

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO: SELECCION Y OPERACION
DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO SEPTIEMBRE-OCTUBRE 1984.

1. M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA (COORDINADOR)
DIRECTOR GENERAL
SOTTEC INGENIEROS, S.A.
PATRICIO SANZ NO. 1747 B 102
MEXICO 12, D.F.
524 03 38
2. ING. JUAN JACOBO SCHMITTER MARTIN DEL CAMPO
DIRECTOR TECNICO
SOLUM, S.A.
EDIFICIO C 1° PISO ENTRADA 2
MINERIA 145
COL. ESCANDON
MEXICO, D.F.
516 04 60 EXT. 393 6 599
3. M. EN I. FRANCISCO JAVIER ECHAVARRIA ALFARO
GERENTE DE ESTUDIOS Y PROYECTOS
CONSULTORES, S.A. Y BASIN, S.A.
INSURGENTES SUR 452 -403
MEXICO, D.F.
574 26 73
4. ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
Director General
GRUPO DE INGENIERIA INTEGRAL, S.A.
ADOLFO PRIETO NO. 430
MEXICO, D.F.
536 03 29
5. ING. OSCAR ETIENNE HERNANDEZ
SUPERVISOR DE PERFORACION
Y AFORO DE LA SEDUE
INSURGENTES NO. 56-4 PISO
MEXICO, DF.
566 72 60 y 535 06 84
6. ING. JORGE AMEZCUA GARCIA
Subdirector de Ingeniería Electromecánica
ESTUDIOS Y PROYECTOS, S.A.
VIADUCTO M. ALEMAN NO. 81-2 °PISO
MEXICO, D.F.
277 35 99

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE



CURSO: ELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FECHA: Del 17 de septiembre al 10 de octubre de 1984.

	DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION).	PUNTUALIDAD
CONFERENCISTA				
1. ING. JUAN J. SCHMITTER MARTIN DEL C.				
2. M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA				
3. ING. DEMETRIO AGUILAR				
4. DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA				
5. ING. FRANCISCO LOPEZ RIVAS				
6. ING. OSCAR ETIENNE HERNANDEZ				
7. ING. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ				
8. ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE				
9. ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO				
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10				

UNIVERSITY OF CALIFORNIA

1001

1001

UNIVERSITY OF CALIFORNIA

UNIVERSITY OF CALIFORNIA

UNIVERSITY OF CALIFORNIA

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

①

CURSO:

FECHA:

CONFERENCISTA		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION).	PUNTUALIDAD
1.	ING. J. ANTONIO MARIN RENOVATO				
2.	EN I. FRANCISCO J. ECHAVARRIA				
3.	ING. JORGE AMEZCUA GARCIA				
4.					
5.					
6.					
7.					
8.					
9.					

edcs.

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

10/12/73

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS Y LINGÜÍSTICAS

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

②

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
PROBLEMAS ESPECIALES DE BOMBEO DE AGUA					
HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO					
TIPOS DE BOMBAS					
ESPECIFICACION Y DETALLES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS					
FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS					
MOTORES					
BOMBAS PARA POZO PROFUNDO					
PLANTAS DE BOMBEO					
BOMBEO Y ALCANTARILLADO					
SISTEMAS DE MEDICION DE GASTOS					

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

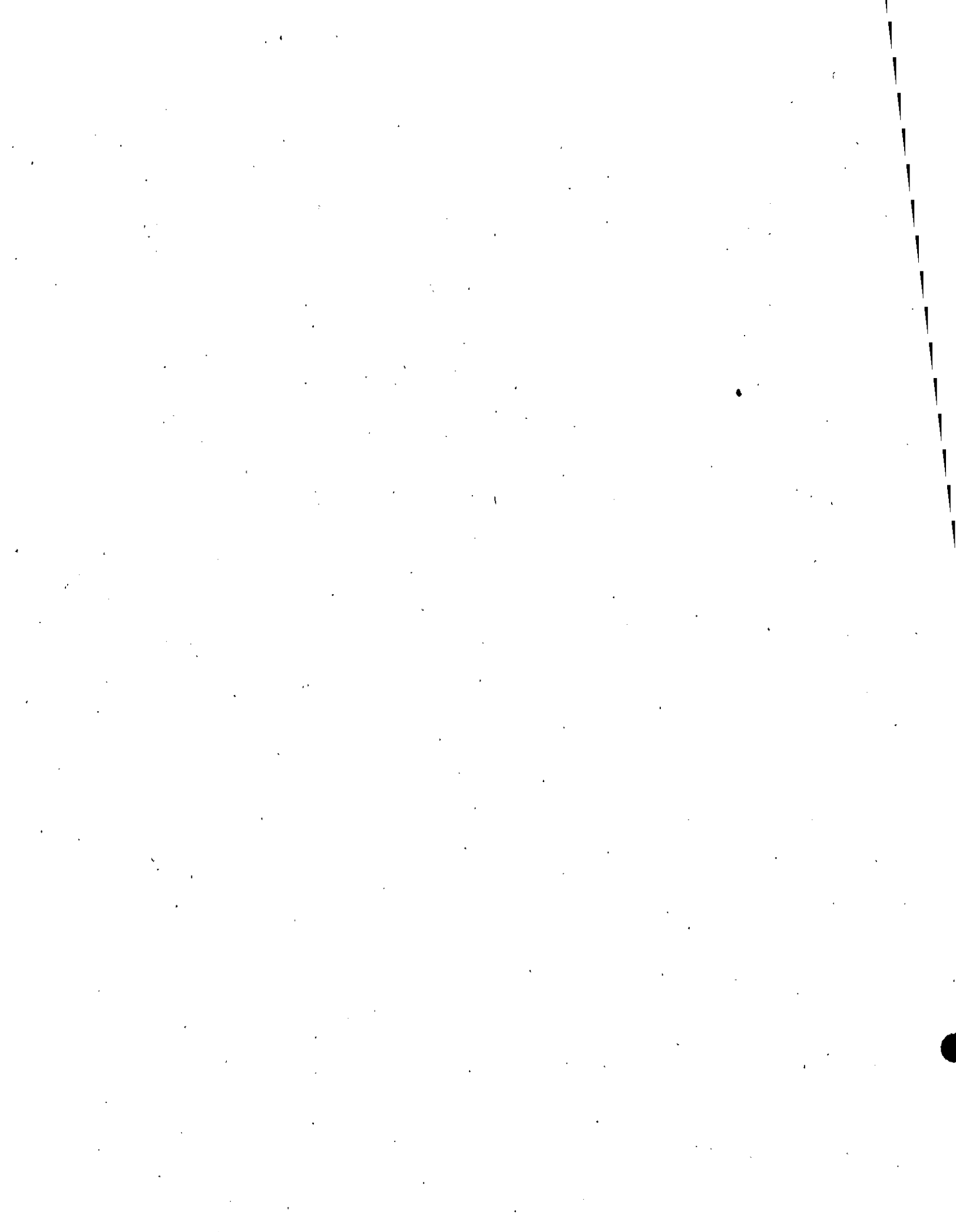
EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

2

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
APLICACIONES PRACTICAS DE BOMBEO					
VISITA A WORTHINGTON DE MEXICO, S.A.					
GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO					
OPERACION Y MANTENIMIENTO					
INSTALACION DE SUMINISTRO DE ENERGIA...					
ASPECTOS ECO. Y FINANCIEROS.					

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10



EVALUACION DEL CURSO

3

CONCEPTO		EVALUACION
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO CON EL CURSO	
4.	CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
5.	CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO	
6.	CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO	
7.	GRADO DE MOTIVACION LOGRADO CON EL CURSO	

ESCALA DE EVALUACION DE 1 A 10

1. ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE	AGRADABLE	DESAGRADABLE

2. Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	PERIODICO NOVEDADES ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	FOLLETO DEL CURSO

CARTEL MENSUAL	RADIO UNIVERSIDAD	COMUNICACION CARTA, TELEFONO, VERBAL, ETC.

REVISTAS TECNICAS	FOLLETO ANUAL	CARTELERA UNAM "LOS UNIVERSITARIOS HOY"	GACETA UNAM

3. Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL PARTICULAR	METRO	OTRO MEDIO

4. ¿Qué cambios haría usted en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

5. ¿Recomendaría el curso a otras personas?

SI	NO

6. ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

7. La coordinación académica fue:

EXCELENTE	BUENA	REGULAR	MALA

8. Si está interesado en tomar algún curso intensivo ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES DE 9 A 13 H. Y DE 14 A 18 H. (CON COMIDAS)	LUNES A VIERNES DE 17 A 21 H.	LUNES, MIÉRCOLES Y VIERNES DE 18 A 21 H.	MARTES Y JUEVES DE 18 A 21 H.

VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 14 H.	VIERNES DE 17 A 21 H. SABADOS DE 9 A 13 Y DE 14 a 18 H.	O T R O

9. ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

10. Otras sugerencias:



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA

EXPOSITOR:

ING. JUAN JACOBO SCHMITER MARTÍN DEL CAMPO

SEPTIEMBRE, 1984

**CONTROL DE FILTRACIONES
EN EXCAVACIONES
BAJO EL NIVEL FREATICO**

ENRIQUE TAMEZ GONZALEZ

VICEPRESIDENTE TECNICO

CONTROL DE FILTRACIONES EN
EXCAVACIONES BAJO EL NIVEL FREÁTICO

2

Ing. Enrique Tamez G.

Con frecuencia es necesario excavar a profundidades abajo del nivel freático para construir una cimentación; cuando esto sucede el agua freática fluye hacia la zona excavada y es entonces indispensable conducirla por zanjas colectoras hasta cárcamos de bombeo, como muestra el esquema de la fig. 1. Esta forma de abatimiento del nivel freático puede ser tolerable en algunos casos, cuando el gasto que fluye hacia el interior de la excavación es relativamente pequeño, es decir 5 a 10 lt/seg, y no se produce el arrastre de partículas de suelo por el agua. Tales condiciones se presentan cuando se excava en suelos cohesivos como arcillas, limos arcillosos, arenas arcillosas, gravas arcillosas; es decir, todos aquellos suelos con algún contenido de arcilla que produce cierta cohesión entre las partículas y ofrece cierta resistencia a la erosión. Sin embargo, en cualquiera de estos casos las filtraciones que se generan hacia la excavación producen fuerzas de filtración que tienden a provocar el deslizamiento de los taludes, lo que obliga a construirlos con pendientes muy tendidas.

Por el contrario, cuando se excava con este procedimiento en suelos no cohesivos, tales como los limos no plásticos, las arenas limosas y las arenas finas, se produce el deslizamiento y la erosión de los taludes y del fondo de la excavación, aun cuando la profundidad sea apenas de uno o dos metros bajo el nivel freático. Además, las filtraciones ascendentes en el fondo de la excavación, al tratar de levantar las partículas de suelo, aflojan su estructura y lo convierten en un material suelto, con lo cual se reduce importantemente la capacidad de carga y se aumenta la compresibilidad del suelo que queda bajo el fondo de la excavación. Si el gradiente hidráulico a la salida de las filtraciones del fondo es cercano a la unidad, las partículas del suelo no cohesivo entran en ebullición; es decir, se produce la condición de una arena movediza. Este fenómeno es mas evidente en el caso de la excavación para una pila de puente que se muestra en el esquema No. 2; las fuerzas de filtración ascendentes provocan el levantamiento del material del fondo comprendido entre las tablaestacas, lo cual puede anular el empuje pasivo que actúa en el empotramiento, dando por resultado la falla de las tablaestacas

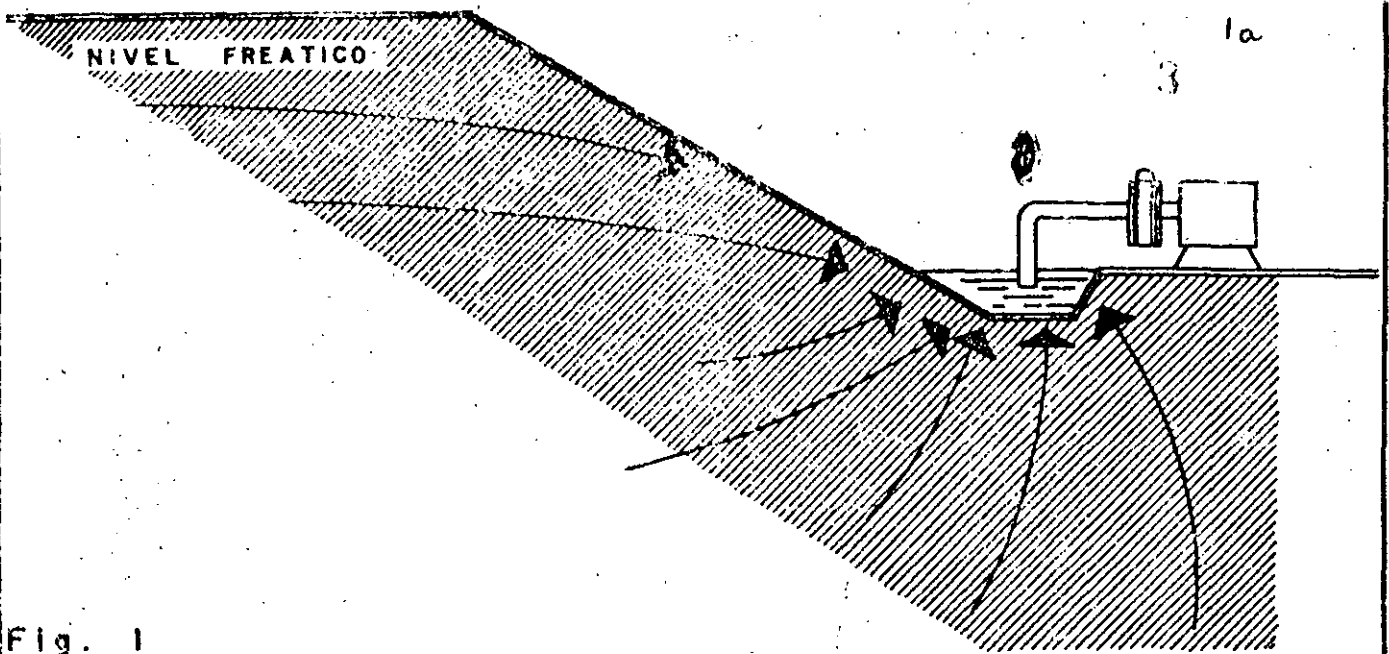


Fig. 1

FILTRACIONES HACIA EL INTERIOR
DE UNA EXCAVACION EN TALUD.

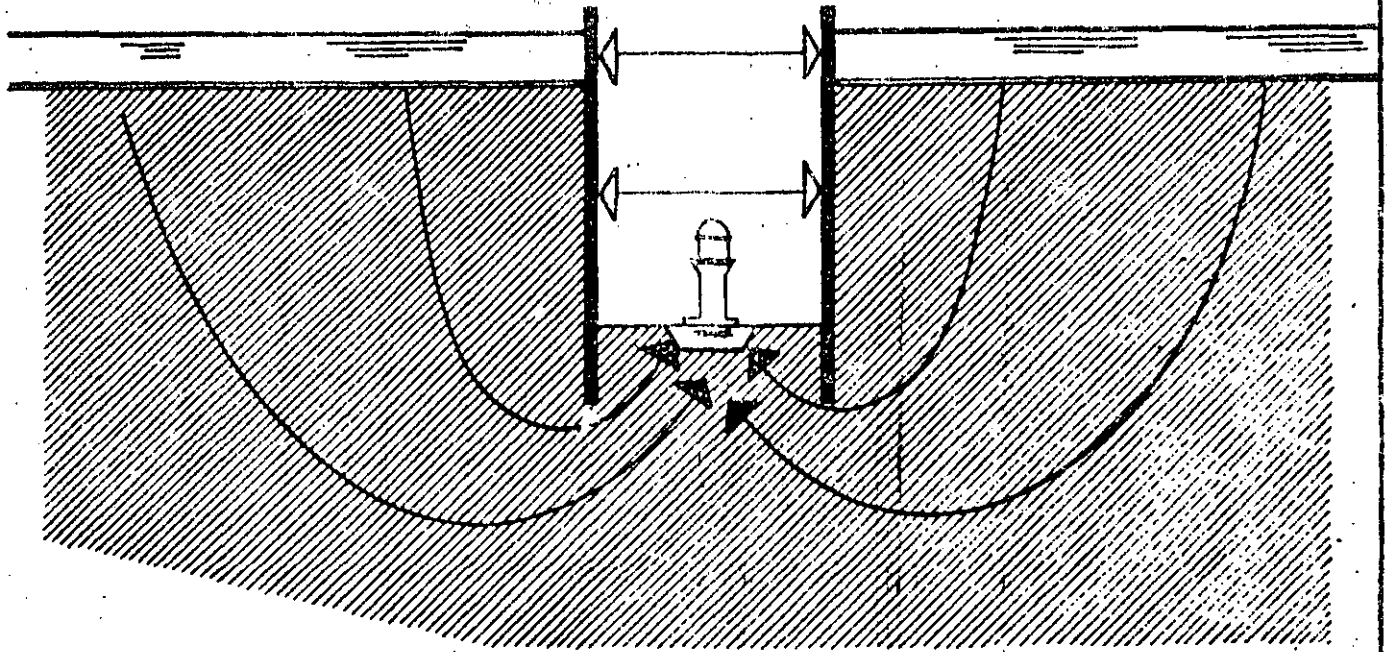


Fig. 2

FILTRACIONES EN UNA EXCAVACION
EN TRINCHERA ADEMADA.

por "pateo". Si la excavación se hace en suelos de alta permeabilidad, como las gravas y las arenas gruesas, el gasto de filtración se vuelve tan grande que se convierte en un serio inconveniente para la seguridad y la buena ejecución de la obra. De aquí, la necesidad de controlar - en todos estos casos las filtraciones, a fin de eliminar los efectos de inestabilidad, de ebullición o de arrastre de los suelos durante la excavación.

Los procedimientos de que se dispone actualmente para el control de las filtraciones actúan sobre éstas en dos formas diferentes:

En unos casos se conducen las filtraciones mediante instalaciones convenientes de bombeo, extrayéndolas del suelo antes de que lleguen al sitio de la excavación; éstos son los llamados "métodos de drenaje" y permiten abatir el nivel freático, en forma local, en el sitio en que se excava, previamente a la ejecución de la excavación.

Otros procedimientos evitan la llegada del agua al sitio de la excavación interceptándola mediante pantallas impermeables que rodean al sitio de la construcción y, en ocasiones, forman también un fondo impermeable, cuando no existen en forma natural estratos impermeables que impidan la filtración por el fondo; a éstos se les llama "métodos de impermeabilización".

DRENAJE.- (1)

A continuación se ennumeran los diversos tipos de instalación para el abatimiento del nivel freático antes de la excavación:

- a) Sistemas que actúan por gravedad:
 - Pozos-punta
 - Pozos profundos
- b) Sistema combinado de gravedad y vacío.
- c) Sistema combinado de bombeo y electrólisis.

Pozos-punta.- El esquema de la Fig. 3 muestra este sistema que consiste en una serie de tubos verticales de unos 6 m de longitud y diámetro de 1 1/2" a 2", en cuyo extremo se acopla un tubo especial formado

(1). Ver referencias al final de este escrito.

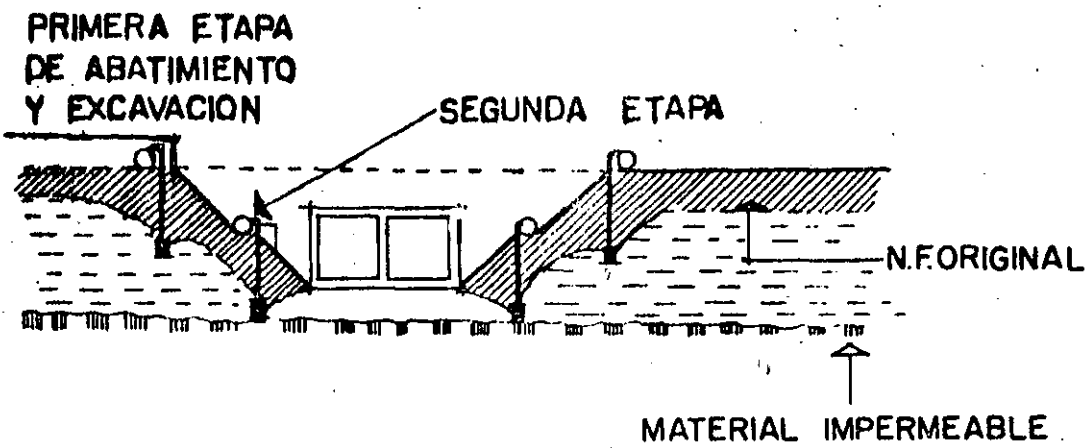
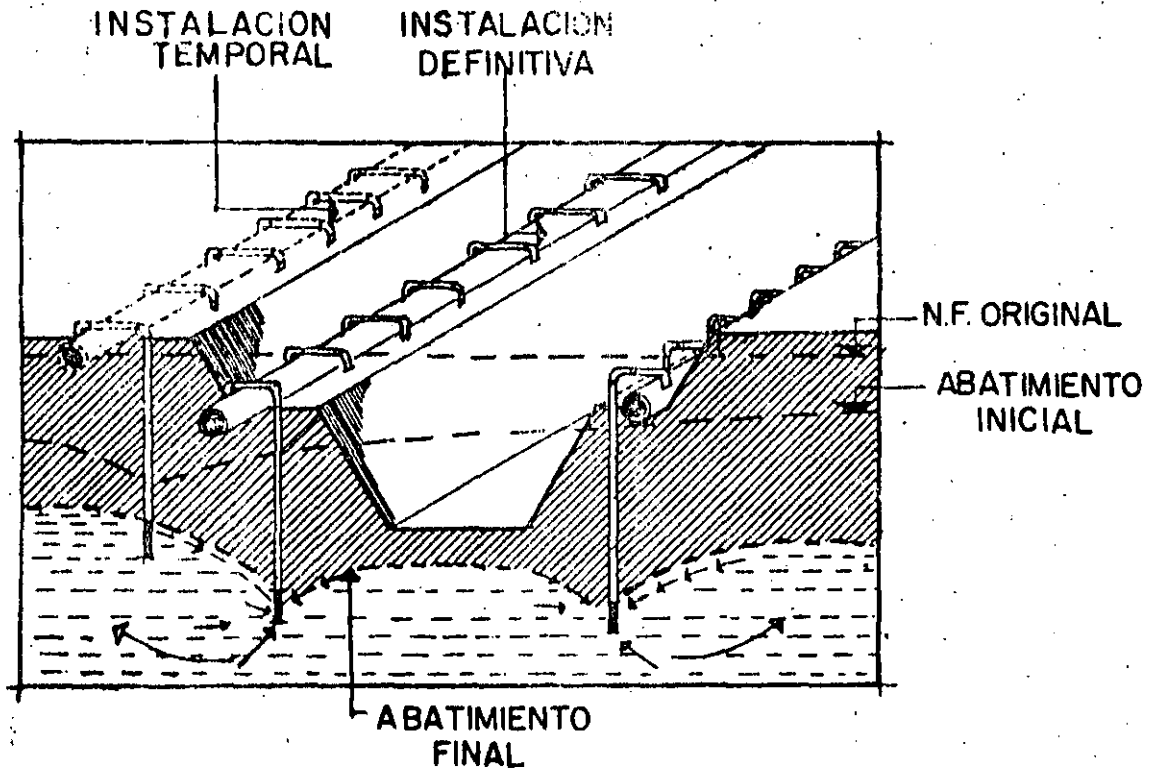


FIG. 3

ABATIMIENTO DEL NIVEL FREATICO
MEDIANTE POZOS - PUNTA

por una fina malla metálica o de plástico, en cuyo interior se aloja un tubo perforado; esta última parte tiene unos 0.60 m de longitud y en su extremo inferior está provista de una válvula de pié. Estos tubos se instalan en el terreno hincándolos con el auxilio de un chiflón de agua que circula por el propio tubo y sale por el extremo inferior alrededor de la válvula de pié, como muestra el esquema No. 4; dichos "tubos-punta" se colocan en líneas alrededor de la excavación, con separaciones entre una y otra "punta", que varían de 0.5 a 2 m; excepcionalmente esa separación llega a ser de 3 m. El extremo superior de cada uno de los tubos se conecta a una tubería con diámetro de 8" a 10", la cual a su vez conecta al extremo de succión de una bomba centrífuga de impulsor abierto, provista de una trampa de aire; una bomba de vacío conectada también en la tubería de succión, complementa el sistema. Al crear el vacío en la tubería de succión, la válvula de pié de las puntas, cierra el extremo inferior de éstas y el agua del suelo pasa solamente a través del cedazo con lo cual se evita el arrastre de partículas de arena y limo.

Cada una de estas puntas es capaz de succionar un gasto de 0.5 a 1.0 lt/seg, dependiendo de su diámetro; así pues, la separación de las puntas dependerá del gasto que haya de bombear por metro lineal de perímetro del sistema, el cual está relacionado con la permeabilidad del suelo, de manera que si se conoce ésta, se puede estimar el gasto por unidad de longitud, así como el diámetro de las puntas y su separación. Para fines de orientación a este respecto, puede decirse que, en arenas de tamaño medio a fino, cuya permeabilidad es del orden de 10⁻² cm/seg, pueden requerirse puntas de 2" con una separación de 0.50 m; mientras que, en arenas finas limosas con permeabilidad del orden de 10⁻³ cm/seg, bastarán puntas de 1 1/2" con separación de unos 2 m.

El sistema de pozos-punta solo permite abatir el nivel freático hasta unos 6 m de profundidad, por lo que, si se requiere mayor profundidad de abatimiento, es necesario instalar varios circuitos de puntas escalonados como indica el croquis de la fig. 5.

Pozos-profundos. - Como una alternativa a la instalación de puntas escalonadas, se recurre al uso de pozos profundos que se instalan en un solo circuito perimetral a la excavación, según se ve en el croquis 6. Las bombas de pozo profundo se fabrican en una amplia gama de capacida-

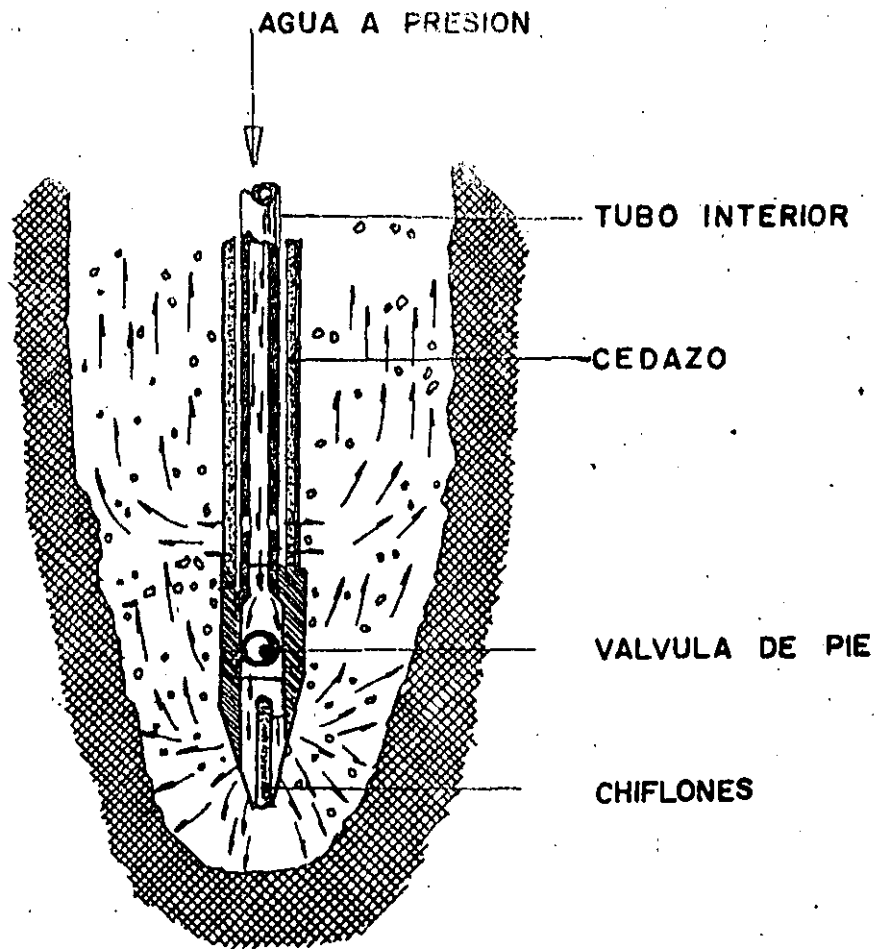


FIG. 4

HINCADO DE LA PUNTA POR MEDIO
DE CHIFLON DE AGUA

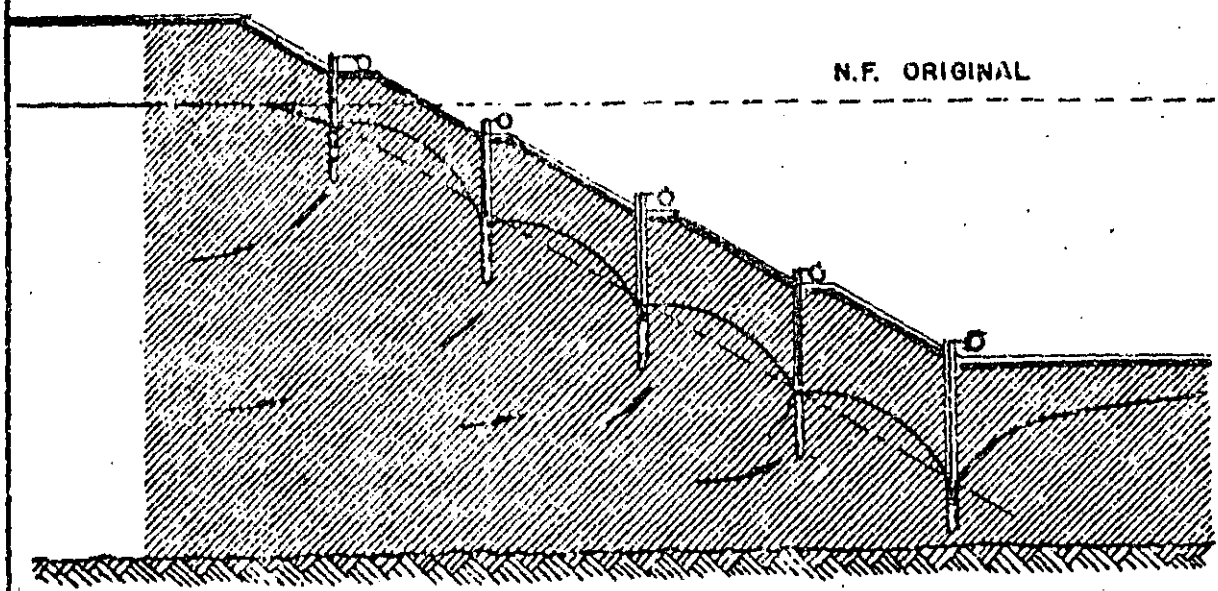


FIG. 5
ABATIMIENTO MEDIANTE VARIAS
ETAPAS ESCALONADAS

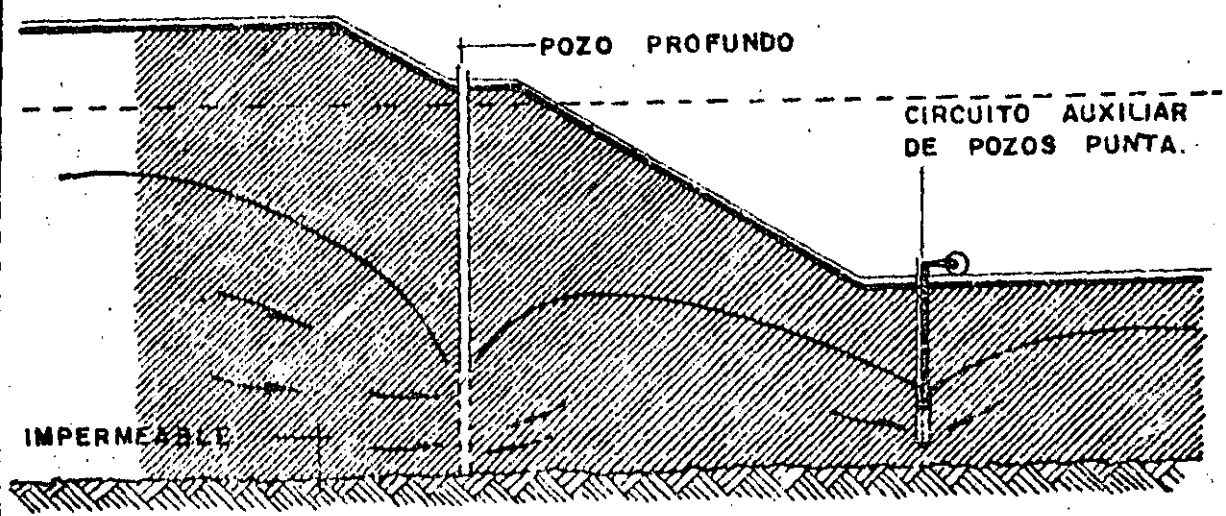


FIG. 6
ABATIMIENTO DE N.F. MEDIANTE
POZOS PROFUNDOS

des que va desde unos 5 a 10 lt/seg, hasta gastos mayores de 100 lt/seg, lo cual permitiría diseñar una instalación que lograra controlar cualquier gasto de filtración y a cualquier profundidad que pudiera requerirse en la práctica, aun tratándose de excavaciones de gran profundidad - en depósitos de grava y arena gruesa y limpia, cuya permeabilidad sea mayor de 10-1 cm/seg; bastaría para ello conocer la permeabilidad media y la estratigrafía del depósito para determinar, mediante el trazo de una red de flujo, el gasto por metro lineal que se obtendrá a lo largo de la línea de bombeo. Puesto que es indispensable que los conos de abatimiento de cada uno de los pozos a lo largo de la línea de bombeo se traslapen completamente, es necesario que la separación entre pozos no sea mayor que la mitad de la profundidad de abatimiento requerida y que el espejo del agua abatida en cada pozo de bombeo se encuentre de 2 a 3 m abajo de la profundidad de abatimiento deseada en la excavación. Sobre estas bases se puede elegir la capacidad y número de las bombas que se requiera. Sin embargo, cuando se trata de permeabilidades de 10-1 cm/seg, o mayores (gravas y arenas limpias), los gastos que se bombean llegan a ser tan grandes que requieren de fuertes inversiones en equipo y costo de operación; en tales circunstancias puede justificarse mejor, desde un punto de vista económico, evitar las filtraciones mediante métodos de impermeabilización que se discutirán más adelante.

Bombeo y vacío combinados.- Cuando se tienen depósitos de limos o limos arenosos cuya permeabilidad varía entre 10-3 y 10-5 cm/seg, los sistemas de bombeo de gravedad por sí solos pueden requerir de un tiempo de bombeo demasiado prolongado, o bien ser totalmente ineficientes para los limos menos permeables; en tales condiciones se recurre al auxilio de un sistema de vacío que, combinado con el equipo de bombeo produce un vacío que actúa en las paredes del pozo, a través del filtro, según se muestra en el esquema 7; este sistema aumenta el gradiente de las filtraciones hacia el pozo y desarrolla un estado de tensión en el agua de los poros del suelo que, a su vez, se traduce en un aumento de la presión intergranular y, por lo tanto, de la resistencia al corte del suelo. De esta manera, no solamente se logra la eliminación de las fuerzas de filtración, sino que además, el estado de tensión creado en el agua mejora notablemente las condiciones de estabilidad de los taludes de una excavación, lo que permite aumentar el ángulo del talud y reducir el volumen de tierra excavada.

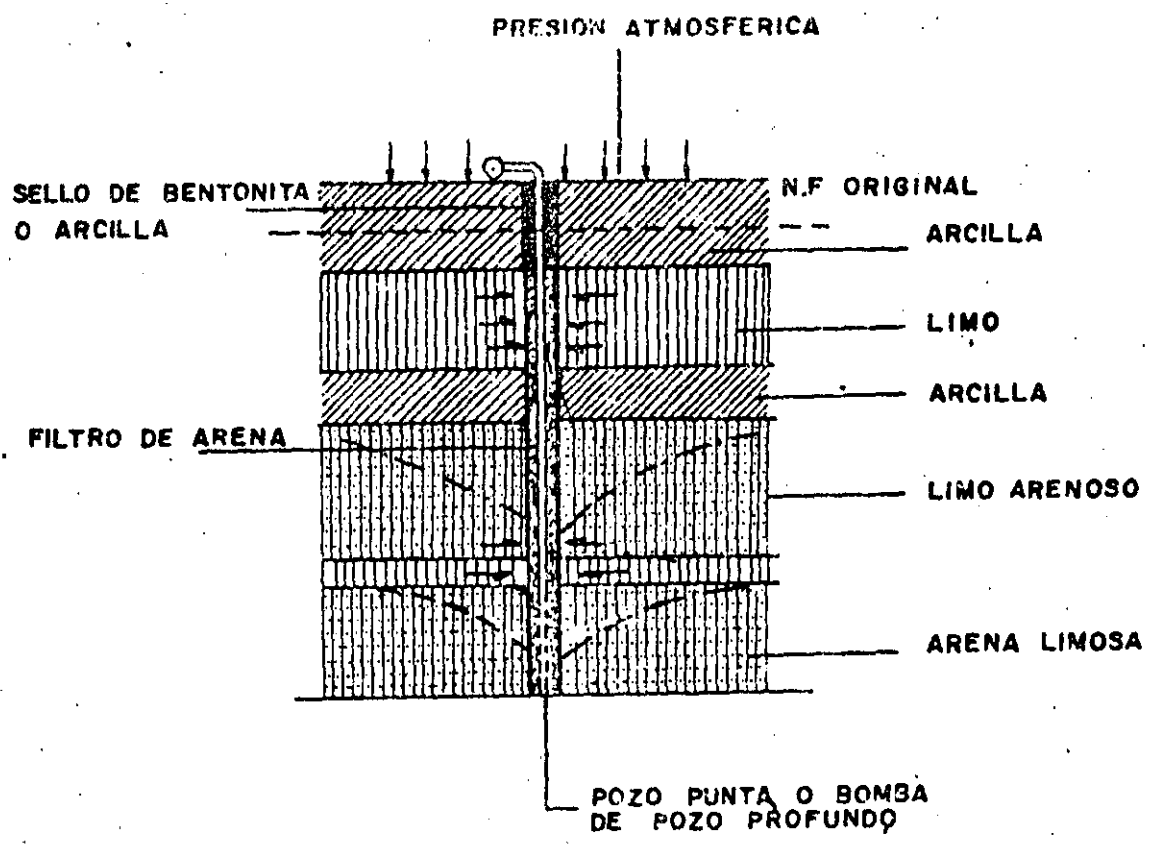


FIG. 7
BOMBEO Y VACIO COMBINADOS

En el caso de suelos estratificados que contienen capas alternadas de muy diferente permeabilidad, arenas, limos y arcillas, se requiere del empleo de pozos con filtro en toda la profundidad, independientemente del sistema de bombeo que se utilice, tal como lo muestra el esquema 8.

Bombeo combinado y electrósmosis.- (2) Cuando se trata de suelos de baja permeabilidad como las arenas arcillosas, los limos arcillosos y las arcillas de mediana o alta plasticidad, cuyo coeficiente de permeabilidad es del orden de 10^{-6} cm/seg o menor, la aplicación del sistema de vacío es insuficiente para lograr el abatimiento rápido del nivel freático; en estos casos el bombeo puede auxiliarse con la aplicación de un gradiente de potencial eléctrico que acelera el flujo del agua a través de los poros del suelo y desarrolla, de manera semejante al sistema de vacío, un estado de tensión en el agua de los poros del suelo que incrementa temporalmente la resistencia al corte, efecto que unido a la eliminación de las fuerzas de filtración, estabiliza los taludes.

Ya se ha dicho que en este tipo de suelos, dada su baja permeabilidad, se producen gastos de filtración muy pequeños que son fáciles de manejar desde el interior de la excavación; además, por ser suelos cohesivos no son fácilmente erosionables y puede excavarlos en ellos hasta profundidades razonables sin necesidad de abatimiento previo del nivel freático. Sin embargo, cuando la profundidad de la excavación va más allá de los límites de la estabilidad de los taludes, el empleo de la electrósmosis y el bombeo combinados es conveniente para mejorar las condiciones de estabilidad de los taludes y alcanzar con toda seguridad la profundidad de excavación final.

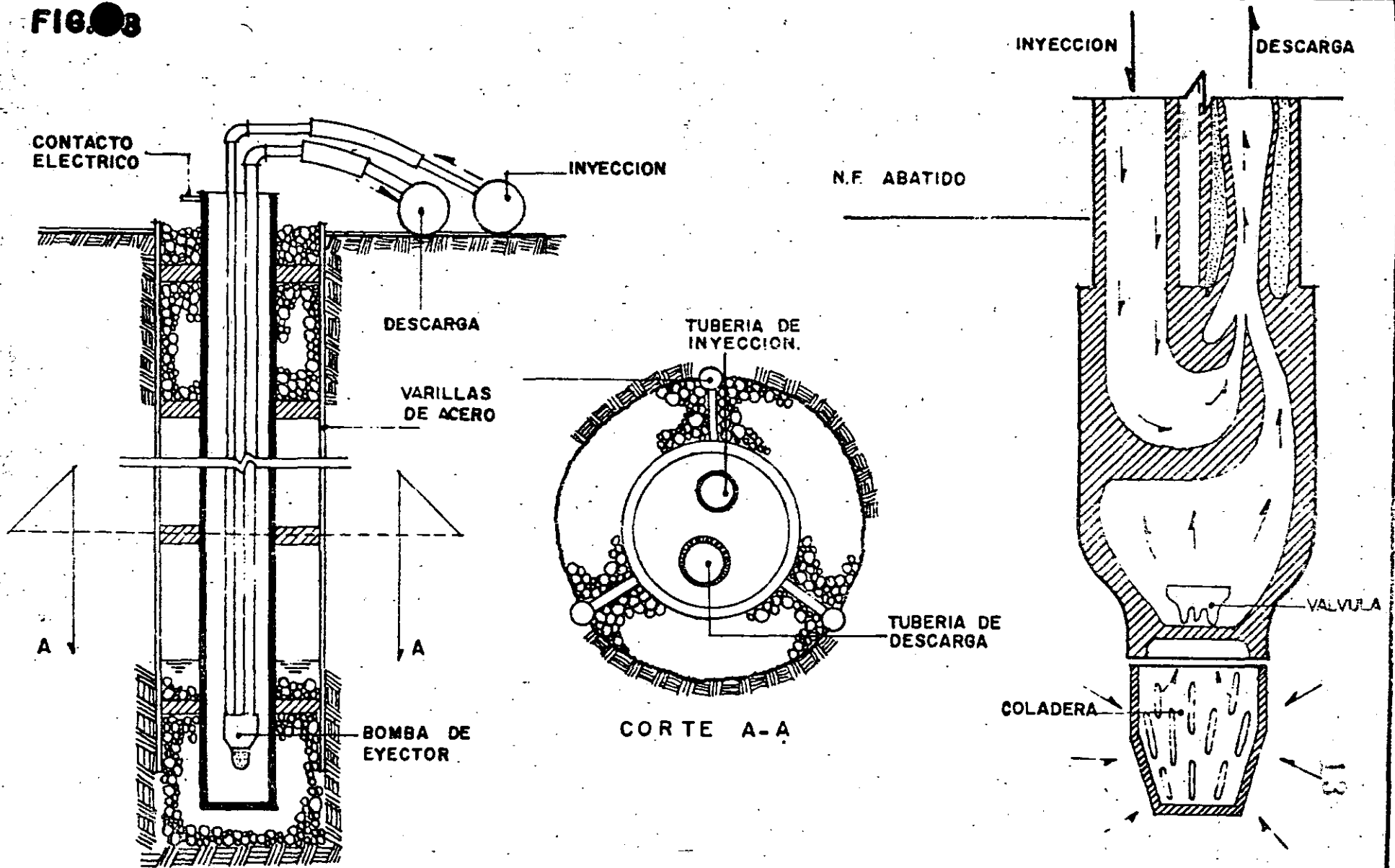
En el caso de excavaciones en arcillas blandas y expansivas, como las del Valle de México, se producen expansiones del fondo de la excavación, como consecuencia de la descarga que sufren los suelos que quedan bajo el nivel del fondo, al retirar la tierra que se encuentra arriba de ese nivel. En excavaciones realizadas en estos suelos, a profundidades de 6 a 8 m, se han registrado expansiones mayores de 60 cm, las cuales se recuperan en forma de asentamientos al volver a cargar las arcillas con el peso de la estructura. En esta forma, una cimentación totalmente compensada que, teóricamente no debería sufrir asentamientos se hunde una cantidad igual a la expansión provocada durante el proceso de excavación. En estos casos el abatimiento local del nivel freático, previo a la excavación, produce una sobrecarga lo-

cal de igual magnitud que la descarga que provocará posteriormente la excavación. Es bien conocido que el abatimiento local del nivel freático produce hundimientos por consolidación de la arcilla, cuya magnitud es función del tiempo que actúa la sobrecarga producida por el abatimiento. Si el abatimiento se logra en un tiempo corto, alrededor de una semana, los hundimientos locales no exceden de unos 10 cm. Este abatimiento rápido se consigue con el auxilio de la electrósmosis. Al ejecutar la excavación después de haber abatido el nivel freático, pueden excavar grandes áreas, produciéndose expansiones de magnitud muy semejante a los asentamientos provocados previamente durante la etapa de abatimiento del nivel freático. Los esquemas 8 y 9, ilustran la instalación de este sistema en el que se emplean pozos de bombeo cuyo ademe metálico está diseñado para servir también como electrodo negativo hacia el cual fluye el agua del suelo impulsada por el potencial eléctrico creado en el terreno mediante la instalación de varillas de acero colocadas entre los pozos, las cuales sirven de electrodos positivos. Los pozos-cátodo (-) y las varillas-ánodo (+), se conectan a los bornes correspondientes de un generador de corriente continua, creándose así el gradiente de potencial eléctrico, cuyo valor se mantiene entre 0.1 y 0.3 volts/cm de separación entre electrodos. El agua es extraída del interior del ademe mediante una pequeña bomba de pozo profundo, del tipo eyector (trompa de vacío) operada por un chiflón de agua producido por una bomba centrífuga de alta presión; el agua inyectada en el eyector, junto con la extraída del suelo, fluyen por una tubería de retorno que regresa hasta el cárcamo de la bomba centrífuga que se encuentra en la superficie, desde donde es recirculada y reinyectada para la operación continua de los eyectores.

En arcillas de alta compresibilidad la distribución de los electrodos en el área de la excavación y el gradiente de potencial aplicado se diseñan de manera tal que se reduzcan al mínimo los asentamientos de la corona de los taludes y de la zona vecina a la excavación, con el fin de evitar daños a estructuras vecinas y prevenir el agrietamiento de los taludes, lo cual empeoraría su estabilidad.

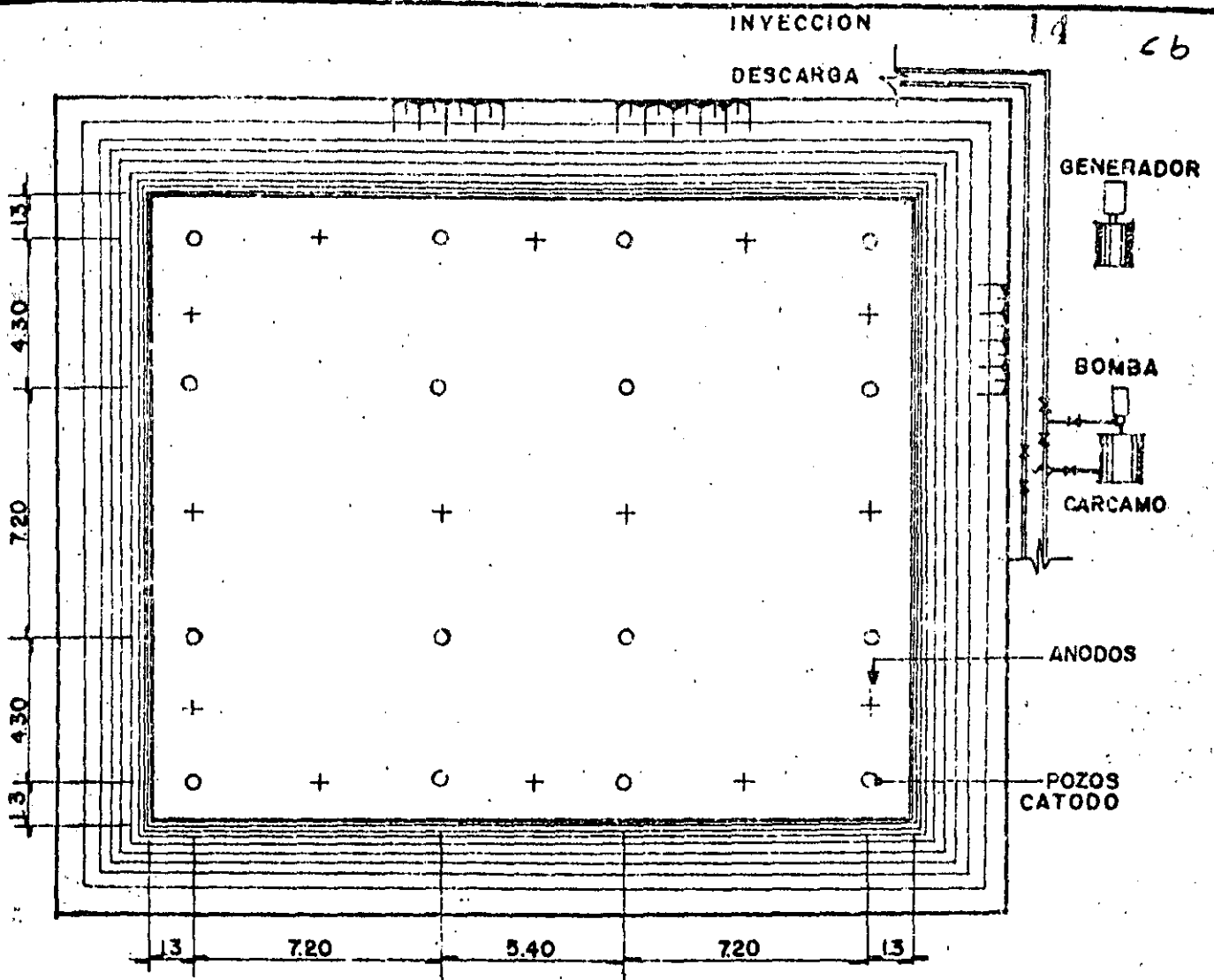
La fig. 10 muestra los rangos de granulometría de suelos dentro de los cuales son aplicables los distintos métodos de abatimiento antes mencionados. En ello puede observarse que para aquellos depósitos de grava y arena cuyas partículas son de tamaños mayores que los correspondientes

FIG. 8

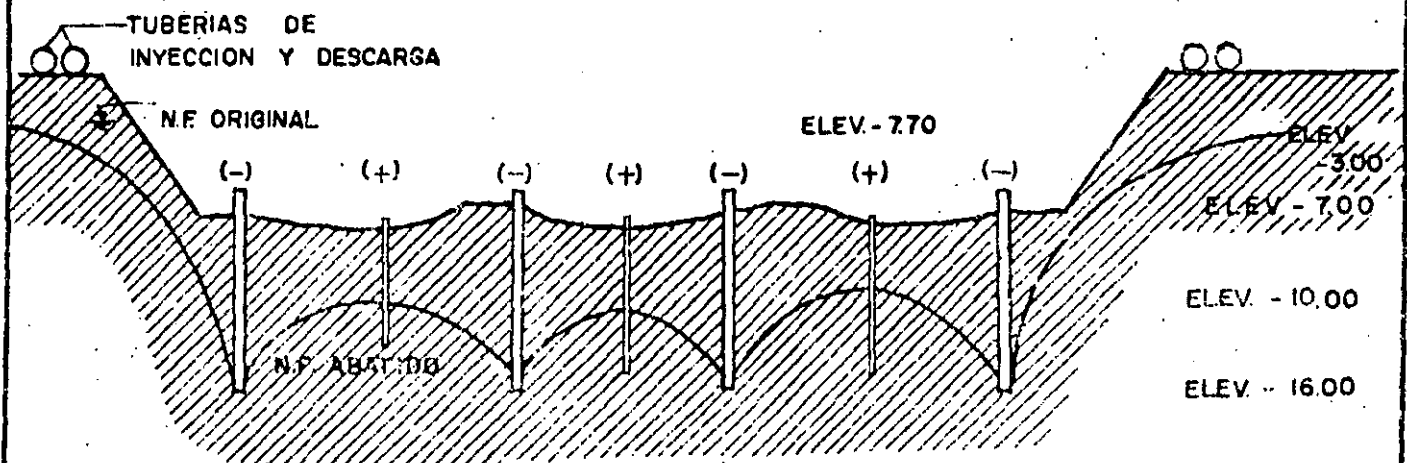


INSTALACION DE UN POZO CATODO

DETALLE DE LA BOMBA DE EYECTOR



PLANTA



PERFIL

FIG. 9

INSTALACION PARA ABATIMIENTO ELECTROSMOTICO EN ARCILLAS

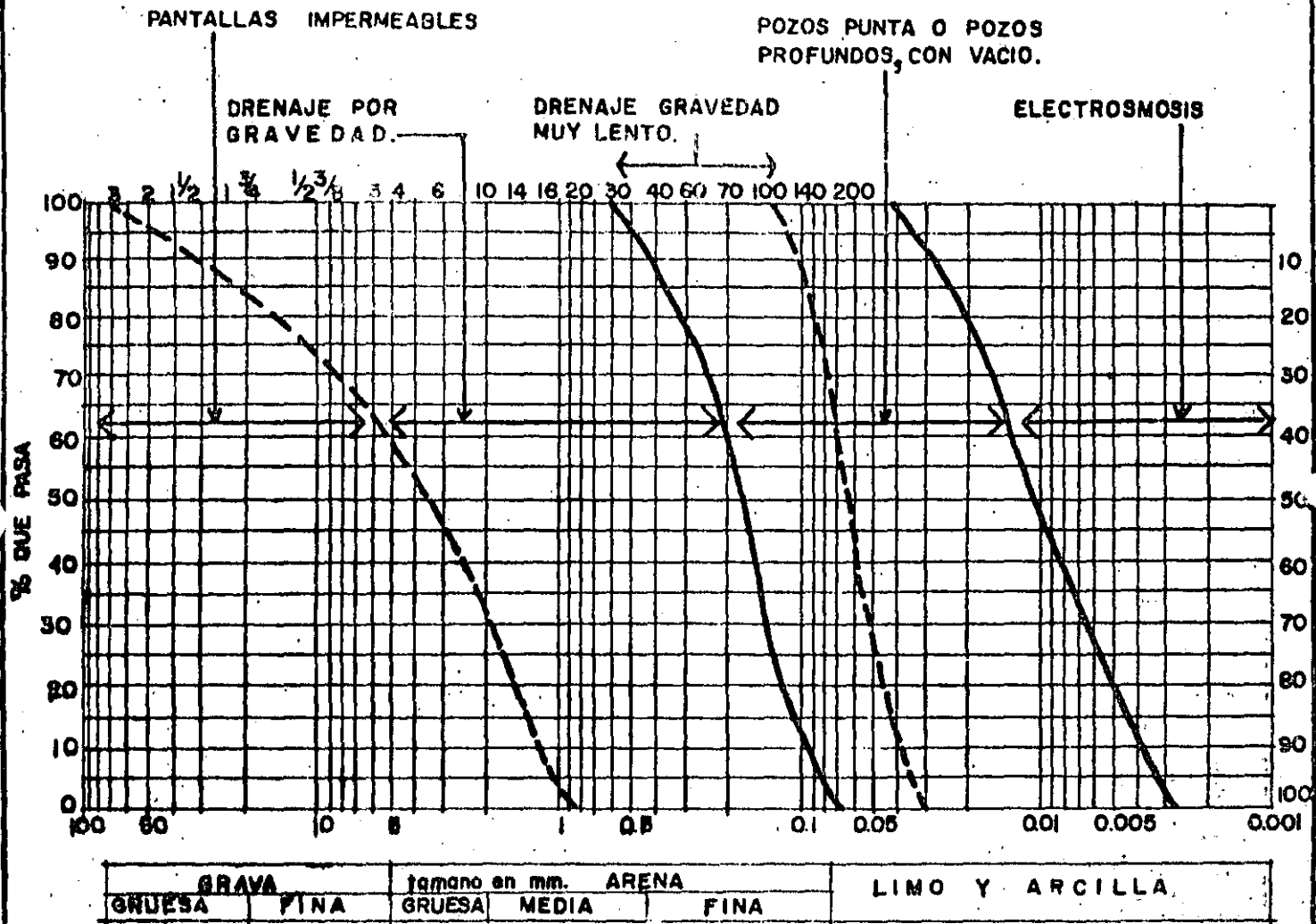


FIG 10

RANGOS DE APLICACION DE DIFERENTES SISTEMAS DE DRENAJE PARA ABATIR EL NIVEL FREATICO

a las arenas gruesas, los métodos de drenaje por gravedad no son recomendables, pues aunque es posible lograr buenos resultados, los grandes gastos de bombeo y el alto costo de las instalaciones de los pozos hacen el procedimiento antieconómico. En estos casos es preferible recurrir a los métodos de impermeabilización.

IMPERMEABILIZACION.

Para construir barreras o pantallas impermeables capaces de interceptar las filtraciones hacia el interior de la excavación, se dispone de los siguientes procedimientos:

- Pilotes secantes de concreto.
- Tableros de concreto.
- Trincheras flexibles.
- Pantallas de inyección

Pilotes secantes de concreto.-

Las pantallas de pilotes secantes se forman mediante pilotes de concreto colados insitu, dentro de una perforación estabilizada con lodo bentonítico; el concreto se coloca dentro de la perforación con el auxilio de una trompa de colado o tubo Tremie que deposita el concreto de alto revenimiento, mayor de 15 cm, en el fondo de la perforación, de manera que el concreto vaya desplazando a la bentonita hasta sustituirla completamente. El trabajo se hace en dos etapas, fig. 11: En la primera se cuelan pilotes alternados a lo largo de la hilera que formará posteriormente la pantalla, y en la siguiente se cuelan los pilotes intermedios. Los pilotes tienen un diámetro de 50 a 60 cm y la longitud suficiente para que su extremo inferior empotre en un estrato impermeable. Si no existe un estrato de estas características dentro de una profundidad razonable, se puede formar artificialmente mediante la inyección de lechadas de bentonita y cemento, o de productos químicos, a fin de impedir la entrada de las filtraciones por el fondo de la excavación.

Tableros de concreto. (3)

La ejecución de perforaciones en depósitos fluviales con alto contenido de cantos rodados, presenta serias dificultades por la necesidad de triturar dichos cantos rodados para que sean extraídos por el lodo bentoní

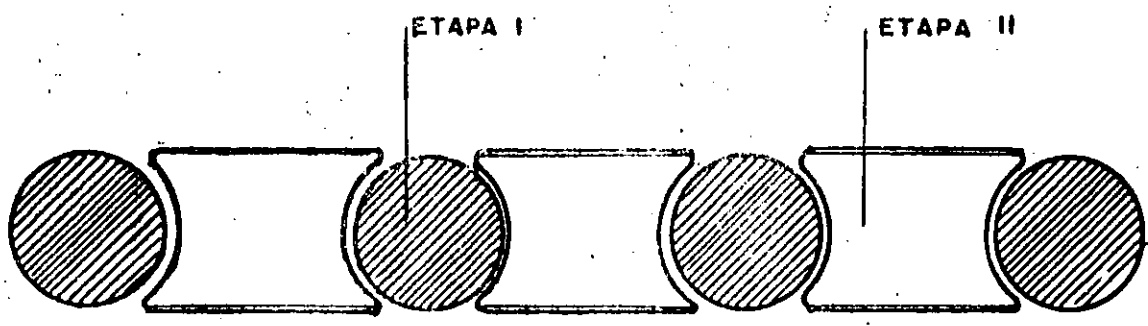


FIG. II

PILOTES SECANTES

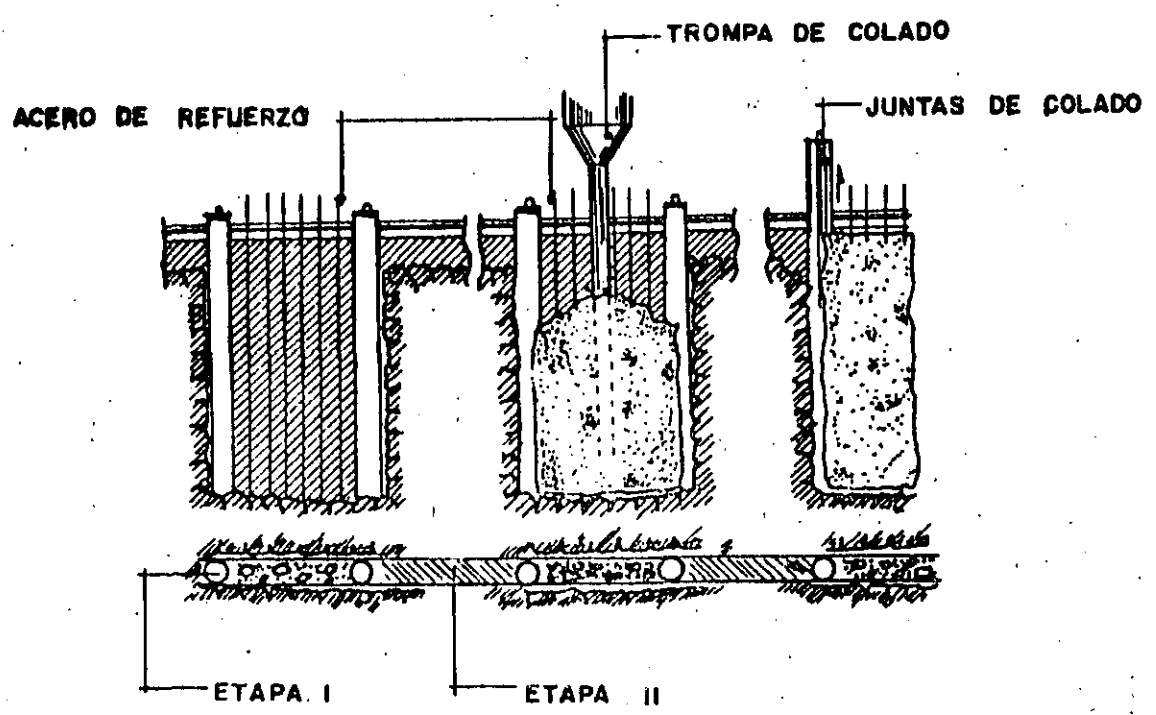
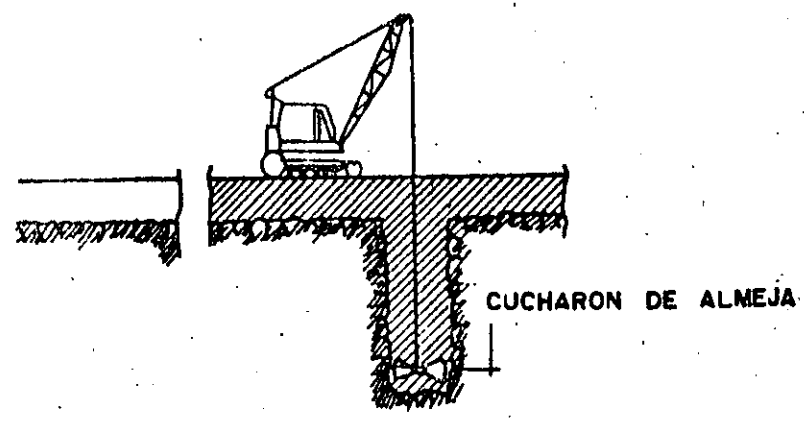


FIG. 12

TABLEROS DE CONCRETO COLADO IN SITU.

tico en circulación en el pozo; esta operación hace muy lento el proceso constructivo de la pantalla de pilotes. En estos materiales resulta ventajoso hacer la excavación en tableros de planta rectangular de 3 a 6 m de longitud y 50 a 80 cm de ancho, fig. 12, utilizando para ello un cucharón de almeja especialmente diseñado para este objeto. A medida que la excavación se va profundizando, se mantiene llena de lodo bentonítico, el cual ejerce una presión contra las paredes de la zanja y las estabiliza, evitando el derrumbe de los materiales del depósito hacia el interior de la excavación. Una vez alcanzada la profundidad deseada, la zanja se rellena de concreto de alto revenimiento (mayor de 20 cm), depositándolo con trompa de colado, hasta desplazar toda la bentonita y formar un tablero de concreto. De manera semejante al caso de la pantalla de pilotes, los tableros se cuelan alternadamente en dos etapas. La máxima profundidad alcanzada hasta ahora con este procedimiento es de unos 90 m, en la pantalla impermeable de la presa "La Villita". En la construcción de cimentaciones, estos muros de concreto se construyen frecuentemente con refuerzos de acero, de tal manera que, además de funcionar como pantallas impermeables sirven como estructuras de contención durante la excavación y se integran después a la propia estructura de la cimentación.

Trincheras Flexibles.-

Cuando el objeto de la pantalla es exclusivamente el de impedir las filtraciones, las zanjas estabilizadas con lodo bentonítico pueden rellenarse con una mezcla de grava y arena bien graduada a la que se agrega un 20 a 25%, en peso, de arcilla de mediana o alta plasticidad, a esta mezcla se adiciona agua hasta darle un revenimiento mayor de 20 cm y se coloca en la zanja de igual manera que el concreto del caso anterior. Obviamente esta solución representa alguna economía en relación con los tableros de concreto del caso anterior. La excavación de la zanja puede hacerse con el mismo cucharón de almeja que se emplea en el caso anterior o bien puede utilizarse una draga con bote de arrastre, una retroexcavadora o una zanjadora, dependiendo de la profundidad de la pantalla y del equipo disponible, como ilustra la fig. 13. El relleno de la zanja puede también hacerse desde el extremo opuesto a aquel en que avanza la excavación, utilizando para ello un bulldozer que va empujando la mezcla y haciéndola deslizarse dentro de la excavación, con lo --

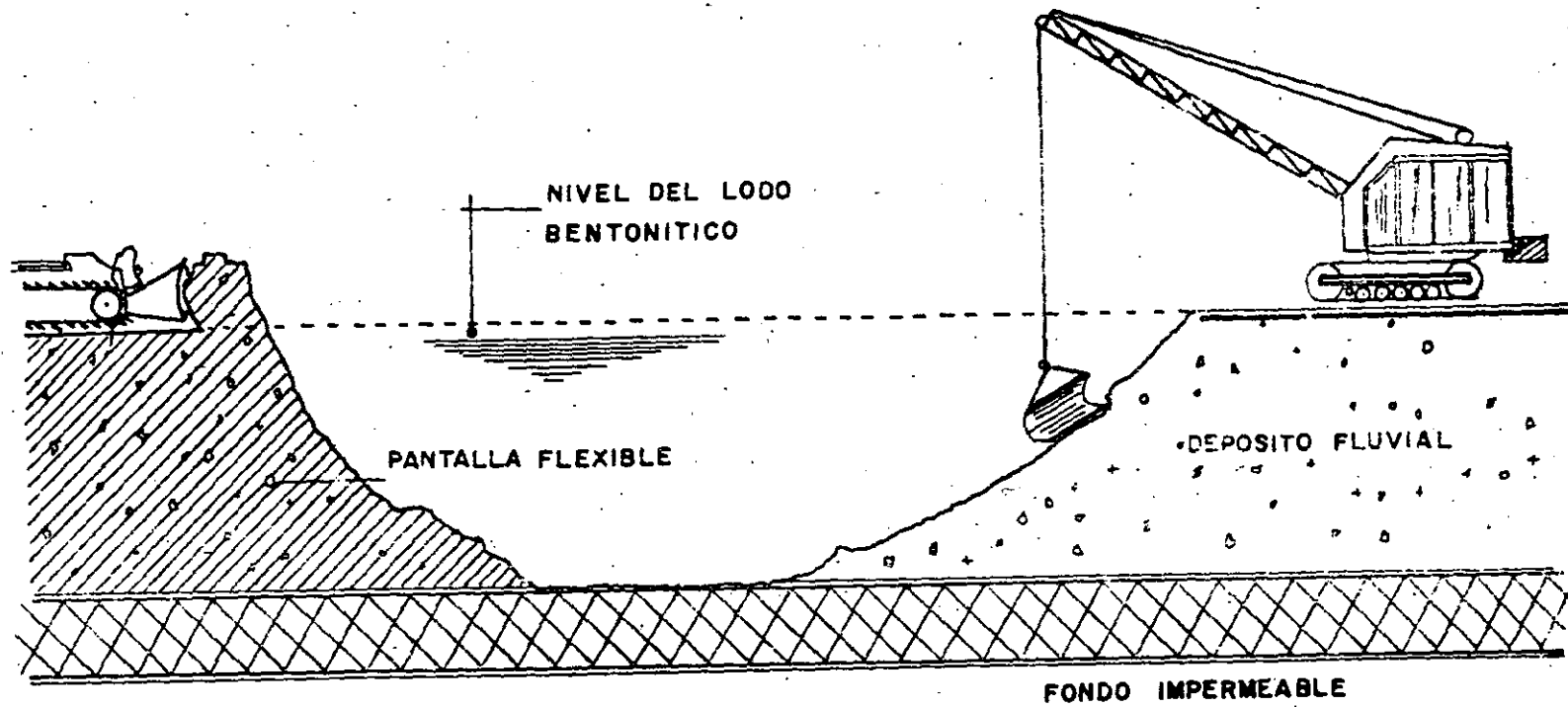


FIG. 13

PANTALLA FLEXIBLE

8w

cual se va desalojando el lodo bentonítico que estabiliza las paredes de la zanja. Se han construido pantallas flexibles de este tipo, hasta profundidades de 30 m, para interceptar depósitos fluviales de arena, grava y cantos rodados, utilizando draga de arrastre y bulldozer.

Pantallas de inyección.- Fig. 14 (4)

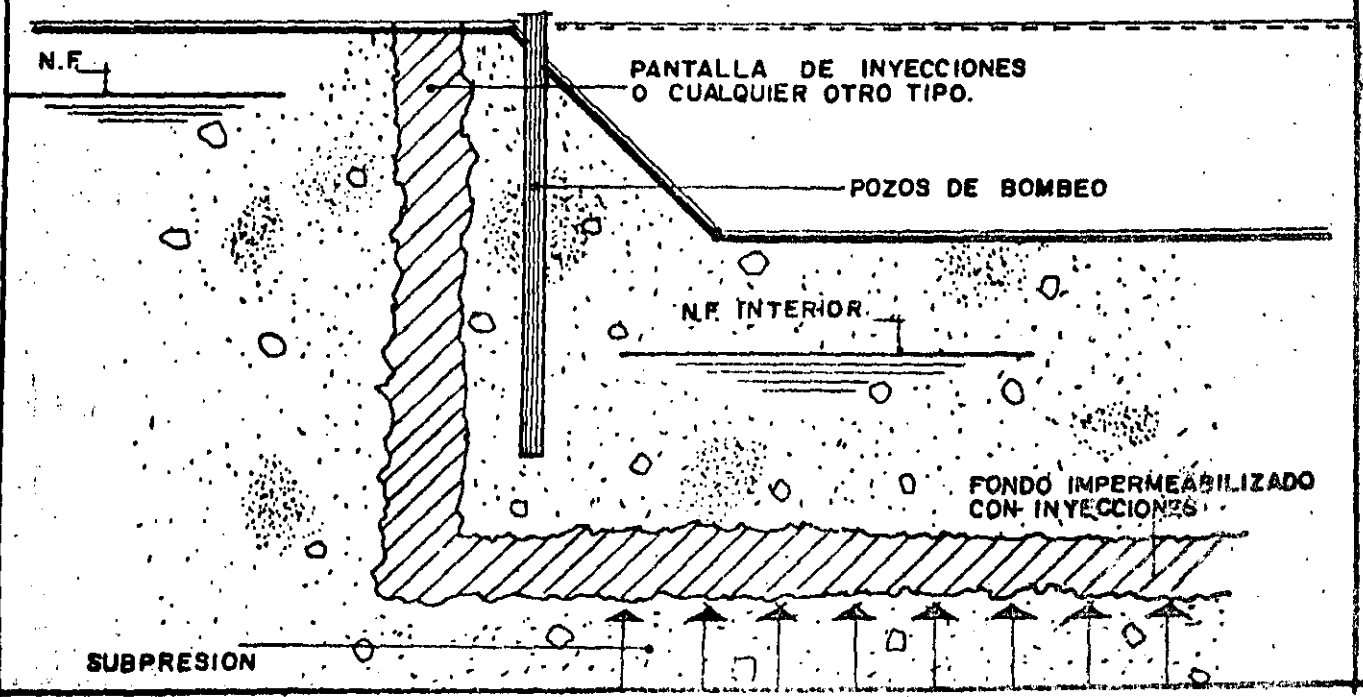
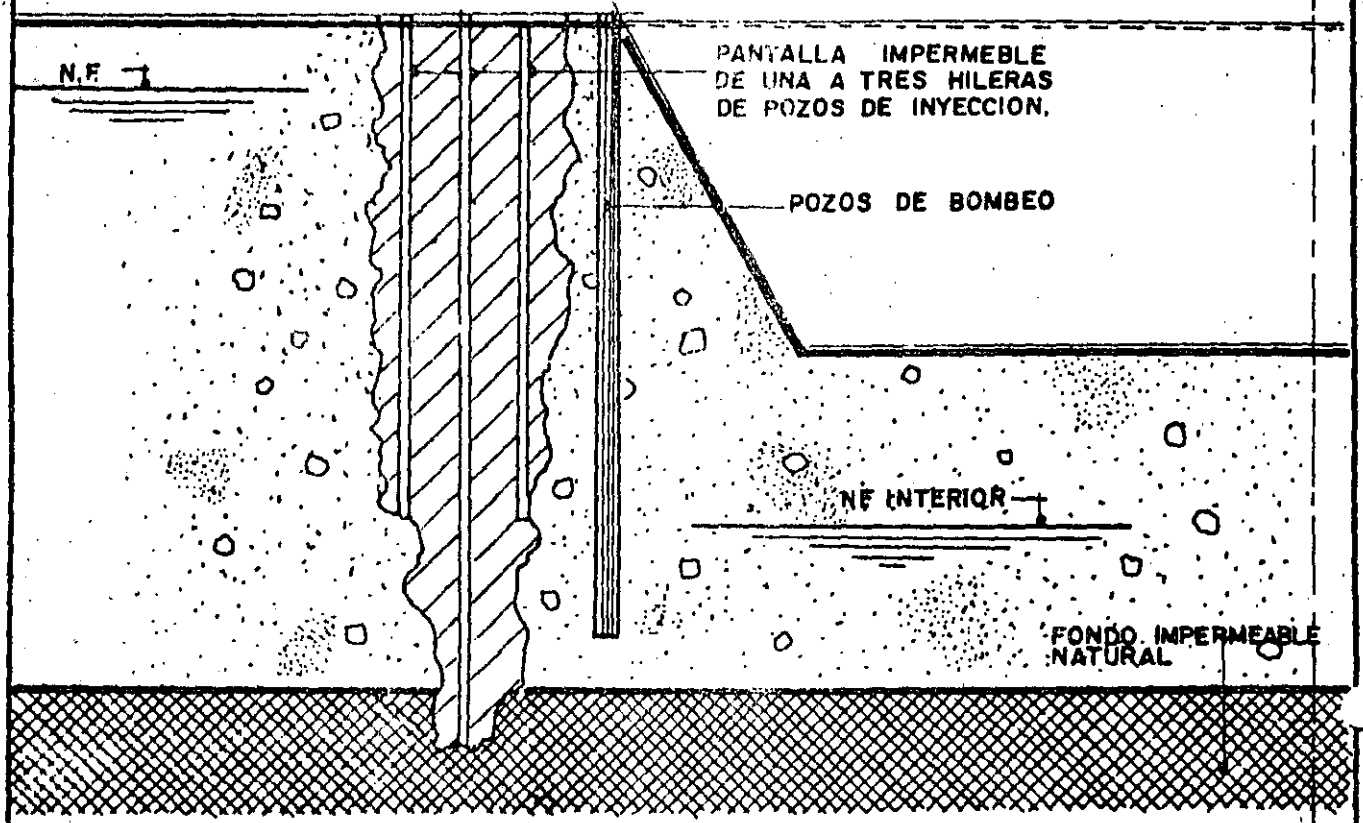
Se han utilizado con éxito pantallas impermeables formadas mediante la inyección de lechadas de bentonita, de bentonita con cemento, o bien de productos químicos como el silicato de sodio con alcohol isopropílico, o con cloruro de calcio, resinas de lignosulfonato de cromo u otras resinas comerciales. Las lechadas a base de bentonita penetran en depósitos que tienen poros grandes como las arenas gruesas y las gravas, cuya permeabilidad es mayor de 10-1 cm/seg. En las arenas medianas de menor permeabilidad las partículas de bentonita y cemento no son capaces de penetrar a través de los poros y se hace necesario entonces recurrir al empleo de productos químicos.

Las lechadas o los productos químicos se inyectan en el terreno a través de una o varias hileras paralelas de perforaciones separadas entre sí una distancia variable de 1.50 a 2.00 m, de manera que la zona de influencia de cada uno de los pozos de inyección se traslape con la de los pozos vecinos y forme así una pantalla impermeable. Como es frecuente encontrar depósitos formados por capas o lentes de distinta permeabilidad, es común que las pantallas de inyección se formen utilizando lechadas de bentonita para los estratos o lentes de mayor permeabilidad y productos químicos para los menos permeables. Cuando no existe una capa impermeable en la cual se apoye el extremo de la pantalla se recurre a formar dicha capa artificialmente mediante la inyección, a la profundidad requerida, a través de una retícula de agujeros distribuidos dentro del área por excavar. La profundidad de esta capa impermeable horizontal debe ser tal que la fuerza de subpresión sea equilibrada por el peso del material que quede entre el fondo de la excavación y la capa impermeable, para evitar que ésta sea levantada por la subpresión. La elección de cualquiera de éstos métodos para interceptar las filtraciones es una cuestión económica y de disponibilidad de equipo.

FIG. 14

PANTALLA DE INYECCION

9a



REFERENCIAS.

- 1) Leonards - "Foundation Engineering".
Capítulo sobre el abatimiento del Nivel Freático (Dewatering).
(J. Wiley).
- 2) La Electrósmosis y Fenómenos Conexos - Leo Casagrande .- Revis
ta de Ingeniería.- Abril 1962.
- 3) G. Schneebeli - "Le Parois Moulees dan Le Sol", (Eyrolles).
- 4) H. Carbebort.- "Injections des Sols.- (Eyrolles).



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION, Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA

SEPTIEMBRE, 1984

CAPITULO 2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

2.1 Introducción

El análisis del flujo de agua en una conducción se basa en el estudio del movimiento del líquido en una conducción como si fuera una vena líquida limitada, tanto en el caso de conducciones forzadas o a presión (tuberías) por las paredes rígidas de frontera, como en el caso de conducciones abiertas -- (canales) en parte por paredes rígidas y en parte por la superficie libre del líquido en contacto con la atmósfera. En estas condiciones, el problema se reduce a estudiar el movimiento a lo largo de una sola dimensión (unidimensional) que corresponde a la dirección en que se produce el escurrimiento, -- eliminando con ello las complejidades del tratamiento tridimensional. De este modo, las variables características del escurrimiento (velocidad, gasto, -- presión) se representa a través de la media de los valores que hay en los puntos de una misma sección transversal del conducto y las magnitudes de dichos promedios concentrados en el centro de gravedad de la sección. De este modo, hay variación de los mismos sólo en la dirección del movimiento general, aún cuando existan cambios en el área, de una sección a otra. La dirección en que ocurre la variación no es necesariamente rectilínea sino a lo largo del eje del conducto.

En este capítulo se establecen las ecuaciones de la hidráulica referidas al flujo unidimensional y que resultan de la aplicación de los principios fundamentales de la Física. Ellas són: la de continuidad, la de energía y la de impulso y cantidad de movimiento.

2.2 Ecuación de continuidad

Recordamos que, por definición, gasto (o caudal) a través de la sección transversal de un conducto es el volumen de líquido que atraviesa la -- sección en la unidad de tiempo. Además, siendo V la velocidad media del líquido a través de la sección y A el área de la misma, el gasto en una sección queda determinado como sigue:

$$Q = V A$$

siendo sus dimensiones: m^3/seg , lt/seg , $\text{lt}/\text{mín}$ o lt/hr .

La ecuación de continuidad está basada en el principio de conservación de la materia que, para el caso de un escurrimiento independiente del -- tiempo (o sea, del instante en que se haga el análisis) e incompresible, establece que "la cantidad neta de volumen de líquido que entra y sale en la unidad de tiempo entre dos o más secciones que limitan a una parte del conducto, vale cero".

Este principio implica que la suma de gastos que entran sea igual a la suma de los que salen. Esto es, al considerar la definición de gasto y la ec (2.1), resulta:

$$\sum_e V A = \sum_s V A \quad (2.2)$$

Si el conducto no tiene bifurcaciones, esta ecuación se simplificaría a la siguiente ecuación.

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (2.3)$$

que se aplica entre dos secciones 1 y 2 cualesquiera del conducto.

A continuación se resuelve un problema que permitirá aclarar mejor estos resultados.

Problema 2.1 En la fig 2.1 se muestra la bifurcación de un conducto circular que tiene los diámetros indicados. El agua que entra en la sección 1 sale por las secciones 3 y 4. a) Si la velocidad media en 2 es de 0.60 m/seg y en 3 es de 2.70 m/seg, calcular las velocidades medias en las secciones 1 y 4; el gasto total; y el gasto en cada rama de la tubería. b) Si se cierra la válvula localizada en el extremo del tubo 4 y se mantiene el mismo gasto total, -- calcular la velocidad en la sección 3.

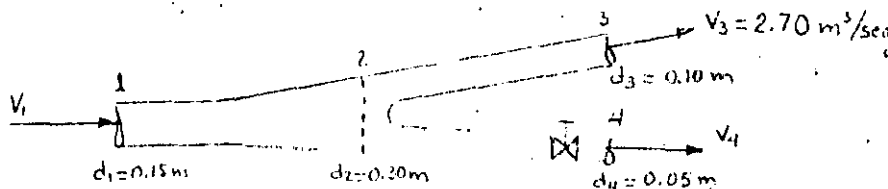


Fig 2.1 Esquema aclaratorio del problema 2.1

Solución a. La ec (2.3) aplicada entre las secciones 1 y 2 conduce a que

$$V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = V_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

de donde se tiene :

$$V_1 = 0.60 \left(\frac{0.30}{0.15} \right)^2 = 2.40 \text{ m/seg}$$

De manera análoga, la ec (2.2) aplicada a las secciones 1, 3 y 4 resulta:

$$V_2 \frac{\pi d_2^2}{4} = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} + V_4 \frac{\pi d_4^2}{4}$$

$$V_4 = 0.60 \left(\frac{0.30}{0.05} \right)^2 - 2.7 \left(\frac{0.10}{0.05} \right)^2 = 10.8 \text{ m/seg}$$

El gasto total es :

$$Q = V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = 2.4 \frac{\pi}{4} (0.15)^2 = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$

El gasto por la sección 3 es entonces :

$$Q_3 = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} = 2.7 \times \frac{\pi}{4} (0.10)^2 = 0.021 \text{ m}^3/\text{seg}$$

y el gasto por la sección 4 es el siguiente :

$$Q_4 = V_4 \frac{\pi d_4^2}{4} = 10.8 \times \frac{\pi}{4} (0.05)^2 = 0.021 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Esto es, el gasto vale:

$$Q = Q_3 + Q_4 = 0.021 + 0.021 = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$

que comprueba el resultado anterior.

Solución b. Para estas condiciones, el gasto total en las secciones 1 o 2 será el que pase por la sección 3, siendo $Q_4 = 0$. Por tanto, de la ec (2.3)

$$V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V_3 = \frac{4 \times 0.042}{\pi \times 0.10^2} = 5.348 \text{ m/seg}$$

2.3 Ecuación de la energía

La derivación de esta ecuación se basa en el principio de la conservación de la energía y permite calcular las diferentes transformaciones de la energía mecánica dentro del escurrimiento y las cantidades disipadas en energía calorífica que, en el caso de líquidos, no se aprovecha.

Si no se incluyen los efectos termodinámicos en el escurrimiento ni la energía mecánica desde el exterior (bomba o turbina), es posible derivar esta ecuación de movimiento-aplicable al flujo de líquidos-a partir de la segunda ley de Newton. Para ello es necesario considerar las fuerzas que se oponen al movimiento, las cuales desarrollan un trabajo mecánico equivalente a la energía disipada al vencer dichas fuerzas.

Consideremos un tramo de un conducto de sección variable, limitado por las secciones 1 y 2 (fig. 2.2) dentro del cual escurre un líquido. Su eje queda representado por la línea que une los centros de gravedad de las secciones transversales, las cuales quedan localizadas por la coordenada curvilínea s , que mide las distancias sobre el eje del conducto. La elevación del centro de gravedad de las secciones queda definida a través del desnivel z a partir de un plano de referencia arbitrario ($z = 0$).

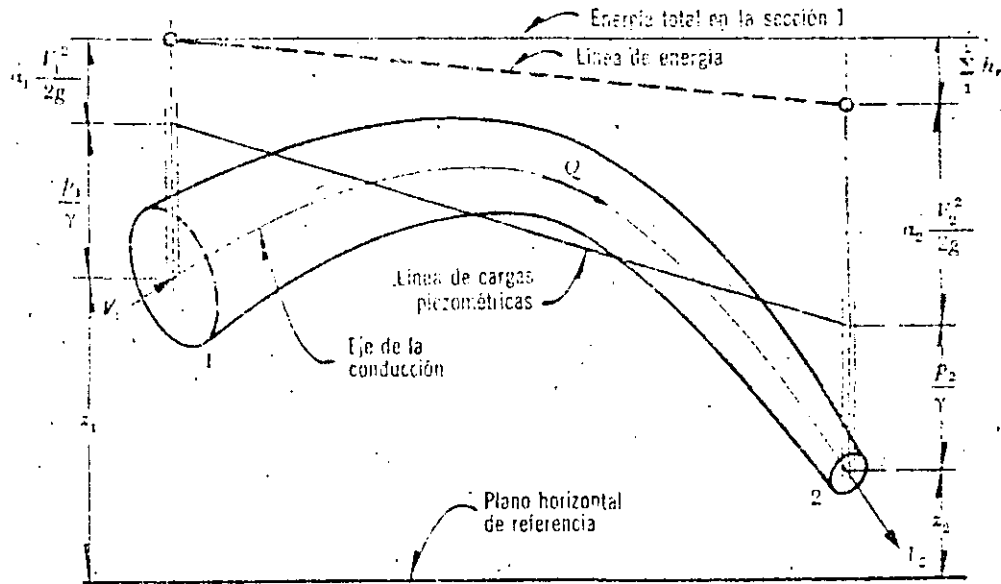


Figura 2.2. Interpretación de la ecuación de la energía para una conducción forzada.

Para estas condiciones, se puede derivar la llamada ecuación de energía (ec. 2.4) a partir de la segunda ley de Newton (ref 1). Dicha ecuación para un escurrimiento independiente del tiempo es:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_i h_{r_i} \quad (2.4)$$

El análisis de cada uno de los términos de esta ecuación muestra que sus dimensiones corresponden a los de una longitud o "carga". El término z medido desde un plano horizontal de referencia, se llama "carga de posición"; p/γ es la carga de presión; $V^2/2g$ la carga de velocidad y $\sum_i h_{r_i}$ "la pérdida de carga" entre las secciones 1 y 2, esto es, la disipación de energía del escurrimiento entre dichas secciones.

La ec (2.4) establece las relaciones entre las diferentes transformaciones de la energía mecánica del líquido, por unidad de peso del mismo - - (FL/F). La carga de posición es la energía potencial; la carga de presión es la energía correspondiente al trabajo mecánico ejecutado por las fuerzas debidas a la presión; la carga de velocidad es la energía cinética de toda la vena líquida; la pérdida de carga es la energía transformada en otro tipo de energía (transferencia de calor) que, en el caso de los líquidos, no es utilizable en el movimiento; y, finalmente, la carga correspondiente al cambio local de la velocidad es la energía utilizada para efectuar dicho cambio.

a) Si no se considera la pérdida de energía, $\sum_1^2 h_r = 0$ y la ec.(2.4) adopta la forma llamada ecuación de Bernoulli para una vena líquida, esto es:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.5)$$

b) Si $H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$ representa la energía por unidad de peso que tiene el líquido en una determinada sección, la cual es medida desde el plano horizontal de referencia, la ec (2.4) se simplifica así:

$$H_1 = H_2 + \sum_1^2 h_r \quad (2.6)$$

En una determinada sección la energía de un volumen v del líquido, respecto del plano horizontal de referencia, es:

$$E = \gamma H v$$

y, por definición de energía y potencia, en esa sección ésta última vale:

$$P = \frac{dE}{dt} = \gamma H \frac{dv}{dt}$$

Además, por definición de gasto, la energía del líquido en la unidad de tiempo, esto es, su potencia, vale:

$$P = \gamma Q H \quad (2.7)$$

donde:

- γ peso específico del líquido, en kg/m^3
- H energía total respecto del plano de referencia, en m;
- Q gasto en la sección considerada, en m^3/seg ;
- P potencia del líquido, en $\text{kg m}/\text{seg}$

Esto es, si se multiplican ambos miembros de la ec. (2.6) por γQ , esta ecuación se puede también en la forma:

$$P_1 = P_2 + \sum_r P_r \quad (2.8)$$

Una interpretación física de cada uno de los términos de la ec. (2.4) para una conducción forzada con escurrimiento independiente del tiempo (permanente), se muestra en la fig. 2.2 y para la cual se pueden hacer las siguientes definiciones.

1. La línea de energía une los puntos que indican en cada sección la energía de la corriente.
2. La línea de cargas piezométricas o gradiente de cargas de presión, une los puntos que marcan en cada sección la suma de las cargas $z + \frac{p}{\gamma}$ por arriba del plano de referencia.

De acuerdo con estas definiciones, la línea de cargas piezométricas - está separada de la línea de energía la distancia vertical $V^2/2g$ correspondiente a cada sección. Al mismo tiempo se pueden hacer las siguientes generalizaciones:

1. La línea de energía no puede ser horizontal o con inclinación - ascendente en la dirección del escurrimiento, si el líquido es - real y no adquiere energía adicional desde el exterior. La diferencia de nivel de la línea de energía en dos puntos distintos representa la pérdida de carga o disipación de energía por unidad de peso del líquido fluyente.
2. La línea de energía y la de cargas piezométricas coinciden y quedan al nivel de la superficie libre para un volumen de líquido en reposo (por ejemplo, un depósito o un embalse).
3. En el caso de que la línea de cargas piezométricas quede en algún tramo por debajo del eje de la vena líquida, las presiones locales - en ese tramo son menores que la presión cero de referencia que se utilice (comunmente la presión atmosférica).

En la fig. 2.3 se muestra la disposición de las líneas de energía, y de cargas piezométricas, de una instalación hidroeléctrica donde el flujo es permanente; la turbina aprovecha la energía disponible $H_{a, b}$. En la fig. 2.4 se muestra el mismo esquema, pero en este caso se trata de una instalación de bombeo. Para los dos casos la ec. (2.4) se escribe como sigue:

$$z_1 = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_a h_r + \sum_b h_r + H_{a, b} \quad (2.9)$$

En la instalación hidroeléctrica la turbina queda generalmente muy próxima a la sección 2 y el término $\sum_b hr$ es despreciable.

Por lo que respecta al término $H_{a,b}$ éste se ha empleado en la ec. (2.9) como una energía cedida o añadida al flujo y tiene las dimensiones de una longitud. En efecto, por definición de potencia (ec. 2.7) tenemos que:

$$H_{a,b} = \frac{P}{\gamma Q}$$

es la energía neta por unidad de peso que cede o se transmite al líquido por efecto de la máquina; tiene signo positivo en la ec. (2.9) cuando el líquido cede energía (turbina) o negativo cuando la recibe (bomba). Aún más, si P_n es la potencia nominal de la máquina y η su eficiencia, entonces

$$H_{a,b} = \frac{P_n}{\eta \gamma Q} \quad (2.10a)$$

si se trata de una turbina; y

$$H_{a,b} = -\frac{\eta P_n}{\gamma Q} \quad (2.10b)$$

si es una bomba.

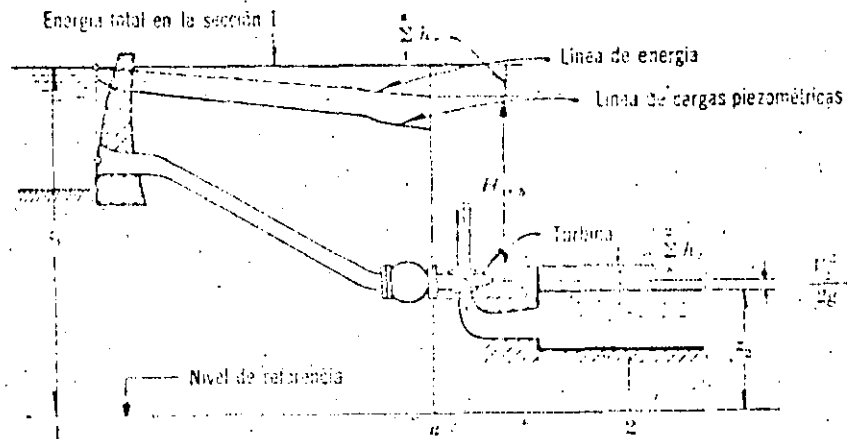


Figura 2.3. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación hidroeléctrica.

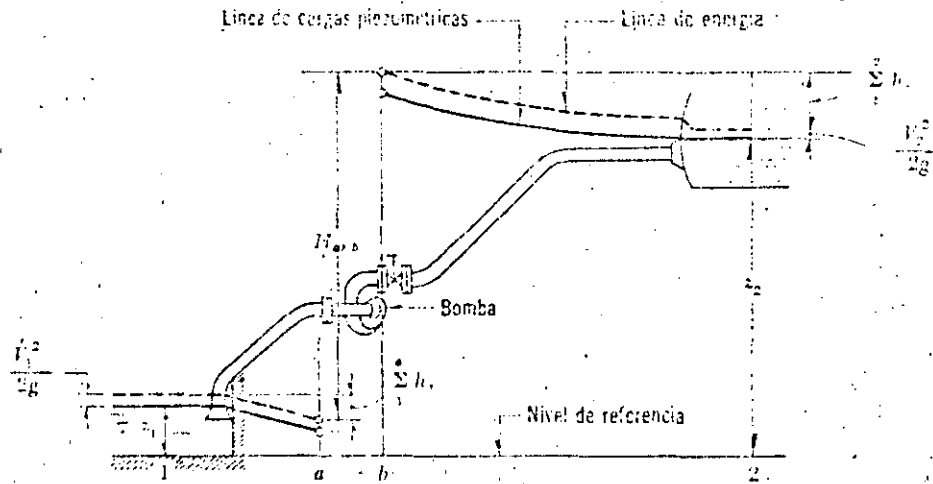


Figura 2.4. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

2.4 Ecuación del impulso y cantidad de movimiento

Esta ecuación, para un volumen de control del flujo, se deriva de la segunda ley de Newton. Se conoce como la cantidad de movimiento de un elemento de masa M al producto de ésta por su velocidad.

La derivación de esta ecuación puede también consultarse en la ref. 1 y aquí solamente haremos una explicación detallada de cada uno de sus términos y de la manera como se aplica.

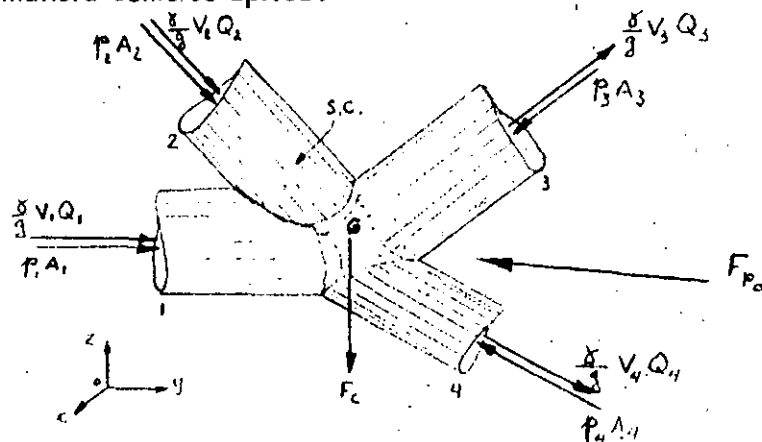


Fig. 2.5 Aplicación de la ecuación del impulso y cantidad de movimiento.

Consideremos la unión y separación en el espacio de un conjunto de tubos, como se muestra en la fig 2.5, y que están referidos al sistema de ejes coordenadas que se indica. La forma vectorial general de la ecuación de la cantidad de movimiento es :

$$\vec{F}_p + \vec{F}_g + \vec{F}_e = \frac{\delta}{g} \sum (Q\vec{V}) \quad (2.9)$$

la cual obviamente se puede escribir a través de sus componentes según los tres ejes coordenados, a saber:

$$F_{px} + F_{sx} + F_{cx} = \frac{\delta}{g} \sum (QV_x) \quad (2.9a)$$

$$F_{py} + F_{sy} + F_{cy} = \frac{\delta}{g} \sum (QV_y) \quad (2.9b)$$

$$F_{pz} + F_{sz} + F_{cz} = \frac{\delta}{g} \sum (QV_z) \quad (2.9c)$$

Para aplicar esta ecuación conviene observar los siguientes pasos:

- Se elige el volumen de control con la amplitud que tenga interés en el estudio y se trata como un cuerpo libre; dicho volumen debe estar completamente lleno de líquido.
- Las fuerzas de superficie F_p y F_s se consideran acciones debidas a la presión y esfuerzo cortante, respectivamente, que se aplican desde el exterior hacia el VC (las acciones del líquido sobre sus fronteras son iguales pero de sentido opuesto). Por lo que respecta a las fuerzas de presión éstas pueden ser de tipo estático y dinámico y, en ocasiones, conviene separarlas en la forma:

$$\vec{F}_p = \vec{F}_{pe} + \vec{F}_{pd}$$

Las fuerzas debidas al esfuerzo cortante se consideran como la acción de la fricción desde la frontera hacia el líquido y, en ocasiones, puede ser difícil evaluarlas.

- Las fuerzas de cuerpo F_c pueden ser de cualquier tipo pero, en general, serán fuerzas debidas al peso del volumen de control y aplicadas en su centro de gravedad.
- \vec{V} representa el vector velocidad media del gasto Q que atraviesa una cierta porción de la superficie de control; se considera aplicado en el centro de gravedad y en la dirección normal a las porciones de área de la SC. De esta manera, cada producto $Q\vec{V}$ que integran el término $\sum (Q\vec{V})$ de la ec. (2.9) será un vector con la misma dirección que \vec{V} y con el sentido que lleva el flujo al pasar sobre la porción de área analizada. Además del signo que les corresponda en la suma, según la dirección y sentido de \vec{V} , se deberá afectar cada término con un signo; positivo si el gasto sale del volumen de control y negativo en caso contrario.

Si se elige un volumen de control suficientemente reducido como para despreciar las pérdidas de energía, es posible despreciar también las fuerzas de resistencia al flujo debidas al esfuerzo cortante, F_s

De acuerdo con los pasos antes señalados, en la fig 2.5 se indican las diferentes fuerzas que intervienen en el análisis. Al delimitar el volumen de control VC (o cuerpo libre) como se muestra en la figura, las porciones de superficie SC (S.C. encierra al VC) a través de las cuales entra o sale líquido son las secciones transversales 1, 2, 3 y 4 de los tubos que integran el sistema. Sobre dichas secciones y en la dirección del eje del tubo se producen las fuerzas de superficie de tipo estático $p_i A_i$ como acciones del líquido que se encuentra fuera del volumen de control analizado (p , presión y A área del tubo) y siempre dirigidos hacia el interior del volumen. De esta manera, $p_1 A_1$ y $p_2 A_2$ coinciden en dirección con la del flujo por estos tubos, en cambio: $p_3 A_3$ y $p_4 A_4$ tienen dirección contra-

ria a la del flujo por estos tubos. La resultante de las fuerzas de superficie de tipo dinámico producidos sobre el resto de la superficie S.C. se representa por \vec{F}_{pd} ; normalmente se desconoce y equivale a la acción que ejerce la pared del tubo para forzar al movimiento del líquido en las condiciones señaladas. Se ha despreciado la fuerza de resistencia al escurrimiento \vec{F}_f . La fuerza de cuerpo \vec{F}_c es la correspondiente al peso del líquido encerrado por el volumen analizado y tendrá siempre la dirección vertical. Finalmente los vectores $\frac{\gamma}{g} Q_i \vec{V}_i$ son las cantidades de movimiento del líquido -

que escurre por los diferentes tubos, teniendo cada uno de ellos el signo que les corresponda, de acuerdo con lo señalado en el paso d.

De esta manera, tomando en consideración lo antes expuesto, las ecs (2.9) aplicadas al sistema de tubos de la fig 2.5 se convierten en las siguientes:

$$\begin{aligned} (p_1 A_1)_x + (p_2 A_2)_x + (p_3 A_3)_x + (p_4 A_4)_x + (F_{pd})_x &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_x + (V_4 Q_4)_x - (V_1 Q_1)_x - (V_2 Q_2)_x \right] \\ (p_2 A_2)_y + (p_2 A_2)_y + (p_3 A_3)_y + (p_4 A_4)_y + (F_{pd})_y &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_y + (V_4 Q_4)_y - (V_1 Q_1)_y - (V_2 Q_2)_y \right] \\ (p_2 A_2)_z + (p_2 A_2)_z + (p_3 A_3)_z + (p_4 A_4)_z + (F_{pd})_z + F_c &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_z + (V_4 Q_4)_z - (V_1 Q_1)_z - (V_2 Q_2)_z \right] \end{aligned}$$

En estas ecuaciones se deberán considerar los signos correspondientes a la suma algebraica de las proyecciones de los vectores sobre cada uno de los ejes; esto es, positivos si son en la dirección positiva de los ejes y negativos en caso contrario. Esto también vale para las proyecciones de los vectores de cantidad de movimiento, independientemente de los signos ya adoptados por lo que se refiere a lo señalado en el paso d.

2.5 Sobre la aplicación de las ecuaciones de la energía y de la cantidad de movimiento

Las ecuaciones de la energía y de la cantidad de movimiento se aplican de manera diferente y, si se hace correctamente, ellas describirán un flujo con idénticos grados de exactitud. Sus principales diferencias se encuentran en su estructura: mientras la ecuación de la cantidad de movimiento es vectorial y engloba fuerzas totales y condiciones externas —sin tomar en cuenta los cambios internos de energía— la ecuación de la energía es por el contrario escalar y toma en cuenta los cambios internos de energía y no las fuerzas totales y condiciones externas.

En muchos casos, una de las dos ecuaciones es suficiente para el análisis de un problema; la elección entre ellas depende que sean las fuerzas totales o la energía del flujo la que se necesita en la solución. En otros casos, por el contrario, la naturaleza del problema es tal que resulta necesario usar las dos ecuaciones simultáneamente para estudiar la solución completa.

En general, cualquiera que sea el sistema de ecuaciones por usar, éste se deberá plantear entre secciones finales con condiciones de frontera perfectamente definidas, es decir, entre aquellas secciones de la conducción en las que se conozcan con exactitud los valores de la energía de posición, de presión y de velocidad y, por lo mismo, la energía total.

Estas secciones son las siguientes.

- a) La superficie libre del líquido, en un recipiente al cual se conecta el conducto.
- b) La sección final de un chorro descargado por un chiflón a las condiciones atmosféricas (o dentro de un espacio lleno de gas a presión constante).
- c) Secciones intermedias de una conducción a las cuales confluyen o se bifurcan ramales, donde la energía sea común para todas las ramas.

2.6 Conceptos generales en el cálculo de pérdidas

En tuberías largas la pérdida por fricción es muy importante y ha sido objeto de investigaciones teórico experimentales para llegar a soluciones satisfactorias de fácil aplicación. El número de Reynolds es un parámetro que juega un papel importante en la evaluación de las pérdidas en un tubo; en el caso de un tubo cilíndrico se define como sigue:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

donde V es la velocidad en el tubo (en cm/seg), D el diámetro del mismo -- (en cm) y ν la viscosidad del agua (en cm²/seg) que es función de la temperatura de la misma, de acuerdo con los siguientes valores.

Ten °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40
ν en cm ² /seg	0.0178	0.015	0.0132	0.0114	0.0101	0.009	0.008	0.0072	0.0066

Cuando la superficie de la pared de un tubo se amplifica, observamos que está formada por irregularidades o asperezas de diferentes alturas y con distribución irregular o aleatoria. Dicha característica es difícil de definir científicamente pues depende de factores como la altura media de las irregularidades de la superficie, la variación de la altura efectiva respecto de la altura media, la forma y distribución geométrica, la distancia entre dos irregularidades vecinas, etc.

Puesto que prácticamente es imposible tomar en consideración todos - estos factores, se admite que la rugosidad puede expresarse por la altura media de las asperezas (rugosidad absoluta), como un promedio obtenido del resultado de un cálculo con las características del flujo, más no propiamente por el obtenido como la media de las alturas determinadas físicamente de la pared, en cada tubo. Es más importante la relación que la rugosidad absoluta guarda con el diámetro del tubo, esto es, la relación ϵ/D que se conoce como rugosidad relativa.

Existen tubos, como los de asbesto-cemento, cuya rugosidad es de forma ondulada y que se comportan hidráulicamente como si fueran tubos lisos -- (vidrio o plástico).

Tres conceptos geométricos de la sección de una conducción hidráulica, muy importantes en el cálculo de las pérdidas de fricción son los siguientes: Área hidráulica A, es decir, el área de la sección transversal ocupada por el líquido dentro del tubo.

Perímetro mojado P, que es el perímetro de la sección transversal del tubo en el que hay contacto del líquido con la pared. Radio hidráulico R_h , o sea la relación entre el área hidráulica y el perímetro mojado de la sección ($R_h = A/P$).

2.7 Pérdidas por fricción

Para un flujo permanente, en un tubo de diámetro constante, la línea de cargas piezométricas es paralela a la línea de energía e inclinada en la dirección del movimiento. En 1850, Darcy, Weisbach y otros, dedujeron experimentalmente una fórmula para calcular en un tubo la pérdida por fricción:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.10a)$$

donde

- f factor de fricción, sin dimensiones;
- g aceleración de gravedad en m/seg^2 ;
- h_f pérdida por fricción, en m;
- D diámetro del tubo, en m;
- L longitud del tubo, en m;
- V velocidad media, en m/seg

El factor de fricción es función de la rugosidad ϵ y del número de Reynolds Re en el tubo, esto es:

$$f = f(\epsilon, Re)$$

Si S_f representa la relación entre la pérdida de energía y la longitud del tubo en que ésta ocurre (pendiente de fricción), la ec (2.10a) también es:

$$S_f = \frac{h_f}{L} = \frac{f}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.10b)$$

Con base en los resultados de diferentes investigadores, Moody preparó el diagrama universal, que lleva su nombre, para determinar el factor de fricción f en tuberías de rugosidad comercial (fig 2.6), en función del número de Reynolds en el tubo. La observación de dicho diagrama permite corroborar los siguientes puntos importantes:

- a) Dentro del intervalo $Re < 2300$ para flujo laminar, f depende exclusivamente del número de Reynolds y no de la rugosidad del tubo; sigue la ley general: $f = 64/Re$
- b) Existe una zona crítica entre $Re = 2300$ y $Re=3500$ donde no se obtuvieron resultados confiables. Con $Re = 3500$ se inicia una zona de transición entre flujo laminar y flujo turbulento, sin poder establecer una ley general de variación. Dentro de esta zona, f depende, -- tanto de Re , como de ϵ/D .
- c) De acuerdo con el valor de ϵ/D , la zona turbulenta se inicia con diferentes valores de Re ; es decir, que el número de Reynolds, como límite superior para la zona de transición, depende de la rugosidad del tubo.
- d) Dentro de la zona turbulenta, esto es para números de Reynolds grandes, f es independiente de Re y varía exclusivamente con la rugosidad relativa ϵ/D . De acuerdo con la fórmula de Darcy-Weisbach, ello significa que f depende del cuadrado de la velocidad.

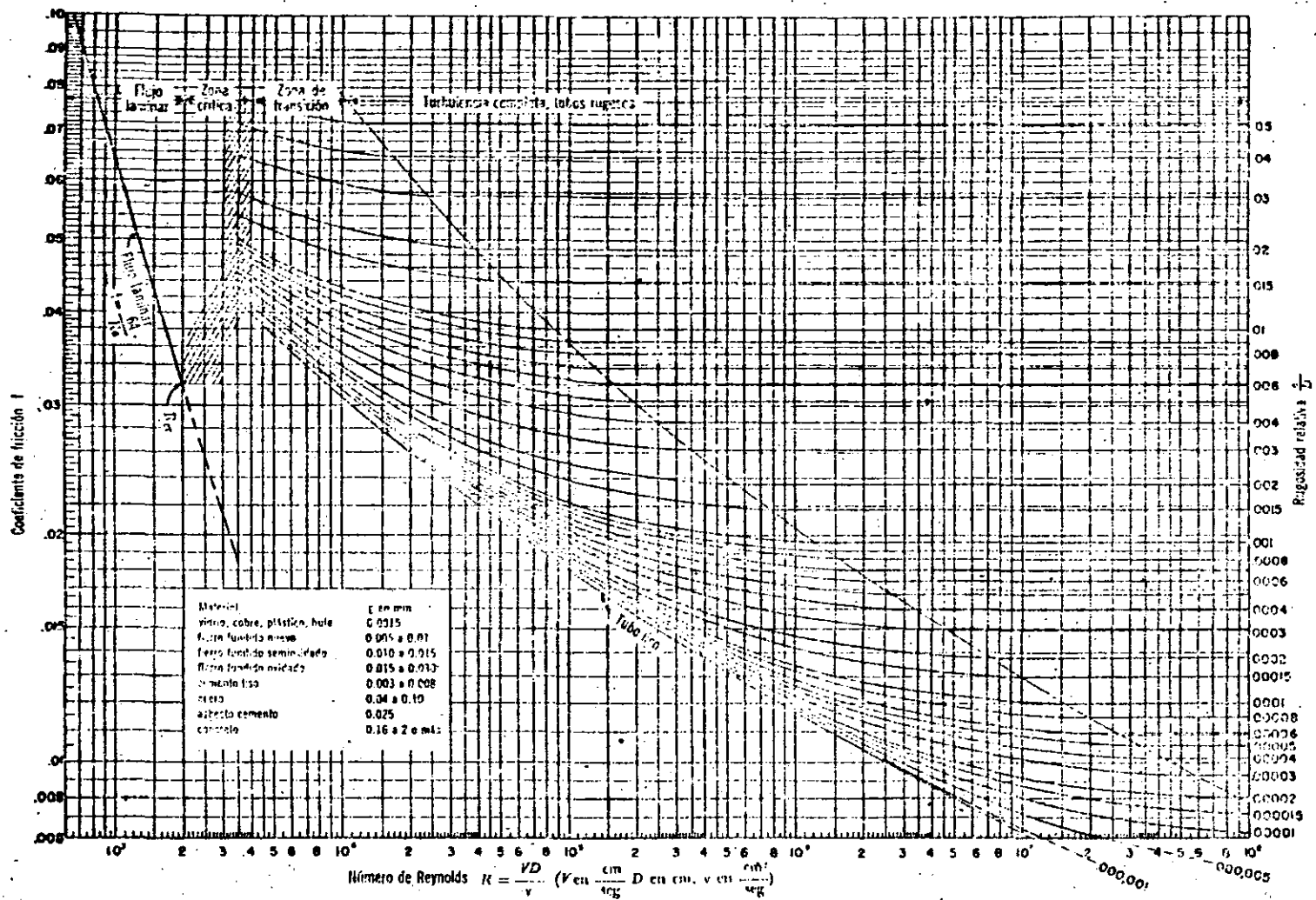


Figura 2.6 Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo; diagrama universal de Moody.

resistencia al flujo en tubos comerciales

TABLA 2.1 Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

<i>Material</i>	<i>ϵ, en mm</i>	
<i>Tubos lisos</i>		
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015	
Tubos industriales de latón	0.025	
Tubos de madera	0.2	a 1
Hierro forjado	0.05	
Hierro fundido nuevo	0.25	
Hierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12	
Hierro fundido oxidado	1	a 1.5
Hierro fundido, con incrustaciones	1.5	a 3
Hierro fundido, centrifugado	0.05	
Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15	a 0.3
Hierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2	a 3.5
Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1	a 40
Hierro galvanizado	0.15	
Acero rolado, nuevo	0.05	
Acero laminado, nuevo	0.04	a 0.1
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05	
<i>Tubos de acero soldado de calidad normal</i>		
Nuevo	0.05	a 0.10
Limpado después de mucho uso	0.15	a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4	
Con muchas incrustaciones	3	
Con remaches transversales, en buen estado	0.1	
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado interiormente	0.3	a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6	a 0.7
Acero soldado, con una hilera transversal sencilla de pernos en cada junta, laqueado interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1	

resistencia al flujo en conductos a presión

TABLA 2J (Continuación)

<i>Material</i>	<i>e, en mm</i>
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2 a 1.3
Acero soldado, con costura doble de remaches transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2
<i>Tubos remachados, con filas longitudinales y transversales</i>	
a) Espesor de lámina < 5 mm	0.65
b) Espesor de lámina de 5 a 12 mm	1.95
c) Espesor de lámina > 12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	3
d) Espesor de lámina > 12 mm con cubrejuntas	5.5
Tubos remachados, con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores	4
Asbesto-cemento nuevo	0.025
Asbesto-cemento, con protección interior de asfalto	0.0015
Concreto centrifugado, nuevo	0.16
Concreto centrifugado, con protección bituminosa	0.0015 a 0.125
Concreto en galerías, colado con cimbra normal de madera	1 a 2
Concreto en galerías, colado con cimbra rugosa de madera	10
Concreto armado en tubos y galerías, con acabado interior cuidadosamente terminado a mano	0.01
Concreto de acabado liso	0.025
Conductos de concreto armado, con acabado liso y varios años de servicio	0.2 a 0.3
Concreto alisado interiormente con cemento	0.25
Galerías con acabado interior de cemento	1.5 a 1.6
Concreto con acabado normal	1 a 3
Concreto con acabado rugoso	10
Cemento liso	0.3 a 0.8
Cemento no pulido	1 a 2
Concreto presforzado Freyssinet	0.04
Concreto presforzado Boná y Socoman	0.25
Mampostería de piedra, bien juntada	1.2 a 2.5
Mampostería de piedra rugosa, sin juntear	8 a 15
Mampostería de piedra, mal acabada	1.5 a 3

resistencia al flujo en conductos a presión

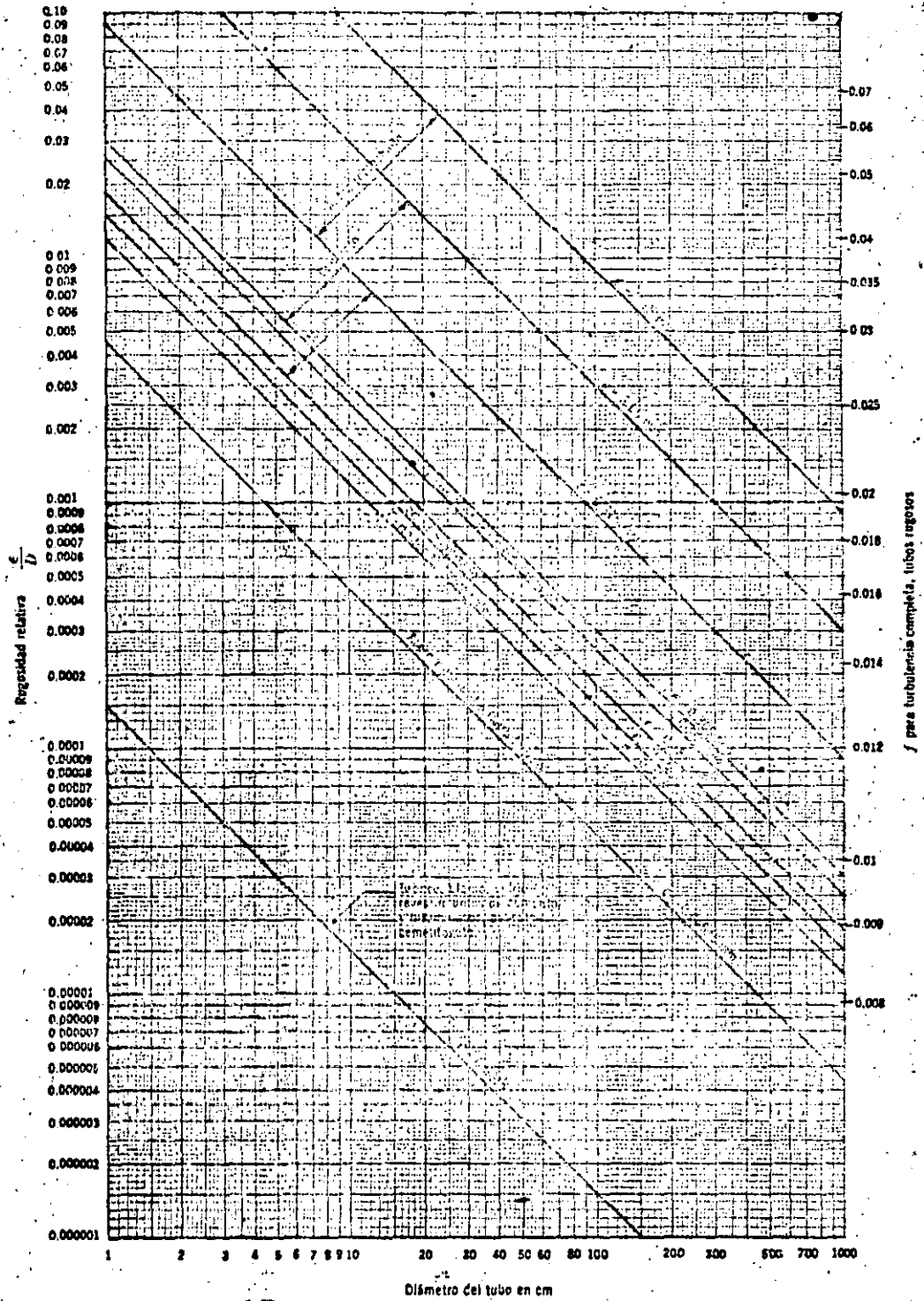


Figura 2.7 Rugosidad relativa para tubos nuevos limpios.

La precisión en el uso del diagrama universal de Moody depende de la selección de ϵ , según el material de que está construido el tubo. En la tabla 2.1 se presentan los valores de ϵ para tubos comerciales y, en la -- fig. 2.7, los valores de la rugosidad relativa ϵ/D para los materiales más comunes.

2.8 Fórmulas empíricas de fricción

Antes de que se conocieran las fórmulas de tipo logarítmico, las -- únicas disponibles para el diseño eran las de tipo exponencial, puramente -- empíricas, cuyo solo mérito estriba en su sencillez. Sin embargo, fueron y siguen siendo usadas. Para tubos que transportan agua, dichas ecuaciones -- toman la expresión general :

$$V = a D^x S_f^y \quad (2.11 a)$$

o bien, con $S_f = h_f/L$ (pendiente de fricción):

$$h_f = \left(\frac{V}{a D^x} \right)^{1/y} L = \left[\frac{4 Q}{\pi a D^{(x+2)}} \right]^{1/y} L \quad (2.11 b)$$

donde el coeficiente a y los exponentes x , y son empíricos. La expresión no es adimensional, por lo que se debe tener cuidado en la conversión de unidades.

Es conveniente investigar la relación entre el factor de fricción f y los términos anteriores. Para ello, si se iguala la ecuación (2.10 a) de Darcy-Weisbach con la (2.11 b) y se despeja a f resulta :

$$f = 2g \frac{D^{(1-x/y)}}{a^{1/y} V^{(2-1/y)}} \quad (2.12)$$

Dado que a normalmente varía con la rugosidad y la viscosidad, tiene por ello las mismas características que f .

Cuando las fórmulas exponenciales se representan gráficamente en el diagrama estándar $f - Re$, aparecen como líneas rectas con diferentes pendientes. Debido a que la verdadera forma de la ecuación del factor de fricción es del tipo logarítmico, de concavidad hacia arriba (excepto en tubos rugosos en la zona turbulenta), la fórmula exponencial es aproximadamente válida únicamente en un intervalo limitado. En sus extremos, la línea recta queda debajo de la curva, con la que resulta una subestimación de la pérdida por fricción; por lo tanto, es importante tener cuidado con el intervalo en el cual se puede aplicar cada fórmula exponencial, dado que cualquier intento de extrapolación puede conducir a serios errores. Normalmente, la desviación máxima no excede de un 3 %, lo cual está dentro de los límites de seguridad en la estimación de --

TABLA 2.2 Resumen de las fórmulas para el cálculo de pérdidas por fricción, aplicables al flujo de agua en conductos a presión. Las unidades se expresan en sistema MKS

Tipo de tubería y flujo	Autor	Fórmula	Observaciones
Cualquier tipo de tubo y flujo.	Darcy-Weisbach	$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$	Es la Ec. (8.2) y es de tipo universal; f se obtiene del diagrama universal de Moody, o de alguna de las fórmulas indicadas a continuación.
Tubos lisos o rugosos en la zona laminar.	Poiseuille	$f = \frac{64}{R_e}$	Es la Ec. (8.3) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para $R_e < 2300$.
Tubos lisos en la zona de transición o turbulenta.	Blasius	$f = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}}$	Es la Ec. (8.4) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para tubos de aluminio, latón, cobre, plomo, plástico, vidrio y asbesto-cemento para $R_e > 10^5$.
	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right)$	Es la Ec. (8.5b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para $2.3 \times 10^4 \leq R_e \leq 3.4 \times 10^6$.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(7.78 \log R_e - 5.95)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de asbesto-cemento y para $R_e > 4000$.
	Richter (Ref. 43)	$f = 0.01113 + 0.917/R_e^{0.41}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4000$.
	Ludin (Ref. 42)	$V = 140 R_h^{0.645} S_f^{5/9}$	Equivale a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.645$, $y = 5/9$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_h es el radio hidráulico del tubo.

fórmulas empíricas de fricción

TABLA 2.2 (Continuación)

Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta.	Colbrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right)$	Es la Ec. (8.7) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $R_e > 4000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Hazen-Williams (Ref. 44)	$V = 0.355 C_H D^{0.63} S_f^{0.54}$	Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.355 C_H$; $x = 0.63$, $y = 0.54$. Es la fórmula más común para tubos rugosos. C_H depende del material del tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
Tubos rugosos en la zona turbulenta.	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71 D}{\epsilon}$	Es la Ec. (8.6b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(8.86 \log D + N)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. N depende del material en la tubería según la tabla 8.4.
	Chezy	$V = C \sqrt{R_h S_f}$	Es la fórmula general para este tipo de tubos y se obtiene de la fórmula de Darcy-Weisbach haciendo $D = 4 R_h$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.5 C$; $x = y = 0.5$. C es un coeficiente que se obtiene de las fórmulas de Bazin, Kutter o Manning.
	Bazin (Ref. 31)	$C = \frac{87}{1 + \Delta/\sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde Δ depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Kutter (Ref. 45)	$C = \frac{100 \sqrt{R_h}}{m + \sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde m depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Manning (Ref. 42)	$V = \frac{1}{n} R_h^{2/3} S_f^{1/2}$	Resulta de la fórmula de Chezy al considerar que $C = R_h^{1/6}/n$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.397/n$, $x = 2/3$, $y = 1/2$. n depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.

TABLA 2.3 Valores de C_H , Δ , m , n y N aplicables a las fórmulas de la tabla 2.2 de acuerdo con el material de que está construido el tubo

Material	C_H	Δ	m	n	N
Acero corrugado	60	—	—	—	—
Acero con juntas lock-bar (nuevo).	135	—	—	—	—
Acero galvanizado (nuevo y usado).	125	—	—	0.014	—
Acero remachado (nuevo).	110	—	—	0.015 a 0.016	31
Acero remachado (usado).	85	—	—	—	28 a 26
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (nuevo).	120	—	—	0.012 a 0.013	34
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (usado).	90	—	—	—	31 a 27
Acero sin costura (nuevo).	—	0.10	0.25	—	38
Acero sin costura (usado).	—	—	0.35	—	36
Acero soldado, con revestimiento especial (nuevo y usado).	130	—	—	—	—
Hierro fundido limpio (nuevo).	130	0.16	0.25	0.013	35
Hierro fundido, sin incrustaciones (usado).	110	0.23	0.275	—	—
Hierro fundido, con incrustaciones (viejo).	90	0.36	0.35	—	30
Plástico.	150	—	—	—	—
Asbesto-cemento (nuevo).	135	0.06	—	—	—
Cobre y latón.	130	—	—	—	—
Conductos con acabado interior de cemento pulido.	100	—	0.10	—	—
Concreto, acabado liso.	130	—	0.20	—	38
Concreto, acabado común.	120	0.18	—	—	—
Concreto monolítico, colado con cimbras deslizantes ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.010 a 0.011	—
Concreto monolítico bien cimbrado y pulido ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.011 a 0.0123	—
Concreto monolítico bien cimbrado y sin pulir ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.014 a 0.015	—
Concreto con acabado tosco ($D > 1.25$ m).	—	—	—	0.015 a 0.017	27 a 26
Concreto con juntas de macho y campana ($D > 0.8$ m).	—	—	—	0.0105 a 0.012	—
Concreto con juntas toscas ($D > 0.5$ m).	—	—	—	0.0125 a 0.014	30
Concreto con juntas toscas ($D < 0.5$ m).	—	—	—	0.014 a 0.017	—
Conductos para alcantarillado.	—	—	—	—	28
Tubos de barro vitrificado (drenes).	110	—	—	0.011	34
Túneles perforados en roca sin revestimiento.	—	—	—	0.025 a 0.040	—
Madera cepillada o en duelas.	120	—	0.10	0.0105 a 0.012	—

fórmulas empíricas de fricción

$$K = C_a \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (2.14)$$

donde C_a depende del ángulo θ del difusor, como se muestra en la fig. 2.9, la cual incluye los resultados de Gibson. Para ampliaciones bruscas se usa la misma fórmula con $C_a = 1$.

La pérdida mínima de energía se obtiene para ángulos de difusión $\theta = 8^\circ$; para $\theta \geq 50^\circ$ una ampliación brusca es tan confiable como la gradual.

2.9.4 Pérdida por reducción

En este caso se produce un fenómeno de contracción semejante al de entrada a la tubería, el cual también conviene que sea gradual. Si bien en este caso la pérdida es inferior a la de la ampliación, dependiendo de la brusquedad con que se efectúa la contracción, el coeficiente de pérdida está su-
peditado al ángulo θ al cual ésta se produzca, de acuerdo con la tabla 2.4 - de Kisieliev.

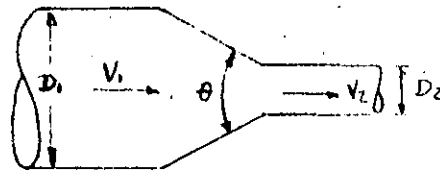


Fig. 2.10 Reducción gradual

TABLA 2.4 Coeficiente de pérdida por reducción gradual de ángulo θ , según Kisieliev.

θ	4 a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°
K	0.060												
	0.005	0.16	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.35

Si la contracción es brusca se usan los coeficientes de Weisbach, - mostrados en la fig. 2.11, en la que aparece también la curva de Kisieliev, la cual pretende dar los valores medios de todos los autores que han estudiado el problema. En el caso de tubos de pequeño diámetro, un cople reductor tiene un coeficiente de pérdida K que varía de 0.05 a 2; y para un cople que una dos tubos del mismo diámetro, K varía de 0.35 a 0.9 para diámetros variando de 100 mm a 25 mm, respectivamente.

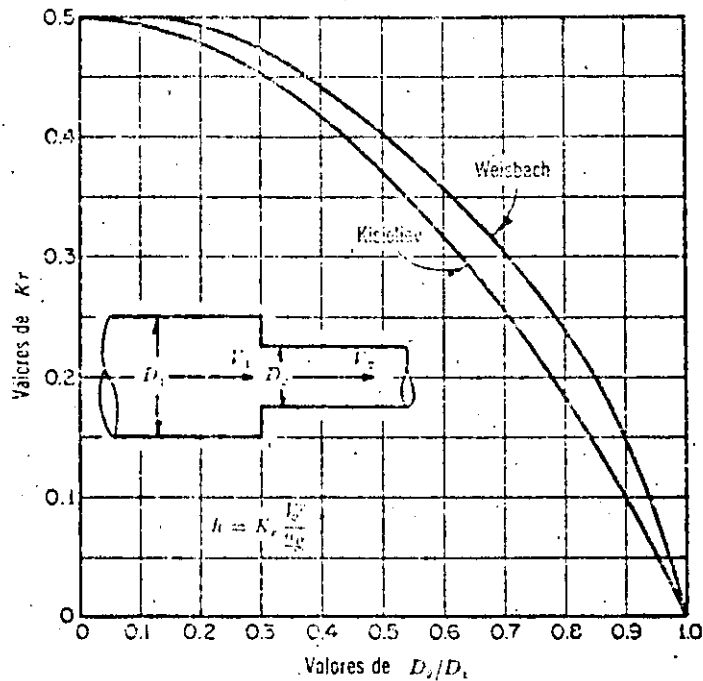
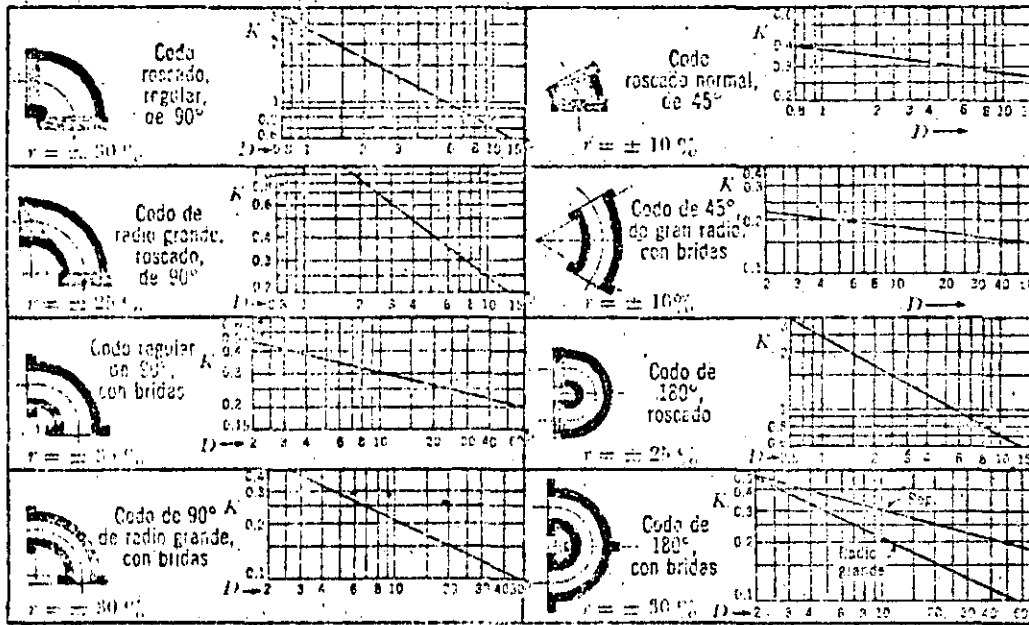


Figura 2.11. Pérdida de energía en una contracción brusca.

2.9.5 Pérdida por cambio de dirección

Si se visualiza el flujo en un cambio de dirección, se observa que los filetes tienden a conservar su movimiento rectilíneo en razón de su inercia. Esto modifica la distribución de velocidades y produce zonas de separación en el lado interior y aumentos de presión en el exterior, con un movimiento espiral que persiste en una distancia de 50 veces el diámetro. Si el cambio de dirección es gradual con una curva circular de radio medio R y rugosidad absoluta, para obtener el coeficiente de pérdida K se usa la gráfica de Hoffman (fig. 2.12 a) que, además toma en cuenta la fricción en la curva, donde

$$K = C_c \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \quad (2.15)$$



Nota: El diámetro D corresponde al nominal y se mide en centímetros, r es el intervalo aproximado de variación para K .

Figura 2.13. Coeficientes de pérdida para los codos.

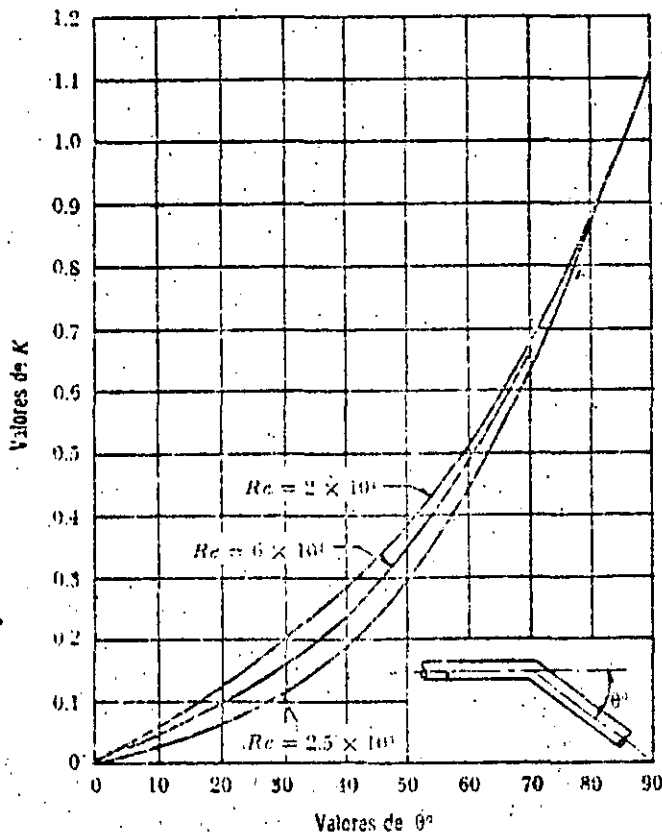


Figura 2.14. Coeficiente de pérdida por codo, K .

Si el tubo es liso se usa la gráfica (de la fig. 2.12 b de Wasieliewski.

Los coeficientes de las figs. 2.12 a y b, son válidos para curvas en tubos de gran diámetro. Si se trata de curvas en tubos de menor diámetro, se usan los resultados de la fig. 2.13 (Ref. 47) de acuerdo con el diámetro nominal del tubo.

Si el cambio de dirección es brusco, el coeficiente de pérdida depende del número de Reynolds —como se muestra en la fig. 2.14, de Kirchbach y - - Schubart, para diferentes ángulos. Si el cambio de dirección es a base de pequeños tramos rectos, los coeficientes de pérdida se obtienen de la fig. 2.15 que -- contiene los resultados, de diferentes investigadores, para tubos lisos y rugosos.

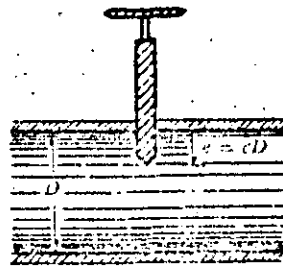


Figura 2.16 Válvula de compuerta.

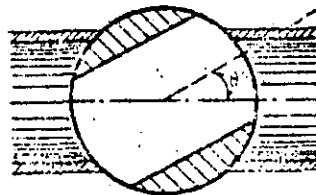


Figura 2.17 Válvula esférica.

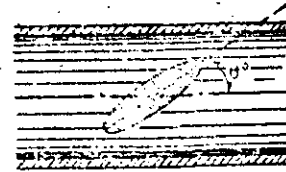


Figura 2.18 Válvula de lenteja/

10 m.s.p.u.

en una conducción a presión, el coeficiente de pérdida, según Abeljew (Ref. 7), depende de ϕ/ϕ_0 , o bien de b/w , de acuerdo con la tabla 2.9.

de la relación de abertura b/W , sino también de la forma del lado inferior de la compuerta (Fig. 2.20b). El coeficiente de pérdida se obtiene de la tabla 2.10.

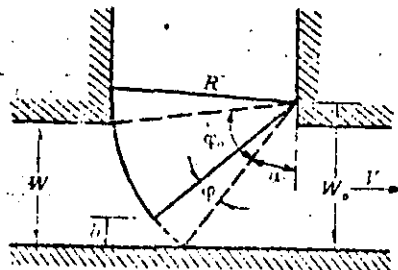
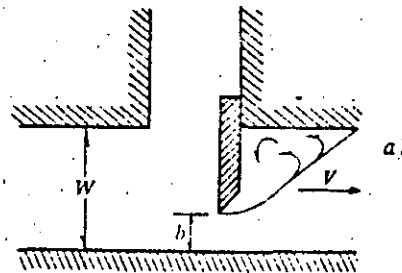


Figura 2.19 Compuerta radial en una tubería.



Si se utilizan compuertas deslizantes, como la mostrada en la Fig. 2.20a, el coeficiente de pérdida depende no sólo

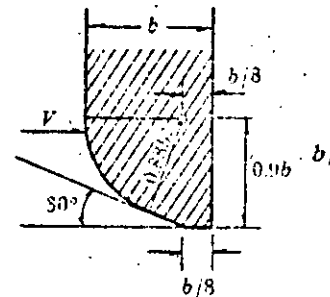


TABLA 2.10 Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

b/W	K canto afilado	K canto redondo
0.1	186.5	—
0.2	44.1	23.2
0.3	17.8	10.8
0.4	8.68	4.95
0.5	4.57	2.7
0.6	2.43	1.48
0.7	1.31	0.96
0.8	0.68	0.58
0.9	0.38	0.36
1	0.3	0.24

Figura 2.20 Compuertas deslizantes en una tubería.

Para válvulas de pie (Fig. 2.21) con pi-chancha, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (referencia 49), como se indica en la tabla 2.11.

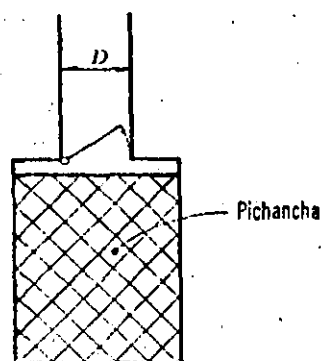


Figura 2.21. Válvula de pie con pichancha abierta.

TABLA 2.18. Coeficientes de pérdida para válvulas de pie con pichancha abierta

D, en m	K	D, en m	K
0.040	12.9	0.20	5.2
0.050	10.0	0.25	4.4
0.065	8.8	0.30	3.7
0.080	8.0	0.35	3.4
0.100	7.0	0.40	3.1
0.125	6.5	0.45	2.8
0.150	6.0	0.50	2.5

Para calcular la pérdida, exclusivamente, en la pichancha, el coeficiente vale:

$$K = (0.675 \text{ a } 1.575) \left(\frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (2.17)$$

donde

- A área del tubo;
- A₀ área neta (únicamente las perforaciones de la pichancha).

Para una válvula *check* o de retención (Fig. 2.22), completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (como se indica en la tabla 2.12.

TABLA 2.12. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas

D en m	K
0.05	18
0.075	11
0.10	8
0.15	6.5
0.2	5.5
0.25	4.5
0.3	3.5
0.35	3
0.4	2.5
0.5	0.8

Si la válvula de retención está, parcialmente, abierta entonces K es como se indica en la tabla 2.13.

TABLA 2.13. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención parcialmente abiertas

δ°	K
15	90
20	62
25	42
30	30
35	20
40	14
45	9.5
50	6.6
55	4.6
60	3.2
65	2.3
70	1.7

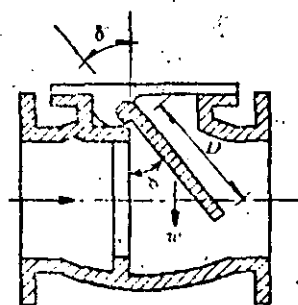


Figura 2.22. Válvula de retención.

2.9.7. Pérdida por salida
Esta pérdida vale:

$$h_s = K \frac{(V_3 - V_2)^2}{2g} \quad (2.20)$$

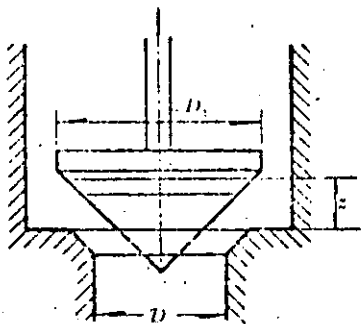


Figura 2.23. Válvula de alivio de forma cónica.

Para válvulas de alivio (Fig. 2.23) resulta conveniente emplear la fórmula (2.18) siguiente:

$$K = 2.6 - 0.8 \frac{D}{z} + 0.14 \left(\frac{D}{z} \right)^2 \quad (2.18)$$

Si la válvula es semejante a la de la figura 2.24 (2.24), entonces tenemos que:

$$K = 0.6 + 0.15 \left(\frac{D}{z} \right)^2 \quad (2.19)$$

Para válvulas de pequeño diámetro totalmente abiertas, se deben usar los coeficientes de pérdida indicados en la figura 2.25.

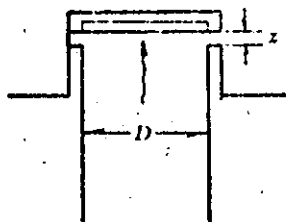


Figura 2.24. Válvula de alivio plana.

donde K se obtiene de la tabla 2.14 (referencia) (Fig. 2.26).

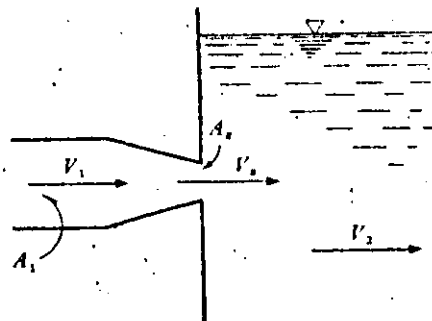


Figura 2.26. Pérdida por salida.

TABLA 2.14. Coeficientes de pérdida por salida

$\frac{A_2}{A_1}$	K
0.1	0.83
0.2	0.84
0.3	0.85
0.4	0.87
0.5	0.88
0.6	0.90
0.7	0.92
0.8	0.94
0.9	0.965
1	1.0

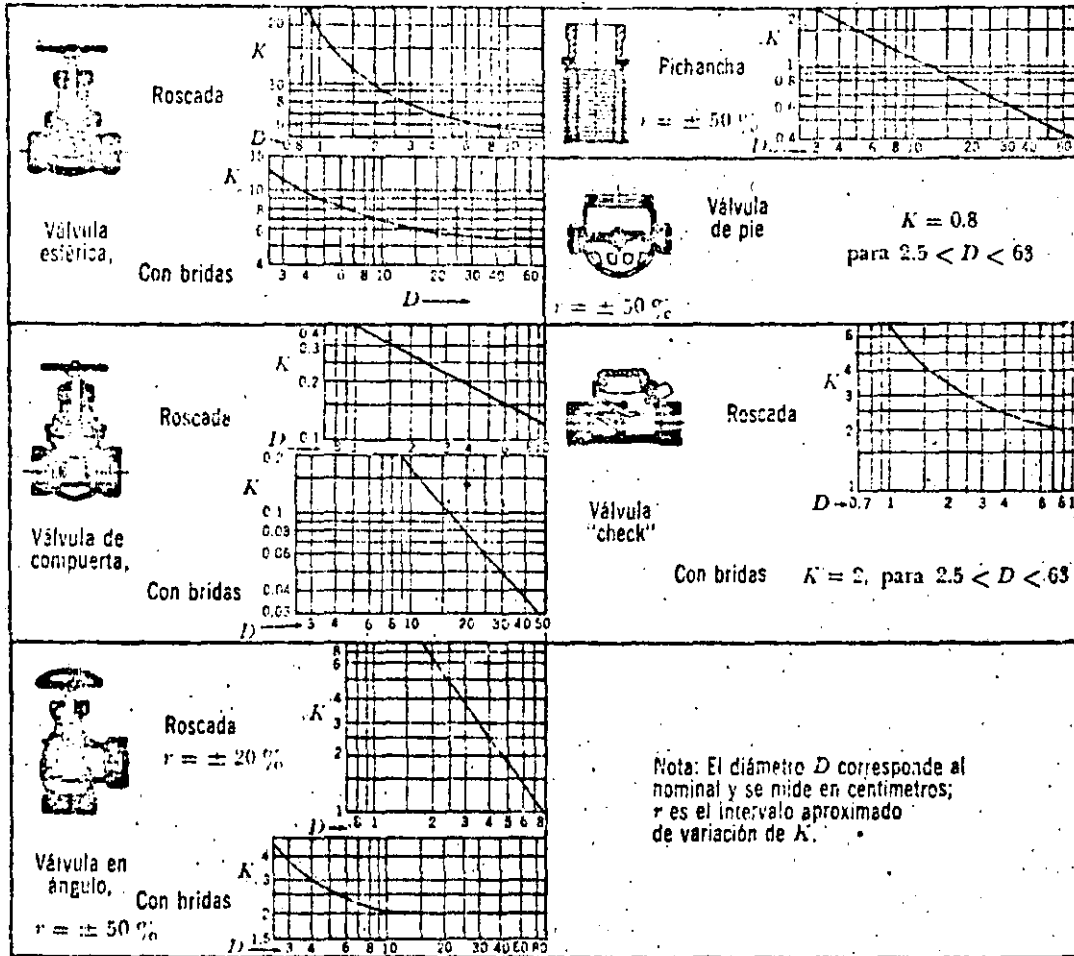


Figura 8.26 Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas.

*

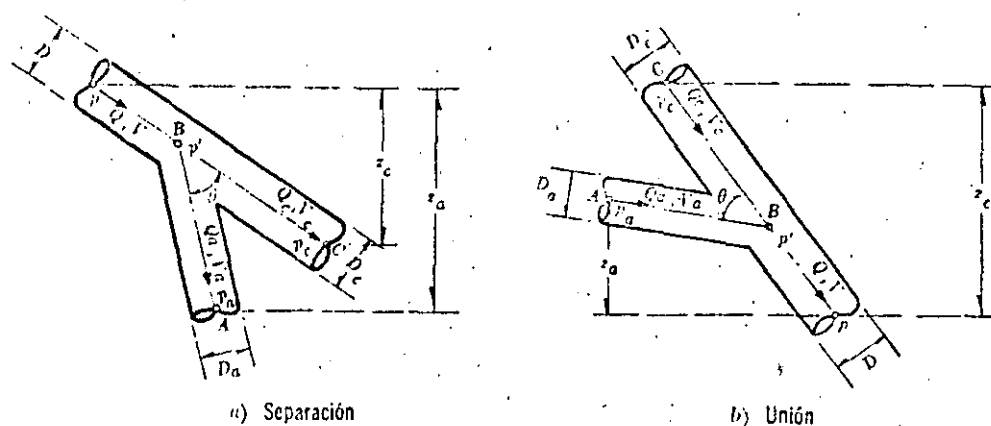


Figura 2.27. Pérdida por bifurcación.

Si la descarga es al medio ambiente, $V_2 = 0$ y $h_s = V_s^2/2g$ para $A_s = A_1$.

2.9.8 Pérdidas por bifurcación

La pérdida de energía en una bifurcación de conductos depende —además del ángulo que forman la tubería secundaria con la maestra— de la relación entre los diámetros de ambas tuberías y de la dirección de la corriente. Dicha pérdida es mayor en la unión que en la bifurcación (Figs. 2.27 a y b) y se expresa como un porcentaje de la carga de velocidad, lo que demuestra que el coeficiente K es independiente del número de Reynolds.

Con las designaciones indicadas en la Fig. 2.27a para la separación y con las secciones próximas al punto en que se realiza la bifurcación, la ecuación de la energía entre la corriente principal y la sección C (suponiendo que la pérdida por fricción es pequeña), conduce a:

$$z_c + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + K_c \frac{V^2}{2g}$$

o bien:

$$\frac{p - p_0}{\gamma} + z_c = \frac{V_c^2}{2g} + (K_c - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En la misma manera, de la ecuación de la energía, entre la corriente principal y la sección A, tenemos:

$$\frac{p - p_a}{\gamma} + z_a = \frac{V_a^2}{2g} + (K_a - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En el caso de la unión, en la Fig. 2.27b las ecuaciones son:

$$\frac{p_c - p}{\gamma} + z_c = (K_c + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_c^2}{2g}$$

$$\frac{p_a - p}{\gamma} + z_a = (K_a + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g}$$

además, en ambos casos son válidas las siguientes ecuaciones:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_c = \frac{4Q_c}{\pi D_c^2}, \quad V_a = \frac{4Q_a}{\pi D_a^2}$$

$$Q = Q_a + Q_c$$

Los coeficientes K_a y K_c , antes definidos, son dependientes de la relación entre gas-

tos Q_a/Q y entre los diámetros; del ángulo con que se realiza la bifurcación y del grado de redondez de los cantos en los tubos. Para el caso de cantos agudos, como los de la Fig. 2.27 y $D = D_c$, los autores Vogel, Petermann y Kinne, obtuvieron los resultados de la tabla 2.15.

cientes de pérdida K , para bifurcaciones de diámetro pequeño:

En obras hidroeléctricas son de especial interés las bifurcaciones simétricas mostradas en la Fig. 2.29.

Para la bifurcación del tipo 1 (Fig. 2.29a) ($D = \text{constante}$), con una distribución

TABLA 2.15. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos agudos)

$\frac{Q_a}{Q}$	Separación				Unión			
	$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$		$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$	
	K_a	K_c	K_a	K_c	K_a	K_c	K_a	K_c
0.0	0.95	0.04	0.90	0.04	-1.20	0.04	-0.92	0.04
0.2	0.88	-0.08	0.68	-0.06	-0.40	0.17	-0.38	0.17
0.4	0.89	-0.05	0.50	-0.04	0.08	0.30	0.00	0.19
0.6	0.95	0.07	0.38	0.07	0.47	0.40	0.22	0.09
0.8	1.10	0.21	0.35	0.20	0.72	0.51	0.37	-0.17
1.0	1.28	0.35	0.48	0.33	0.91	0.60	0.37	-0.54

Por otra parte, las relaciones más adecuadas para una separación en tubos, con cantos redondeados (redondeo con $0.1 D_a$), son las indicadas en la tabla 2.16 (Ref. 43).

TABLA 2.16. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos redondeados)

Q_a/Q_c	θ	D_a/D_c	V_a/v	K_a
0.3	90°	1	0.3	0.76
	60°	0.61	0.8	0.59
	45°	0.58	0.9	0.35
0.5	90°	1	0.5	0.74
	60°	0.79	0.8	0.54
	45°	0.75	0.9	0.32
0.7	90°	1	0.7	0.83
	60°	1	0.7	0.52
	45°	1	0.7	0.30

En la Fig. 2.28 se presentan los coefi-

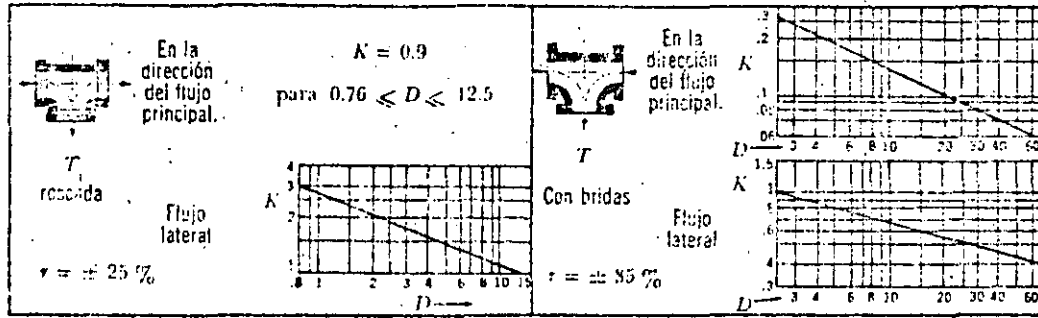
simétrica del gasto ($Q_a/Q = 0.5$), los coeficientes de pérdida definidos en cualquiera de las dos siguientes expresiones:

$$h = K_a \frac{V^2}{2g}; \quad h = K_c \frac{V_c^2}{2g},$$

se obtienen de la tabla 2.17, en la cual se incluyen también los correspondientes al tipo 2, para diferentes valores de θ (referencia 1).

TABLA 2.17. Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 1 y 2 (Fig. 2.29).

R_m/D	Tipo 1		θ	Tipo 2	
	K_a	K_a'		K_c	K_c'
0.50	1.10	4.4	10°	0.1	0.4
0.75	0.60	2.4	30°	0.3	1.2
1.00	0.40	1.6	45°	0.7	2.8
1.5	0.25	1.0	60°	1.0	4.9
2.0	0.20	0.8	90°	1.4	5.6



Nota: El diámetro corresponde al nominal y se mide en centímetros; r es el intervalo aproximado de variación para K .

Figura 2.28 Coeficientes de pérdida en bifurcaciones de diámetro pequeño.

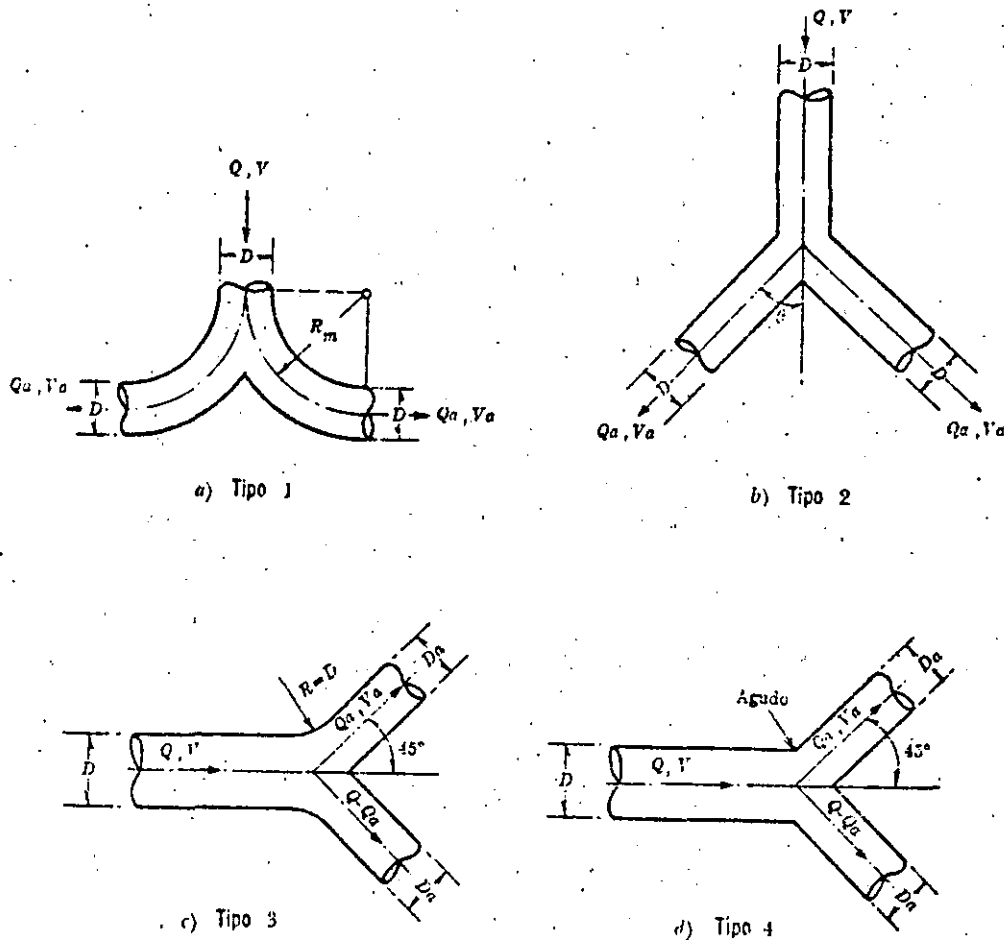


Figura 2.29 Bifurcaciones simétricas.

Por otra parte, para las bifurcaciones de los tipos 3 y 4, los correspondientes coeficientes de pérdida se presentan en la tabla 2.18.

71
TABLA 2.18 Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 3 y 4 (Fig. 2.89).

Tipo	D_0/D	Q_0/Q_d		
		0.5	1.0	
1	1	K_a	0.40	0.30
		K_a'	1.60	0.30
3	0.707	K_a	0.40	0.85
		K_a'	0.40	0.21
1	1	K_a	0.55	0.50
		K_a'	2.20	0.50
4	0.707	K_a	0.75	1.35
		K_a'	0.75	0.34

2.10

Conducto sencillo

Es el más sencillo de los sistemas. Consiste de un conducto único alimentado en el extremo, aguas arriba, por un recipiente o una bomba y con descarga libre o a otro recipiente. El conducto puede tener cambios geométricos u obstrucciones que producen pérdidas locales de energía, además de la propia de fricción.

En la Fig. 2.26 se muestra el comportamiento de las líneas de energía y gradiente hidráulico, para el tubo que conecta dos recipientes; ambas líneas interpretan el significado físico de los términos en la ecuación de la energía. En la Fig. 2.27 se presenta el sistema alimentado por una bomba.

Para el análisis del conducto sencillo se utiliza la ecuación de continuidad y la de energía: La primera establece la invariabilidad del gasto en cualquier sección i del conducto; a saber:

$$Q = A_i V_i$$

La segunda establece la constancia de la energía entre dos secciones transversales 1 y 2 del conducto, para lo cual se acepta, usualmente, que el coeficiente α en dichas secciones valga uno. Esto es:

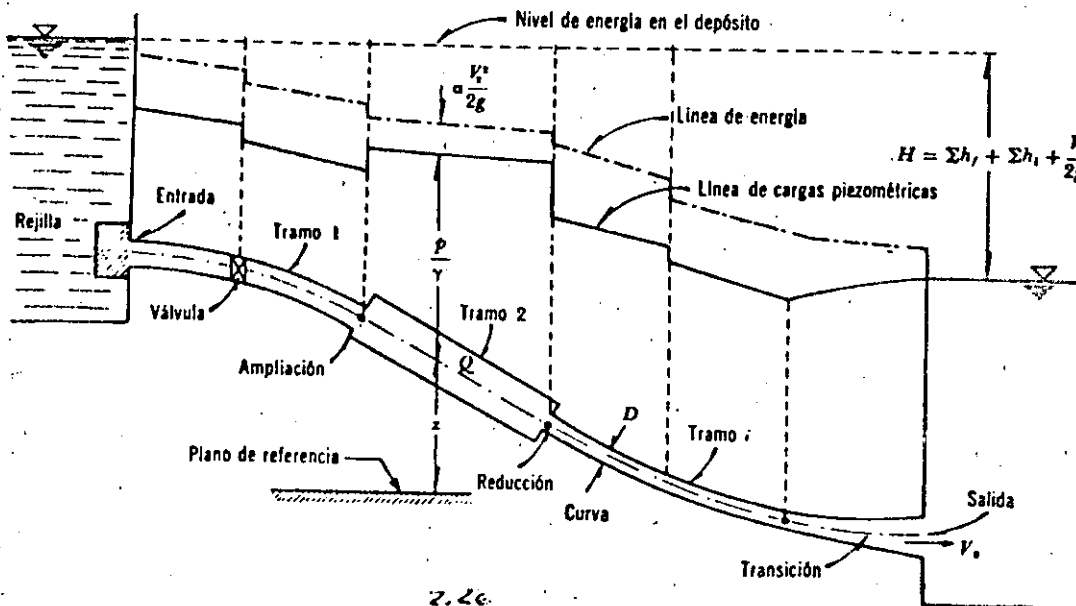
$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_l$$

donde

$\sum_1^2 h_f$ = suma de las pérdidas de fricción h_f , en cada tramo de la sección 1 a la 2;

$\sum_1^2 h_l$ = suma de las pérdidas locales que ocurren de la sección 1 a la 2 debidas a entrada, cambios de sección, válvulas, etcétera.

Los dos términos se expresan en razón de la carga de velocidad dentro del tramo de sección constante, si la pérdida es de fricción o aguas abajo del punto donde se produce la pérdida local. Por esta cau-



2.26. Figura 2.26. Conducto sencillo.

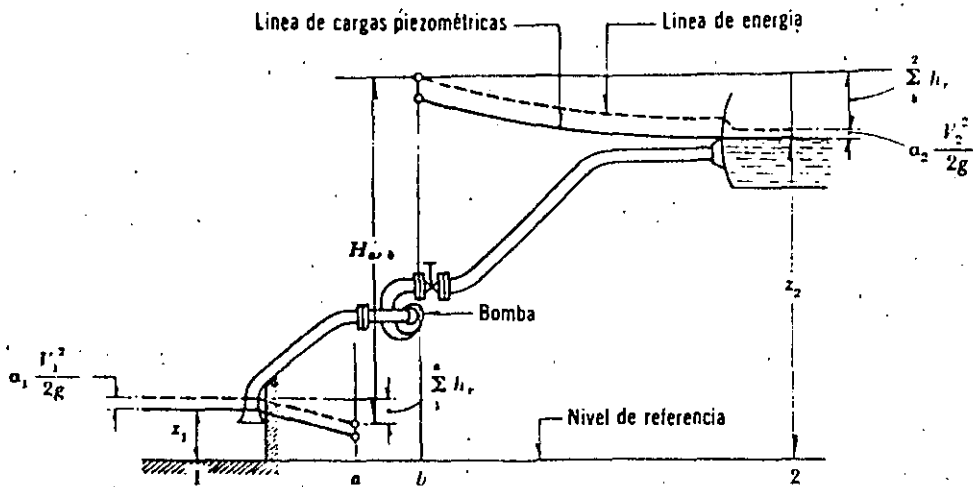


Figura 2.27. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

sa, la ecuación de la energía contendrá los valores de la velocidad, en distintas secciones del conducto, mismos que se pueden substituir por la velocidad, en un sólo tramo, utilizando la ecuación de continuidad.

Si en el sistema de la Fig. 2.26, el recipiente de aguas abajo no existe, es decir, si el conducto descarga libremente a la atmósfera, el desnivel H se mide como la diferencia de niveles entre la superficie libre en el depósito superior y el centro de gravedad de la sección final del tubo. En cualquier caso, dicho desnivel será:

$$H = \Sigma h_f + \Sigma h_l + \frac{V_2^2}{2g}$$

dónde $V_2^2/2g$ es la carga de velocidad en la sección final del conducto, considerada como energía final en el caso de descarga libre, o como pérdida en el caso de descarga a otro recipiente. Se presentan dos tipos de problema:

a) *Revisión.* Conociendo H , la geometría y rugosidad del tubo, se desea calcular el gasto.

Solución. Supuesto que se desconoce la zona de flujo (laminar, transición o turbulento) en la que trabaja el tubo, la velocidad y los coeficientes de pérdida son incógnitas. Si la sección 1 se elige dentro del depósito superior y la 2 dentro del inferior, de tal manera que la velocidad de llegada sea despreciable. De la ecuación de la energía se tiene:

$$H = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \frac{V_2^2}{2g} + \Sigma_1^2 h_f + \Sigma_1^2 h_l$$

en que V_2 es la velocidad en la sección final de la tubería.

Por la fórmula de Darcy-Weisbach y de pérdidas menores vemos que:

$$H = \frac{V_2^2}{2g} + \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right) + \left(K_1 \frac{V_1^2}{2g} + K_2 \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right)$$

y debido a que $V_2 A_2 = V_1 A_1$, entonces resulta:

$$H = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{f_1 L_1}{D_1} \frac{A_2^2}{A_1^2} + \frac{f_2 L_2}{D_2} \frac{A_2^2}{A_2^2} + \dots + K_1 \frac{A_2^2}{A_1^2} + K_2 \frac{A_2^2}{A_2^2} + \dots \right)$$

la velocidad en la sección final vale

$$V_2 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \Sigma_{i=1}^n \left(\frac{f_i L_i}{D_i} \frac{A_2^2}{A_i^2} + K_i \frac{A_2^2}{A_i^2} \right)}}$$

y el gasto:

$$Q = V_2 A_2 \quad (2.21)$$

Puesto que se conoce ϵ/D_i , se puede estimar un valor para cada f_i , por inspección del diagrama de Moody, así como los K_i . Con dichos coeficientes, substituidos en la Ec. (2.21), se determina el gasto; de éste, $V_1 = 4Q/\pi D_1$ y con los números de Reynolds, se obtienen nuevos valores f_i . El proceso se repite.

b) *Diseño.* Conociendo H , la geometría (con excepción de uno de los diámetros), la rugosidad y el gasto, se desea calcular

uno de los diámetros (con más de un diámetro como incógnita, la solución es imposible).

Solución. Igual que el problema anterior —se utiliza la Ec. (2.21) estimando f y D desconocidos, que se substituyen reitera-

damente hasta obtener el gasto. Este problema es poco común.

Por ejemplo, en el caso de una tubería de diámetro constante y pérdidas locales despreciables, de la Ec. (2.21) vemos:

2.21

$$Q \approx \frac{\pi \sqrt{2gH}}{4fL/D^5}$$

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{8LQ^2}{g\pi^2 H} f} = \sqrt[5]{\frac{0.0827LQ^2}{H} f} \quad (2.22)$$

también en el número de Reynolds, nos da

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi \nu D} = \frac{C_2}{D} \quad (2.23)$$

en el que se conoce a

$$C_2 = 4Q/\pi \nu$$

La solución consiste en los siguientes pasos:

- Se estima un valor de f (por ejemplo 0.02).
- Se calcula D de la Ec. (2.22).
- Se calcula R_e de la Ec. (2.23).
- Con R_e y ϵ/D , del diagrama de Moody, se determina un nuevo valor de f .
- Con el nuevo valor de f se repite el procedimiento hasta que ésta no cambie en más de dos ciclos sucesivos.

2.10.1

Problema Una bomba de 25 CV de potencia y 75 por ciento de eficiencia, debe abastecer un gasto de 6 m³/min de

agua, a 10°C, a un recipiente cuyo nivel se encuentra 10 m arriba del cárcamo de bombeo. La tubería de conducción es de hierro fundido con incrustaciones ($\epsilon = 0.76$ mm), con una longitud de 100 m, tres curvas de radio $R = 5D$ (dos de 45° y una de 90°) y una válvula con $K_v = 8$. Determinar el diámetro necesario en la tubería.

Solución. La potencia suministrada por la bomba a la tubería es:

$$P = 75 \times 0.75 \times 25 = 1406 \text{ kg m/seg}$$

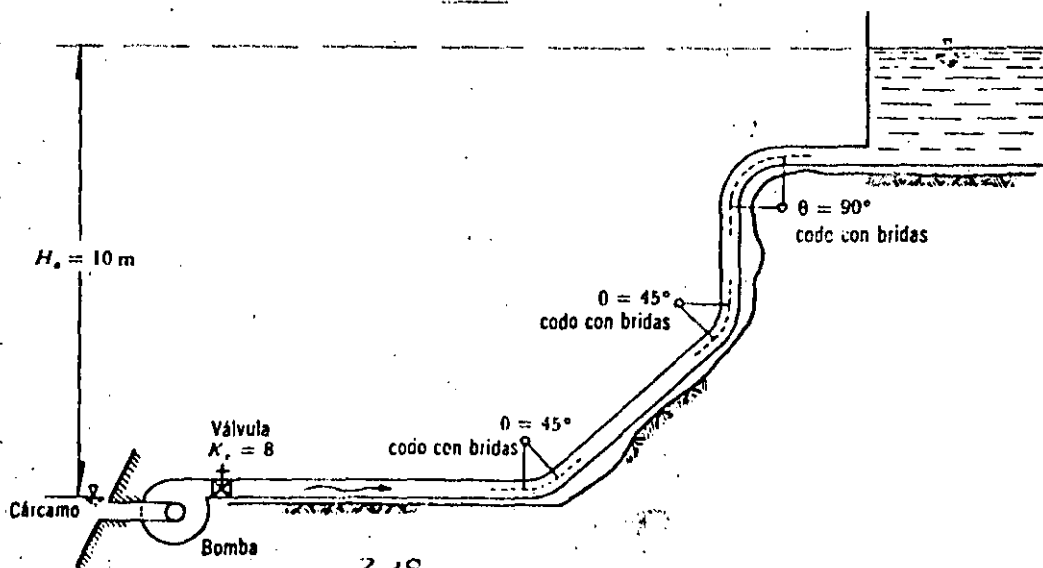
y la carga de bombeo para $Q = 6/60 = 0.1$ m³/seg, la siguiente:

$$H_n = \frac{P}{\gamma Q} = \frac{1,406}{1,000 \times 0.1} = 14.06 \text{ m}$$

Como se dispone de esta energía, inmediatamente después de la bomba, de la ecuación de la energía resulta que

$$14.06 = 10 + \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_c \frac{V^2}{2g} + K_v \frac{V^2}{2g}$$

$$4.06 = \frac{V^2}{2g} (1 + fL/D + K_c + K_v) \quad (a)$$



2.28

Figura 2.28. Instalación del problema 2.10.1

Igual que en el problema anterior, se resuelve por iteraciones. Después de efectuar varios ciclos, se propone $D = 0.254$ m cuya área, velocidad y carga de velocidad son:

$$A = \frac{\pi}{4} (0.254)^2 = 0.05065 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0.1}{0.05065} = 1.974 \text{ m/seg}$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.199 \text{ m}$$

El número de Reynolds para $v = 0.0131$ cm²/seg es:

$$R_r = \frac{1.974 \times 0.254 \times 10^6}{1.31} = 3.827 \times 10^5$$

y para $\epsilon/D = 0.076/25 = 0.003$ del diagrama de Moody, $f = 0.026$, se obtiene: Fig. 2.11

$$f \frac{L}{D} = \frac{0.026 \times 100}{0.254} = 10.24$$

De la Fig. 2.13, para codos a 45°, $C_c = 0.16$ y para 90° $C_c = 0.25$. Por lo cual, $K_c = 2 \times 0.16 + 0.25 = 0.57$. Por tanto, de la Ec. (2.10) o de la Ec. (a) nos da:

2.21

$$V = \sqrt{\frac{19.6 \times 4.06}{1 + 10.24 + 0.57 + 8}} = 2 \text{ m/seg}$$

siendo el gasto:

$$Q = 2 \times 0.05065 = 0.102 \text{ m}^3/\text{seg}$$

entonces, el diámetro de 254 mm es el adecuado.

Problema 2.10. Una bomba extrae agua ($v = 0.0112$ cm²/seg) desde un cárcamo y la entrega, a un tanque elevado, por una tubería —de 381 m de longitud y 102 mm de diámetro— de hierro fundido y asfaltado (Fig. 2.25). La tubería de succión es vertical de 1.73 m de longitud y está equipada con una válvula de pie. El tubo de descarga contiene dos codos regulares con bridas $R/D = 1.4$, una válvula *check* y una válvula de compuerta. Determinar la carga de succión h_s (antes de la bomba), la carga de bombeo h_b y la lectura en el manómetro del lado de la descarga p_d , cuando el gasto sea de 757 lt/min. Calcular la potencia en CV, de la bomba, si ésta tiene una eficiencia de 80 %.

Solución. Tubería de succión. Para $D = 102$ mm, de la Fig. 2.13 $\epsilon/D = 0.0012$, para hierro fundido y asfaltado. La velocidad y el número de Reynolds en el tubo es:

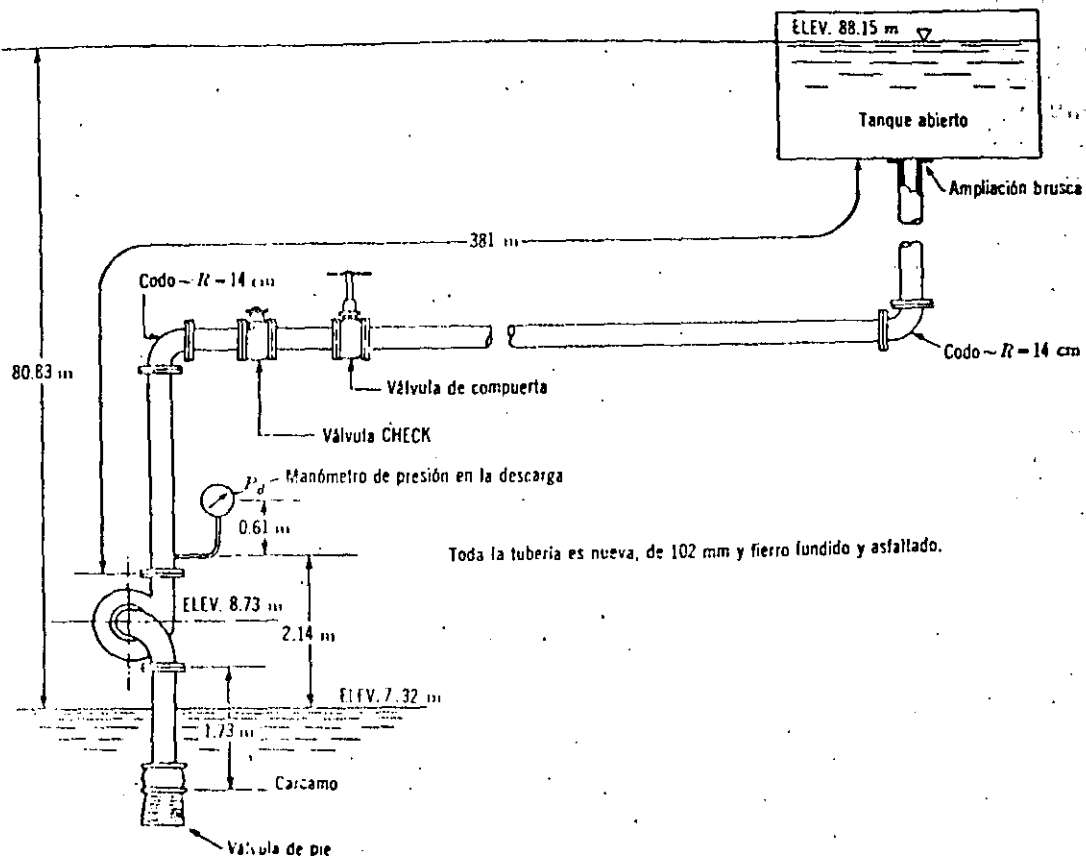


Figura 2.25. Instalación referente al problema 2.10

$$V = \frac{4 \times 0.757}{60 \pi (0.102)^2} = 1.544 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.12 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{154.4 \times 10.2}{0.0112} = 1.41 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody, $f = 0.0225$ y la pendiente de fricción:

$$S_f = \frac{0.0225}{0.102} \times 0.12 = 0.0265$$

El coeficiente de pérdida en la válvula de pie es $K = 0.8$ (Fig. 2.23) y la pérdida correspondiente:

$$h_o = 0.8 \times 0.12 = 0.096 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 7.32 m a la de 8.73 m. De esta manera la carga de succión es:

$$h_s = (8.73 - 7.32) + 0.0265 \times 1.73 + \\ \times 0.096 = 1.552 \text{ m}$$

la cual es negativa, dado que corresponde al lado de succión. Tubería de descarga. La pérdida de fricción en la tubería de descarga es:

$$h_f = 0.0265 \times 381 = 10.10 \text{ m}$$

los coeficientes de pérdida en los accesorios se obtienen de las Figs. 2.13 y 2.23.

Codo regular con bridas (90°),		
	$K = 0.31$	$\times 2 = 0.62$
Válvula check con bridas,		
	$K = 2.00$	2.00
Válvula de compuerta con bridas,		
	$K = 0.17$	0.17
Salida (A_2/A_1),		
	$K = 1.00$	1.00
		$K = 3.79$

y la pérdida de energía por los accesorios:

$$h = 3.79 \times 0.12 = 0.455 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 8.73 m a la de 88.15 m. La carga de bombeo será:

$$h_d = (88.15 - 8.73) + 10.10 + \\ + 0.455 = 89.975 \text{ m}$$

La carga de presión del lado de la descarga y en el punto donde está colocado el manómetro, será igual a la carga estática más la pérdida de fricción en la descarga menos la carga de velocidad. La carga estática es $80.83 - 2.14 = 78.69 \text{ m}$. Las otras cantidades han sido calculadas anteriormente; por lo tanto, la carga de presión requerida es $78.69 + 0.45 + 10.10 - 0.12 = 89.12 \text{ m}$. Para calcular la carga de presión al centro del manómetro será necesario considerar la conexión vertical de altura igual a 0.61 m. La lectura en el manómetro será:

$$\frac{p_d}{\gamma} = \frac{89.12 - 0.61}{1000} = \\ = 88.51 \text{ m}; \quad p_d = 8.851 \text{ kg/cm}^2.$$

La carga total de bombeo es igual al desnivel entre los dos tanques, más las pérdidas totales en la conducción, a saber:

$$H_t = 80.83 + 0.0265 \times 1.73 + \\ + 0.096 + 10.10 + 0.455 = 91.527 \text{ m}$$

y la potencia que debe proporcionarse a la bomba, la siguiente:

$$P = \frac{\gamma Q H_t}{75 \eta} = \\ = \frac{1000 \times 0.757 \times 91.527}{75 \times 60 \times 0.8} = 19.2 \text{ CV}$$

2.11 Sistema de tubos en paralelo

En ocasiones resulta necesario derivar varios ramales de un mismo tubo (figura 9.15), para lo cual se pueden presentar dos casos:

1. Se conoce la pérdida entre A y B y se desea determinar el gasto en cada ramal.

2. Se conoce el gasto total y se desea determinar la pérdida entre A y B, así como la distribución del gasto en cada ramal.

Ambos casos ocurren independientemente de las energías que existan en A y B. El primero no ofrece dificultad puesto que una vez conocida la pérdida, se puede calcular el gasto en cada ramal en base a que funciona con una carga igual a la pérdida determinada; esto es, que con $\Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H$, la pérdida de energía vale:

por lo que:

$$V_i = \sqrt{\frac{2g \Delta H}{K_i}} \quad (2.24)$$

donde:

$$K_i = f_i \frac{L_i}{D_i} + \Sigma K_{ii}$$

siendo el gasto:

$$Q_i = A_i V_i \quad (2.25)$$

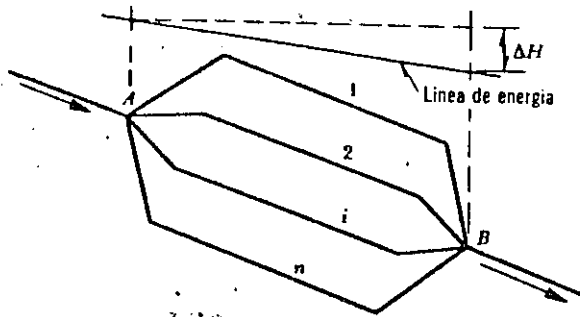


Figura 2.30. Sistema en derivación.

Para el segundo caso, se supone la existencia de una tubería (ficticia) que transporta el gasto total, equivalente a todos los ramales, con una pérdida en la misma de $\Delta H_e = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H_n$. Al substituir las Ecs. (2.24) y (2.25) en la de continuidad, obtenemos:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

y al simplificar, resulta:

$$\frac{D_e^2}{\sqrt{K_e}} = \sum_{i=1}^n \frac{D_i^2}{\sqrt{K_i}}$$

o bien:

$$\frac{K_e}{D_e^4} = \left[\frac{1}{\sum (D_i^2 / \sqrt{K_i})} \right]^2 \quad (2.26)$$

o sea, la condición de equivalencia entre los conductos, en los que se elige un valor arbitrario para D_e o K_e y el otro se calcula con la Ec. (2.26); luego entonces,

$$\Delta H = K_e \frac{V_e^2}{2g} = \frac{8 K_e}{\pi^2 D_e^4} \frac{Q^2}{g}$$

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\pi^2 \left[\sum (D_i^2 / \sqrt{K_i}) \right]^2} \frac{Q^2}{g} \quad (2.27)$$

Una vez que la pérdida ΔH se conoce, el problema se torna en uno del primer caso.

Redes abiertas

2.12

Decimos que una red es abierta cuando los tubos que la componen se ramifican, sucesivamente, sin intersectarse después para formar circuitos. Los extremos finales de las ramificaciones pueden terminar en un recipiente o descargar libremente a la atmósfera.

Un ejemplo de red abierta se esquematiza en la Fig. 2.28. De acuerdo con los niveles de los distintos recipientes y la longitud de los tubos, se deberá conocer o suponer la dirección del gasto en los diversos tramos.

De la ecuación de la energía, entre el recipiente superior y los extremos de los tubos, resulta entonces:

$$z_1 - \left(z_j + \frac{V_j^2}{2g} \right) = \sum_{i=1}^j h \quad (2.28)$$

donde z_j es el nivel de la superficie libre del agua si el tubo descarga a un recipiente o bien, el nivel del centro de gravedad de la sección final, si el tubo descarga a la atmósfera; el subíndice j corresponde a las características hidráulicas en el punto j .

El término $\sum_{i=1}^j h$ es la suma de las pérdidas de energía de los tubos que se encuentran en el recorrido, desde el punto 1 hasta el extremo j ; toma signo positivo para h en aquellos elementos en que la dirección del gasto coincide con la dirección del recorrido y negativo en caso contrario.

Por ejemplo, para el extremo 7, la Ec. (2.28) es:

$$z_1 - \left(z_7 + \frac{V_7^2}{2g} \right) = h_{12} + h_{23} + h_{37}$$

y de acuerdo con la dirección supuesta de los gastos en la Fig. 2.29, para el extremo 13, se obtiene:

$$z_1 - \left(z_{13} + \frac{V_{13}^2}{2g} \right) = h_{12} - h_{26} - h_{613}$$

Problema 2.32. En la Fig. 2.32 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_5 = 25$ lt/seg, $Q_4 = 30$ lt/seg, hacia los tanques C y D respectivamente y que $Q_2 = 11$ lt/seg desde la bomba. Determinar los diámetros D_1 , D_3 y D_4 necesarios para que se satisfagan las condiciones impuestas. El

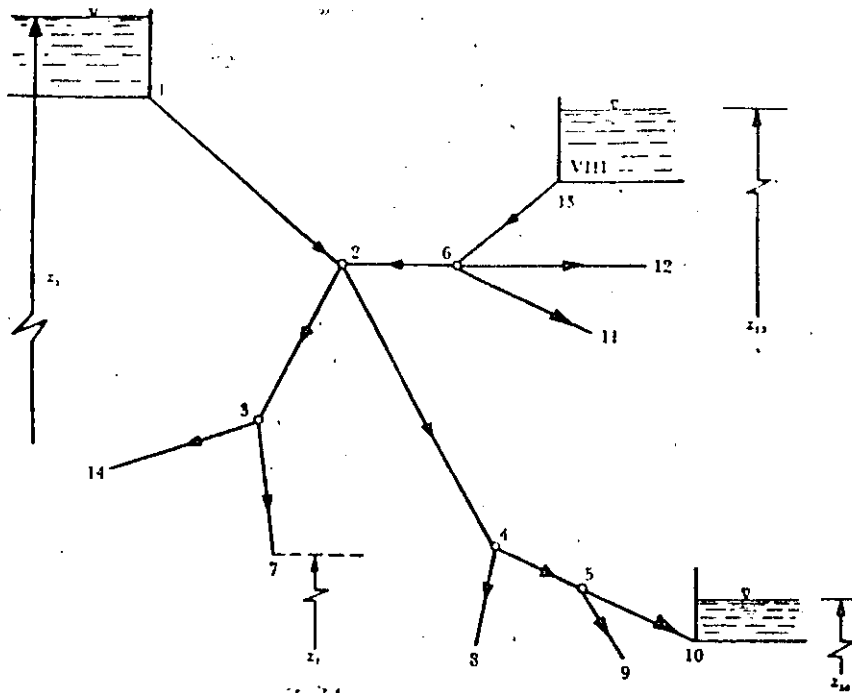


Figura 2.31. Ejemplo de red abierta.

factor de fricción en todos los tubos es $f = 0.014$ y los tanques A y B abastecen a C y D.

Solución. La carga producida por la bomba es

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{76 \eta}$$

$$H_B = \frac{76 \eta P}{\gamma Q} = \frac{76 \times 0.73 \times 6}{1000 \times 0.011} = 30.3 \text{ m}$$

De la ecuación de continuidad en los nudos, los gastos son:

$$Q_3 = Q_4 + Q_5 = 0.055 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_1 = Q_3 - Q_2 = 0.044 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Las velocidades y cargas de velocidad, en los tubos, son las que siguen:

$$V_1 = \frac{0.044}{0.7854 D_1^2} = \frac{0.056}{D_1^2};$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{(0.056)^2}{19.6 D_1^4} = \frac{0.000161}{D_1^4}$$

$$V_2 = \frac{0.011}{0.7854 \times 0.01} = 1.4 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = 0.1 \text{ m}$$

$$V_3 = \frac{0.055}{0.7854 D_3^2} = \frac{0.07}{D_3^2} \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$V_4 = \frac{0.030}{0.7854 D_4^2} = \frac{0.0382}{D_4^2};$$

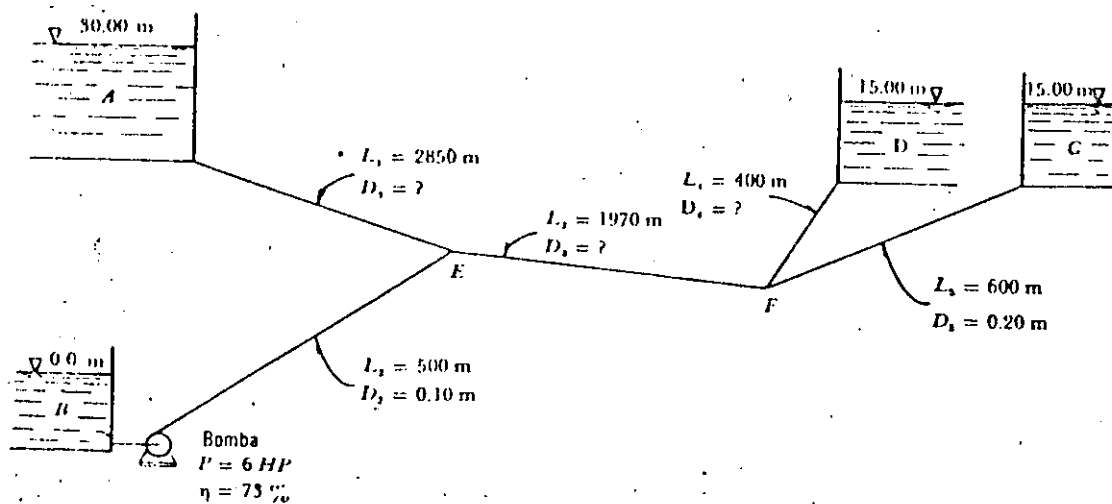


Figura 2.32. Red abierta del problema 2.31.

$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_1^4}$$

$$V_3 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_5^2}{2g} = 0.0323 \text{ m}$$

La ecuación de la energía entre F y C, es como sigue:

$$E_F = 15.00 + \left(0.014 \frac{600}{0.20} + 1 \right) \times 0.0323 = 16.389 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre F y D, es:

$$E_F = 16.389 = 15.00 + \left(0.014 \frac{400}{D_1^4} + 1 \right) \times \frac{0.000074}{D_1^4}$$

$$1.389 = \frac{0.000414}{D_1^4} + \frac{0.000074}{D_1^4}$$

Esta ecuación se satisface para $D_1 = 0.20 \text{ m}$.

La ecuación de energía entre B y E, como se indica:

$$30.3 + 0.1 = E_B + 0.014 \frac{500}{0.10} 0.1$$

$$E_B = 30.4 - 7.0 = 23.4 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre A y E, es:

$$30.00 = 23.4 + 0.014 \frac{2850}{D_1} \frac{0.000161}{D_1^4}$$

$$D_1 = \sqrt[6]{\frac{0.00642}{6.6}} = \sqrt[6]{0.000973} = 0.25 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre E y F, será:

$$23.4 = 16.389 + 0.014 \frac{1970}{D_3} \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$D_3 = \sqrt[6]{\frac{0.0069}{7.011}} = \sqrt[6]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

2.13 Fuerza producida por un cambio de dirección

El cambio en la cantidad de movimiento, de un líquido que se mueve dentro de un tubo, induce fuerzas sobre el mismo. En el caso del tramo de tubería mostrado en la Fig. 2.33, el líquido llega con velocidad V_1 a través del área A_1 y sale con velocidad V_2 a través del área A_2 , después de cambiar de dirección según el ángulo θ . Se desea determinar la fuerza F impuesta por el tubo al líquido, para modificar las características del movimiento; así como F_x y F_y , sus componentes en las direcciones x y y indicadas.

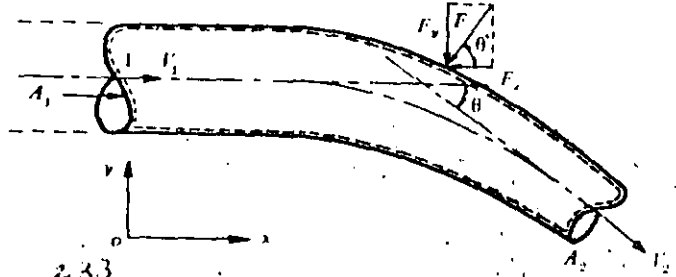


Figura 2.33. Fuerzas en un cambio de dirección y de sección.

Solución. Se pueden aplicar las ecuaciones (4.33a y b) para determinar la magnitud de la fuerza F . Considerando despreciable el peso propio del volumen de control, las fuerzas de superficie que obran sobre él son los empujes totales en las secciones (1) y (2), además de la fuerza F repartida sobre la superficie lateral. Así, para la dirección x , se tiene que:

$$-F_x + p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \theta = \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1) \quad (a)$$

y para la dirección y , será:

$$-F_y + p_2 A_2 \sin \theta = \rho Q (-V_2 \sin \theta + 0) \quad (b)$$

Entonces, la resultante F es:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \left\{ \rho^2 Q^2 (V_1^2 + V_2^2 - 2V_1V_2 \cos \theta) + p_1^2 A_1^2 + p_2^2 A_2^2 - 2p_1 p_2 A_1 A_2 \cos \theta + 2\rho Q [p_1 V_1 A_1 + p_2 V_2 A_2 - (p_2 V_1 A_2 + p_1 V_2 A_1) \cos \theta] \right\}^{1/2} \quad (c)$$

Pero, de la ecuación de continuidad, resulta:

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1$$

que al sustituirla en la Ec. (c) se obtiene

$$F = \left\{ \rho^2 Q^2 V_1^2 \left(1 - 2 \frac{A_1}{A_2} \cos \theta + \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) + 2\rho Q^2 \left[p_1 + p_2 - \left(p_1 \frac{A_1}{A_2} + p_2 \frac{A_2}{A_1} \right) \cos \theta \right] + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \cos \theta \right] \right\}^{1/2} \quad (d)$$

Asimismo, se puede determinar la dirección de F en términos de F_x y F_y .

Si el tubo es de sección constante, entonces $A_1 = A_2$ y la Ec. (d) se reduce a:

$$F = \left\{ 2\rho Q^2 (1 - \cos \theta) (\rho V_1^2 + p_1 + p_2) + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 - 2 \frac{p_2}{p_1} \cos \theta \right] \right\}^{1/2} \quad (e)$$

y si, además, $\theta = 90^\circ$, la fuerza para un tubo de área constante es

$$F = \left\{ 2\rho Q^2 (\rho V_1^2 + p_1 + p_2) + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (f)$$

Cuando existe contracción en el tubo ($A_1 \neq A_2$) pero éste es de eje recto ($\theta = 0$), la Ec. (d) se reduce a la forma:

$$F = \left\{ \rho^2 Q^2 V_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 + 2\rho Q^2 \left[p_1 + p_2 - \left(p_1 \frac{A_1}{A_2} + p_2 \frac{A_2}{A_1} \right) \right] + p_1^2 A_1^2 \left(1 - \frac{p_2 A_2}{p_1 A_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (g)$$

La fuerza que el líquido impone al tubo es igual y de sentido contrario a F , por lo cual es de mucha importancia en el análisis estructural de los apoyos de un conducto a presión.

Por ejemplo, el tramo de tubería de la Fig. ~~2.33~~ está contenida en un plano vertical, de diámetros $D_1 = 1.83$ m, $D_2 = 1.22$ m; el gasto $Q = 8.5$ m³/seg; el ángulo $\theta = 120^\circ$; y la presión $p_1 = 2.72$ kg/cm². La pérdida de carga en el codo es $0.5 V_2^2/2g$ y el desnivel entre las secciones 1 y 2 es de 3 m. Determinar la fuerza total impuesta por el líquido a la tubería, considerando despreciable el peso.

Las velocidades en las secciones 1 y 2 son:

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{8.5}{\frac{\pi}{4} (1.83)^2} = \frac{8.5}{2.63} = 3.232 \text{ m/seg}$$

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{8.5}{\frac{\pi}{4} (1.22)^2} = \frac{8.5}{1.17} = 7.272 \text{ m/seg}$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli, entre las secciones 1 y 2, resulta que

$$3 + \frac{2.72 \times 10^4}{1000} + \frac{(3.23)^2}{19.6} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{(7.27)^2}{19.6} + 0.5 \frac{(7.27)^2}{19.6}$$

$$3 + 27.2 + 0.533 = \frac{p_2}{\gamma} + 2.702 + 1.356$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = 26.68 \text{ m}$$

$$p_2 = 2.668 \times 10^4 \text{ kg/m}^2 = 2.668 \text{ kg/cm}^2$$

De las Ecs. (a) y (b), para $\cos 120^\circ = -$
 $= -0.5$ y $\sin 120^\circ = 0.867$, se tiene:

$$F_x = p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \theta - \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1)$$

$$F_x = 2.72 \times 10^4 \times 2.63 + 2.668 \times 10^4 \times \\ \times 1.17 \times 0.5 + \frac{1000}{9.8} \times 8.5 \times \\ \times (7.277 \times 0.5 + 3.23)$$

$$F_x = 93\,077 \text{ kg}$$

$$F_y = p_2 A_2 \sin \theta + \rho Q V_2 \sin \theta = \\ = 2.668 (10^4) (1.17) (0.867) + \\ + \frac{1000}{9.8} (8.5) (7.27) (0.867)$$

$$F_y = 33\,376 \text{ kg}$$

La fuerza total, que también puede ser calculada directamente de la Ec. (d), vale

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \\ = \sqrt{(93\,077)^2 + (33\,376)^2} = 98\,870 \text{ kg}$$

El ángulo de inclinación de F , respecto de la fuerza F_y , es:

$$\theta' = \text{áng} \tan \frac{F_y}{F_x} = \text{áng} \tan \frac{33\,376}{93\,077} = 19^\circ 16'$$

Su punto de aplicación se encuentra en el cruce de las líneas que representan el eje de la tubería, antes y después de las secciones 1 y 2.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

MOTORES

ING. FRANCISCO LÓPEZ RIVAS

SEPTIEMBRE, 1984

INDICE.

- I.- Introducción.
- II.- Seguridad.
- III.- Simbología.
- IV.- Conexiones más Usuales.
- V.- Aparatos de Medición.
- VI.- Definiciones.
- VII.- Factor de Potencia.
- VIII.- Conexión a Tierra.
- IX.- Motor de Corriente Alterna y Motor Síncrono.
- X.- Características (Curvas) de Par-Velocidad de los Motores de Inducción.
- XI.- Selección de Motores, Tensiones y Circuitos de Motores.
- XII.- Selección de los Conductores del Circuito Derivado, Calibre de los Conductores que Alimentan a un Motor.
- XIII.- Dispositivos de Protección y sus Características. (Fusibles).
- XIV.- Instalación Eléctrica.
- XV.- Ejemplo del Cálculo de Calibre de Conductores, de Tubería y Protecciones.
- XVI.- Características Principales de Motores Jaula de Ardilla.
- XVII.- Métodos de Puesta en Marcha.
- XVIII.- Instalación y Mantenimiento de Motores Eléctricos.

I.- Introducción.

Actualmente en el mundo se vive una crisis constante de energéticos, que de una u otra forma proporcionan el movimiento de los pequeños y grandes inventos del hombre. Si consideramos a la Energía Eléctrica como una de las fuentes más importantes en la industria moderna, es necesario aprovecharla de la manera más eficiente posible; en consecuencia, el conocer los medios, dispositivos y normas dará como resultado una mayor utilización de la Energía Eléctrica.

Generalmente la persona interesada en el tema de Motores e instalaciones eléctricas, se encuentra ante la existencia de una gran diversidad de -- textos, relacionados con dicho tema, y si además de esto, añadimos la necesidad de conocer la reglamentación y los procedimientos legales necesarios para su aplicación, resulta evidente la gran dificultad ante la que se enfrentará esta persona para la recopilación y aplicación de esta información.

El principal objetivo de este trabajo es facilitar, de alguna forma, la introducción al campo del conocimiento de motores y, de las instalaciones eléctricas. Para ello, es este capítulo abarcamos, en forma sencilla y desglosada desde los conceptos y simbología básica hasta el proyecto - de Instalaciones Eléctricas de motores, haciendo mención, cuando así se requiere; de las normas que las rigen.

Esperamos que el interesado adquiera un panorama general de lo que son - las Instalaciones Eléctricas de Motores.

Por otra parte, es nuestro deseo despertar las inquietudes del lector para que se profundice en el estudio y actualización, para que de esta forma logre un mayor éxito en el campo profesional.

II.- SEGURIDAD.

Las reglas basicas de seguridad, para evitar un posible accidente son: La primera regla y la más importante para la seguridad personal es -- "PIENSE PRIMERO" la actividad a desarrollar; esta regla se aplica a todo tipo de trabajo y tiene como función la de adquirir buenos hábitos y aprender a manejar los aparatos en forma correcta y segura. Para esto se hace necesario estudiar siempre la actividad a desarrollar, seleccionando los procedimientos, metodos, herramientas, instrumentos y máquinas que se vayan a utilizar. Las bromas o la distracción de la persona que ejecuta tareas peligrosas puede traer graves consecuencias. Por lo regular existen tres tipos de accidentes que suceden con demasiada frecuencia, siendo estos:

- 1).-ACCIDENTES POR DESCARGAS ELECTRICAS.
- 2).-ACCIDENTES POR QUEMADURAS.
- 3).-ACCIDENTES POR CAUSAS MECANICAS.

1).-ACCIDENTES POR DESCARGAS ELECTRICAS: Este tipo de accidentes en su mayoría son fatales, ya que basta que circulen miliamperes en el cuerpo humano, para ocasionar graves lesiones. Los efectos fisiologicos de la corriente eléctrica pueden analizarse por medio de la siguiente grafica:

AMPERES	
1	QUEMADURAS SEVERAS PARO RESPIRATORIO
0.2 0.1	MUERTE
	DIFICULTADES RESPIRATORIAS PARALISIS MUSCULAR PARALISIS PARCIAL DOLOR
0.01	SENSACION MEDIANA
0.001	UMBRAL DE SENSACION

Podemos deducir que para corrientes de 100 miliamperes ocurre una fibrilación ventricular del corazón (shock eléctrico). Para corrientes superiores a 200 miliamperes, aunque pueden producir quemaduras graves e inconsciencia, no serán la causa de la muerte siempre y cuando el accidente sea atendido en forma inmediata.

Para evitar estos accidentes enumeraremos a continuación doce reglas para trabajar con seguridad.

- 1).- Antes de empezar a trabajar con Energía Eléctrica, investigue en -- que condiciones se encuentran los equipos; ya que varias personas -- han muerto porque creían que los circuitos estaban desenergizados.
- 2).- Nunca se confíe en los dispositivos de seguridad, tales como: Fusi -- bles, Relevadores y Sistemas de cierre; como base de su seguridad -- personal.
- 3).- No desconecte ningún aparato o equipo de conexión a tierra, ya que, esta representa una protección para el usuario.
- 4).- Acostumbrese a trabajar en forma organizada.
- 5).- Evite trabajar con equipo eléctrico, cuando este parado sobre pisos metálicos o pisos húmedos. De preferencia trabaje sobre tapetes de hule o pisos aislados.
- 6).- Siempre será conveniente que se trabaje con otra persona, para que -- en caso de accidente, pueda interrumpir la fuente de alimentación ; aplicar respiración artificial o llamar un médico.
- 7).- Se recomienda trabajar con la mano derecha, cuando se examine equi -- po eléctrico energizado, ya que cualquier corriente que atraviese -- el corazón produce fibrilación cardíaca; siendo esto más fatal que -- cuando pasa la corriente de una mano a un pie.
- 8).- No permita que se le distraiga, sobre todo si trabaja con Energía -- Eléctrica.
- 9).- Asegúrese de que la fuente de alimentación no pueda restablecerse -- en forma accidental.
- 10).- Cuando trabaje cerca de circuitos eléctricos, deberá moverse en for -- lenta y segura.
- 11).- Evítese al máximo hacer alguna conexión cuando el equipo este ener -- gizado; para poder hacerlo desenergice dicho equipo.
- 12).- Al tener excitado o energizado un transformador de corriente, evítese desconectar su secundario. Si el transformador se encuentra con su -- secundario desconectado no deberá ser energizado, ya que de hacer es -- to, sería fatal, debido a que en el secundario es muy elevada la ten -- sión.

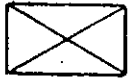
III.-SIMBOLOGIA



INTERRUPTOR DE CUCHILLAS



CONTACTOR



CONTROL DEL MOTOR.



INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO



BOTONERA (ESTACION DE BOTONES)



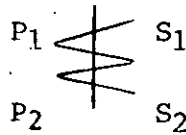
AMPERMETRO



VOLTIMETRO



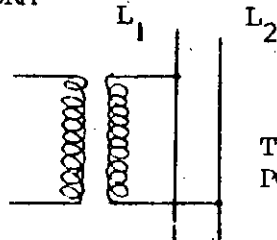
ELEMENTO FUSIBLE



TRANSFORMADOR DE CORRIENTE.



CUCHILLA DESCONECTADORA



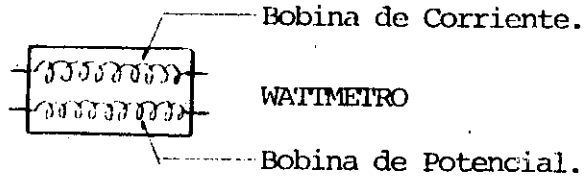
TRANSFORMADOR DE POTENCIAL.



MOTOR



TIERRA



Bobina de Corriente.

WATTMETRO

Bobina de Potencial.

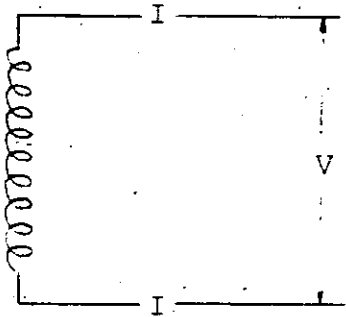


CONEXION DE DOS CONDUCTORES

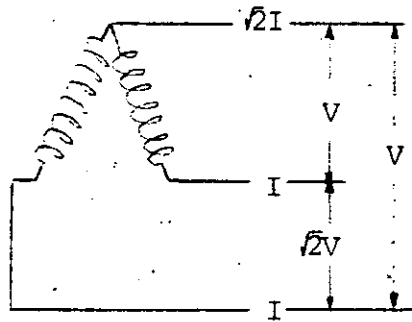


CRUCE DE DOS CONDUCTORES

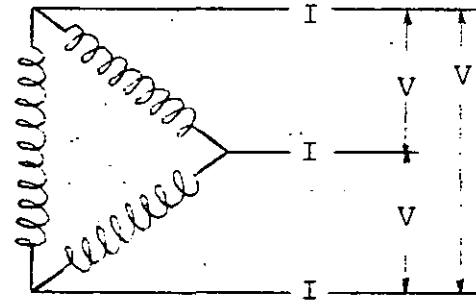
IV.- CONEXIONES MAS USUALES.



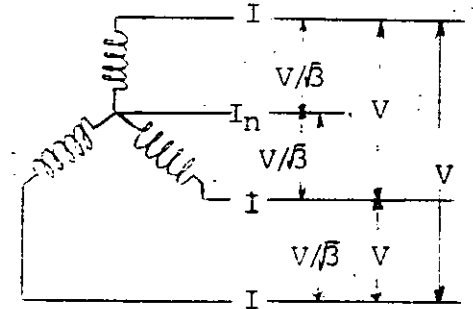
UNA FASE - DOS HILOS



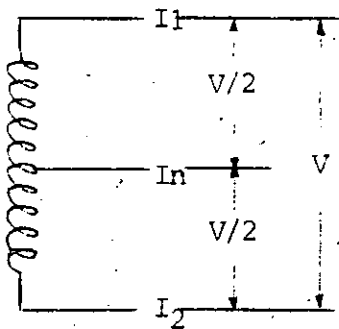
2 FASES - 3 HILOS



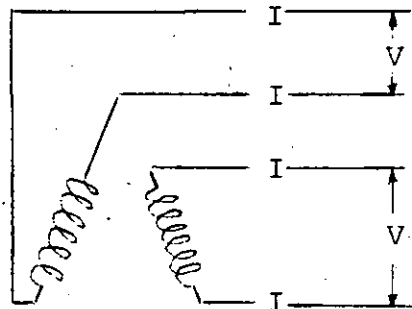
DELTA 3 FASES - 3 HILOS



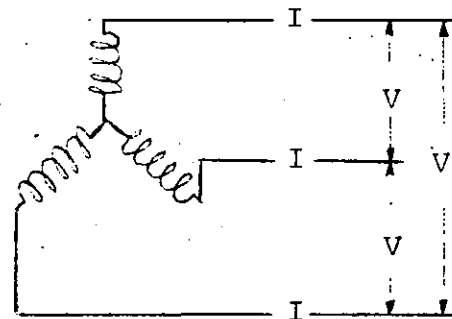
ESTRELLA 3 FASES - 4 HILOS



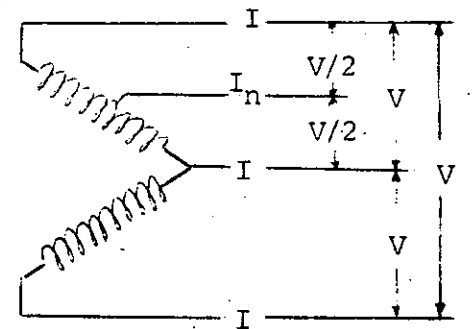
UNA FASE - TRES HILOS



2 FASES - 4 HILOS



ESTRELLA 3 FASES - 3 HILOS



DELTA 3 FASES - 4 HILOS

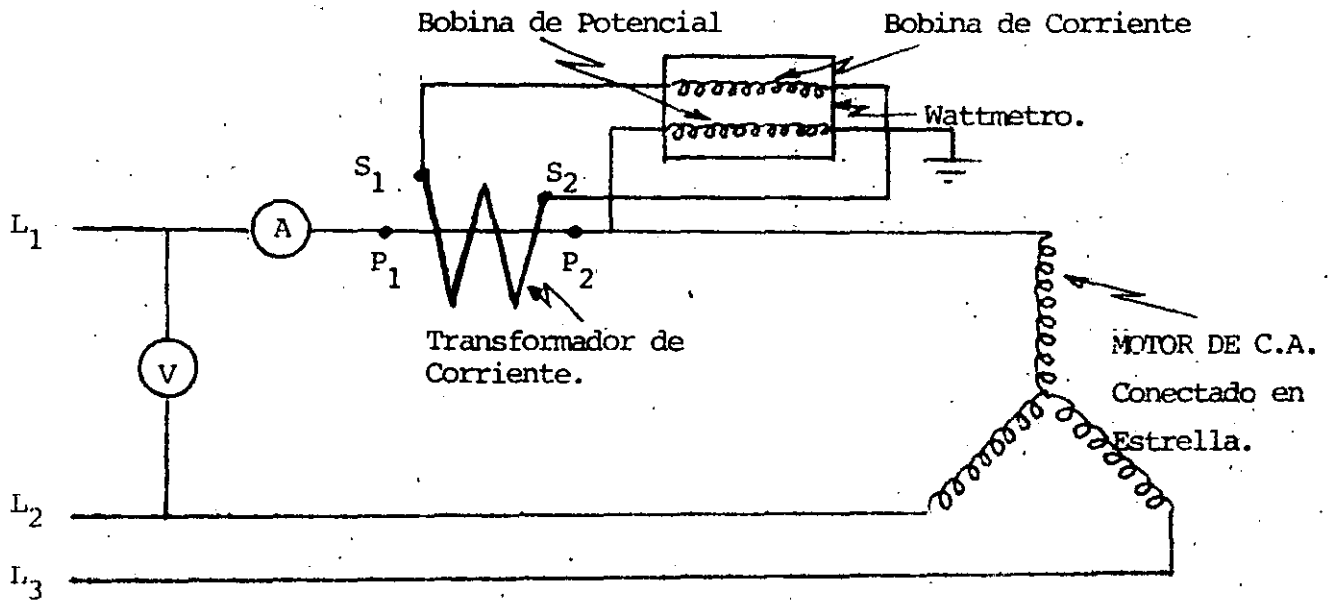
V .- APARATOS DE MEDICION.

Los aparatos para mediciones eléctricas, son comúnmente los que se usan para medir Corriente, Tensión, Potencia y Resistencia. Es conveniente conocer la forma en que se conectan los medidores a los circuitos para hacer determinada medición.

El ampermetro es un aparato que mide corriente en Amperes, y va conectado en serie con la línea de alimentación.

El voltmetro es un aparato que sirve para medir tensión en volts, y va conectado en paralelo.

El wattmetro es un aparato que mide potencia en watts; tiene una bobina de corriente y una bobina de potencial, su conexión se hace según el siguiente diagrama.



VI.- DEFINICIONES.

- Circuito Derivado. Son los conductores del circuito que se encuentra entre el último dispositivo de protección contra sobrecorriente y la salida.

También se define como la porción de una instalación eléctrica que se extiende más allá de la terminal del dispositivo de sobrecorriente que protege al circuito.

- Montaje (assembly). Es un equipo, juego o conjunto de piezas. También puede ser un grupo de elementos dispuestos para una cierta aplicación.

- Enlistado. Equipo ó materiales incluidos en una lista publicada por un laboratorio de pruebas nacionalmente reconocido (en los EU), una agencia de inspección u otra organización relacionada con la evaluación de productos que mantienen inspección periodica de la producción del equipo o material enlistado y cuyo enlistado establece que el equipo o material cumple con las normas reconocidas nacionalmente o ha sido probado y encontrado adecuado para usarse de una cierta manera.

- Utensilio (artefacto) eléctrico (appliance). Equipo de utilización, generalmente distinto al industrial, construido normalmente en tamaños o tipos estandarizados, el cuál es instalado o conectado como una unidad para efectuar una o más funciones, por ejemplo una lavadora de ropa, un acondicionador de aire, etc..

- Rango, clasificación (o designación) nominal. Es un establecimiento de las condiciones de operación a las cuales está sujeta una máquina o aparato eléctrico, así como las duraciones y secuencias en el tiempo relativas a dicha operación.

- Alimentadores (feeders). Son todos los conductores del circuito entre el equipo de acometida, o el tablero del generador de una planta aislada y el último dispositivo de protección del circuito derivado contra sobrecorriente.

- Ampacidad. Capacidad de conducción de corriente de los conductores eléctricos. Expresada en amperes.

- Dispositivo. Unidad de un sistema eléctrico que se encarga de conducir la energía eléctrica, pero que no la utiliza.
- Controlador. Es un dispositivo o grupo de dispositivos que sirven para gobernar, de cierta manera predeterminada, la potencia eléctrica entregada al aparato al que está conectado.
Más concretamente, es un dispositivo diseñado para arrancar un motor en cualquier dirección de rotación y que incluye la función adicional de la inversión.
- Servicio Continuo. Operación con una carga sustancialmente constante durante un tiempo largo indefinido.
- Servicio Intermitente. Operación por intervalos alternados de: carga y reposo; carga, en vacío y en reposo.
- Servicio Periodico. Operación intermitente en la cuál las condiciones de carga son regularmente recurrentes.
- Servicio por Tiempo Corto. Operación con una carga sustancialmente constante durante un tiempo corto especificado y finito.
- Servicio Variable. Operación con cargas y por intervalos de tiempo, donde ambos pueden quedar sujetos a una amplia variación.
- Enclavamiento, traba, sincronización, entrelace, (interlock).
- Contactos. Pieza conductora que actúa con otra semejante para completar o interrumpir un circuito.
- Contactor. Dispositivo para establecer o interrumpir un circuito de energía eléctrica.
- Contactor magnético. Contactor accionado electromagnéticamente.
- Contactos Auxiliares. Los contactos de un dispositivo interruptor, además de los del circuito principal, que funcionan con el movimiento de estos últimos.
- Interruptor de límite. Dispositivo piloto accionado mecánicamente (por parte del movimiento de una máquina impulsada) cuya función primaria es para la rotación de un motor cuando se alcanzan ciertos límites.
- Interruptor de presión. Dispositivo piloto que actúa como respuesta a niveles de presión.
- Interruptor de temperatura. Dispositivo piloto que actúa en respuesta

a los valores de temperatura.

- Interruptor selector. Interruptor maestro que se acciona manualmente; movimiento giratorio para accionar un dispositivo, montado en forma de estación de botones maestra.
- Arrancador. Es un controlador diseñado para acelerar un motor en una dirección de rotación, a su velocidad normal.
- Controlador. Dispositivo diseñado para arrancar un motor en cualquier dirección de rotación, incluye la función adicional de la inversión y se debe designar controlador.
- Arrancador automático. Se dice que un arrancador es automático cuando este es de acción propia y está controlado mediante interruptores maestros o interruptores piloto o por algún otro dispositivo sensorio que cumple automáticamente la aceleración del motor (durante el periodo de aumento de velocidad).
- Interruptor. Es un dispositivo que se emplea para establecer, interrumpir o cambiar las conexiones en un circuito eléctrico.
- Dispositivo piloto. Es aquel que dirige el funcionamiento de otro dispositivo.
- Interruptor de flotador. Dispositivo piloto que responde a los niveles de un líquido.
- Interruptor maestro. Interruptor que acciona contactores, relevadores u otros dispositivos eléctricos controlados desde un punto remoto.
- Aislador. Es un material por el cual no puede pasar la corriente.
- Conductor. Es una sustancia que permite que la corriente pase fácilmente por ella.
- Alambre. Es un solo conductor sólido.
- Cable. Es un conjunto de dos o más conductores, encerrados por una envoltura aislante.

La electricidad es una de las principales formas de energía que son utilizadas en el mundo actual, algunas de sus aplicaciones en los más diversos campos se dan a continuación: sistemas de alumbrado, sistemas de comunicación, servicios telefónicos, en una gran diversidad de aparatos domésticos y sistemas de transporte por lo cual podemos decir que la electricidad se utiliza en todas partes.

CORRIENTE ELECTRICA (i)

La corriente eléctrica se produce cuando en un material conductor, hay una circulación de electrones, una de las causas que origina esta circulación es por la aplicación de una diferencia de potencial.

Si la circulación de electrones se transfiere a una velocidad de 1 coulomb por segundo, la intensidad de corriente será igual a un amper, es decir:

$$1 \text{ Amper} = \frac{1 \text{ Coulomb}}{1 \text{ segundo}}$$

1 coulomb = 6.28×10^{18} electrones.

DIFERENCIA DE POTENCIAL (v)

Cuando dos cargas tienen una diferencia de potencial, la fuerza eléctrica resultante se llama fuerza electromotriz (fem). La unidad que se utiliza para indicar la intensidad de la fem es el volt, el cual queda definido de la siguiente forma: Cuando la diferencia de potencial causa el paso de un coulomb de corriente para producir un joule de trabajo la fem es un volt.

POTENCIA (P)

La potencia eléctrica P se define por el producto de la diferencia de potencial ó voltaje aplicado (v) y la intensidad de corriente (i). La unidad de potencia es el vatio (w) de tal manera que queda expresado por:

$$P = v \times i$$

VII.-FACTOR DE POTENCIA.

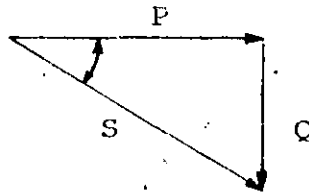
En circuitos que contienen inductores y capacitores, la potencia es temporalmente almacenada en un campo magnético en los inductores y en un campo electrostático en los capacitores. Si se quisiera medir la tensión y la corriente de un circuito inductivo o capacitivo y luego multiplicarlas, se obtendrá una potencia aparente, esta es la potencia suministrada al circuito por la fuente, pero no es la potencia consumida por el circuito, que es la potencia real. Para convertir la potencia aparente en potencia real, debemos multiplicar la potencia aparente por el coseno del ángulo θ formado entre la tensión y la corriente en el circuito.

$$P \text{ (real)} = VI \cos \theta$$

El valor del coseno de θ recibe el nombre de factor de potencia,

En un circuito puramente resistivo el voltaje y la corriente están en fase de manera que el ángulo θ es cero y el coseno de cero es 1. Es decir la potencia real es igual a la potencia aparente (s)

En un circuito aparente inductivo la corriente sufre un retraso con respecto al voltaje y la intensidad de corriente queda representada por sus componentes activa y reactiva, que multiplicadas por el voltaje obtenemos las potencias respectivas.

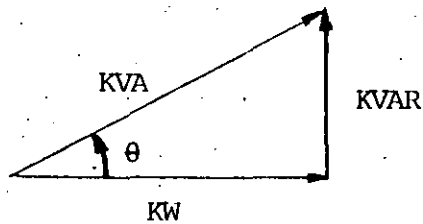


$$P = VI \cos \theta \text{ potencia real (Kw)}$$

$$Q = VI \sin \theta \text{ potencia reactiva (KVAR) en retraso}$$

$$S = VI \text{ Potencia aparente. (KVA)}$$

En un circuito capacitivo, la corriente sufre un adelanto con respecto al voltaje, la intensidad de corriente queda representada por sus componentes activa y reactiva, que multiplicadas por el voltaje obtenemos las potencias respectivas.



$$P = VI \cos \theta \quad (\text{potencia real KW})$$

$$Q = VI \sin \theta \quad (\text{potencia reactiva KVAR) en adelante}$$

$$S = VI \quad (\text{Potencia aparente KVA})$$

El factor de potencia de una instalación industrial se puede determinar por:

- a) Método del consumo global de energía
- b) Método de los dos Wattmetros

a) El factor de potencia de cualquier instalación industrial presentara variaciones cuya intensidad depende de los equipos instalados en la misma. Cuando la carga conectada no esté sujeta a grandes variaciones durante las horas de trabajo, el factor de potencia se determinara por la expresión.

$$\cos \theta = \frac{\text{KWh}}{\sqrt{(\text{KWh})^2 + (\text{KVARh})^2}}$$

siendo KWh Kilowatts-hora

KVARh Kilovares-hora

Las magnitudes KWh y KVARh, suelen venir especificadas en los recibos - la compañía suministradora.

b) Se conectan ambos instrumentos en la forma que se indica en la figura y se toman las lecturas KW_1 y KW_2 en condiciones de plena carga,

Se calcula la relación:

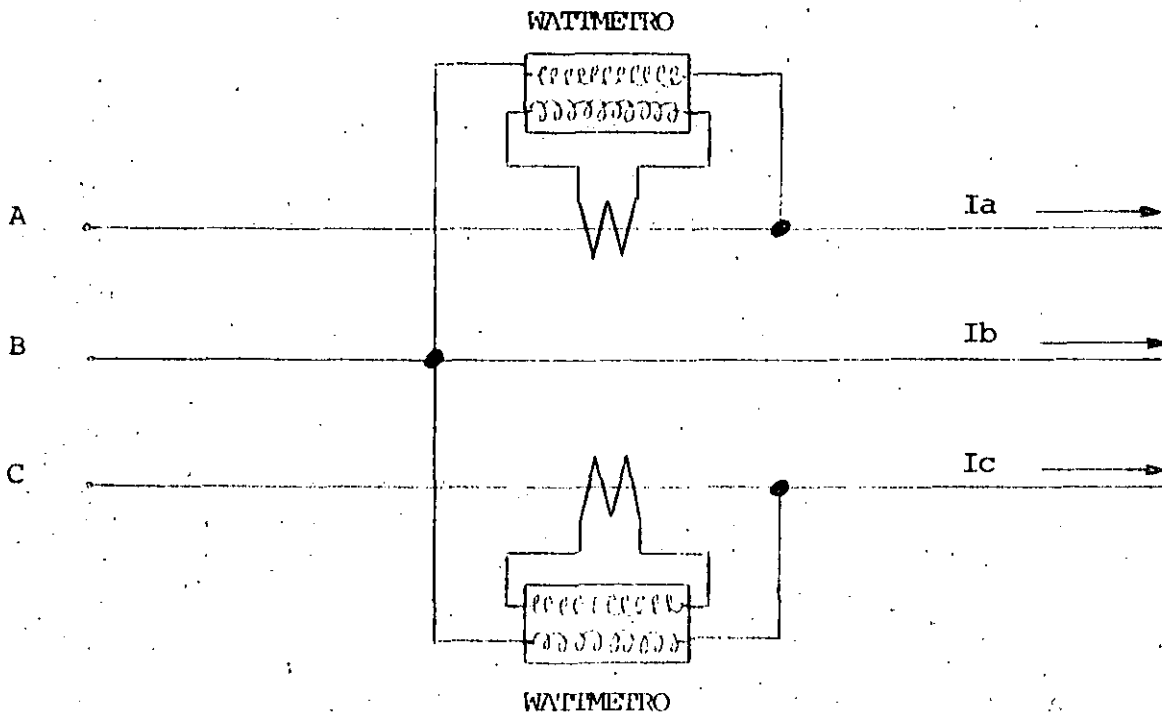
$$K = \frac{KW_1}{KW_2}$$

y el factor de potencia se calcula por medio de la expresión:

$$\cos \theta = \frac{1 + K}{2 \sqrt{1 - K + K^2}}$$

Corrección del factor de potencia por medio de capacitores.

Una forma sencilla y económica de resolver estos inconvenientes y obtener un ahorro considerable, en la mayoría de los casos, es el de instalar capacitores de potencia, que conectados en paralelo a una instalación completa, que representa una carga reactiva de carácter capacitivo, que forma corrientes defasadas 90° en adelanto con respecto al voltaje. Estas corrientes al hallarse en diferencia de fase con respecto a las corrientes reactivas de tipo inductivo, tienen por efecto reducir la corriente reactiva total que consume la instalación en cuestión corrigiendo de esta forma el factor de potencia.



CORRECCION DE FACTOR DE POTENCIA

FACTOR DE MULTIPLICACION POR CARGA EN KW. PARA OBTENER
K V A-CAPACITIVOS NECESARIOS PARA CORREGIR AL
FACTOR DE POTENCIA DESEADO.

Factor de Potencia Existente %	FACTOR DE POTENCIA CORREGIDO					
	100%	95%	90%	85%	80%	75%
50	1.732	1.403	1.247	1.112	0.982	0.850
52	1.643	1.314	1.158	1.023	0.893	0.761
54	1.558	1.229	1.073	0.938	0.808	0.676
55	1.518	1.189	1.033	0.898	0.768	0.636
56	1.479	1.150	0.994	0.859	0.729	0.597
58	1.404	1.075	0.919	0.784	0.654	0.522
60	1.333	1.004	0.848	0.743	0.583	0.451
62	1.265	0.936	0.780	0.645	0.515	0.383
64	1.201	0.872	0.716	0.581	0.451	0.319
65	1.168	0.839	0.683	0.548	0.418	0.286
66	1.139	0.810	0.654	0.519	0.389	0.257
68	1.078	0.749	0.593	0.458	0.328	0.196
70	1.020	0.691	0.535	0.400	0.270	0.138
72	0.964	0.635	0.479	0.344	0.214	0.082
74	0.909	0.580	0.424	0.289	0.159	0.027
75	0.882	0.553	0.397	0.262	0.132	
76	0.855	0.526	0.370	0.235	0.105	
78	0.802	0.473	0.317	0.182	0.052	
80	0.750	0.421	0.265	0.130		
82	0.698	0.369	0.213	0.078		
84	0.646	0.317	0.161			
85	0.620	0.291	0.135			
86	0.594	0.265	0.109			
88	0.540	0.211	0.055			
90	0.485	0.166				
92	0.426	0.097				
94	0.363	0.034				
95	0.329					

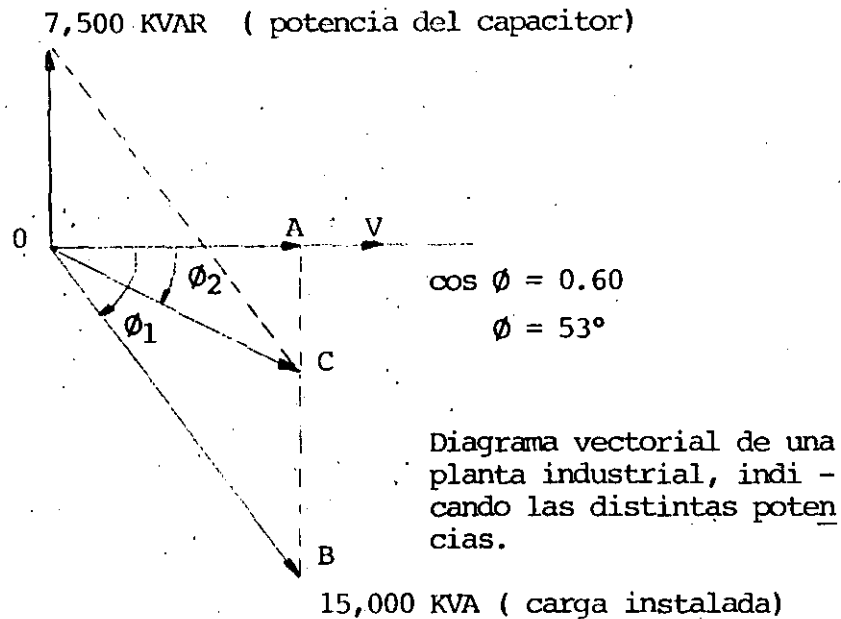
Ejemplo:

Se tiene una carga de 500 KW a 70% de factor de potencia y se desea encontrar la cantidad de K V A capacitivos necesarios para corregir el factor de potencia a 85%. De la tabla se toma el factor de multiplicación 0.400 correspondiente al factor de potencia existente de 70 % y el deseado de 85%. Por lo tanto $0.400 \times 500 = 200$ K V A capacitivos, es la respuesta.

Ejemplo de Corrección de Factor de Potencia.

Se desea corregir el factor de potencia de una planta industrial, por medio de capacitores. La carga instalada que tiene la planta es de 15,000 KVA y el factor de potencia es de 0.60 atrasado; los capacitores son de 7,500 KVAR, despreciando las pérdidas de éste. Calcular :
 a) La potencia aparente resultante b) El factor de potencia corregido.

Solución. Para resolver este problema en forma ilustrativa, primero se construirá el diagrama vectorial y posteriormente se harán los cálculos :



Del diagrama anterior se tiene:

$$OB = 15,000 \text{ KVA}$$

$$OA = 15,000 \cos \phi_1 = 15,000 \times 0.60 = 9,000 \text{ KW}$$

$$AB = 15,000 \sin \phi_2 = 15,000 \times 0.80 = 12,000 \text{ KVAR.}$$

$$CB = 7,500 \text{ KVAR.}$$

La corrección que se efectúa por capacitores será:

$$AC = AB - BC = 12,000 - 7,500 = 4,500 \text{ KVAR}$$

a) La potencia aparente resultante se calcula de la siguiente manera.

$$KVA = \sqrt{\overline{OA}^2 + \overline{AC}^2} = \sqrt{(9,000)^2 + (4,500)^2}$$

$$KVA = \sqrt{81,000,000 + 20,250,000} = \sqrt{101,250,000} = 10,062$$

B) El factor de potencia se obtiene de la siguiente forma:

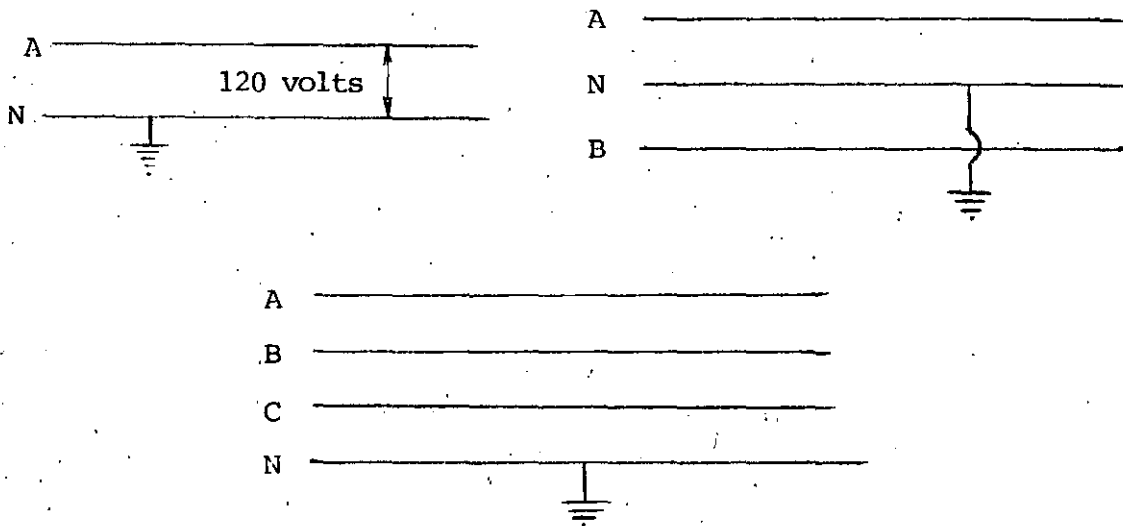
$$f.p. = \cos \phi_2 = \frac{OA}{OC} = \frac{9,000}{10,062} = 0.894$$

VIII.- CONEXION A TIERRA.

Supongamos una línea de transmisión de energía eléctrica de 23 KV que -- por accidente, durante una tormenta, cae sobre una línea de 220/115 volts. Si el sistema no está conectado a tierra, pueden estropearse las instalaciones y aparatos conectados a ella.

Cable Neutro Conectado a Tierra.

En instalaciones eléctricas residenciales e industriales, la energía e--léctrica entra en el inmueble por medio de la línea de alimentación de -- dos, tres o cuatro conductores, según sea el caso.



En la figura anterior los conductores se identifican con las letras A, B, c, N. Donde N es el conductor neutro conectado a tierra; los A, B, C, se denominan "conductores vivos" o "fases vivas".

El conductor conectado a tierra de un circuito siempre es de color blan-
co o gris.

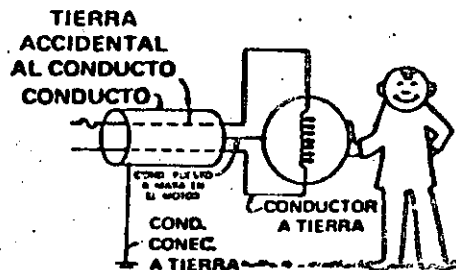
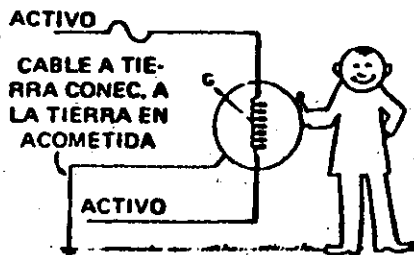
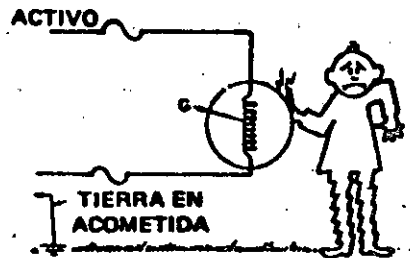
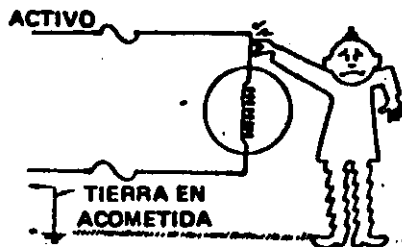
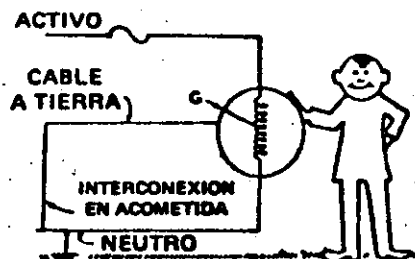
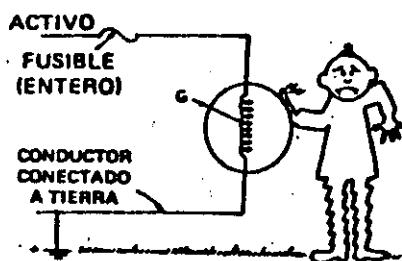
El conductor de conexión a tierra puede ser desnudo o aislado.

En todo cuanto se refiere a instalaciones eléctricas, se leen con frecuencia los términos tierra, puesto a tierra, conexión a tierra. Se refieren todos estos términos a partes de una instalación conectadas a tierra, generalmente a una tubería enterrada del sistema de conducción de agua, o de una varilla de acero y forrada de cobre (Coperwell) a tres metros de la superficie de pulgada de diámetro. Hay que hacer la conexión a tierra lo más cercano al medidor de KWH, ya que debe ser lo más corto y directo posible.

La conexión a tierra se clasifican en dos categorías:

- a) Sistema de conectar a tierra uno de los conductores de la instalación que conduce energía eléctrica.
- b) Equipo de tierra de partes de la instalación que no conducen la corriente, por ejemplo, las carcazas de los motores, licuadoras, lavadoras, taladros, el forro metalico de un cable, etc..

El objeto de la tierra es seguridad. Si una instalación no está debidamente puesta a tierra, puede resultar excesivamente peligrosa para los incendios y las descargas, por ejemplo, al tocar una persona la carcasa de un motor.



IX.-MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA.
MOTOR SINCRONO

El motor de Corriente Alterna también se le conoce como Motor de Inducción o Motor Asíncrono.

El motor de Inducción se clasifica en:

- 1.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR JAULA DE ARDILLA.
- 2.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR DEVANADO.
- 3.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR DOBLE JAULA DE ARDILLA.

1.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR JAULA DE ARDILLA:

Este tipo de motor es el más sencillo en su construcción respecto a los demás motores de inducción, el más utilizado, de más bajo costo y de -- mantenimiento mínimo.

Su par de Arranque es bajo. En el arranque éste tipo de motor absorbe -- una corriente más grande que la corriente nominal, con bajo factor de Po_ tencia, a pesar de ello, desarrolla un par pequeño.

La resistencia de su rotor es baja.

Su Velocidad no es regulable.

2.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR DEVANADO.

Este tipo de motor, como su nombre lo indica, tiene su rotor devanado.

Si se le conecta una resistencia al rotor de un Motor de Inducción, -- el deslizamiento aumentará para un valor dado del par.

$$S = \frac{N_s - N}{N} \times 100$$

S=Deslizamiento

N_s=Velocidad de Sincronismo.

N=Velocidad con carga.

$$T = K \phi I \cos \theta$$

T= Par

K=cte. construcción (No. de polos, tipo de embobinado, etc)

ϕ =flujo magnético.

θ =Angulo de defasamiento

entre el flujo y la corriente.

Cuando se aumenta la resistencia del rotor, éste gira a velocidad reducida, pero esta reducción se obtiene a expensas de la eficiencia, porque se han aumentado las pérdidas $I^2 R$ en el rotor.

Es evidente que la regulación de la velocidad en éste tipo de motor, se -- puede conseguir intercalando resistencias en el circuito del rotor.

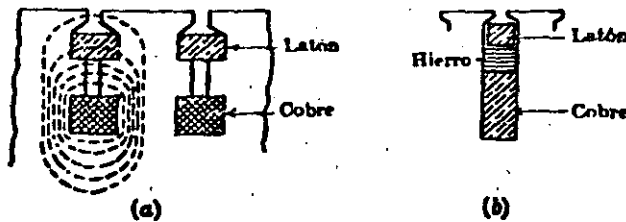
El motor de inducción con rotor devanado resulta más caro que el motor jaula de ardilla, ya que es mayor el costo del devanado y de la conexión de las bobinas del rotor.

Este tipo de motor tiene mejor par de arranque, que el de jaula de ardilla. Se emplea cuando se requiere un fuerte par de arranque y cuando se necesita regular la velocidad.

3.-MOTOR DE INDUCCION CON ROTOR DOBLE JAULA DE ARDILLA.

Se han realizado esfuerzos para combinar las características de los dos tipos de motores de jaula de ardilla y de rotor devanado en un tipo único, siendo este el Motor de Inducción con Rotor Doble Jaula de Ardilla.

Este motor dispone de dos arrollamientos, o jaulas de ardilla, en el rotor; una jaula de ardilla de elevada resistencia instalada en lo alto de las ranuras, y otra jaula de ardilla de baja resistencia instalada en el fondo de las mismas; pudiéndose conseguir un gran par de arranque y una buena característica de marcha con este tipo de rotor.



MOTOR SINCRONO.

Este motor es una variante del motor de inducción, porque funciona con Corriente Alterna aplicada al estator (parte fija), y con Corriente Continua aplicada al campo del rotor (parte móvil).

El motor síncrono, es una máquina con rotor de polos salientes, que se utiliza para velocidades bajas, y con rotor de polos lisos (Rotor Cilíndrico) para altas velocidades. Es una máquina reversible, es decir, que puede trabajar también como alternador.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MOTOR SINCRONO.

a.- VENTAJAS.

1.-Funciona a Velocidad constante.

$$N_s = \frac{120 f}{P}$$

N_s = Velocidad de Sincronismo.

f = Frecuencia.

P = Número de polos.

2.-Trabaja a un factor de potencia determinado.

3.-Su deslizamiento es igual a cer ($S = 0$), es decir, que la velocidad del campo magnético del estator es igual a la velocidad del rotor.

b.- DESVENTAJAS.

1.- NO tiene par de arranque.

2.-Es necesaria una fuente de alimentacion de corriente continua, para alimentar el campo del rotor.

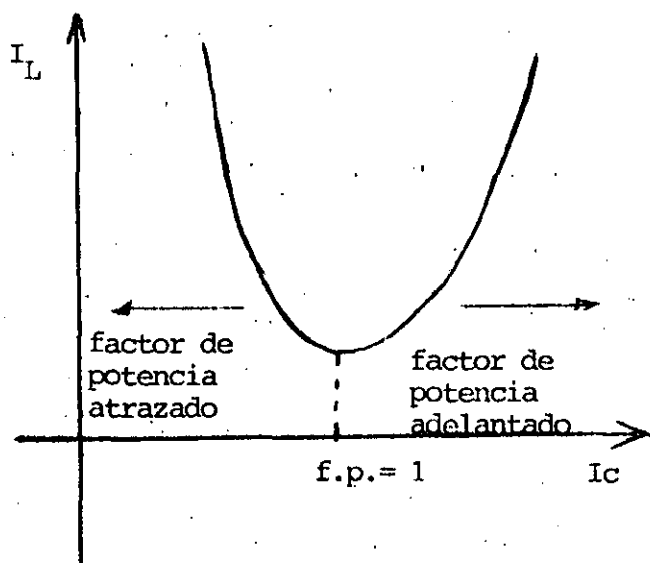
3.-Tiene mayor costo.

FORMAS DE ARRANQUE DE UN MOTOR SINCRONO:

1.-Por medio de un motor auxiliar.

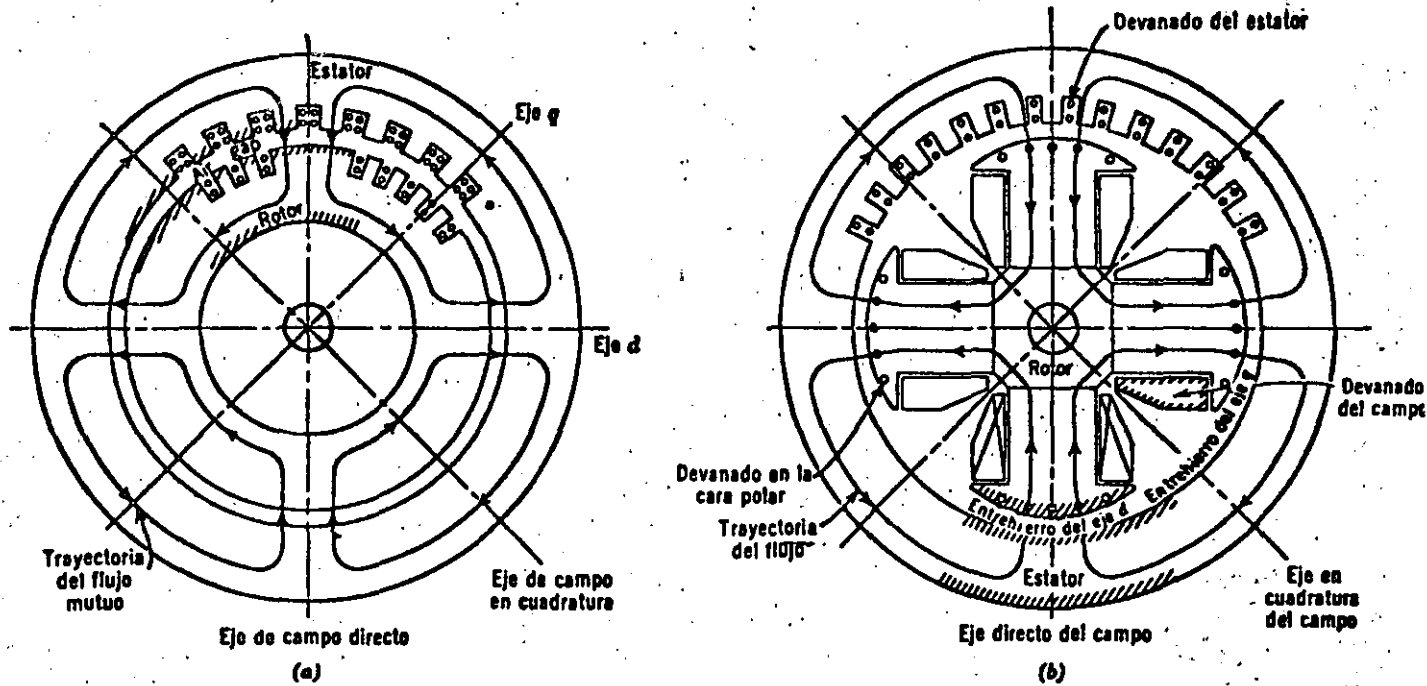
2.-Por el principio de funcionamiento del motor de inducción.

CURVA CARACTERISTICA DEL MOTOR SINCRONO.



I_L = Corriente de línea. (ESTATOR)

I_c = Corriente de campo del rotor.



(a) Geometría para una máquina síncrona de 4 polos de entrehierro uniformes. (b) Geometría de una máquina de 4 polos salientes.

MOTOR DE INDUCCION.

Es un motor eléctrico en el cuál solamente una parte, el rotor o el estator, se conecta a la fuente de energía y la otra trabaja por inducción electromagnética.

Motor con Rotor en Circuito Corto o de Jaula de Ardilla.

Es un motor de inducción en el cuál el rotor está formado por barras colocadas en ranuras del núcleo secundario permanentemente cerradas en circuito corto por medio de anillos en sus extremos, dando la apariencia de una jaula.

Clasificación de los Motores de Inducción Jaula de Ardilla.

- 1) De acuerdo a su tamaño.
 - Motor fraccionario.
 - Motor integral.
- 2) De acuerdo a su diseño eléctrico.
 - a) Uso.
 - Motor de uso general.
 - Motor para aplicación definida.
 - Motor para aplicación especial.
 - b) Trifásicos.
 - Diseño O, L.
 - Diseño N, M.
- 3) De acuerdo por su tipo de arranque.
 - Motor de fase dividida.
 - Motor de arranque por resistencia.
 - Motor por condensador en sus tres tipos.
 - Motor de arranque por condensador.
 - Motor con condensador permanentemente conectado.
 - Motor con condensador de doble valor.
- 4) De acuerdo a su protección mecánica y sistema de enfriamiento.
 - Motor abierto.
 - Motor a prueba de goteo.

- Motor a prueba de salpicaduras.
- Motor con guarnición.
- Motor totalmente cerrado.
- Motor a prueba de explosión.
- Motor a prueba de polvo e ignición.
- Motor a prueba de agua.

Motor Fraccionario.

Motor cuya potencia es menor de 1 C.P. continuo a plena carga, pero mayor de 1/20 de C.P..

Motor Integral

Motor cuya potencia es igual o mayor de 1 C.P. continuo a plena carga.

Clasificación de los Motores de Inducción Jaula de Ardilla de Acuerdo -
Con el Diseño Eléctrico.

1) Diseño "A".

Motor trifásico que soporta la tensión plena nominal durante el -
arranque y que desarrolla un par bloqueado normal especificado en
la tabla y un par máximo normal, con una corriente a rotor blo-
queado alta, teniendo un deslizamiento a plena carga menor del 5%.

2) Diseño "B".

Motor trifásico que soporta la tensión plena nominal durante el -
arranque y que desarrolla un par a rotor bloqueado especificado -
en la tabla y un par máximo normal, con una corriente a rotor -
bloqueado normal, teniendo un deslizamiento a plena carga menor
del 5%.

3) Diseño "C".

Motor trifásico que soporta la tensión plena nominal durante el -
arranque y desarrolla un par a rotor bloqueado especial para apli-
caciones de alto par de arranque. Su deslizamiento es menor del -
5%.

4) Diseño "D".

Motor trifásico que soporta la tensión plena nominal durante el - arranque y desarrolla un alto par a rotor bloqueado no menor del 275% del par a plena carga con una corriente a rotor bloqueado -- normal y con un deslizamiento a plena carga alto (de 5% o más).

Otros Datos Importantes Para la Identificación de un Motor de Inducción.

- Modelo y designación de armazón.
- Tiempo de operación.
- Frecuencia en Hz.
- Factor de Servicio (si es mayor que uno)
- Maxima temperatura ambiente °C
- Características de lubricación.
- Tensión nominal (volts)
- Corriente a plena carga (amps.)
- Diagrama de conexiones.
- Letra de clave para Kilovolts-amperes a rotor bloqueado por caballo de potencia.
- Letra de diseño eléctrico para motores integrales o fraccionarios.
- Designación de rodamientos.
- Protección térmica, a los que tengan tal dispositivo.

CARACTERISTICAS DE OPERACION DEL MOTOR.

Los parámetros principales que definen las características de operación de un motor son:

- Velocidad (a plena carga) en RPM.
- Capacidad (potencia) en C.P. o en KW.
- Par en Kg-m
- Corriente de arranque o máxima.
- Incremento de temperatura (°C) o clase de aislamiento.

En la práctica, se debe lograr que la velocidad, la capacidad y las características de par del motor sean adecuadas a las necesidades de la carga y después comprobar si el motor funcionará debajo de los límites de corriente y de temperatura.

Relación entre potencia, par y velocidad:

$$\text{Pot (C.P.)} = \frac{T \text{ (Kg-m)} \times \text{R.P.M.}}{716}$$

Par de Arranque (Par a Rotor Bloqueado)

Es el par mínimo que desarrolla el motor en reposo (con el rotor frenado a velocidad cero) para cualquier posición angular del rotor, en el instante en que se le aplica un voltaje y frecuencia nominales a sus devanados.

Par Mínimo.

Este es el valor mínimo de par que puede desarrollar un motor durante el periodo de aceleración, comprendido desde el reposo hasta la velocidad en que ocurre el par máximo.

Par Máximo. (Par de Desenganche).

Es el mayor par que puede desarrollar un motor bajo frecuencia y tensión nominales sin frenarse o sentarse súbitamente, generalmente se presenta cuando el motor ha alcanzado el 80% de su velocidad sincrónica (o de vacío).

Par a Plena Carga.

Es el par que desarrolla el motor para obtener la potencia nominal o de placa a la velocidad especificada en la placa.

Par de Aceleración.

Es la diferencia de valores de par, entre el par desarrollado por el motor y el que demanda la carga. El área ashurada en la figura 1 es proporcional a la potencia en exceso desarrollada por el motor para mover la carga.

MOTORES.

Para elegir correctamente un sistema de control para motores eléctricos hay que considerar los siguientes factores principales:

- 1) Carga. Es el equipo o maquinaria que va a ser movido por el motor.
 - Acoplamiento del motor a la carga.
 - Par requerido por la carga en el arranque (alto, normal o bajo).
 - Par de aceleración.
 - Par máximo.
 - Características de inercia de la carga (alta o baja)
 - Fricción de la carga.
 - Ciclo de trabajo (fijo, intermitente o variable)
- 2) El motor eléctrico (nos referimos principalmente al motor de inducción jaula de ardilla).
 - Tipo de diseño de motor que se usará, en función del par (A, B o C)
 - Velocidad de operación del motor (constante, variable o múltiple)
 - Potencia del motor.
- 3) El control del motor.
 - Arranque.
 - Ajuste de velocidad.
 - Paro.
 - Protección.
- 4) Condiciones ambientales.
 - Temperatura ambiente.
 - Altura S.N.M.
 - Contaminantes.
 - Ambientes peligrosos.

Estos factores determinan el tipo de aislamiento, así como la cubierta o protección del motor.

- 5) Costos de instalación, operación y mantenimiento.

X.-

CARACTERISTICAS (CURVAS) DE PAR-VELOCIDAD DE LOS MOTORES DE INDUCCION, DISEÑOS A, B, C Y D.

En la figura 2 se muestran; la curva par-velocidad de un motor diseño NEMA "B" y las curvas par-velocidad de una carga que si puede ser llevada por el motor (1) aunque con ciertas restricciones, y otra (2) que necesita un motor diseño "C"; con la carga representada por la curva (1), en el arranque se acerca peligrosamente la curva de la carga a la del motor, por lo cuál si la tensión disponible en el sistema no es estable y cae frecuentemente, necesitaría usarse un motor con mayor par de arranque; ahora bien, si la tensión es estable sí puede usarse el motor diseño "B" aunque tiene que arrancar a tensión plena.

Características de Par de las Cargas.

En general, hay 3 tipos de requerimientos de par en las máquinas movidas por motores de inducción. Ver figura 3

Máquina "A". Carga de Par Variable.

En estas máquinas el par varía con el cuadrado de la velocidad de operación, o sea, que son cargas que requieren par bajo a baja velocidad y pares más altos conforme aumenta su velocidad de operación. Por ejemplo: bombas centrífugas, ventiladores, sopladores, etc.

Para estas máquinas el par de arranque sólo es requerido por fricción e inercia, que son relativamente bajas.

Máquina "B". Carga de Par Constante.

En estas cargas, los requerimientos de par no varían con la velocidad. Su carga principal es de fricción. Por ejemplo: Transportadoras, maquinaria para procesar hule y papel, bombas de engranes, etc..

Máquina "C". Carga de Potencia Constante.

En estas máquinas el par aumenta al decrecer la velocidad, la potencia

requerida permanece constante para todo el rango de velocidades. Esto se presenta en tornos que hacen cortes gruesos a velocidades bajas.

Máquinas de Velocidad Constante y Carga Variable.

En muchos casos una máquina de velocidad constante puede tener una -- carga variable o sea que su demanda de potencia puede variar. En es-- tos casos hay que determinar una "potencia cuadrática media" que pue-- de resultar menor que la demanda máxima de potencia.

La curva par-velocidad de un motor de inducción nos muestra el compor-- tamiento del par del motor respecto a su velocidad sincrónica en por-- ciento; esta curva relacionada con la curva de carga (o máquina a mo-- ver) nos determina el diseño NEMA de par del motor que debemos usar para una determinada carga, o sea, mientras la curva par-velocidad de la carga permanezca dentro, o del lado izquierdo de la curva par-velo-- cidad de un diseño NEMA de motor, este no tendrá problemas para arran-- car, ni para operar la carga.

Figura 1

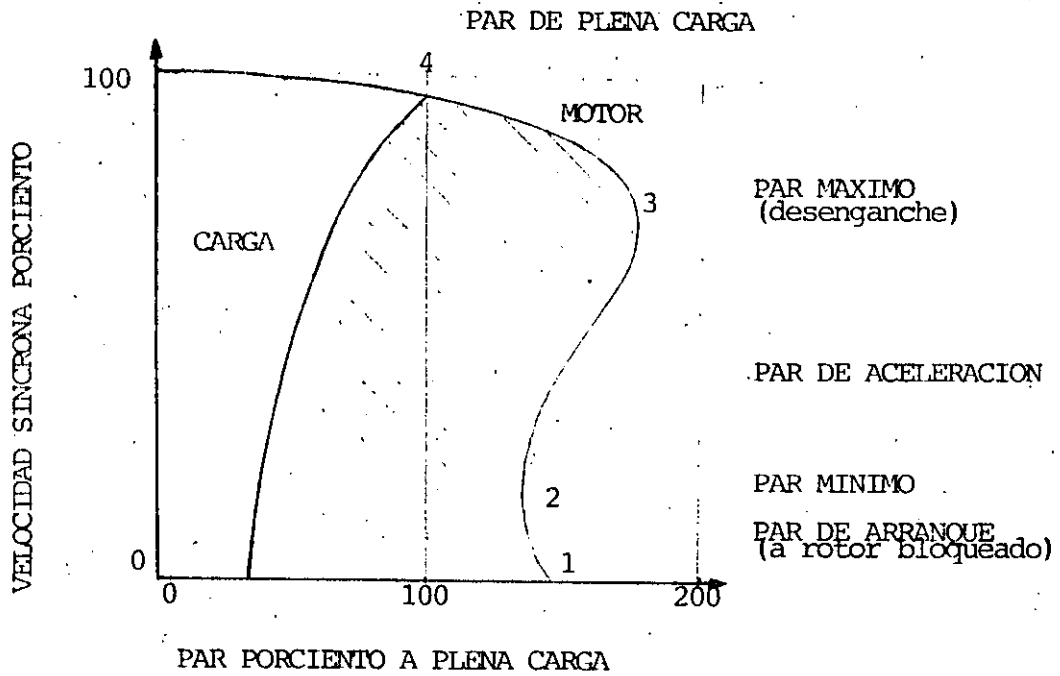


Figura 3

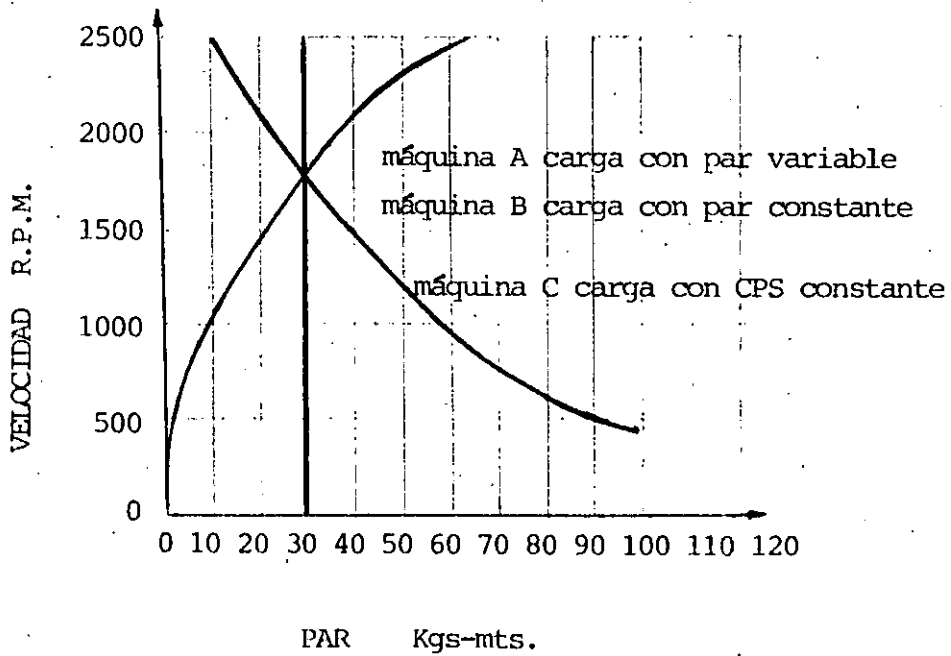
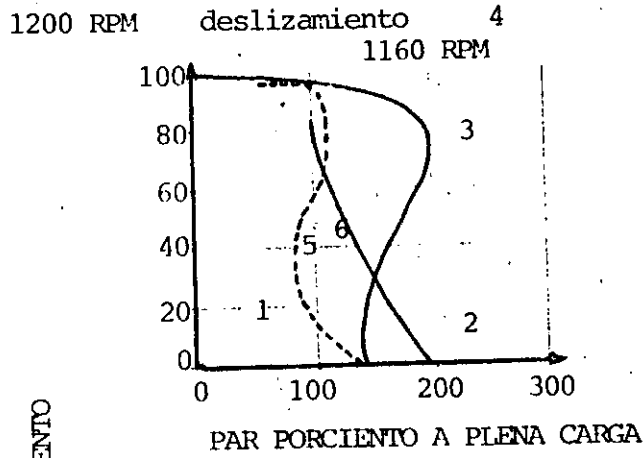
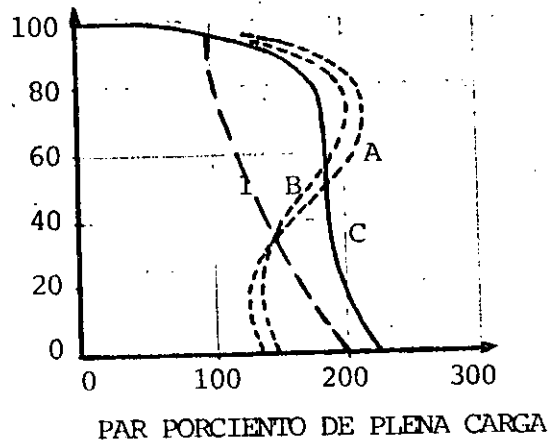


Figura 2

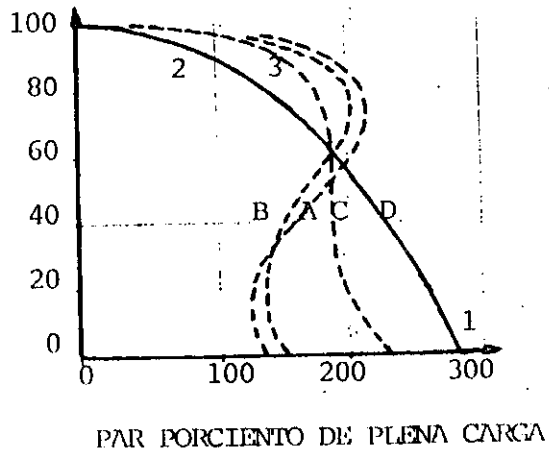
VELOCIDAD SINCRONA PORCIENTO



VELOCIDAD SINCRONA PORCIENTO



VELOCIDAD SINCRONA PORCIENTO



XI.-

SELECCION DE MOTORES, TENSIONES Y CIRCUITOS DE MOTORES.

SELECCION DE MOTORES.

La selección de un cierto tipo de motores eléctricos siempre es forzada por diversos factores y es por eso que existen variados tipos de motores eléctricos para satisfacer los múltiples usos que se pueden requerir de ellos.

Por ejemplo, cuando se adquiere una bomba centrífuga para un proceso determinado, esta ya incluye ciertas características que debe tener el motor eléctrico que la impulse: como el par, la potencia requerida, las RPM., etc.. Incluso, no es raro que el fabricante suministre la bomba con el motor eléctrico ya acoplado.

SELECCION DE TENSIONES.

La selección de tensión de operación (o tensión nominal) de una instalación eléctrica que incluye motores y controladores se verá afectada por los siguientes factores, entre otros: factores predeterminados o fijos y factores sin restricciones (instalaciones nuevas).

Se podrá notar fácilmente que estos factores no sólo lo influyen la selección de la tensión y de los controladores sino que también afectan a la selección de motores y en general de toda la instalación eléctrica. Deberá considerarse que estos factores también influyen a los otros tipos de instalaciones.

En seguida se presentarán algunos de los factores predeterminados o fijos y de los factores sin restricciones que pudieran presentarse al seleccionar las tensiones para controles y motores eléctricos.

SELECCION DE
TENSIONES Y
CONTROLES DE
MOTORES
ELECTRICOS

Factores prede-
terminados ó
fijos.

Energía primaria disponible.
Distancia de transmisión.
Variación de la tensión en la
Zona.
Diseños especiales de las plan-
tas.
Tamaño y tipo de las cargas.
Factores de las cargas.

Factores sin res-
tricciones. (ins-
talaciones nuevas)

Tamaño de los motores.
Costos de la instalación de
los motores.
Costo de los controles.
Requerimiento de energía en ba-
se a la capacidad del equipo.
Longitud de los conductores y
conduit.
Código y reglamentación eléc-
trica local.
Ubicación de los controles.
Dificultad de mantenimiento.
Expansión futura de la planta.

Tensiones Nominales para Equipo de Utilización.

Puesto que cualquier equipo de utilización debe tener una placa o ---
identificación de características, en ella se localizará la tensión a
la que opera.

Tensiones Nominales para Motores.

La tensión de placa de 220 V de un motor indicaba que ese motor se po-
día usar en sistemas de 240 V o de 208 V (nótese que la variación ha-
cia arriba o hacia abajo no excede el 10% de 220 V); cuando la placa

marcaba 440 V era para sistemas de tensión nominal a 480 V; si marcaba 550 V correspondía a una tensión de suministro de 600 V. Esto se debía a que la mayoría de los motores trifásicos eran usados en grandes plantas industriales en las que para circuitos relativamente grandes las tensiones caían considerablemente respecto a su valor nominal al final de los circuitos. Además, los sistemas de suministro de energía tenían una capacidad limitada y las bajas de tensión eran comunes durante los periodos de gran demanda de carga.

Como resultado de lo anterior, las tensiones promedio aplicadas a los motores trifásicos en sistemas de baja tensión se aproximaban a valores de placa de 220 V, 440 V y 550 V.

El incremento de las densidades de carga han tenido por consecuencia - que los sistemas de distribución primaria sean más cortos reduciéndose por lo anterior las caídas de tensión, y que en la actualidad los transformadores de distribución ya se instalen más cerca de la carga o dentro de los edificios.

Además, el uso de capacitores para mejoramiento del factor de potencia también coadyuva a disminuir la caída de tensión.

Todos los factores anteriores han contribuido a la elevación de los valores de tensión nominal real en las terminales de los motores por lo cual las tensiones de placa en los motores trifásicos son ligeramente superiores actualmente. Ver tabla 1.

TABLA 1

RANGOS DE TENSION DE MOTORES ESTANDARD	
Tensión Nominal del sistema (volts)	Tensión de placa (volts)
Motores Monofásicos	
120	115
240	230
Motores Trifásicos	
208	200
240	230 (220)
480	460 (440)

Continua TABLA 1

RANGOS DE TENSION DE MOTORES ESTANDARD	
TENSION Nominal del Sistema (Volts)	Tension de placa (volts)
Motores trifásicos	
600	575 (550)
2400	2300
4160	4000
4800	4600
6900	6600
13800	13200

(550) valores usuales en la República Mexicana.

Efecto de la Variación de la Tensión en los Motores de Inducción.

Los efectos más significativos que produce la variación de la tensión sobre las características de un motor de inducción son los siguientes:

Cuando la tensión que recibe el motor en sus terminales es más baja que su tensión de placa se reduce su par de arranque y su par máximo de marcha, mientras que la elevación de temperatura a plena carga es mayor.

Cuando la tensión que recibe el motor en sus terminales es mayor que su tensión de placa, se incrementa su par de arranque aumentando entonces la fuerza de aceleración del equipo que es manejado por el motor; otro efecto de la tensión mayor es el incremento de la corriente de arranque del motor que trae como consecuencia una gran caída de tensión en el circuito alimentador, lo cual ocasiona a su vez fluctuaciones de tensión en el equipo de alumbrado y otros equipos conectados a dicho alimentador.

En general, las tensiones ligeramente arriba de la nominal de placa del motor producen efectos de menor deterioro que las tensiones ligeramente abajo.

En la tabla 2 se muestran los efectos generales de las variaciones de la tensión sobre las características de un motor de inducción (también se incluye los de la variación de la frecuencia).

Los motores sincronos sufren los mismos efectos excepto su velocidad que permanece constante, a menos que varíe la frecuencia; además, su par máximo varía directamente con la tensión si la tensión de campo permanece constante como es el caso cuando el campo es alimentado por un generador acoplado a la misma flecha que el motor.

Los motores de corriente alterna deben funcionar correctamente a su carga nominal, bajo una variación combinada a tensión y frecuencia, de tal manera que los porcentos no exceda del 10% de sus valores nominales, - siempre que la variación de frecuencia no exceda del 5%.

SELECCION DE CIRCUITOS CON MOTORES.

En general la selección del tipo de circuito así como el número de circuitos a instalar depende de la carga que se va a alimentar.

Respecto al tipo de circuito, se debe tomar en cuenta: el medio ambiente en que se va a instalar, o sea, temperatura, humedad, si la instalación será del tipo interior, exterior, aérea, subterránea, etc.

Respecto al número de circuitos de motores por instalar, este estará en función de la capacidad en KVA del sistema y de la de los motores, así como de la forma en que los motores estarán distribuidos en la planta - respecto a agrupamiento y separación.

En un proyecto para la alimentación de varios motores, la parte económica juega un papel muy importante pues la conexión independiente de cada motor, que es lo ideal, es prácticamente inoperante por su alto costo. Por lo tanto, una solución es el agrupamiento adecuado de los motores - tomando en cuenta lo siguiente:

- a) Agruparlos por capacidades semejantes e igualdad de tensión.
- b) Agruparlos por zonas o departamentos.
- c) Agruparlos por funciones iguales o semejantes.
- d) Considerar siempre la manera de balancear las fases.

A continuación se presentan los siguientes requerimientos de código, -- para determinar el número de circuitos derivados necesarios y para computar las cargas de los circuitos derivados y de los alimentadores. Enfocado todo esto a motores eléctricos sólo o combinados con otras cargas, operando a una tensión de 600 Volts o menos, a no ser que se diga otra cosa.

Cargas Continuas.

Carga continua es aquella carga para la cual se espera que su corriente máxima continúe por tres horas o más.

Factor de Servicio. (Para Motores de C.A. de Uso General).

Es un multiplicador que cuando se aplica a la potencia nominal indica una carga de potencia permisible que puede ser soportada bajo las condiciones especificadas por dicho factor de servicio.

Hubo un tiempo en que los motores tenían su designación nominal en base a su variación de temperatura sobre y abajo de la temperatura ambiente (temperatura en el lugar de trabajo del motor). Ordinariamente se basaban en una variación de 40°C ó 72°F lo cual significaba que podía usarse sin peligro en forma continua a su potencia nominal si su temperatura ya no se incrementaba más de 40°C sobre la temperatura ambiente.

La temperatura real de un motor instalado en un lugar caliente, por ejemplo en la casa de bombas de una granja donde la temperatura en un día caluroso podría ser de 46°C , podría entonces incrementarse 40°C (72°F) más hasta llegar a una temperatura de 86°C (187°F) ó sea muy cerca del punto de bullición del agua. Al tacto estará muy caliente, pero no supondría ningún peligro para el motor.

Actualmente la designación nominal de los motores ya no se basa en la temperatura, en lugar de ello cada motor tiene marcado un "factor de Servicio" el cual varia de 1.00 a 1.35. Esto significa que un motor dado tiene un factor de servicio de 1.00 y está instalado en un lugar donde la temperatura ambiente no es superior a los 40°C ó 104°F, el podrá entregar su potencia nominal en forma continua sin riesgo. Pero si su factor de servicio es 1.15, el puede ser usado a 1.15 veces su potencia nominal bajo las mismas condiciones anteriores.

Así un motor de 5 HP se podrá usar a $5 \times 1.15 = 5.75$ HP en forma continua.

Finalmente, cuando la temperatura ambiente es mayor de los 40°C no conviene usar los motores continuamente a su potencia nominal (plena carga). Independientemente de la temperatura, hay que instalar los motores donde haya más ventilación.

TABLA

EFFECTO DE LAS VARIACIONES DE VOLTAJE Y FRECUENCIA EN LOS MOTORES ELECTRICOS DE INDUCCION

CARACTERISTICA QUE VARIA	PAR DE ARRANQUE Y EN MARCHA	VELOCIDAD SINCRONICA	% DE DESLIZAMIENTO	VELOCIDAD A PLENA CARGA	EFICIENCIA A PLENA CARGA	FACTOR DE POTENCIA A PLENA CARGA	CORRIENTE DE PLENA CARGA	CORRIENTE CON ROTOR FRENADO	ELEVACION DE TEMPERATURA A PLENA CARGA	CAPACIDAD MAXIMA DE SOBRE CARGA	RUIDO MAGNETICO EN VACIO	
VOLTAJE	180%	AUMENTA 44%	NO VARIA	DECRECE 30%	AUMENTA 1.8%	AUMENTA LIGERAMENTE	DISMINUYE 8 A 15 PUNTOS	DECRECE 11%	AUMENTA 20%	DECRECE 5 A 6°C	AUMENTA 44%	NOTABLE AUMENTO
	110%	AUMENTA 21%	NO VARIA	DECRECE 17%	AUMENTA 1%	AUMENTA 1/2 A 1 PUNTO	DISMINUYE 3 PUNTOS	DECRECE 7%	AUMENTA 10 A 12%	DECRECE 2 A 3°C	AUMENTA 21%	AUMENTA LIGERAMENTE
	90%	DECRECE 19%	NO VARIA	AUMENTA 23%	DECRECE 1 1/2%	DISMINUYE 2 PUNTOS	AUMENTA 1 PUNTO	AUMENTA 11%	DECRECE 10 12%	AUMENTA 6 7°	DECRECE 19%	DECRECE LIGERAMENTE
FRECUENCIA	108%	DECRECE 10%	AUMENTA 8%	PRACTICAMENTE NO VARIA	AUMENTA 8%	AUMENTA LIGERAMENTE	AUMENTA LIGERAMENTE	DECRECE LIGERAMENTE	DECRECE 5 6%	DECRECE LIGERAMENTE	DECRECE LIGERAMENTE	DECRECE LIGERAMENTE
	98%	AUMENTA 11%	DECRECE 8%	PRACTICAMENTE NO VARIA	DECRECE 8%	DECRECE LIGERAMENTE	DECRECE LIGERAMENTE	AUMENTA LIGERAMENTE	AUMENTA LIGERAMENTE 5 A 6%	AUMENTA LIGERAMENTE	AUMENTA LIGERAMENTE	AUMENTA LIGERAMENTE

LOS MOTORES ESTANDAR SOPORTAN CORRECTAMENTE SU CARGA NOMINAL CUANDO LA TENSION ES 10% MAYOR O MENOR, O LA FRECUENCIA ES 5% MAYOR O MENOR, QUE LAS ESPECIFICADAS.

XII.-

SELECCION DE LOS CONDUCTORES DEL CIRCUITO DERIVADO.

CALIBRE DE LOS CONDUCTORES QUE ALIMENTAN A UN MOTOR.

Los conductores del circuito derivado que alimenta un motor sólo, usado para servicio continuo y carga aproximadamente constante, deben tener una capacidad no menor del 125% de la corriente nominal a plena carga del motor. En ciertos casos en que la carga sea variable, el calibre de los conductores puede ser determinado considerando una corriente menor que el 125%, según el tipo de servicio de que se trata, pero no menor del 85% de dicha corriente nominal a plena carga.

Analicemos ahora el caso en el que un motor no es usado para servicio continuo, entendiéndose por motor de servicio continuo a cualquier motor, a menos que la naturaleza del aparato que el motor está manejando sea tal que el motor no pueda operar continuamente con carga bajo cualquier condición de uso.

Cuando un motor no se usa para servicio continuo se puede entonces usar como en cualquiera de las siguientes formas: por un tiempo corto, intermitente, periódicamente, ó en forma variable; en tales casos, la frecuencia de los arranques y la duración de los ciclos de operación hacen que la temperatura de los conductores varíe con respecto a la que se tiene con el servicio continuo y por lo tanto deben tener una capacidad de conducción no menor que el por ciento de la corriente de placa del motor dada en la tabla 3 mostrada a continuación (tabla 430-22(a) del NEC). Así cabe reafirmar dos puntos: primero, que nos estemos refiriendo a motores de inducción con rotor jaula de ardilla, y segundo, que son para baja tensión (600 volts ó menos).

Si el motor es usado para servicios menores del continuo, los conductores deberán tener capacidad no menor que los valores dados por la mencionada tabla 3.

Los conductores que van del controlador de un motor de inducción de rotor devanado hacia sus resistencias exteriores, que sirven para variar su velocidad, deben tener una capacidad de conducción de corriente de acuerdo con la clasificación de servicio de las resistencias.

CONDUCTORES ALIMENTANDO A VARIOS MOTORES.

Los conductores que alimentan a dos o más motores usados para servicio continuo, deben tener una capacidad de conducir corriente igual a la suma de las corrientes nominales a plena carga de todos los motores, más el 25% de la del motor mayor del grupo.

Si hay dos o más motores mayores iguales, sólo se agrega el 25% de la corriente nominal a plena carga de uno cualquiera de los dos ó más motores.

Cuando uno ó más motores del grupo son usados en forma "no continua", la capacidad de conducir corriente (ampacidad) de los conductores que alimentan al grupo debe ser computada como sigue:

- Determine el rango de amperes necesitado por cada motor para uso continuo basándose en el 100% de su corriente nominal a plena carga.
- Multiplíquese por 1.25 el rango de amperes del motor mayor, el cual fué determinado anteriormente, y agregue los rangos de amperes de todos los demás motores determinados con anterioridad, seleccione después la ampacidad para este rango total de amperes.

TABLA 3

CICLO DE TRABAJO

CLASIF. DEL SERVICIO	PORCENTAJES DE CORRIENTE DE PLACA			
	PLACA MOTOR: 5 min.	PLACA MOTOR: 15 min.	PLACA MOTOR: 30 a 60 min.	PLACA MOTOR: continuo
SERVICIO POR TIEMPOS CORTOS. Operando válvulas, elevando o bajando rodillos, etc.	110	120	150	---
SERVICIO INTERMITENTE: Elevadores de carga y pasajeros, cabezas de herramienta, bombas, elevadores de puentes, tornamesas, etc. (para soldadoras de arco ver sección 63121 del NEC 75)	85	85	90	140

CLASIF. DEL SERVICIO	CICLO DE TRABAJO			
	PORCENTAJES DE CORRIENTE DE PLACA			
	PLACA MOTOR: 5 min.	PLACA MOTOR: 15 min.	PLACA MOTOR: 30 a 60 min.	PLACA MOTOR: continuo
SERVICIO PERIODICO: rodillos, máquinas manejadoras de car- bón, etc.	85	90	95	140
SERVICIO VARIABLE:	110	120	150	200

XIII.-

DISPOSITIVOS DE PROTECCION Y SUS CARACTERISTICAS (FUSIBLES)

Se define un fusible como "Un dispositivo que protege a un circuito al fundirse y abrirse su elemento responsivo a la corriente, cuando una corriente de corto circuito o sobrecorriente pasa por él". O sea, el calor en exceso que produce una sobrecorriente secciona el elemento sensible y abre el circuito. El elemento fusible se abre en un tiempo que varía inversamente con la magnitud de la corriente que fluye a través de él. La característica tiempo-corriente del fusible depende del rango y tipo de fusible.

La clasificación de los fusibles es de la siguiente forma:

En cuanto a su colocación: Fusibles de enchufar (de rosca), fusibles de cartucho,

En cuanto a sus funciones: fusibles con retardo de tiempo, fusibles limitadores de corriente, fusibles no limitadores de corriente, fusibles de protección suplementaria contra sobrecorriente.

Fusibles de Enchufar.

Estos fusibles son del rango de 125 volts y los hay con valores de corriente hasta de 30 amperes. Su uso es limitado a circuitos con tensión nominal de 125 volts ó menor, excepto cuando sean usados en circuitos alimentados desde un sistema que tenga el neutro puesto a tierra, y cuando ningun conductor en dichos circuitos este operando a mas de 150 volts a tierra.

Este tipo de fusibles también es diseñado con características de retardo de tiempo pudiendo soportar hasta 200 por ciento de su corriente nominal cuando menos 12 segundos.

Los fusibles de enchufar con retardo de tiempo en el rango de 0 a 14 amperes son usados principalmente para proteger a pequeños motores monofásicos, mientras que los de rango de 15 a 30 amperes son normalmente para proteger circuitos derivados.

Fusibles de Cartucho.

Los fusibles de cartucho y sus portafusibles son clasificados por el NEC en los rangos siguientes:

- 0 - 600 Amps. a no más de 250 volts.
- 0 - 60 Amps. a no más de 300 volts.
- 0 - 600 Amps. a no más de 600 volts.

Los fusibles de 600 volts pueden ser usados para tensiones menores (ver NEC 75, sección 240-20).

Fusibles Sin Retardo de Tiempo.

Los fusibles sin retardo de tiempo son aquellos que no tienen por construcción, un retardo mayor que el normal al despejar una falla; estos fusibles no se recomienda usarlos en los circuitos de motores porque son fusibles de apertura instantanea y al no tener retardo de tiempo no dan margen a que la elevación de temperatura debida a un aumento temporal de corriente, como en el arranque de un motor, pudiera ceder.

Estos tipos de fusibles son más apropiados para usarse en un cortacircuito de caja moldeada haciendo la función de fusibles limitadores de altas corrientes de circuito corto. También son usados en combinaciones arrancador-interruptor, donde un relevador de sobrecarga proporciona la protección en el rango de sobrecarga del motor y el fusible proporciona solamente protección contra cortocircuito.

Fusibles con Retardo de Tiempo

Los fusibles con retardo de tiempo tienen dicho retardo en el rango en que deben operar por sobrecarga. Esta característica de retardo en el tiempo frecuentemente permite la selección de rangos de fusión más cercanos a las corrientes de plena carga.

Fusibles de Elemento Dual.

El fusible con retardo de tiempo de elemento dual en el cartucho, combi

na un elemento térmico con retardo de tiempo para protección por sobrecarga, con un eslabón fusible, que no tiene retardo de tiempo, usando para proteger contra cortocircuito.

Este tipo de fusible dual es ampliamente usado porque fué el primero en tener un retardo de tiempo adecuado para su uso como protección contra sobrecorriente de marcha de un motor. Además, permite la corriente de avalancha del arranque de un motor pero permanece listo para abrir el circuito con sobrecorrientes grandes continuadas.

También cuando se usa un relevador estandard, el fusible de elemento dual con retardo de tiempo proporciona ambas protecciones, por cortocircuito y por sobrecarga de marcha.

XIV.-

Instalación Eléctrica.

Definición: Una instalación eléctrica es el conjunto de canalizaciones, cajas de conexión, los elementos de unión entre estas, los conductores, accesorios de control y protección para interconectar una o varias fuentes de energía eléctrica con los motores, lámparas, etc.

Objetivo: Es el de proporcionar energía eléctrica, cumpliendo con los requisitos de los distintos elementos que la transformarán - según sean las necesidades.

Una instalación eléctrica se puede considerar, desde la generación, transformación, transmisión, distribución; hasta su utilización.

Las instalaciones eléctricas, se clasifican en:

- a) Extra Alta Tensión (más de 400 KV)
- b) Alta Tensión (400, 230, 85 KV)
- c) Mediana Tensión (66, 44, 32 KV)
- d) Distribución (23, 20, 13.2 KV)
- e) Baja Tensión (440, 220, 127 Volts)

Para una mejor comprensión, llamaremos instalación eléctrica al conjunto de elementos necesarios para conducir y transformar la energía eléctrica que será utilizada por los motores, lámparas, etc.

Una instalación eléctrica debe cumplir con los siguientes requisitos:

- 1) De seguridad contra accidentes e incendios
- 2) Debe ser eficiente y económica.
- 3) Fácil mantenimiento
- 4) Accesible
- 5) Deberá cumplir con los requisitos que fija el reglamento de obras e instalaciones eléctricas.

- 1) Seguridad Contra Accidentes e Incendios.

Una instalación eléctrica deberá estar bien planeada y bien construida, con las partes peligrosas colocadas en lugares accesibles

y protegidas; evitando al máximo accidentes e incendios.

2) Eficiente y Económica.

La eficiencia está en relación directa con su construcción y acabado, y que estén correctamente conectados los motores o aparatos; cuidando que los datos de placa de la máquina estén acorde con la instalación eléctrica.

Deberá hacerse un estudio técnico económico de la inversión inicial, consumo de energía eléctrica, gastos de operación y mantenimiento; también los de amortización del equipo y material usado.

3) Fácil Mantenimiento.

El mantenimiento de una instalación eléctrica, deberá efectuarse periódicamente; dicho mantenimiento consistirá principalmente de limpieza y reposición de partes, cambio de equipos o renovación de ellos.

4) Accesibilidad.

Los controles de motores, siempre debe estar situados en lugares de fácil acceso; dejando además, espacios libres para los operarios.

5) Cumplir con los requisitos que fija el reglamento de obras e instalaciones eléctricas.

Son los requisitos contenidos en dicho reglamento, en lo referente a materiales, accesorios y equipos a instalar; así como la seguridad, las recomendaciones convenientes, con el objeto de prevenir riesgos y construcciones u operaciones defectuosas.

Tipos de Instalaciones Eléctricas.

Los diferentes tipos de instalaciones eléctricas más utilizadas son:

- a) Visibles.
- b) Ocultas.
- c) Parcialmente Ocultas.
- d) A prueba de Explosión.

a) Instalaciones Eléctricas Visibles.

Sus componentes están a la vista y sin protección. Se encuentran en instalaciones provisionales, fabricas, en plantas generadoras.

b) Instalaciones Eléctricas Ocultas.

Son las de mejor acabado, ya que en ellas se busca la mejor solución técnica, el mejor aspecto estético. Una vez terminada la instalación eléctrica se complementa con la calidad de los dispositioivos de control y protección, que quedan con el frente exterior solamente,

c) Instalaciones Eléctricas Parcialmente Ocultas.

La parte oculta de la instalación eléctrica se encuentra en pisos y muros; la restante por plafón falso, charolas. Se encuentra en fabricas, edificios comerciales, etc.

d) Instalaciones Eléctricas a Prueba de Explosión.

Se localizan en fábricas y laboratorios endonde se tienen ambienotes corrosivos, gases o explosivos, de materiales inflamables. Este tipo de instalaciones, las canalizaciones, cajas de conexiones están herméticamente selladas; en caso de corto circuito la chispa no sale al exterior, evitando que se produzca una explosión, denotro de ambientes explosivos.

INSTALACION ELECTRICA DE MOTORES.

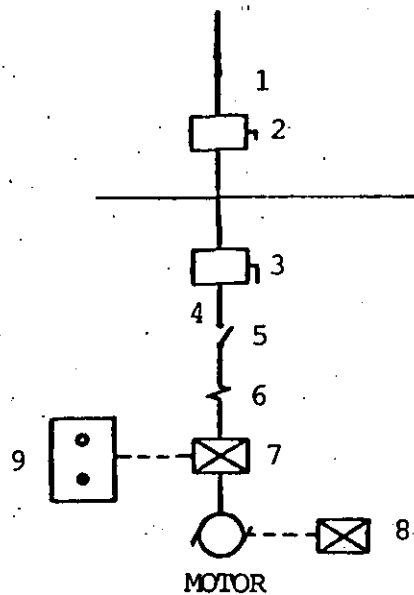
Las instalaciones industriales son basicamente de dos tipos:

- a) Instalación eléctrica para alumbrado.
- b) Instalación eléctrica para fuerza.

En esta parte se discutirá fundamentalmente las instalaciones eléctricas para fuerza, y en particular para motores eléctricos.

Instalaciones Eléctricas de Motores.

En la instalación eléctrica de motores interviene principalmente los elementos que se indican en el diagrama siguiente:



Alimentador (1).-El alimentador es el conductor que alimenta a un grupo de motores eléctricos y su calibre se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$I = 1.25 I_{pc}(\text{motor mayor}) + I_{pc}(\text{otros motores})$$

I_{pc} = corriente a plena carga

I_{pc} = suma de las corrientes a plena carga de varios motores.

Protección del alimentador(2).-La protección del alimentador tiene por objeto proteger al conductor contra sobrecargas, ya sea por medio de fusibles o interruptores termomagnéticos.

Se debe calcular para una corriente que tome en cuenta la corriente de

arranque del motor mayor más la suma de las corrientes nominales de los otros motores.

$$I = 200 I_{pc} \text{ (motor mayor)} + I_{pc} \text{ (otros motores)}$$

I = Corriente para seleccionar la protección del alimentador.

$$I_{pc} = \text{Corriente a plena carga de motores (corriente Nominal)}$$

Circuitos Derivados (4).-Los conductores que alimentan a cada motor de la instalación reciben el nombre de circuito derivado y van desde el tablero de distribución o del alimentador a cada motor.

Esos conductores se calculan para una sobrecarga de 25%, de manera que el calibre del circuito derivado se calcula con una corriente.

$$I = 1.25 I_{pc}$$

I = Corriente del circuito derivado

I = Corriente a plena carga del motor.

Protección del circuito derivado (3).-La protección del circuito derivado se hace por medio de fusibles ó termomagnético y se debe calcular para una corriente que puede ser la corriente de arranque o una corriente de corto circuito.

El objeto de esta protección es de proteger el conductor, no al motor y debe permitir el arranque del motor sin que se abra el circuito. Se selecciona de acuerdo con tablas proporcionadas por fabricantes.

Desconectador (5).-El desconectador tiene por objeto aislar el motor del circuito derivado con el fin de poder hacer ajustes o reparaciones en el motor sin peligro alguno. Este desconectador consiste en un interruptor de navajas que debe soportar una corriente mínima.

$$I = 1.15 I_{pc}$$

Protección del motor (6).-La protección del motor tiene por objeto proteger al motor contra sobrecargas. Para evitar que el motor se sobrecarga

liente permitiéndose al motor solamente una sobrecarga del 25% de manera que la protección del motor se selecciona para una corriente que es 25% mayor que la corriente nominal.

$$I = 1.25 I_{pc}$$

Control del Motor (7).--Se denomina control del motor al aparato que sirve para arrancar, controlar, o parar la operación del motor. Este aparato depende del tipo de motor; puede ser un simple interruptor de navajas, un desconectador manual o automático con resistencias o reactancias que se ponen en serie cuando arranca el motor y luego se desconetan:

También el desconectador puede estar dotado de un autotransformador que se conecta al arranque para arrancar a voltaje reducido y se desconecta cuando el motor ha alcanzado su velocidad nominal quedando el motor a voltaje pleno. La resistencia y reactancia del autotransformador tiene por objeto, limitar la corriente de arranque del motor, a fin de que no existan caídas de voltaje grandes durante el arranque de motores eléctricos de gran capacidad.

Control secundario del motor (8).--El control secundario del motor se hace en los motores de rotor devando y consiste en un reóstato que se conecta al devanado del rotor por medio de anillos rozantes. Al arrancar el motor se ponen todas las resistencias en serie y se van decreciendo poco a poco hasta que el motor adquiere su velocidad nominal. Con esto se logra que el motor tome una corriente relativamente baja.

Estación de Botones (9).--Sirve para energizar el arrancador.

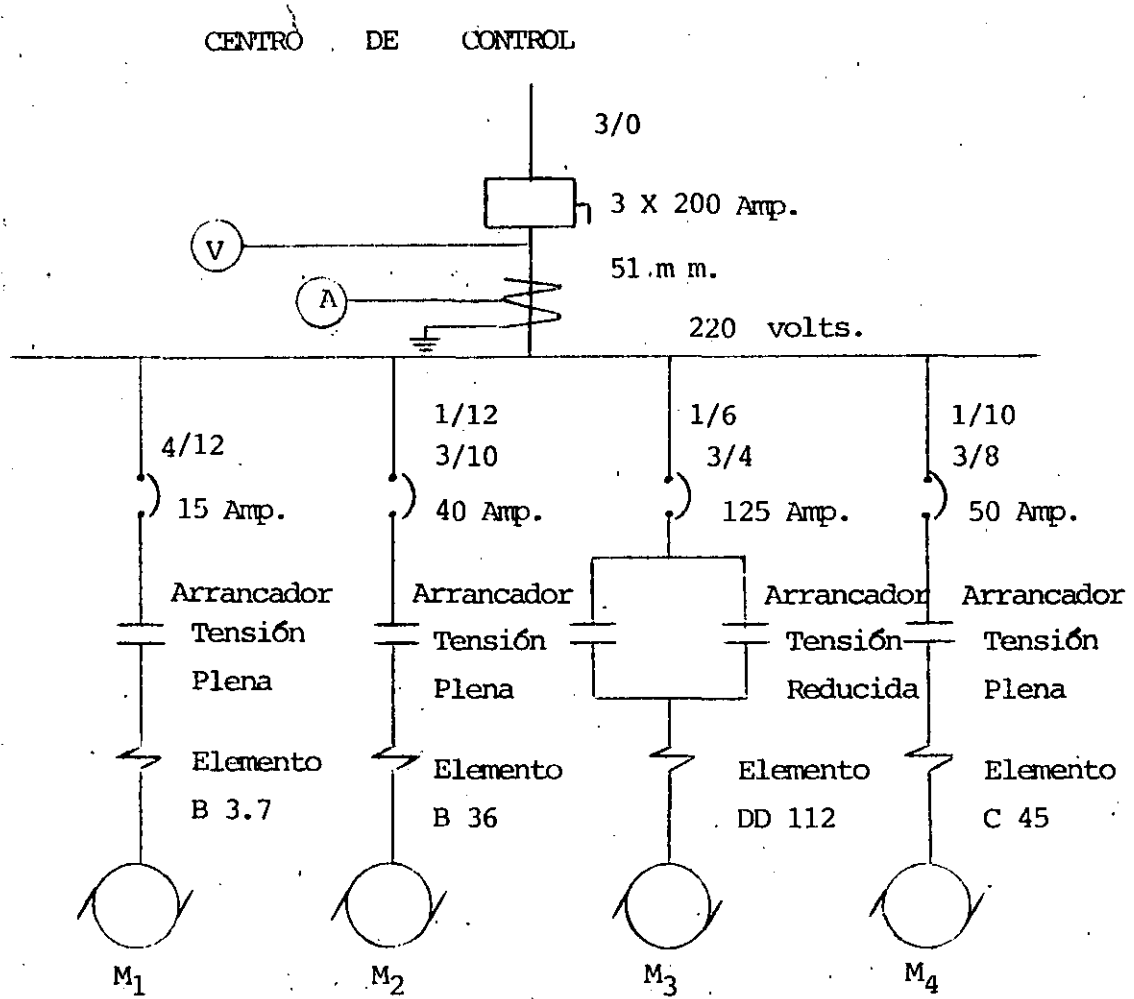


DIAGRAMA UNIFILAR DEL CENTRO DE CONTROL DE MOTORES DE UNA ZONA DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE.

Nota;

4/12 indica que son 4 conductores del No.12 AWG.

f.p. = factor de potencia

I = Corriente en Amperes

E = Tensión entre fases en volts.

η o N = Eficiencia en decimales

H.P. = Potencia en Horse Power

TABLA 4

FORMULAS ELECTRICAS USUALES.

K.W. = Potencia en Kilowatts.

K.V.A. = Potencia aparente en Kilo volt amperes

W. = Potencia en watts.

R.P.M. = $f \times 120 / p$

f = frecuencia

p = N°. de polos.

	CORRIENTE CONTINUA	CORRIENTE ALTERNA		
		Una fase	Dos fases	Tres fases
Amperes Conociendo H.P.	$\frac{H.P. \times 746}{E \times N}$	$\frac{H.P. \times 746}{E \times N \times f.p.}$	$\frac{H.P. \times 746}{2 \times E \times N \times f.p.}$	$\frac{H.P. \times 746}{1.732 \times E \times N \times f.p.}$
Amperes Conociendo K.W.	$\frac{K.W. \times 1000}{E}$	$\frac{K.W. \times 1000}{E \times f.p.}$	$\frac{K.W. \times 1000}{2 \times E \times f.p.}$	$\frac{K.W. \times 1000}{1.732 \times E \times f.p.}$
Amperes Conociendo k.v.a.		$\frac{K.V.A. \times 1000}{E}$	$\frac{K.V.A. \times 1000}{2 \times E}$	$\frac{K.V.A. \times 1000}{1.732 \times E}$
K.W.	$\frac{I \times E}{1000}$	$\frac{I \times E \times f.p.}{1000}$	$\frac{I \times E \times f.p. \times 2}{1000}$	$\frac{I \times E \times f.p. \times 1.732}{1000}$
K.V.A.		$\frac{I \times E}{1000}$	$\frac{I \times E \times 2}{1000}$	$\frac{I \times E \times 1.732}{1000}$
Potencia en la felcha H.P.	$\frac{I \times E \times N}{746}$	$\frac{I \times E \times N \times f.p.}{746}$	$\frac{I \times E \times 2 \times N \times f.p.}{746}$	$\frac{I \times E \times 1.732 \times N \times f.p.}{746}$
Factor de potencia	Unitario	$\frac{W}{E \times I}$	$\frac{W}{2 \times E \times I}$	$\frac{W}{1.732 \times E \times I}$

Tabla 5

NOMBRE COMERCIAL	TIPO	TEMP. MAX. °C	MATERIAL AISLANTE	CUBIERTA EXTERIOR	UTILIZACION
Termoplástico duplex resistente a la humedad	TWD	60	Termoplástico, resistente a la humedad, retardador de la flama	Ninguna	Locales húmedos y secos
Termoplástico resistente al calor, con cubierta de Nylon	THHN	90	Termoplástico, resistente al calor, retardador de la flama	Nylon	Locales secos
Termoplástico resistente a la humedad y al calor	THW	75	Termoplástico, resistente a la humedad y al calor, retardador de la flama	Ninguna	Locales secos y húmedos
		90			Aplicaciones especiales en equipo de alumbrado por descarga eléctrica. Limitado a un circuito abierto de 1000 volts o menos
Termoplástico resistente a la humedad y al calor, con cubierta de Nylon	THWN	60	Termoplástico, resistente a la humedad y al calor, retardador de la flama	Nylon	Locales con grasas, aceite y gasolina
		75			Locales secos y húmedos
Termoplástico resistente a la humedad (doble forro)	DF *	75	Termoplástico, resistente a la humedad	No metálica, resistente a la humedad, retardadora de la flama	Locales secos y húmedos Hasta 1000 V.
Termoplástico, resistente al calor, humedad, agentes Químicos.	Vina- nel 900	75	Termoplástico, resistente, humedad, calor, agentes Químicos, retardador flama.	Ninguna	Locales húmedos y secos, combustibles derivados del petróleo, industrias.
Hule Resistente al calor	RH RHH	75	Hule resistente al calor	No metálica, resistente a la humedad, retardadora de la flama	Locales secos
		90			
Hule Resistente al calor y a la humedad	RHW	75	Hule resistente al calor y a la humedad	No metálica, resistente a la humedad, retardadora de la flama	Locales húmedos y secos
Hule látex, resistente al calor	RUH	75	90% Hule no molido, sin grano	No metálica, resistente a la humedad, retardadora de la flama	Locales secos
Hule látex, resistente a la humedad	RUW	60	90% Hule no molido, sin grano	No metálica, resistente a la humedad, retardadora de la flama	Locales húmedos y secos
Termoplástico	T	60	Compuesto termoplástico retardador de la flama	Ninguna	Locales secos
Termoplástico resistente a la humedad	TW	60	Termoplástico, resistente a la humedad, retardador de la flama	Ninguna	Locales húmedos y secos

TABLA 6
Capacidad de corriente de conductores de cobre aislados (amperes)

Temperatura máxima del aislamiento	60 °C		75 °C		85 °C		90 °C	
Tipos	THWN, RUW, T, TW, TWD, MTW		RH, RHW, RUH, THW, THWN, DF, XHHW vinanel 900		PILC, V, MI		TA, TBS, SA, AVB SIS, FEP, THW RHH, THHN, MTW, EP, XHHW *	
Calibre AWG MCM	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire
14	15	20	15	20	25	30	25	30
12	20	25	20	25	30	40	30	40
10	30	40	30	40	40	55	40	55
8	40	55	45	65	50	70	50	70
6	55	80	65	95	70	100	70	100
4	70	105	85	125	90	135	90	135
3	80	120	100	145	105	155	105	155
2	95	140	115	170	120	180	120	180
1	110	165	130	195	140	210	140	210
0	125	195	150	230	155	245	155	245
00	145	225	175	265	185	285	185	285
000	165	260	200	310	210	330	210	330
0000	195	300	230	360	235	385	235	385
250	215	340	255	405	270	425	270	425

Temperatura máxima del aislamiento	60 °C		75 °C		85 °C		90 °C	
Tipos	THWN, RUW, T, TW, TWD, MTW		RH, RHW, RUH, THW, THWN, DF, XHHW		PILC, V, MI		TA, TBS, SA, AVB SIS, FEP, THW RHH, THHN, MTW, EP, XHHW *	
Calibre AWG MCM	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire
300	240	375	285	445	300	480	300	480
350	260	420	310	505	325	530	325	530
400	280	455	335	545	360	575	360	575
500	320	515	380	620	405	660	405	660
600	355	575	420	690	455	740	455	740
700	385	630	460	755	490	815	490	815
750	400	655	475	785	500	845	500	845
800	410	680	490	815	515	880	515	880
900	435	730	520	870	555	940	555	940
1 000	455	780	545	935	585	1 000	585	1 000

* Los tipos EP y XHHW pueden ser directamente enterrados.

AREA DE LOS CONDUCTORES EN MM² SIN Y CON AISLAMIENTO

TABLA No. 7

	CALIBRE A.W.G. ° M.C.M.	AREA DEL COBRE EN MM ²	AREA CON AISLAMIENTO EN MM ²	NUMERO DE CONDUCTORES					
				1	2	3	4	5	
CONDUCTORES	SOLIDOS	14	2.1	8.30	8.30	16.60	24.90	33.20	41.50
		12	3.3	12.56	12.56	25.12	37.68	50.24	62.80
		10	5.3	15.90	15.90	31.80	47.70	63.60	79.50
		8	8.4	28.26	28.26	56.52	84.78	103.04	141.30
	CABLEADOS	14	2.1	9.62	9.62	19.24	28.86	38.48	48.10
		12	3.3	12.56	12.56	25.12	37.68	50.24	62.80
		10	5.3	19.62	19.62	39.24	58.86	78.48	98.10
		8	8.4	28.26	28.26	56.52	84.78	114.04	141.30
		6	13.3	50.24	50.24	100.48	150.72	200.96	251.20
		4	21.1	63.59	63.59	127.18	199.77	254.36	317.95
		2	33.6	94.99	94.99	189.98	284.97	379.96	474.95
		0	53.5	153.86	153.86	307.72	461.58	615.44	769.30
		00	67.4	176.63	176.63	353.26	529.89	706.52	883.15
		000	85.0	200.96	200.96	401.92	602.88	803.84	1004.80
		0000	107.2	226.87	226.87	453.74	680.61	907.48	1134.35
		250	127.0	314.00	314.00	628.00	942.00	1256.00	1570.00
		300	152.0	346.19	346.19	692.38	1038.57	1384.76	1730.95
		350	178.0	379.94	379.94	759.88	1139.82	1519.76	1899.70
		400	203.0	415.26	415.26	830.52	1245.78	1661.04	2076.30
		500	253.0	530.66	530.66	1061.32	1591.98	2122.64	2653.30
600	304.0	615.44	615.44	1230.88	1846.32	2461.76	3077.20		

DIAMETROS Y AREAS INTERIORES DE
TUBOS CONDUIT Y DUCTOS CUADRADOS

TABLA No. 8

DIAMETROS NOMINALES		AREAS INTERIORES EN MM ²			
PULGADAS	MM.	PARED DELGADA		PARED GRUESA	
		40%	100%	40%	100%
1/2	13	78	196	96	240
3/4	19	142	356	158	392
1	25	220	551	250	624
1 1/4	32	390	980	422	1056
1 1/2	38	532	1330	570	1424
2	51	874	2185	926	2316
2 1/2	64	—	—	1376	3400
3	76	—	—	2116	5290
4	102	—	—	3575	8958
2 1/2 x 2 1/2	65 x 65			1638	4096
4 x 4	100 x 100			4000	10000
6 x 6	150 x 150			9000	22500

SELECCION DE ELEMENTOS TERMICOS

ELEMENTOS TERMICOS DE ALEACION FUSIBLE.

PARA USARSE CON MOTORES DE FACTOR DE SERVICIO 1.15
EN CONDICIONES NORMALES DE OPERACION



Para usarse con			Corriente a plena carga	No. del elemento	Corriente a plena carga	No. del elemento	Corriente a plena carga	No. del elemento	Corriente a plena carga	No. del elemento	Corriente a plena carga	No. del elemento	
Clase	Tipo	Tamaño											
8536 En caja propia 8998 8999 Centro de control QMB Panel	B C	0	0.29-0.31	B 0.44	1.10-1.23	B 1.67	4.06-4.40	B 6.25	11.4-12.5	B 19.5	25.3-26.0	B 50	
			0.32-0.35	B 0.51	1.24-1.42	B 1.88	4.41-5.00	B 6.90	12.6-13.4	B 22.			
			0.36-0.40	B 0.57	1.43-1.64	B 2.10	5.01-5.67	B 7.70	13.5-15.4	B 25.			
			0.41-0.49	B 0.63	1.65-1.80	B 2.40	5.68-6.31	B 8.20	15.5-18.0	B 28.0			
			0.50-0.53	B 0.71	1.81-2.05	B 2.65	6.32-7.03	B 9.10	—	—			
			0.54-0.61	B 0.81	2.06-2.30	B 3.00	7.04-7.74	B 10.2	—	—			
		1 P	0.62-0.68	B 0.92	2.31-2.58	B 3.30	7.75-8.07	B 11.5	15.5-17.1	B 28.0	25.3-27.2 27.3-29.9 30.0-32.9 33.0-36.0	B 50 B 56. B 62. B 66.	
			0.69-0.77	B 1.03	2.59-2.93	B 3.70	8.08-9.19	B 12.8	17.2-18.6	B 32			
			0.78-0.89	B 1.16	2.94-3.32	B 4.15	9.20-9.84	B 14.	18.7-21.0	B 36.			
			0.90-1.03	B 1.30	3.33-3.81	B 4.85	9.85-10.5	B 15.5	21.1-22.7	B 40.			
			1.04-1.09	B 1.45	3.82-4.05	B 5.50	10.6-11.3	B 17.5	22.8-25.2	B 45.			
			—	—	—	—	—	—	—	—			
	D	2	0.31-0.35	B 0.44	0.93-1.03	B 1.30	2.66-2.97	B 3.70	7.32-8.21	B 10.2	20.1-22.9	B 28.0	
			0.36-0.39	B 0.51	1.04-1.19	B 1.45	2.98-3.47	B 4.15	8.22-9.18	B 11.5	23.0-25.8	B 32.	
			0.40-0.44	B 0.57	1.20-1.34	B 1.67	3.48-3.94	B 4.85	9.19-9.99	B 12.0	25.9-28.6	B 36.	
			0.45-0.50	B 0.63	1.35-1.50	B 1.88	3.95-4.44	B 5.50	10.0-11.0	B 14.	28.7-32.2	B 40.	
			0.51-0.58	B 0.71	1.51-1.72	B 2.10	4.45-4.94	B 6.25	11.1-12.4	B 15.5	32.3-35.8	B 45.	
			0.59-0.65	B 0.81	1.73-1.89	B 2.40	4.95-5.52	B 6.90	12.5-13.9	B 17.5	35.9-40.1	B 50.	
		E	3	0.66-0.73	B 0.92	1.90-2.14	B 2.65	5.53-5.88	B 7.70	14.0-15.7	B 19.5	40.2-45.0	B 56.
				0.74-0.82	B 1.03	2.15-2.36	B 3.00	5.89-6.52	B 8.20	15.8-17.8	B 22.	—	—
				0.83-0.92	B 1.16	2.37-2.65	B 3.30	6.53-7.31	B 9.10	17.9-20.0	B 25.	—	—
				14.4-15.7	C 20	24.4-28.6	C 34.	36.6-41.5	C 51.	59.5-64.3	C 83	—	—
				15.8-18.6	C 22	28.7-30.1	C 40.	41.6-47.3	C 58.	64.4-73.5	C 90.	—	—
				18.7-21.4	C 26.	30.2-32.2	C 42.	47.4-53.7	C 66.	73.6-81.3	C 103.	—	—
F (Serie C)	4	21.5-24.3	C 30.	32.3-36.5	C 45.	53.8-59.4	C 75.	81.4-86.0	C 114.	—	—		
		43.8-46.3	CC64.3	54.7-58.4	CC81.5	68.5-73.3	CC 103.	84.3-91.9	CC132.	108.-115.	CC 167.		
		46.4-50.0	CC68.5	58.5-62.6	CC87.7	73.4-78.9	CC 112.	92.0-99.3	CC143.	116.-133	CC 180.		
G	5	50.1-54.6	CC74.6	62.7-68.4	CC94.0	79.0-84.2	CC 121.	99.4-107.	CC156.	—	—		
		84.0-91.4	DD112.	107.-114	DD140.	138.-155.	DD 185.	190.-214.	DD265.	—	—		
		91.5-99.4	DD121.	115.-123.	DD150.	156.-176.	DD 220.	215.-229.	DD300.	—	—		
H	6 0	99.5-106.	DD128.	124.-137.	DD160.	177.-189.	DD 250.	230.-266.	DD320.	—	—		
		111.-124	B 1.03	156.-178	B 1.45	225.-255.	B 2.10	311.-347.	B 3.00	438.-509	B 4.15		
		125.-140	B 1.16	179.-201.	B 1.67	256.-283.	B 2.40	348.-391.	B 3.30	—	—		
J	7 0	141.-155	B 1.30	202.-224.	B 1.88	284.-310	B 2.65	392.-437.	B 3.70	—	—		
		166.-187.	B 1.03	233.-267.	B 1.45	337.-383.	B 2.10	467.-522.	B 3.00	657.-764.	B 4.15		
		188.-211.	B 1.16	268.-301.	B 1.67	384.-425.	B 2.40	523.-587.	B 3.30	—	—		
K	8 0	212.-232.	B 1.30	302.-336.	B 1.88	426.-466.	B 2.65	588.-656.	B 3.70	—	—		
		277.-312	B 1.03	389.-445.	B 1.45	562.-640.	B 2.10	778.-870.	B 3.00	994.-1215	B 4.15		
		313.-352.	B 1.16	446.-503.	B 1.67	641.-708.	B 2.40	871.-978.	B 3.30	—	—		
353.-388.	B 1.30	504.-561.	B 1.88	709.-777.	B 2.65	979.-1093	B 3.70	—	—				

© Los relevadores de sobrecarga operan a través del secundario de transformadores de corriente de las siguientes relaciones:
TAM-6-800/5A
TAM-7-1200/5A
TAM-8-2000/5A.

Ejemplo: Tenemos los siguientes motores.

M_1 ; Es una bomba para alimentar tinaco de agua.

3/4 HP, 220 V, 3 fases, 60 Hz., para uso continuo.

M_2 ; Es una bomba centrífuga para gasavión, de 75 HP, 220 V, 3 fases, 60 Hz.

M_3 ; Es una bomba centrífuga para manejar turbosina de 25 HP, 220 V, - 3 fases, 60 Hz. Para uso continuo.

M_4 ; Es una bomba contra incendio, de 10 HP, 220 V, 3 fases, 60 Hz, -- Para uso continuo.

Calcular el calibre de los conductores del circuito derivado, y tubo -- conduit de los circuitos derivados, el del alimentador; calcular además las protecciones de los circuitos derivados, y las protecciones del ali- mentador.

SOLUCION.

motor M_1 , 3/4 HP, 220 V, 3 fases.

a) La corriente a plena carga se calcula por medio de la formula que se localiza en la tabla 4, siendo esta:

$$I_{p.c.} = \frac{HP \times 746}{1.73 \times E \times \eta \times fp}$$

$$I_{p.c.} = \frac{0.75 (746)}{1.73(220) (0.9) (0.80)} = \frac{553,50}{274.03} = 2.02 \text{ amperes.}$$

Si no se da el dato de eficiencia(η) y el fp, deberá siempre tomarse:

$$\eta = 0.9 \quad fp = 0.80$$

El tipo de conductor que se utilizará es cable Vinanel 900, 75°C. (tabla N°5)

El calibre del circuito derivado es igual a:

$$I = 1.25 I_{p.c.}$$

$$I = 1.25 (2.02) = 2.53 \text{ amperes.}$$

Con el valor de I, vamos a la tabla 6, que corresponde a la capacidad de corriente de conductores de cobre aislados, y localizamos un valor que sea igual o mayor a 2.53 amperes; en la columna de aislamiento para 75°C, vemos que el calibre del conductor es del N° 20 AWG.

El reglamento de Instalaciones Eléctricas, recomienda, que el mínimo calibre que debe usarse en motores debe ser del N° 12 AWG, por lo tanto es el calibre que se utilizará.

b) Cálculo del tubo Conduit Pared Delgada.

Como se trata de un motor trifásico, se requieren 3 conductores del N° 12 y otro más del N° 12 para la conexión a tierra de la máquina.

Vamos a la tabla N° 7, para conocer el área transversal del conductor del N° 12; y de esta forma saber el diámetro del tubo que se va a utilizar.

Localizamos que el área de los 4 conductores del N° 12 es de 50.24 mm², este valor lo buscamos en la tabla 8, y observamos que el valor más cercano a 50.24 mm² es 78 mm², que corresponde a un tubo cuyo diámetro es de 13 mm (1/2 pulgada). Además un conductor del N° 12 para la conexión.

c) Cálculo de protección del circuito derivado, con interruptor termomagnético.

Para calcular la $I_{np} = 150\%$ de I_{pc}

$$I_{np} = 1.5(2.02)$$

I_{np} = Corriente del interruptor

$$I_{np} = 3.03 \text{ Amperes.}$$

El interruptor termomagnético será de 15 amperes, ya que los interruptores se fabrican son desde un mínimo valor de corriente de 15 amperes.

d) Cálculo de protección del motor (elemento térmico)

Para realizar el cálculo de protección del elemento térmico, se utiliza la siguiente fórmula:

$$I \text{ (elemento térmico)} = 1.25 I_{p.c.} = 1.25(1.92) \\ = 2.88 \text{ amperes.}$$

El número del elemento térmico según catálogo, para una corriente de 2.88 amperes es el B 3.7

motor M₂, 7.5 HP, 220 V, 3 fases, 60 Hz.

a) La corriente a plena carga es igual:

$$I_{p.c.} = \frac{HP \times 746}{1.73 \times E \times \eta \times fp}$$

$$I_{p.c.} = \frac{7.5 (746)}{1.73(220)(0.9)(0.8)} = \frac{5595}{274.03} = 20.42 \text{ Amperes}$$

El calibre del conductor del circuito derivado es igual.

$$I = 1.25 I_{p.c.}$$

$$I = 1.25(20.42) = 25.53 \text{ amperes}$$

Con este valor de 25.53 amperes, vamos a la tabla 6, y vemos en la columna para 90°C, que el calibre del conductor es del N° 10, Vinanel 900 75°C.

b) Cálculo del tubo conduit.

Como se trata de un motor trifásico, se requieren 3 conductores del N° 10, y otro más del N° 12 para la conexión a tierra del motor.

De la tabla N° 7, el área de 3 conductores del N° 12 es de 58.86 mm² y el área del conductor N° 12 es de 12.56 mm²; el total es de 71.42 mm².

Con este valor de 71.42 lo buscamos en la tabla N° 8, y vemos que corresponde a un tubo de diámetro de 13 mm (1/2 pulgada).

c) Cálculo de protección del circuito derivado con interruptor termomagnético.

$$I_{np} = 150\% \text{ de } I_{pc}$$

$$I_{np} = 1.5(20.42) = 30.63 \text{ amperes.}$$

El interruptor termomagnético será de 40 amperes.

c) Cálculo de protección del motor (elemento térmico)

$$I(\text{elemento Térmico}) = 1.25 I_{pc} = 1.25 (20.42)$$

$$= 25.53 \text{ amperes.}$$

El N° del elemento térmico según catalogo, para una corriente de 25.53 amperes, es el B 36.

Motor M₃, 25 HP, 220 V, 3 fases, 60 Hz.

a) Corriente a plena carga.

$$I_{pc} = \frac{HP \times 746}{1.73 \times E \times \eta \times fp}$$

$$I_{pc} = \frac{25 (746)}{1.73(220) (0.9) (0.8)} = \frac{18650}{274.03} = 68.06 \text{ amperes.}$$

(tabla 5)

El tipo de conductor que se utilizará es: cable tipo 8 THWN, 75°C, De la tabla N° 6, y para una corriente de 68.06 amperes, el calibre del conductor es del N° 4 AWG.

b) Cálculo del tubo conduit.

Se necesitan 3 conductores del N° 4, para la alimentación, y un conductor del N° 6 para conectar a tierra el motor.

De la tabla N° 7, conocemos el área de los conductores, siendo esta:

3 conductores del N° 4	-----	199.77 mm ²
1 conductor del N° 6	-----	50.24 "
	-----	250.01 mm ²

De la tabla N° 8, para una área de 250.01 mm², el diámetro del tubo es de 32 mm (1 1/4 pulgada)

c) Cálculo de protección del circuito derivado, con interruptor termomagnético.

$$I_{np} = 150 \% \text{ de } I_{pc}$$

$$I_{np} = 1.5(68.06) = 102.09 \text{ amperes.}$$

El interruptor termomagnético será de 125 amperes de capacidad.

d) Cálculo de la protección del motor (elemento térmico)

$$I(\text{elemento térmico}) = 1.25 I_{pc}$$

$$= 1.25 (68.06) = 85.08 \text{ amperes.}$$

El N° del elemento térmico según catalogo, para $I = 85.08$ amperes, es el DD 112.

MOTOR M₄, 10 H.P., 220volts, 3 fases, 60 Hertz.

a).-Corriente a plena Carga. ($I_{p.c.}$)

$$I_{p.c.} = \frac{\text{H.P.} \times 746}{1.73 \times E \times N \times F.P.}$$

$$I_{p.c.} = \frac{10 (746)}{1.73(220) (0.9) (0.8)} = \frac{7460}{274.03}$$

$$I_{p.c.} = 27.22 \text{ Amperes.}$$

El conductor que se utilizará es: Cable tipo THWN, 75°C.

El calibre del circuito derivado es:

$$I = 1.25 I_{p.c.}$$

$$I = 1.25 (27.22)$$

$$I = 34.03 \text{ Amperes.}$$

De la tabla N° 6, para $I = 34.03$ Amperes, el calibre del conductor es del N° 8 AWG.

b).-Cálculo del tubo Conduit.

Se necesitan 3 conductores del N° 8 AWG para la alimentación, y un conductor del N° 10 AWG para conectar a tierra el motor.

De la tabla N° 7, conocemos el área de los conductores, siendo esta:

3 conductores del N° 8 AWG	84.78	m^2
1 conductor del N° 10	19.62	
	104.40	m^2

De la tabla N° 8, para una área de $104.40 m^2$, el diametro del tubo es de 19 mm (3/4 de pulgada).

- c) Cálculo de protección del circuito derivado con interruptor termomagnético.

$$I_{np} = 150 \% \text{ de } I_{pc}$$

$$I_{np} = 1.5 (27.22) = 40.83 \text{ amperes.}$$

El interruptor termomagnético será de 50 amperes de capacidad.

- d) Cálculo de la protección del motor (elemento térmico).

$$I \text{ (elemento térmico)} = 1.25 I_{pc}$$

$$= 1.25 (27.22) = 34.03 \text{ amperes}$$

El N° del elemento térmico según catalogo, para $I = 34.03$ amperes, es el C45.

Calculo del Conductor Alimentador General.

- a) Para realizar el cálculo del calibre del conductor de alimentación, se utilizará la formula siguiente:

$$I = 1.25 I_{pc} \text{ (Motor mayor)} + I_{pc} \text{ (otros motores)}$$

I_{pc} = suma de las corrientes a plena carga de varios motores.

$$I = 1.25 (68.06) + 2.02 + 20.42 + 27.22$$

$$I = 134.74 \text{ amperes.}$$

De la tabla N° 6, para $I = 134.74$ amperes, el calibre del conductor es del N° 0 (cero) AWG.

El conductor que se utilizará es: cable tipo THWN, 75°C.

b) Cálculo del tubo Conduit.

Se necesitan 3 conductores del N° 0 AWG, para la alimentación, y un conductor del N° 2 para la conexión a tierra.

De la tabla N° 7, conocemos el área de los conductores, siendo esta:

3 conductores del N° 0	-----	461.58	mm ²
1 conductor del N° 2	-----	94.99	"
		<hr/>	
		556.57	mm ²

De la tabla N° 8, para una área de 556.57 mm², el diámetro del tubo es de 51 mm (2 pulgadas).

c) Cálculo de la corriente para la protección del alimentador.

Para calcular la protección se utiliza la siguiente fórmula:

$$I = I(\text{arranque motor mayor}) + I_{pc} (\text{otros motores})$$

$$I = 2 (68.06) + 2.02 + 20.42 + 27.22$$

$$I = 185.78 \text{ amperes.}$$

El interruptor general será de cuchillas, con fusibles de 3x200 amperes.

XVI.-

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE MOTORES JAULA DE ARDILLA.

POTENCIA.

La selección de la potencia correcta del motor es de suma importancia, debido a que un motor trabajando a plena carga mejora su factor de potencia y su eficiencia.

En muchos casos se seleccionan motores de capacidad mayor que la requerida, lo cual va en contra de la economía del usuario, ya que consume más energía eléctrica debido a que las pérdidas aumentan en el motor, y por otra parte puede estar pagando multas por bajo factor de potencia.

A continuación se muestra una tabla comparativa de factores de potencia y eficiencia a diferentes valores de carga para motores trifásicos de inducción tipo jaula de ardilla alimentados en 220 ó 440 volts, 60 cps.

Potencia en HP	N° de polos	Velocidad RPM	EFICIENCIA EN %			FACTOR DE POTENCIA EN %		
			50% de carga	75% de carga	100% de carga	50% de carga	75% de carga	100% de carga
1	4	1750	70	75	77	47	60	70
3	4	1750	78	81	83	59	71	78
5	4	1735	81	83	83	70	78	82
7.5	6	1160	83	84	84	70	81	85
10	6	1155	86	86	86	77	86	88
20	6	1165	87	88	88	74	82	85
50	6	1175	87	88	88	80	85	87
100	8	870	89	90	91	77	86	89

MONTAJE.

Con respecto al tipo de montaje haremos hincapié en lo siguiente: Un motor horizontal puede trabajar generalmente en posición vertical, siempre y cuando no tenga carga axial, en otras palabras que su flecha no lleve algún peso adicional al del propio rotor.

En caso de que sea necesario que el motor tenga que llevar una carga axial, es necesario requerir un motor vertical con empuje axial normal o con alto empuje axial, dependiendo del tipo de carga.

PROTECCION MECANICA.

Ahora, refiriéndose al tipo de protección mecánica, mencionaremos los tipos más usuales, que son:

A prueba de goteo o abierto: Motor que tiene aberturas de ventilación - en tal forma que, gotas de un líquido o partículas sólidas que caigan - sobre el motor a un ángulo no mayor de 15 grados con respecto a la vertical, no puede penetrar al interior del motor, ya sea directamente o pegando en él y resbalando hacia adentro.

Totalmente cerrados: Es aquel cuya armazón impide el cambio libre de -- aire entre el interior y el exterior del motor, con objeto de que algunos gases destructivos, vapores, polvos, emanaciones perjudiciales, puedan penetrar al interior del motor.

A prueba de explosión: Motor totalmente cerrado cuya armazón está diseñada y construida para soportar una explosión de gas o vapor especificada que pueda ocurrir dentro de dicha armazón por diversas causas y para prevenir la ignición de gas o vapor que rodea al motor.

Aunque existen algunos otros tipos de protecciones mecánicas, las más usuales son las descritas anteriormente.

En la actualidad hay tendencias a usar más el motor totalmente cerrado en lugar del abierto a prueba de goteo, pero no hay que perder de vista que el motor a prueba de goteo tiene factor de servicio más alto que el motor totalmente cerrado, lo cual significa que puede trabajar sobrecargado.

VELOCIDAD.

La selección de velocidad de un motor es un punto muy importante. Las - velocidades más usuales son: 1500/1800 RPM (4 polos en 50/60 cps) y -- 3000/3600 (2 polos en 50/60 cps). Son menos usuales que las anteriores: 1000/1200 RPM (6 polos en 50/60 cps) y 750/900 RPM (8 polos en 50/60 cps)

Para seleccionar la velocidad es conveniente analizar entre otros, el - factor económico.

El costo inicial y la facilidad de remplazo en caso de falla son dos elementos del factor económico: por ejemplo tenemos que evaluar la conveniencia de instalar un motor de 4 polos con reducción de 4 a 1 o instalar un motor de 8 polos con reducción de 2 a 1: en primer termino analizamos el costo inicial de los 2 grupos (motor y reductor): posteriormente vemos cual de los dos grupos es más facil de cambiar en caso de falla.

En la mayoría de las máquinas, viene especificada la velocidad de los - motores que las mueven; sin embargo, hay ocasiones en que uno mismo tiene que seleccionar dicha velocidad.

VOLTAJE.

Los motores trifásicos generalmente están contruidos para operar en 2 tensiones o voltajes de alimentación: 220/440 volts; sin embargo, hay -

algunos motores que no son recomendables y operan únicamente con 220 -- volts o con 440 volts; estos tipos de motores son los de 2 velocidades, devanado dividido y devanado estrella delta.

Hay algunos voltajes de alimentación diferentes, tales como: 380 volts, 550 volts o voltajes medios (2400 volts y 4160 volts); estos voltajes son menos usuales que los anteriores.

CORRIENTE

La corriente a plena carga en amperes, viene expresada en la placa de características y sirve de base para seleccionar los elementos térmicos del arrancador. Hay que tomar en cuenta el factor de servicio, para esta selección.

FRECUENCIA

Un motor diseñado para 50 cps puede trabajar en 60 cps, disminuyendo su par y aumentando su velocidad. Un motor diseñado para 60 cps, no puede trabajar en 50 cps porque aumenta su corriente y se quema.

En la actualidad, la mayoría de los motores en México, están fabricados para trabajar en 50 cps o en 60 cps sin dañarse.

FACTOR DE SERVICIO

La mayoría de los motores integrales tienen factor de servicio unitario ya sea porque son totalmente cerrados, porque trabajan a una altitud mayor de 1000 m.s.n.m. o porque trabajan a una frecuencia de 50 cps.

Los motores abiertos que trabajan a una frecuencia de 50 cps y a menos de 1000 m.s.n.m. tienen factor de servicio de 1.15 y algunos motores pequeños llegan a tener factor de servicio de 1.25.

Es muy importante saber que factor de servicio tiene un motor para poder seleccionar correctamente los elementos térmicos.

Generalmente cuando el factor de servicio es unitario, hay que seleccionar los elementos dos tamaños más pequeños que los que indica la tabla del arrancador para la corriente de placa del motor.

Una mala selección es la causa de que se quemen muchos motores.

ARMAZON

En algunas ocasiones pasa uno por alto el tamaño del motor que se va a seleccionar y cuando lo recibimos, nos damos cuenta de que no cabe en el lugar en que lo vamos a instalar; es por eso necesario tener en cuenta el tamaño o armazón del motor que vamos a adquirir.

TIEMPO DE OPERACION

La mayoría de los motores en la actualidad son para servicio continuo; sin embargo, hay algunos motores diseñados para operar por lapsos cortos de tiempo. Este tipo de motores de servicio intermitente requiere de diseños especiales para cada tipo de aplicación.

TEMPERATURA AMBIENTE

La temperatura ambiente es un factor importante en la vida de un motor. En general, para el diseño de un motor eléctrico se toma como base una temperatura ambiente máxima de 40°C. En caso de que el motor opere en un ambiente de mayor temperatura, hay que especificarlo al fabricante con objeto de que se use un aislamiento especial.

También es conveniente hacer notar que el motor debe estar instalado a la misma temperatura ambiente que el arrancador para que tenga una protección efectiva. En el caso de que haya diferencia de temperaturas ambiente entre motor y arrancador, se usa otro criterio para la selección de elementos térmicos.

 AISLAMIENTO

NEMA clasifica los aislamientos de los conductores en las máquinas eléctricas según el aumento de temperatura permisible en °C. Así tenemos -- desde el aislamiento clase A que soporta un incremento de 65°C sobre un ambiente máximo de 40°C (105° totales), hasta el aislamiento clase C en donde la elevación total permisible es por encima de los 180°C.

Los motores de inducción normalmente vienen con aislamiento clase B que permite una elevación total de 130°C (40° + 90°).

BALEROS

En la actualidad se están construyendo motores con baleros sellados has

ta ciertos tamaños (armazón 184); este tipo de baleros no necesita lubricación. Los motores de armazón mayores, se surten con graseras para ser lubricadas periódicamente.

Cuando seleccionamos un motor, es necesario saber si va a trabajar con algún tipo de carga mecánica perjudicial para los baleros estándar, con objeto de especificar un tipo de balero especial, ya que en ocasiones se presentan problemas de desgaste prematuro de baleros, debido a que no se toma en cuenta este tipo de cargas.

DISEÑO NEMA

Existen según NEMA seis tipos de diseño relacionado con la corriente de arranque y el par de arranque. Estos diseños están designados por medio de las siguientes letras: A, B, C, D, E y F. El diseño más usado en la actualidad es el NEMA B, que tiene una corriente de arranque de 4.5 a 5 veces la corriente de placa y un par de arranque de 150% del par a plena carga,

Otro tipo menos común es el diseño NEMA C, que se usa cuando se requiere un alto par (225% del par a plena carga).

El diseño NEMA D tiene mayor par de arranque (275% del par a plena carga) y un alto deslizamiento; este motor es parecido en características al motor de rotor devanado y su uso es básicamente en máquinas con arranques muy pesados.

Los diseños NEMA A, E y F tienen los más bajos requerimientos que exige NEMA y su campo de aplicación es muy limitado.

CODIGO DE LETRAS

NEMA designa con las siguientes letras código los KVA/HP a rotor bloqueado.

LETRA CODIGO	KVA/HP
A	0 a 3.14
B	3.15 a 3.54
C	3.55 a 3.99
D	4.00 a 4.49
E	4.50 a 4.99
F	5.00 a 5.59

G	5.60 a 6.29
H	6.30 a 7.09
J	7.10 a 7.99
K	8.00 a 8.99
L	9.00 a 9.99
M	10.00 a 11.19
N	11.20 a 12.49
P	12.50 a 13.99
R	14.00 a 15.99
S	16.00 a 17.99
T	18.00 a 19.99
U	20.00 a 22.40
Y	22.41 wn adelante

Esta letra código debe aparecer en la placa de características del motor y sirve para seleccionar correctamente los dispositivos de protección de cortocircuito (Interruptores, fusibles, etc.).

DIAGRAMA DE CONEXIONES

La mayoría de los motores en la actualidad viene dispuesta para se conectada en 220 volts y 440 volts; sin embargo, es conveniente saber en que forma vienen embobinados (delta/delta o estrella/estrella) porque en ocasiones es posible hacer algún cambio a conexión estrella-delta para arranque a voltaje reducido. Este tipo de conexión se puede hacer con cierta facilidad en un motor que viene embobinado delta-delta, pero si el motor viene conectado estrella-estrella, hay que cambiar totalmente el davanado.

Existen otros tipos de modificaciones y accesorios que pueden llevar los motores; sin embargo, considero que si analizamos cada uno de los puntos expuestos anteriormente, podemos tener la certeza de haber seleccionado adecuadamente el motor que necesitamos y podremos instalarlo correctamente.

XVII.-
MÉTODOS DE PUESTA EN MARCHA.

Teóricamente no hay ninguna razón por la cual un motor de jaula de ardilla no pueda arrancar conectándolo directamente a la línea de alimentación. Si se hiciera esto, la corriente absorbida sería de 4 a 10 veces la corriente nominal de marcha del motor.

Por lo tanto, es frecuentemente necesario efectuar el arranque a tensión reducida.

Entonces al seleccionar el equipo de arranque para un motor jaula de -- ardilla (C.A.) se deben tomar en cuenta los siguientes factores:

- 1) Qué requerimientos de arranque y par tiene la carga que será movida por el motor.
- 2) Qué características eléctricas y mecánicas debe tener el motor que manejará a esta carga. Así mismo, es importante la capacidad térmica del motor.
- 3) Cuál es el grado de perturbación que permite la compañía suministradora en su línea de alimentación a un sistema que incluye motores, o sea, que variaciones producirá el arranque de los motores a la tensión de la línea.
- 4) Qué efectos tendrá el par de arranque del motor sobre la máquina impulsada por él.

Cada carga requiere un determinado valor de par del motor para poder -- ser arrancada y manejada; entonces, si un motor no puede impulsar a una carga a tensión plena, menos la podrá hacer a una tensión reducida, por que al reducir la tensión de arranque de un motor, la corriente tam -- bién se reduce y lo mismo sucede con el par. Entonces, el par del motor debe ser bastante grande para arrancar la carga, tomando en cuenta la -- disminución que va a sufrir.

Cuando la maquinaria impulsada (carga) no se puede someter a un alto -- par de arranque repentino y requiere aceleración lenta, el arranque a -- tensión reducida disminuye el choque y el daño que puede ocasionar la -- aceleración del motor a los engranes grandes, las paletas de un ventilador, etc..

La corriente a rotor bloqueado y el par resultante son los factores que determinan si el motor puede conectarse a través de la línea o si es necesario reducir la corriente para obtener el funcionamiento deseado.

Las corrientes a rotor bloqueado para diferentes tipos de motores puede variar desde 2.5 a 10 veces el valor de la corriente a plena carga, --- pero existen motores que toman corrientes aún mayores.

La corriente de arranque es muy alta comparada con la de marcha y además permanece relativamente constante en este alto valor durante el periodo de arranque produciéndose un elevado calentamiento en los devanados del motor por lo cual debe limitarse el tiempo de aceleración.

Un motor se puede considerar como bloqueado durante casi todo el periodo de aceleración, por lo cual es importante que un motor tenga buena capacidad térmica, o sea, que soporte elevaciones de temperatura en sus devanados.

Las compañías suministradoras de energía establecen un cuadro de corrientes y tiempo admisible para el arranque de un motor dependiendo de la estabilidad de la red alimentadora en la zona. Básicamente las compañías buscan mantener una tensión relativamente constante en los puntos de alimentación, el que esto se logre depende de su capacidad de generación para la zona, de las condiciones y características del transformador de distribución y de la carga conectada a la línea, así como el equipo de regulación automática de tensión de que disponga la compañía suministradora.

ARRANQUE A TRAVES DE LA LINEA (A TENSION PLENA).

Este método consiste en conectar el motor directamente a la tensión completa de la línea por medio de un interruptor operado manualmente o de un contactor magnético.

ARRANQUE POR AUTOTRANSFORMADOR.

Con este método no se usa la tensión completa de la línea de arranque, sino que se arranca a el motor con tensión reducida al 80%, ó al 65%, ó

al 50% de la tensión plena de la línea mediante un autotransformador, - conectandolo a la tensión completa de la línea después que ha sido acelerado.

ARRANQUE POR RESISTENCIA PRIMARIA.

Intercalando una resistencia fija o variable en serie con el primario - (estator) del motor durante el periodo de aceleración para reducir la - corriente de arranque y cortocircuitando después esta resistencia para aplicar toda la tensión al motor una vez que ha sido acelerado. Hay -- otro método que usa un reactor en vez de la resistencia primaria.

ARRANQUE ESTRELLA-DELTA.

En este tipo de arranque, el estator del motor se conecta en estrella - para el arranque y en delta para la marcha. Con este método se entrega al motor, en sus terminales, aproximadamente el 58% de la tensión de línea, el 58% de la corriente y el 35% del par.

ARRANQUE POR DEVANADO PARCIAL.

Este método se usa con motores de devanado parcial o sea, cuando los devanados del estator del motor están embobinados en partes para usar todo un devanado o una fracción de él. Entonces, con este método de arranque se van conectando sucesivamente las partes o fracciones de los devana--dos a la línea en el arranque y en paralelo para la operación normal. Esta sucesión de pasos se hace con retardo de tiempo entre ellos.

Todos estos métodos de arranque, excepto el primero, se denominan métodos de arranque a tensión reducida, aunque en realidad lo que se pre--tende es reducir la corriente que se toma de la línea por los motivos ya mencionados.

Entonces, se usa arranque a tensión reducida cuando la perturbación en la línea pueda ser muy grande, cuando la carga no puede soportar el choque del arranque teniéndose que aumentar el par en forma gradual.

Instalación y Mantenimiento de Motores Eléctricos

En el terreno de la práctica y por razones obvias, es normal que previo a la instalación del equipo se efectúe un estudio y revisión del mismo. Los motores eléctricos no son la excepción, si bien, ha de reconocerse que las reglas a seguir son bastante simples y muy importantes, ya que de llevarse a efecto, se obtendrá "una prolongada, correcta y económica operación".

En seguida se hace una breve exposición de las mencionadas reglas que se inician desde su:

RECEPCION

Desempaque el motor con cuidado y asegúrese que no sufrió daño alguno durante su embarque y transporte, cerciorándose de que la flecha se mueve libremente, haciéndola girar con la mano.

La capa protectora contra oxidación y corrosión con que va cubierta la extensión de flecha, puede eliminarse tomando las medidas de seguridad correspondientes con la aplicación de un solvente como: thinner, gasolina, petróleo o cualquier otro similar.

Compruebe que los datos de placa correspondan a la tensión y frecuencia de la red de energía eléctrica con que se va a alimentar el motor.

Efectúe cuidadosamente las conexiones en las terminales siguiendo las instrucciones indicadas en la placa descriptiva.

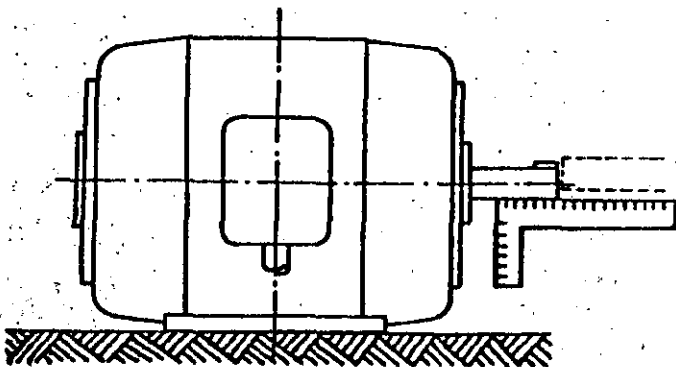


FIG.1.- PARALELISMO

INSTALACION

El motor debe instalarse en un lugar donde se tenga libre flujo de aire, aun en aquellos casos donde se requiera usar alguna caseta o pantalla protectora.

La temperatura ambiente (excepto casos de fabricación específica) no deberá exceder de 40°C al nivel del mar o de 30°C a una altura máxima de 2280 metros sobre el nivel del mar.

El motor deberá montarse sobre una cimentación rígida, procurando que asiente perfectamente la base y fijándolo por medio de tornillos o pernos del diámetro permisible por los barrenos de las patas.

Un montaje defectuoso puede motivar:

- I) Vibración excesiva
- II) Ruido
- III) Corrientes altas
- IV) Operación a altas temperaturas
- V) Falla de baleros

I) VIBRACION EXCESIVA

Un problema frecuente en los motores es la excesiva vibración. Se tiene perfectamente entendido que todo motor o maquinaria en movimiento siempre tendrá cierta vibración que los mejores métodos de balanceo no pueden evitar totalmente. Cuando un

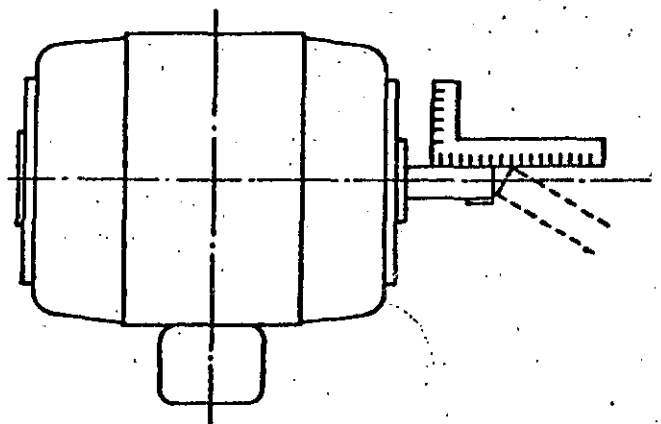


FIG.2.- ANGULARIDAD

motor es alimentado, la vibración aparece y consecuentemente se puede llegar a pensar que el motor es la causa del problema.

Normalmente un motor forma parte de un equipo que está constituido por uno o más mecanismos, pudiendo ser cualquiera de ellos el origen de la vibración.

Las causas más comunes que provocan vibración excesiva son:

1. Resonancia en la cimentación o estructura.
2. Alineamiento defectuoso.
3. Falsa sujeción de los tornillos o pernos que se encuentran dentro de la estructura y que fijan el motor a la cimentación.
4. Desbalance en el cople, polea, engrane o similar.

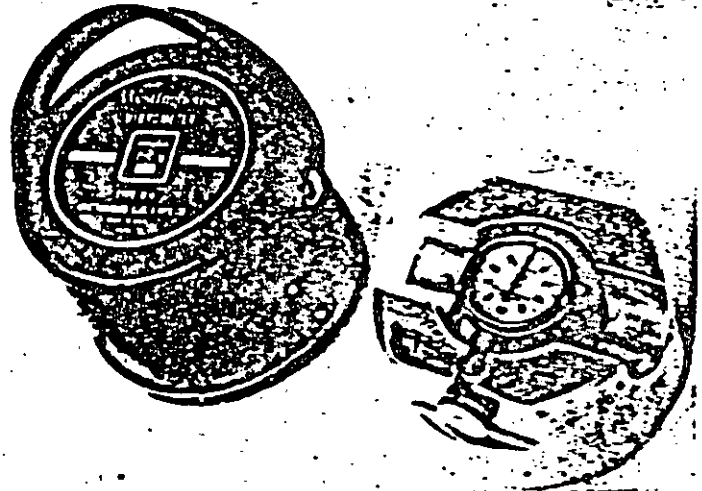
En el caso de vibración excesiva, se recomienda efectuar un estudio de la amplitud y frecuencia de la vibración siguiendo los pasos descritos a continuación:

- 1) Resonancia en la cimentación o estructura.
 - a) Durante la operación, mida la amplitud de la vibración con un vibrómetro (analizador de vibración) directamente sobre las cajas de los baleros en ambas tapas en sentido horizontal, vertical y axial.
 - b) Mida la amplitud de la vibración en la cimentación o estructura durante la operación hasta determinar el antecedente de la vibración (si la cimentación vibra al mismo tiempo que se manifiesta el efecto de resonancia o la vibración tiene origen en una fuente externa, esta vibración afectará la magnitud de la vibración registrada en el motor).

Si la frecuencia de la vibración en la cimentación es baja (menos del 50%) comparada con la del motor a su velocidad de operación, el movimiento de la cimentación tenderá a estar en fase con el movimiento del motor. Por consiguiente la amplitud total de la vibración registrada en el motor será la suma de la vibración del motor más la vibración de la cimentación.

Si la frecuencia de la vibración en la cimentación es alta (más del 150%) respecto a la del motor a su velocidad de operación, el movimiento de la cimentación tenderá a ser en dirección opuesta (defasada 180° aproximadamente) al movimiento del motor, siendo la amplitud de la vibración registrada en el motor en forma aproximada, la diferencia entre las

vibraciones del motor y la cimentación (esta condición es extremadamente rara y casi siempre tiene su origen en una fuente externa al motor y a la estructura de la cimentación).



Fotografía que muestra el vibrómetro (analizador de vibración) empleado en la medición de la amplitud de vibración de los Motores.

Cuando la frecuencia de la cimentación se encuentra entre los rangos de 50% a 150% de la frecuencia de operación, la relación de fases entre el motor y las amplitudes de la cimentación resultan complejas, requiriéndose para una completa determinación el uso de un vibrómetro provisto de un filtro para medir la amplitud y fase de cada componente de la frecuencia. Tales medidas y análisis son usualmente requeridos sólo para identificar una fuente externa de vibración eliminable.

- c) Determine la frecuencia natural de la vibración con el sistema rotatorio en reposo. La vibración a la frecuencia natural puede ser inducida originando movimientos en el motor (desacoplándolo del mecanismo respectivo y operándolo en vacío) en la misma localización y plano donde se registró la vibración máxima. (Paso a).

Si la frecuencia natural es cercana (en el rango de 1/2 o 3/2) a la frecuencia de operación o a un múltiplo de la frecuencia de operación (llamado armónica) deberán efectuarse cambios para evitar resonancia. Esto puede lograrse reforzando el sistema de cimentación.

La vibración puede tener origen en la base de la cimentación si la construcción carece de la masa necesaria en la cimentación. La estructura de la cimentación está formada por concreto o acero o una combinación de los dos.

Tabla 1.—Valores máximos permisibles para amplitud de vibración en motores eléctricos.

TAMAÑO DE ARMAZON	AMPLITUD TOTAL DE LA ONDA VIBRATORIA	
	m.m.	(plg.)
182 a 215	0.025	(0.001)
254 a 286	0.037	(0.0015)
324 a 500	0.050	(0.002)

Una estructura de concreto puede incrementar su masa o peso agregando en la cantidad requerida una capa más de concreto. Si ésto no es conveniente, puede también solucionarse (agregando masa e impidiendo la resonancia), haciendo un agujero en la base y llenándolo con plomo derretido. El agujero puede ser localizado en un lugar conveniente en la cimentación en sentido horizontal, vertical o con un determinado ángulo.

En el caso de viguetas de acero de perfil "U" o "I" pueden tener insuficiente masa y características de resonancia sumamente perjudiciales si la capa de concreto no tiene el espesor necesario, ésto puede corregirse agregando una capa más de concreto.

2. Alineación defectuosa.

d) Revise y corrija la alineación de su sistema de acoplamiento antes de iniciar la operación de trabajo (en frío) y después de éste (en caliente). Para máquinas cuya velocidad de operación es menor a 2000 R.P.M., la alineación (paralelismo y angularidad) deberá efectuarse con una tolerancia de ± 0.051 mm. (0.002"). Para máquinas con velocidad de operación de 2000 R. P. M. o más, la alineación deberá efectuarse con una tolerancia de ± 0.025 mm. (0.001").

3. Falsa sujeción de los tornillos o pernos "anclados" en la cimentación.

e) Si la frecuencia natural se encuentra arriba de la frecuencia de operación (150% de la velocidad de operación o más) y no es armónica, asegúrese que los tornillos o pernos anclados en la cimentación (para fijar el motor a la misma) estén firmemente sujetos a todo lo largo, evitando que tengan juego con respecto a los barrenos de la estructura.

4. Desbalance en el cople, polea, engrane o similar.

f) Siguiendo las instrucciones indicadas en el paso "a", mida la amplitud de vibración. Deberá tenerse plena seguridad de que no hay resonancia. Si la amplitud de vibración excede los valores indicados por las mencionadas normas para motores eléctricos (ver tabla 1), significará que el cople, polea, engrane o similar, según el sistema de transmisión usado, está desbalanceado.

II) RUIDO

Es muy importante definir el tipo de ruido que puede llegar a manifestarse en un motor eléctrico, ya que su inmediata identificación impedirá daños que podrían perjudicar seriamente alguna de sus partes.

a) Rechinidos.

Este tipo de ruido indica que las superficies de partes que giran están en contacto directo. El origen de este ruido debe ser localizado y reparado de inmediato. Las probables causas son: ventilador corrido rozando contra la pantalla, flecha rozando contra la cubierta del o los baleros, etc.

b) "Ruido sordo".

Estos ruidos indican un balero en mal estado. El continuar la operación con este desperfecto puede ocasionar rozamiento del rotor con el estator.

c) "Fuertes ruidos magnéticos".

Los ruidos magnéticos son originados por: falla en las conexiones, corto circuito, operación con una fase. Si se continua operando el motor con cualquiera de estas fallas puede llegar a quemarse.

Es probable que a pesar de haber revisado lo antes indicado, el motor continúe operando con ruidos; deberá pensarse que el origen de estos ruidos es una fuente externa o en realidad se trate de vibración.

III) CORRIENTE ALTA

La corriente indicada en la placa descriptiva es la que corresponde a la tensión nominal y a plena carga, por tanto en caso de llegar a tener lecturas de corriente diferentes a la de la placa, se deberá medir la tensión de alimentación. Cuando la tensión de línea es más alta que la indicada en la placa descriptiva, aumentará la corriente en el motor apreciablemente hasta que la saturación magnética de los materiales alcanza un punto tal, que la corriente se incrementa rápidamente hasta quemarse el motor. Según "Norma de Calidad y Funcionamiento D.G.N. J-75-1966" y "Nema" los motores deberán operar correctamente a carga nominal bajo una variación de tensión de $\pm 10\%$ y una variación en la frecuencia de $\pm 5\%$. Su funcionamiento dentro de esta variación combinada no deberá estar necesariamente de acuerdo con las normas establecidas para su operación a tensión y frec. nominales.

IV) OPERACION A ALTAS TEMPERATURAS

Lo primero es determinar la temperatura a la que está operando el motor; el poner la mano sobre el mismo y pensar que está caliente, no significa que realmente el motor esté operando con exceso de temperatura, ya que deberá tenerse presente que el uso de aislamiento clase "B", permite sobrecargas en los motores que originen una temperatura total máxima de 130°C en el cobre a 50 o 60 Hertz, por tanto es preferible hacer uso de un termómetro.

A continuación se indican las posibles causas de alta temperatura:

1. Verificar si el motor tiene suficiente aire frío para su ventilación; la ventilación es efectiva si:
 - a) La flecha del ventilador está limpia.
 - b) No hay obstáculos en la entrada y salida del aire.
 - c) No hay recirculación del aire de la salida a la entrada del motor (la temperatura del aire de entrada no debe ser mayor de 5°C sobre la ambiente).
 - d) La diferencia entre las temperaturas de entrada y salida indican un incremento normal.

e) La cantidad de aire es suficiente. Verifique que la pantalla (en los motores a prueba de goteo) está en su lugar; la distancia entre la cara interior de la tapa y la pantalla debe ser aproximadamente de 6.35 mm. ($1/4"$).

f) La velocidad es correcta. Compruebe que la velocidad del motor sea la indicada en la placa descriptiva para plena carga.

2. Verificar que la carga que mueve el motor es correcta.

a) En caso de que el ciclo de trabajo sea intermitente evitar que los arranques y paradas sean demasiado frecuentes.

b) Revisar la tensión de línea. El voltaje incorrecto origina excesiva corriente a plena carga (cap. 3).

c) Revisar la frecuencia de la línea (cap. 3) Las normas consideran permisible que los motores operen con variaciones de $\pm 5\%$ de la frecuencia nominal

d) Comprobar que no exista desbalance de tensión entre fases.

e) Revisar tensión y corriente a plena carga.

3. Desacoplar el motor y tomar lecturas entre fases de tensión de alimentación, corrientes y watts, para determinar si son normales.

4. Verificar que los baleros se encuentren en buen estado, ya que en caso contrario aumentará la carga del motor y esto en motores de poca capacidad representa un gran porcentaje de sobrecarga y de incremento en la temperatura.

5. Si todos los pasos anteriores se reportan como normales, la capacidad del motor no es la indicada.

V) FALLAS DE BALEROS

La falla o mal funcionamiento de los baleros es un problema atribuible a cualquiera de las siguientes causas:

- a) Inadecuada, excesiva o mala lubricación. En el caso de los baleros lubricables, éstos cuentan con una cámara para alojar la grasa; si esta cámara llega a saturarse totalmente la grasa no recirculará al interior del balero y esto provoca que el balero se caliente hasta llegar a pegarse; la falta de lubricación es de las mismas consecuencias al balero o baleros.

- b) Desalineamiento.
- c) Sobrecarga.
- d) Ajuste incorrecto.
- e) Daños durante la instalación.
- f) Vibraciones durante el reposo.
- g) Corrosión.
- h) Paso de corriente eléctrica al balero.
- i) Balero(s) incorrecto(s) o defectuoso(s).

a) Lubricación.

La causa más común en la falla de los baleros es lubricación defectuosa. Si el suministro de grasa es inadecuado, el balero trabajará en seco con el consecuente sobrecalentamiento y falla. Si el sobrecalentamiento del balero es excesivo el balero se pegará casi de inmediato, de no suceder así, quedarán rayadas las pistas y balas, teniéndose como consecuencia una operación ruidosa y con vibraciones.

El balero requiere de sólo una pequeña cantidad de lubricante en su interior para su correcta operación y evitar la oxidación; el espacio o caja que está localizada en la tapa y junto al balero tiene por objeto almacenar la grasa. Demasiada lubricación provoca el mismo efecto que la escasez de la misma; en cuanto la bala o rodillo empieza a girar, cualquier exceso de lubricación será expulsada a un lado de la pista; si el balero no puede desalojar el exceso por sí mismo, comenzará a batirlo generando presiones en su interior y por consiguiente alta temperatura.

Se recomienda parar el motor, quitar el tapón de la purga y por medio de un inyector manual lubricar el interior. También es de suma importancia usar la grasa especificada o un sustituto autorizado. En el caso de aceite debe tener la suficiente viscosidad para que la película no se rompa bajo la carga, pero debe evitarse el exceso de viscosidad, ya que se producen altas cargas por fricción. La grasa no debe ser muy espesa, ya que no penetraría al interior del balero, debe ser lo suficientemente suave para cumplir con sus funciones. Como regla general no es aconsejable mezclar diferentes lubricantes, ya que probablemente la base de ellos no sea compatible y de inmediato pierda sus características específicas convirtiéndose en un compuesto altamente perjudicial.

b) Desalineamiento.

Es obvio que el desalineamiento de flechas acarreará serias consecuencias al balero, ya que por cada revolución la carga se manifestará en mayor intensi-

dad en una parte del balero, dañando hasta la fatiga de los materiales todos sus componentes. A la velocidad de operación estos continuos cambios de carga tendrán similitud con el efecto de un golpe sólido en la superficie de las balas o rodillos y pistas.

c) Sobrecarga.

Se tiene como una regla, que la vida de los baleros es inversamente proporcional al cubo de la carga, de aquí que un pequeño incremento de carga acorte sensiblemente la vida de los mismos. El material de las pistas se va deformando al continuo paso de las balas o rodillos, hasta que sufre fatiga y fractura o adelgazamiento del material que finalmente y en forma de rebaba acaba por incrustarse en todo el balero.

Las pesadas cargas radiales sobre un balero pueden ser producidas por desalineamiento o por excesiva tensión de la banda, cuando se usa este tipo de transmisión. Con motivo del desalineamiento pueden originarse fuertes cargas que perjudiquen el equipo al cual está acoplado el motor. En los sistemas de transmisión por banda a mayor diámetro de la polea receptora será mayor la carga axial impuesta a la flecha del motor y por consiguiente a los baleros; lo mismo sucede en los sistemas de transmisión por banda tipo V aun en el caso de usar la mínima cantidad posible, ya que con el objeto de evitar deslizamientos las someten a fuertes tensiones, que en caso de ser excesivas acortarán sensiblemente la vida de los baleros.

d) Ajuste incorrecto.

Son cuatro las áreas importantes donde el ajuste entre el balero y las otras partes del motor deben quedar dentro de los límites prescritos con el objeto de prevenir falla en la operación.

1. El ajuste entre el anillo interior del balero y la flecha.
2. El ajuste entre el anillo exterior del balero y la caja en la tapa.
3. El claro o entrehierro entre las balas o rodillos del balero y sus pistas.
4. El ajuste total entre el rotor y flecha y los baleros.

1. Cuando el balero entra relativamente holgado a la flecha, una vez que inicia su operación éste tenderá a "patinarse" en la flecha, originando suficiente temperatura hasta quedar inutilizado en po-

cas horas. La interferencia entre el anillo interior del balero y la flecha es de .0254 mm. (.001") a .03048 mm. (.0012") para motores de armazones pequeñas y de .0076 mm (.0003") a .0381 mm. (.0015") para motores de armazones grandes.

2. El ensamble entre los baleros y las cajas en las tapas se efectúan dejando un "claro" dentro de los siguientes límites, evitando que gire libremente, ya que provocaría el mismo efecto del caso 1. El claro entre el anillo exterior y la caja es de .0254 mm. (.001") a .033 mm. (.0013") para armazones pequeñas y de .0101 mm. (.0004") a .060906 mm. (.0024") para armazones grandes.

3. El claro o entrehierro que debe haber entre las balas o rodillos y las pistas es muy importante, ya que de no existir, el balero se pegará casi de inmediato. Normalmente el anillo interior del balero y la flecha trabajan a mayor temperatura que el anillo exterior de ahí que la expansión de éstas partes sea mayor. El ensamble del balero y la caja en la tapa con su "claro" correspondiente permitirá la expansión y por consiguiente y debido al contacto de las superficies la radiación de temperatura hacia el exterior.

4. Ajustes erróneos motivados por dimensiones incorrectas y aun el caso de flechas "torcidas" motivan también la falla prematura de los baleros.

e) Daños durante la instalación.

Los daños durante la instalación son usualmente, falta de cuidado o ignorancia. El golpear los baleros en las caras de los sellos o el anillo exterior al montarlo en la flecha, así como colocarlos mediante una prensa neumática careciendo de los aditamentos indicados, son errores que "acaban" previamente la vida de los mismos. Es más aconsejable introducir el balero en aceite caliente (abajo de la temperatura de flamación del mismo) y enfriar la flecha (con hielo seco) para un correcto montaje.

f) Vibraciones durante el reposo.

Si los motores equipados con baleros de balas o rodillos están sujetos a vibraciones durante un largo período de tiempo en que el motor permanezca en reposo, marcará las pistas en los puntos de contacto. Este daño puede causarse cuando el motor es transportado largas distancias sin los cuidados necesarios.

g) Corrosión.

La corrosión en los baleros es el resultado de un prolongado almacenamiento en lugares con alto promedio de humedad en el ambiente y la introducción

al interior de los baleros de la misma. El herrumbre ataca las superficies de balas o rodillos y pistas inutilizándolos totalmente. Los motores deben almacenarse en un lugar limpio y seco, lubricando periódicamente los baleros y demás partes con el objeto de mantener una película de lubricante.

h) Paso de corriente eléctrica al balero.

La falla de baleros originada por el paso de corriente es sumamente rara. En caso de haber sucedido así, deberá solicitarse de inmediato diagnosis y corrección de la falla.

i) Baleros incorrectos o defectuosos.

La mayor parte de los motores están equipados con baleros prelubricados; éstos baleros tienen la cantidad y características de grasa requerida, están sellados por ambos lados con unas cubiertas de lámina para impedir la fuga de grasa y la entrada de materias extrañas que podrían dañarlos; el resto de los motores tienen sistema de lubricación y baleros reengransasbles. En caso de ser necesario el cambio de baleros, deberá acudir a la placa descriptiva para saber tamaño y tipo de los mismos. Revisar que los baleros se encuentren en buen estado y que realmente son del mismo tipo que los que van a ser repuestos asegurando una eficiente operación.

NECESIDADES DE INSTALACION

Es de primera importancia saber las necesidades de montaje, el tipo de trabajo a efectuar y la instalación del caso en particular. Todos los motores horizontales pueden ser sometidos a operación vertical previa indicación a la fábrica. En algunos casos y debido a lo específico de la operación será necesario cambiar baleros. En la mayoría de los motores horizontales de *baja capacidad* es permisible sin ningún cambio, poder operarlos en posición vertical con la flecha hacia arriba o hacia abajo siempre que el peso de la polea, cople, engrane o similar no exceda el peso del rotor.

Los motores para operación horizontal que sean destinados a transmisión por banda (cualquier tipo de banda), cadena o similar, podrán ser montados en rieles tensores para que de acuerdo a las necesidades pueda ajustarse a la tensión correcta (ver cap. 5 pasos b y c; de igual forma deberá tenerse mucha precaución al alinear las poleas, engranes, piñones o similar, ya que cualquier desalineamiento provocará incremento en la carga radial disminuyendo la vida de los baleros. Para acoplamiento directo ver capítulo 2 (alineación defectuosa).

MANTENIMIENTO

El mantenimiento de los motores se reduce a lo siguiente:

- a) Limpiar o sopletear con aire limpio y seco y a una presión menor de 3 Kg. por cm.², la superficie del motor, así como sus partes internas (en motores abiertos).

En el caso de motores que estén expuestos a goteo o salpicadura de agua, líquidos corrosivos o com-

puestos químicos, deberá efectuarse la limpieza con mayor frecuencia.

- b) Verificar que la operación de los baleros sea sin ruido o vibraciones para los motores con baleros reengrasables; seguir las instrucciones según número de horas de trabajo así como tipo de grasa indicadas en el motor.
- c) Revisar montaje y alineación.
- d) Efectuar mediante un reporte periódico lecturas de corriente y watts de entrada.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

CLASES Y TIPOS DE BOMBAS

EXPOSITOR:

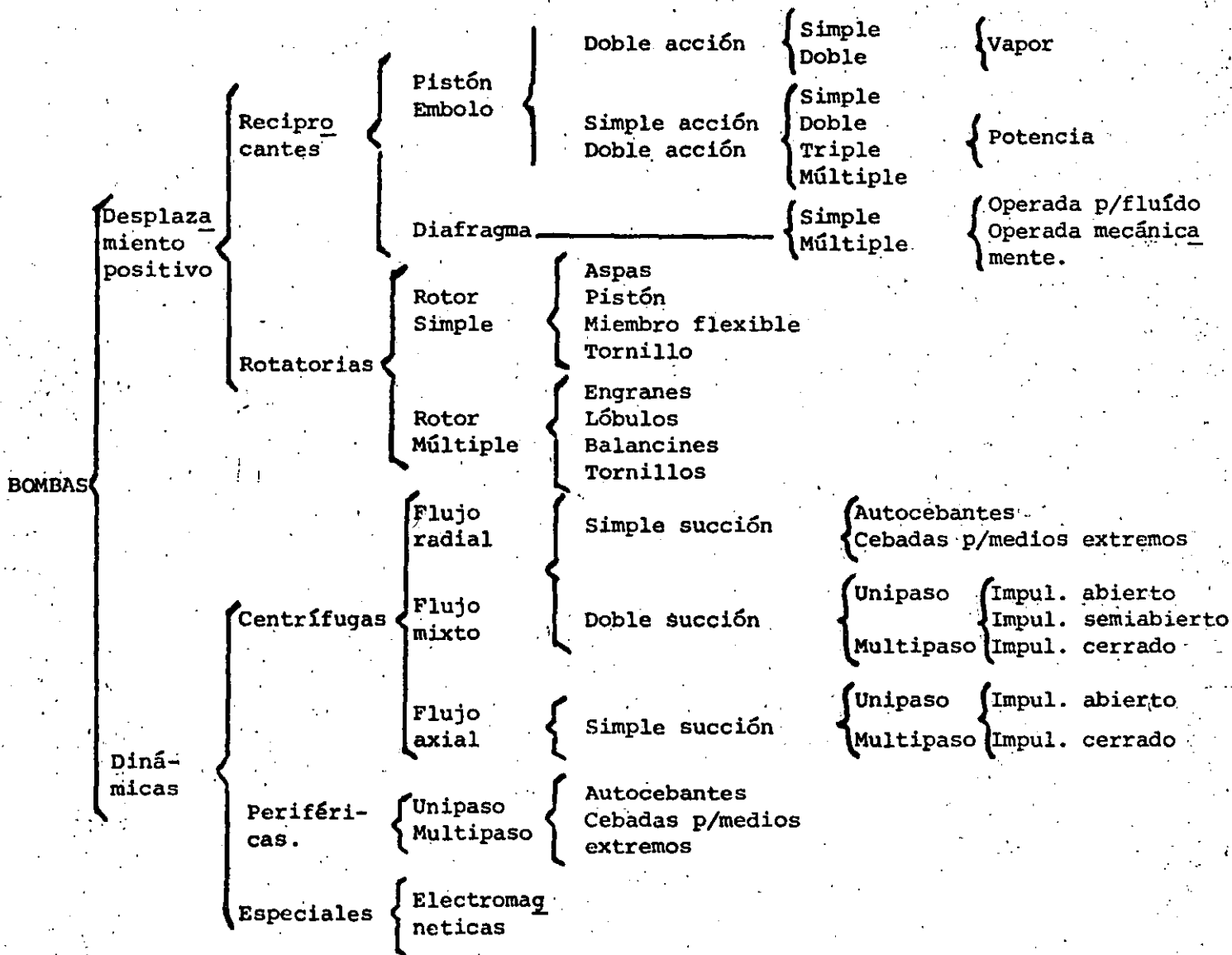
ING. JUAN MANUEL MARTÍNEZ GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

CAPITULO I) - CLASIFICACION GENERAL DE BOMBAS CLASES Y TIPOS.

Cuadro No. 1

CLASIFICACION DE BOMBAS*



NOTA: La clasificación anterior, nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etc.

* Tomado del HIDRAULICS INSTITUTE STANDARDS. Trigésima Edición, Pág. No. 7.

B O M B A S R E C I P R O C A N T E S

INTRODUCCION:

LAS BOMBAS RECIPROCANTES SON BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO PO
SITIVO LAS CUALES SE DIVIDEN EN 3 CLASES GENERALES.

VAPOR:

CONSISTEN DE UN CILINDRO CON EXTREMOS LIQUIDO Y DE VAPOR
ACOPLADOS JUNTOS POR UNA HORQUILLA ESPACIADORA. ESTAS -
BOMBAS DEBEN SER ACCIONADAS POR VAPOR O AIRE. LOS EXTRE-
MOS LIQUIDOS CONSISTEN EN PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DE
LIQUIDO, VALVULAS Y PISTON O EMBOLO. EL EXTREMO DE VAPOR
CONSISTE DE UN CILINDRO, PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA, PA
RA VAPOR O AIRE, MECANISMOS DE VALVULAS Y PISTONES.

POTENCIA Y MEDICION:

LAS BOMBAS DE POTENCIA Y MEDICION CONSISTEN DE UN EXTRE-
MO LIQUIDO Y UN EXTREMO DE POTENCIA. ESTAS BOMBAS SON GE
NERALMENTE ACCIONADAS POR MOTORES ELECTRICOS O MOTORES -
RECIPROCANTES O TURBINAS DE VAPOR. EL EXTREMO LIQUIDO -
CONSISTE DE PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DE LIQUIDO, VAL-
VULAS Y PISTONES O EMBOLO. EL EXTREMO DE POTENCIA DE UN
ARMAZON, CIGUEÑAL, BALEROS, CONECTORES DE VARILLA, CRUCE
TAS Y ALGUNAS VECES REDUCTORES DE ENGRANES.

DIAFRAGMA:

ES LA CLASE DE BOMBA CONSISTENTE DE EXTREMO LIQUIDO Y DE POTENCIA, SEPARADO POR UN DIAFRAGMA EL CUAL DEBE SER OPERADO POR MEDIOS MECANICOS O FLUIDOS:

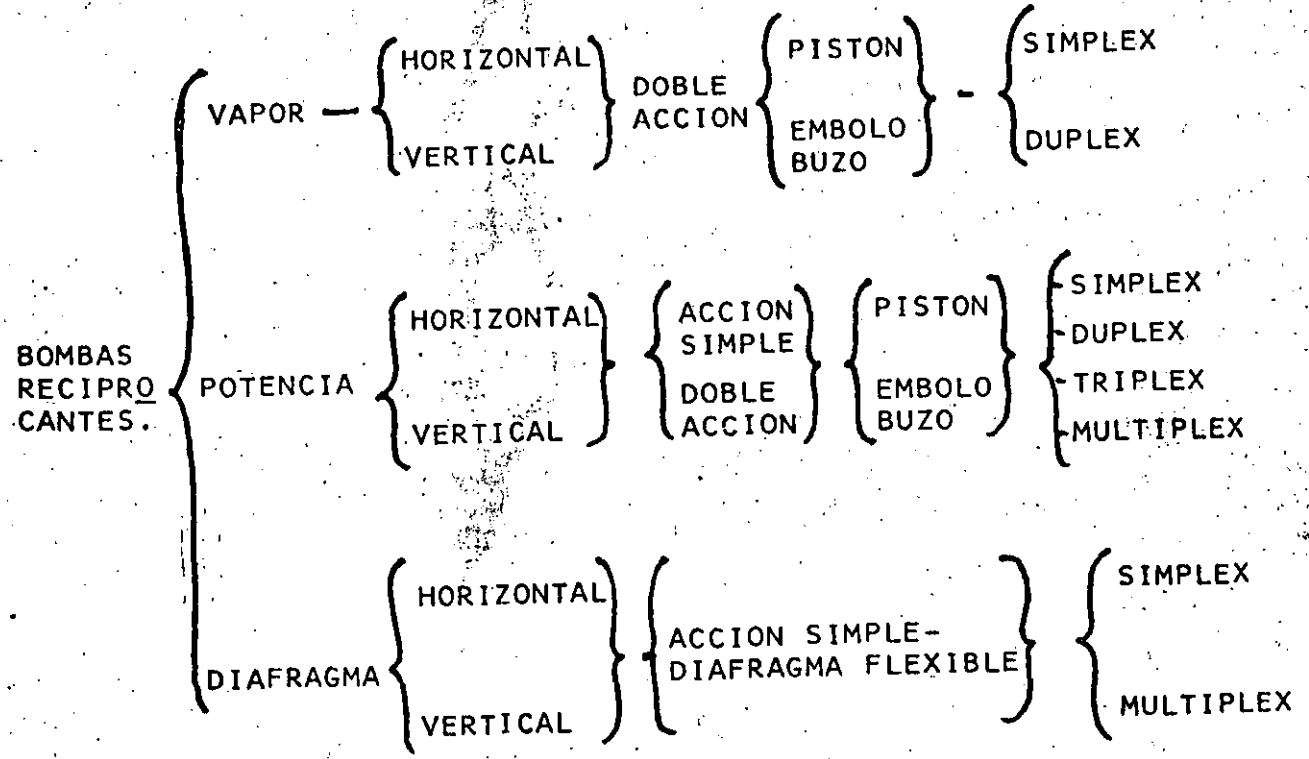


FIG. 1) - CLASES DE BOMBAS RECIPROCANTES.

TIPOS BASICOS.-

BOMBA SIMPLEX:

UNA BOMBA SIMPLEX ES UNA BOMBA RECIPROCANTE QUE TIENE UN PISTON O SU EQUIVALENTE, ESTO ES, EMBOLO BUZO DE SIMPLE O DOBLE ACCION Y/O DIAFRAGMA.

BOMBA DUPLEX:

UNA BOMBA DUPLEX ES UNA BOMBA RECIPROCANTE QUE TIENE DOS PISTONES O SUS EQUIVALENTES, ESTO ES, EMBOLO BUZO DE SIMPLE O DOBLE ACCION Y/O DIAFRAGMAS.

BOMBA TRIPLEX:

UNA BOMBA TRIPLEX ES UNA BOMBA RECIPROCANTE QUE TIENE TRES PISTONES O SUS EQUIVALENTES, ESTO ES, EMBOLO BUZOS DE SIMPLE O DOBLE ACCION Y/O DIAFRAGMA.

BOMBA MULTIPLEX:

UNA BOMBA MULTIPLEX ES UNA BOMBA RECIPROCANTE QUE TIENE MAS DE TRES PISTONES, O SUS EQUIVALENTES, ESTO ES, EMBOLOS BUZO DE SIMPLE O DOBLE ACCION Y/O DIAFRAGMAS.

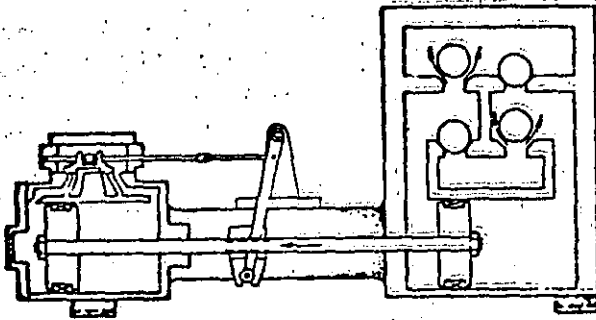


FIG. 2 - BOMBA HORIZONTAL DE VA
POR DE DOBLE ACCION.

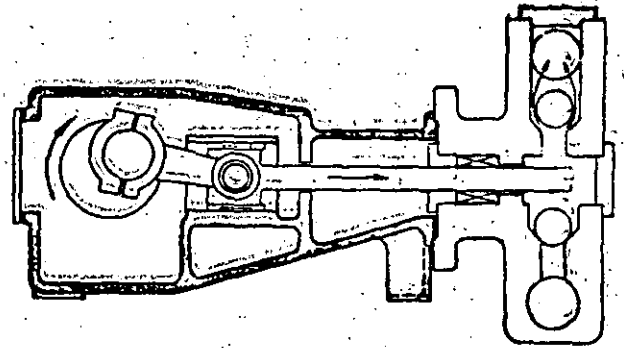


FIG. 3 = BOMBA DE PISTON DE PO
TENCIA HORIZONTAL DE
DOBLE ACCION.

BOMBA DE ACCION SIMPLE:

EL LIQUIDO ES DESCARGADO SOLAMENTE DURANTE EL MOVIMIENTO HACIA ARRIBA DEL EMBOLO O PISTON, ESTO ES, DURANTE LA MITAD DE UNA REVOLUCION COMPLETA.

BOMBA DE DOBLE ACCION:

EL LIQUIDO ES DESCARGADO DURANTE EL MOVIMIENTO HACIA ARRIBA Y DE RETORNO DEL EMBOLO O PISTON, ESTO ES, LA DESCARGA TIENE LUGAR DURANTE LA REVOLUCION COMPLETA.

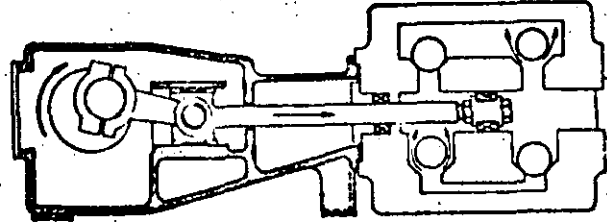


FIG. 4 - BOMBA POTENCIA EMBOLO BUZO HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION.

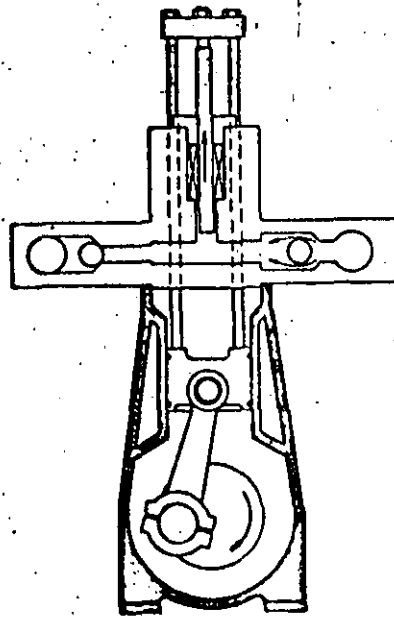


FIG. 5 - BOMBA DE POTENCIA DE EMBOLO BUZO VERTICAL DE SIMPLE ACCION.

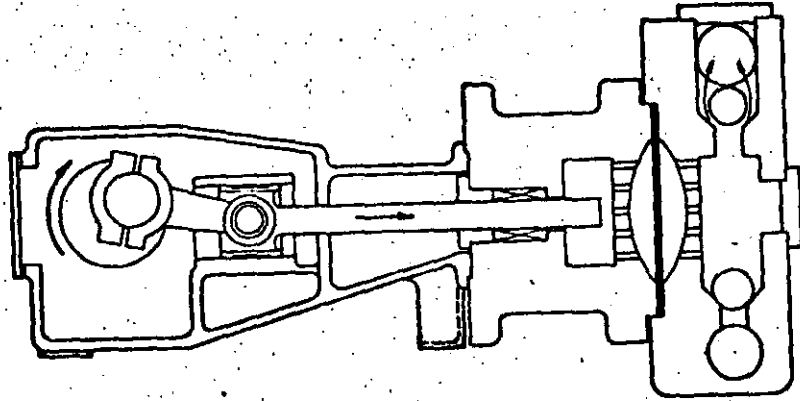


FIG. 6 - BOMBA DE DIAFRAGMA PLANO.
HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION

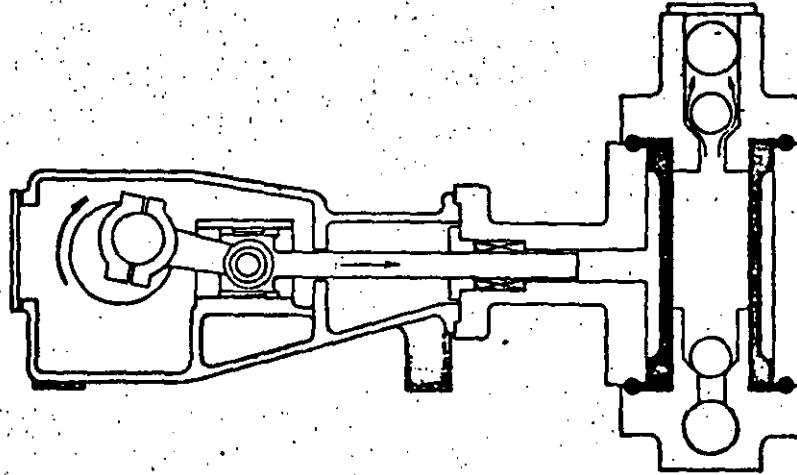


FIG. 7 - BOMBA DE DIAFRAGMA CILINDRICO
HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION,

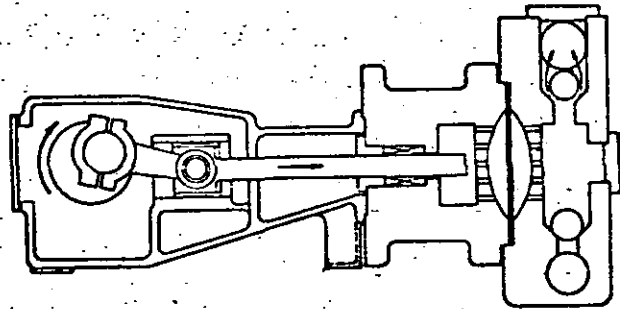


FIG. 6 - BOMBA DE DIAFRAGMA PLANO. HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION

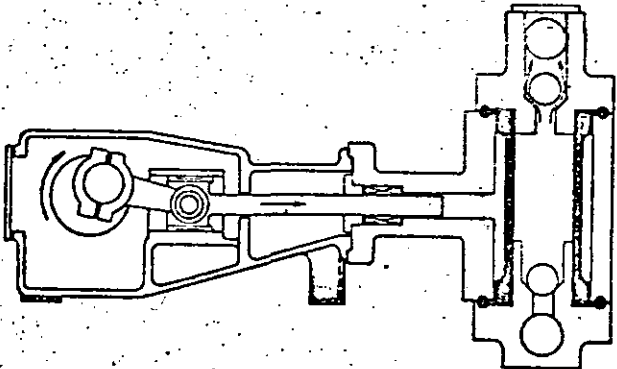
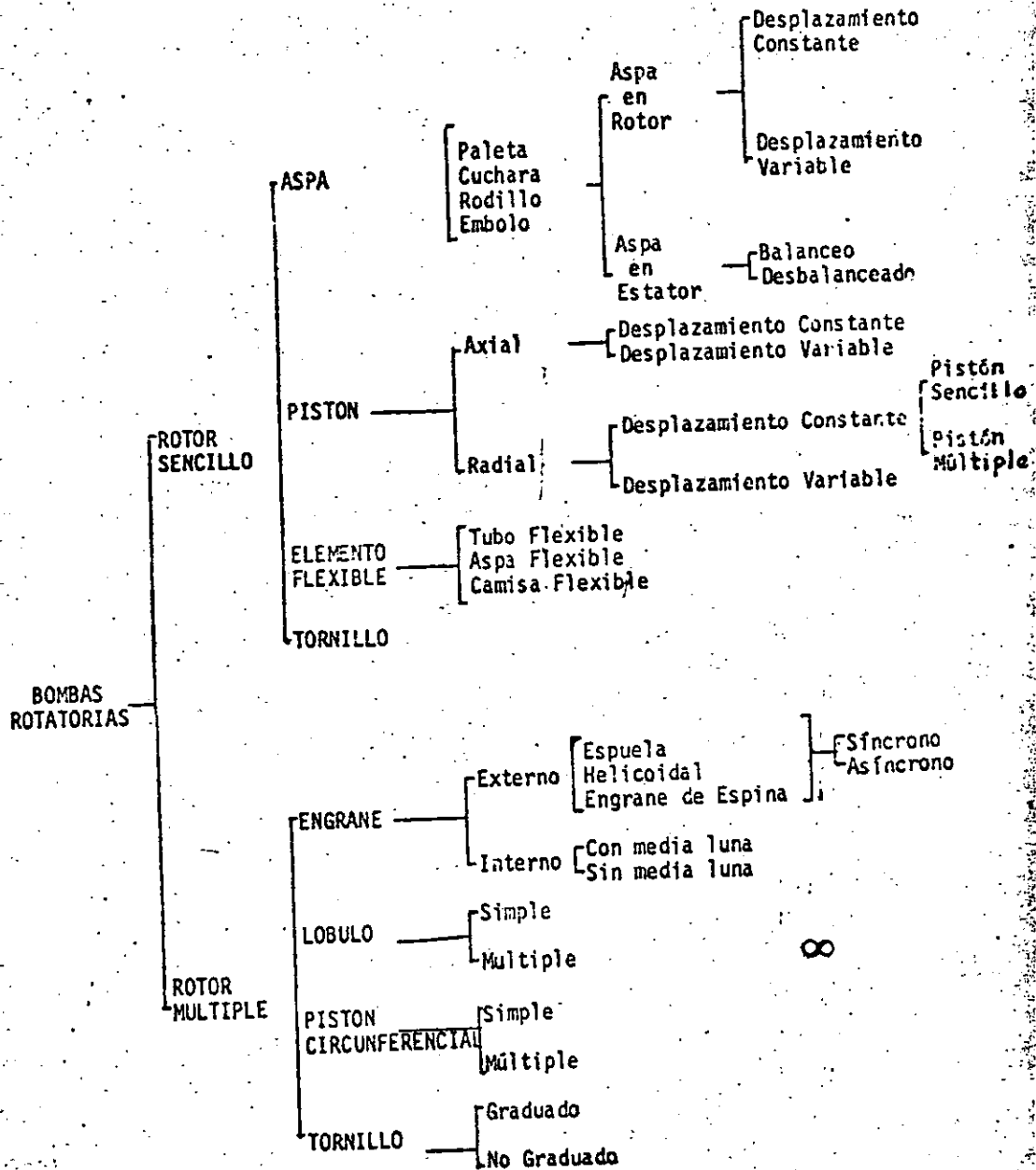


FIG. 7 - BOMBA DE DIAFRAGMA CILINDRICO HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION.

CLASIFICACION



Bomba de rotor simple. Una bomba de rotor simple es aquella en la cual todos los elementos que giran lo hacen con respecto a un solo eje.

Bomba de rotores múltiples. Una bomba de rotores múltiples es aquella en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes.

Bombas de aspas. (Figs. 149 y 150). En este tipo de bomba las aspas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo, tipo cangilón, y pueden estar ubicadas en el rotor o en el estator, y funcionan con fuerza hidráulica radial. El rotor puede ser balanceado o desbalanceado, y el desplazamiento es constante o variable. La Fig. 149 ilustra una bomba con rotor desbalanceado de desplazamiento constante, con las aspas en el rotor. La Fig. 150 muestra otra, también desbalanceada y de desplazamiento constante, pero con aspas en el estator.

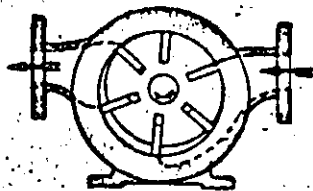


Figura 149. Bombas de aspas deslizantes.

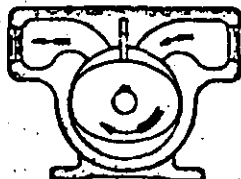


Figura 150. Bombas de aspas externas.

Bomba de pistón. (Fig. 151). En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan reciprocamente dentro de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida. Los cilindros pueden estar colocados axial o radialmente, y pueden trabajar con desplazamientos constantes o variables. La Fig. 151 ilustra una bomba axial con desplazamiento constante del pistón.

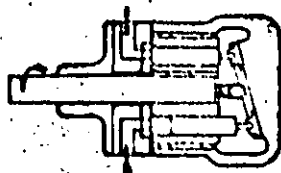


Figura 151. Bomba de pistón axial.

Bombas de miembros flexibles (Figs. 152, 153 y 154). En éstas el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles, que pueden ser un tubo, una corona de aspas o una camisa, cuyos ejemplos se ilustran en las figuras 152, 153 y 154 respectivamente.

9

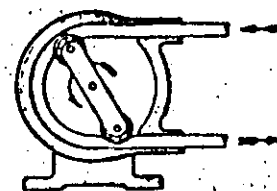


Figura 152. Bomba de tubo flexible.

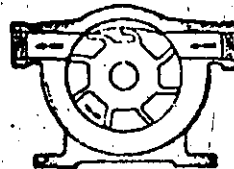


Figura 153. Bomba de aspa flexible.

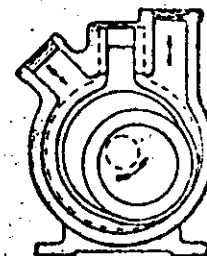


Figura 154. Bomba de camisa flexible.

Bombas de lóbulos. En estas bombas el líquido se desplaza atrapado en los lóbulos, desde la entrada hasta la salida. Los lóbulos efectúan además la labor de sellado. Los rotores deben girar sincronizadamente. La figura 155 muestra una bomba de un lóbulo y la 156 una de tres lóbulos.

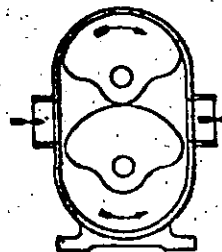


Figura 155. Bomba de lóbulos simple.

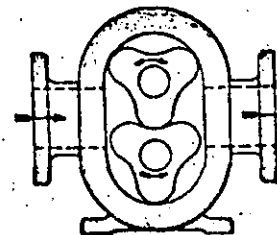


Figura 156. Bomba de tres lóbulos.

Bombas de engranes (Figs. 157, 158 y 159). En este tipo el líquido es conducido entre los dientes de los engranes, que sirven también como superficies de sello, en la carcasa de la bomba. Las hay de engranes externos, que pueden ser rectos, helicoidales simples o dobles como el tipo espina de pescado (Herringbone).

Los engranes internos tienen un solo rotor que engrana con uno externo. La Fig. 157 muestra una bomba con engranes exteriores rectos. En las 157 y 158 aparecen bombas de engranes internos con y sin partición.

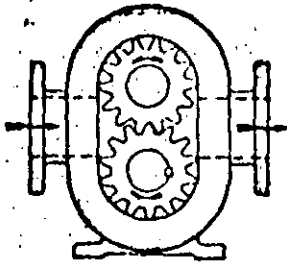


Figura 157. Bomba de engranes externos.

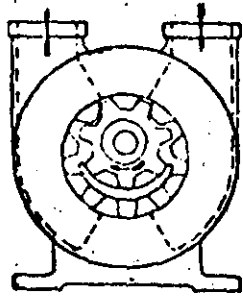


Figura 158. Bomba de engranes internos (con media luna).

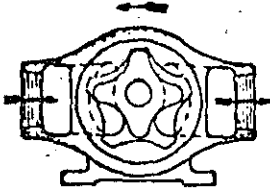


Figura 159. Bomba de engranes internos (sin partición).

Bombas de pistón circunferencial (Fig. 160). Tiene el mismo principio de operación que las de engrane, pero aquí cada rotor debe trabajar accionado por medios diferentes.

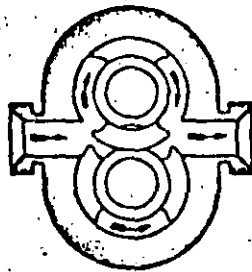


Figura 160. Bomba de pistón circunferencial.

10

Bombas de tornillo simple (Figs. 161 y 162). El tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en forma de gusano. Tiene el inconveniente de poseer un alto empuje axial. La Fig. 162 muestra otro tipo de accionamiento a base de una rueda dentada.

Bomba de tornillo múltiple (Figs. 163 y 164). El fluido es transportado axialmente por los tornillos. En vez de un estator, cada tornillo trabaja en contacto con el otro, que puede ser el motriz o el conducido. En estos diseños se reduce el empuje axial.

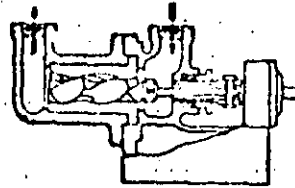


Figura 161. Bomba de tornillo simple.

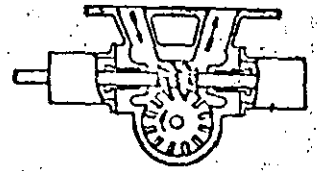


Figura 162. Bomba de tornillo y rueda.

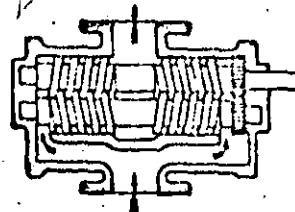


Figura 163. Bomba de dos tornillos.

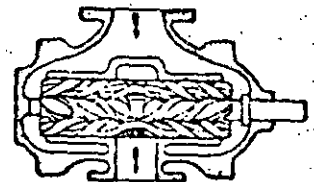


Figura 164. Bomba de tres tornillos.

REFERENCIAS

Standards of Hydraulic Institute.
Worthington de México. Boletines técnicos.

II) - CLASES

IIA.- VELOCIDAD ESPECIFICA

EN UNA RELACION DE LA CAPACIDAD DE LA BOMBA, CARGA TOTAL Y, VELOCIDAD A LA EFICIENCIA OPTIMA, LA CUAL CLASIFICA - LOS IMPULSORES DE LAS BOMBAS CON RELACION A SU FORMA GEO - METRICA.

LA VELOCIDAD ESPECIFICA ES UN NUMERO USUALMENTE EXPRESA - DO COMO:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

o

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H} H^{1/4}$$

DONDE:

N_s = VELOCIDAD ESPECIFICA

N = VELOCIDAD DE ROTACION EN RPM.

Q = FLUJO EN GALONES POR MINUTO (O LPS) A LA - EFICIENCIA OPTIMA

H = CARGA TOTAL EN PIES (O METROS)

LA FORMA Y PROPORCIONES DE LOS IMPULSORES VARIAN CON LA VELOCIDAD ESPECIFICA COMO SE MUESTRAN EN LA FIG. 1

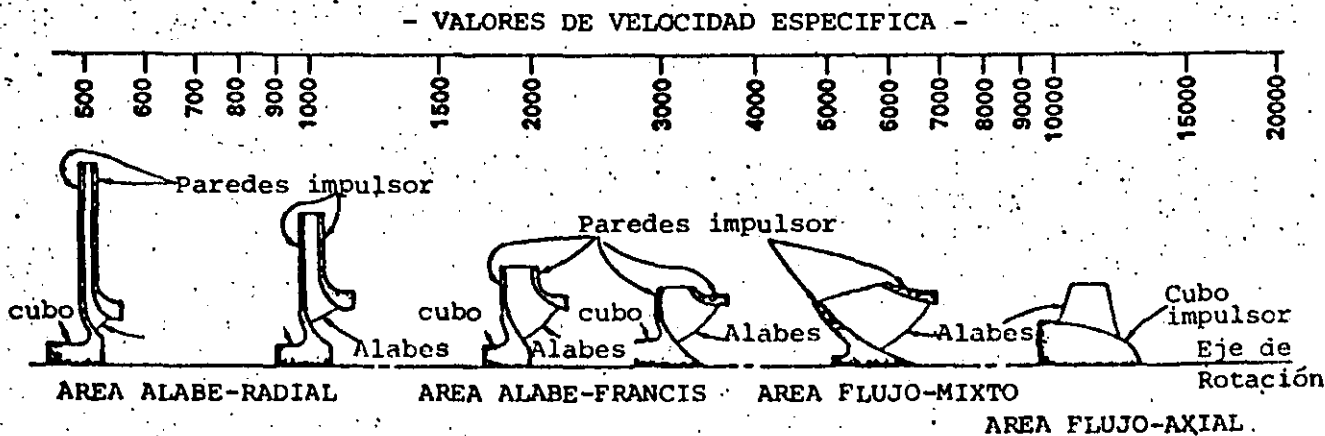


FIG. 1 - COMPARACION DE PERFILES DE IMPULSORES

IIB.- CLASES

LAS BOMBAS CENTRIFUGAS, SE CLASIFICAN EN 3 CLASES GENERALES COMO SIGUE:

**BOMBAS DE FLUJO RADIAL
(IMPULSORES)**

SON BOMBAS EN LAS CUALES LA PRESION ES DESARROLLADA PRINCIPALMENTE POR LA ACCION DE LA FUERZA CENTRIFUGA.

LAS BOMBAS DE ESTA CLASE, CON IMPULSORES DE SUCCION SIMPLE USUALMENTE TIENEN UNA VELOCIDAD ESPECIFICA ABAJO DE 4200, Y LOS IMPULSORES DE DOBLE SUCCION, TIENEN UNA VELOCIDAD ESPECIFICA ABAJO DE 6000. EN LAS BOMBAS DE ESTA CLASE EL LIQUIDO NORMALMENTE ENTRA AL IMPULSOR POR EL CUBO Y FLUYE RADIALMENTE A LA PERIFERIA (VER FIG. 2)

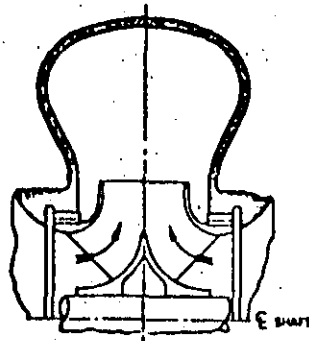


Fig. 2 IMPULSOR FLUJO-RADIAL
(DOBLE SUCCION)

DE FLUJO MIXTO

EN ESTAS BOMBAS LA CARGA ES DESARROLLADA PARTE POR LA FUERZA CENTRIFUGA Y PARTE POR LA CARGA DE LOS ALABES SOBRE EL LIQUIDO. ESTE TIPO DE BOMBA TENDRA UN IMPULSOR DE SUCCION SIMPLE CON EL FLUJO ENTRANDO AXIALMENTE Y DESCARGANDO EN UNA DIRECCION AXIAL Y RADIAL.

LAS BOMBAS DE ESTE TIPO USUALMENTE TIENEN UNA VELOCIDAD ESPECIFICA DE 4200 O 9000 (VER FIG. 3).

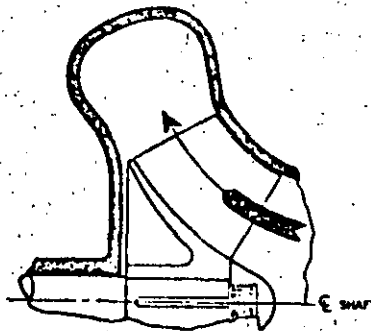


Fig. 3 IMPULSOR FLUJO-MIXTO

DE FLUJO AXIAL

LAS BOMBAS DE ESTE TIPO, ALGUNAS VECES LLAMADAS BOMBAS HELICE, DESARROLLAN MAS SU CARGA TOTAL POR LA ACCION DE PROPULSION O CARGA DE LOS ALABES SOBRE EL LIQUIDO.

ESTAS BOMBAS TIENEN IMPULSORES DE SUCCION SIMPLE CON EL FLUJO ENTRANDO AXIALMENTE Y DESCARGANDO CASI AXIALMENTE.

LAS BOMBAS DE ESTE TIPO USUALMENTE TIENEN UNA VELOCIDAD ESPECIFICA POR ENCIMA DE 9000 (VER FIG. 4).

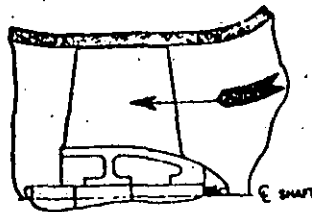


Fig. 4 IMPULSOR FLUJO-AXIAL

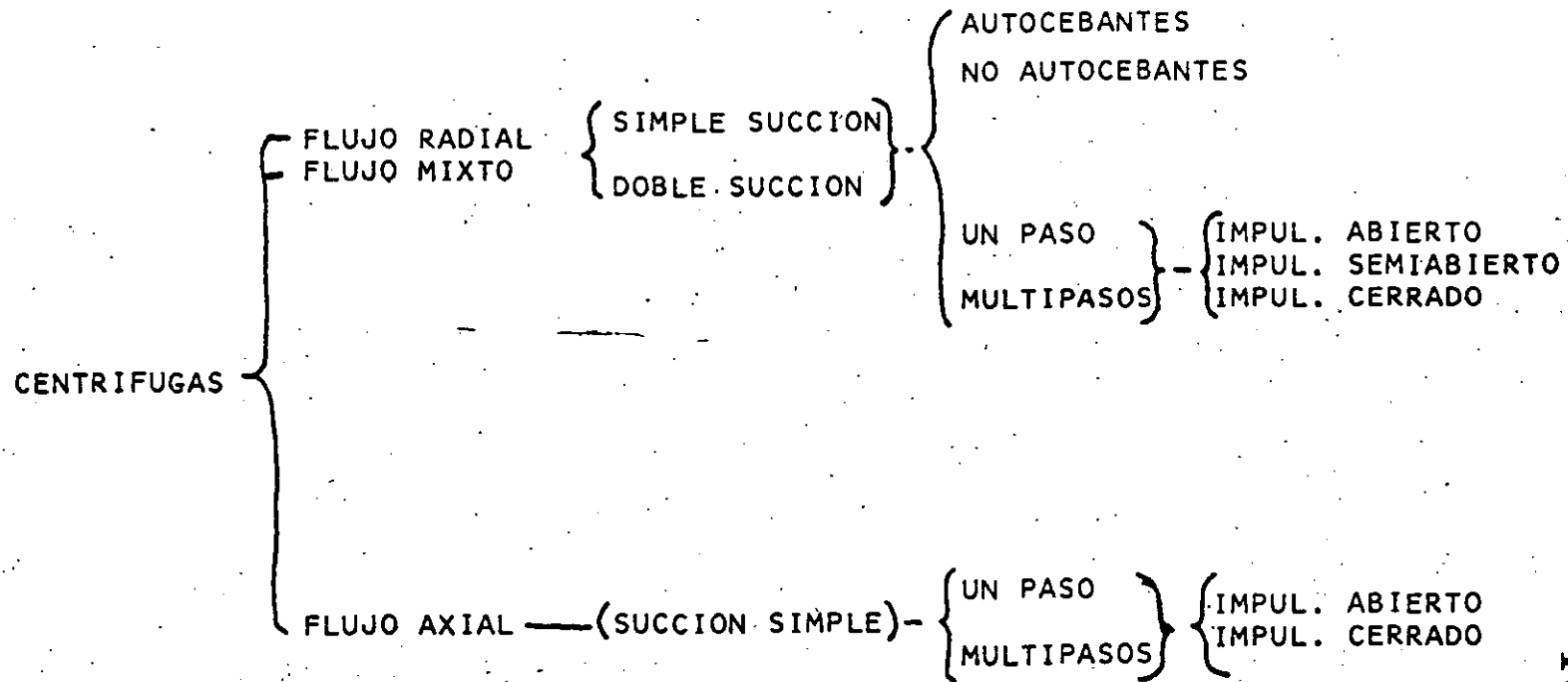


FIG. 5 - CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

III) - TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

LAS BOMBAS PUEDEN SER CLASIFICADAS DENTRO DE TIPOS DE ACUERDO CON"

IIIA- NUMERO DE PASOS.-

BOMBAS DE UN PASO:

UNA BOMBA EN LA CUAL LA CARGA TOTAL ES DESARROLLADA POR UN IMPULSOR.

BOMBAS DE PASOS MULTIPLES:

BOMBAS QUE TIENEN 2 O MAS IMPULSORES ACTUANDO EN SERIE EN UNA CARCAZA.

IIIB- TIPOS DE CARCAZA.-

BOMBA DE VOLUTA:

ES LA BOMBA TENIENDO LA CARCAZA HECHA EN FORMA DE ESPIRAL O VOLUTA.

BOMBA DE CARCAZA CIRCULAR:

ES LA QUE TIENE LA CARCAZA DE SECCION TRANSVERSAL CONSTANTE Y CONCENTRICA CON EL IMPULSOR.

BOMBA CON DIFUSOR:

BOMBAS EQUIPADAS CON DIFUSOR.

IIIC- POSICION DE LA FLECHA.-

BOMBA HORIZONTAL:

LAS BOMBAS CON LA FLECHA NORMAL EN POSICION HORIZONTAL.

BOMBA VERTICAL (TIPO FOZA SECA):

BOMBA DE TIPO FLECHA VERTICAL LOCALIZADA DENTRO DE UN POZO SECO.

BOMBA VERTICAL (TIPO SUMERGIDA):

BOMBA DE TIPO FLECHA VERTICAL LOCALIZADA DENTRO DE UN POZO HUMEDO.

IIID- SUCCION.-

BOMBAS DE SIMPLE SUCCION:

BOMBAS EQUIPADAS CON UNO O MAS IMPULSORES DE SUCCION SIMPLE.

BOMBAS DE DOBLE SUCCION:

BOMBAS EQUIPADAS CON UNO O MAS IMPULSORES DE DOBLE SUCCION.

IV) - OTRAS CLASIFICACIONES 18

BOMBAS CON MOTOR ENLATADO
(MOTOBOMBAS SUMERGIBLES)

LAS BOMBAS CON MOTOR ENLATADO HERMETICAMENTE SE LLADAS SON UNIDADES DE BOMBEO DIRECTAMENTE ACOPPLADAS EN LAS CUALES LA PORCION DE LIQUIDO BOMBEO EXISTENTE PUEDE SER DIRIGIDO O SE PERMITE EL FLUJO DENTRO DEL MOTOR, PERO ESTE LIQUIDO ES AISLADO DEL CONTACTO CON LAS RANURAS, AISLAMIENTOS Y, NUCLEOS DEL ROTOR Y ESTATOR POR DIAFRAGMAS METALICOS O "BOTES" O POR OTROS MEDIOS.

BOMBAS CIRCULATORIAS PARA CALEFACCION

SON BOMBAS DE TIPO CENTRIFUGAS PARA APLICACIONES A BAJAS PRESIONES (30 PSI, MAX.) RESIDENCIALES, CERRADAS, SISTEMAS DE CALEFACCION DE AGUA CALIENTE. SON DISEÑADAS PARA OPERACION TRANQUILA Y CON ACCIONADORES CON POTENCIAS FRACCIONARIAS.



The Figure 5410B vertical non-clog pump can be driven by a vertical motor, as illustrated, or by any horizontal motor through a right angle gear. The motor, mounted to supports on the floor above, is connected to the pump by flexible shafting of the universal-joint type supported by grease-lubricated guide bearings fastened to the wall of the pit.

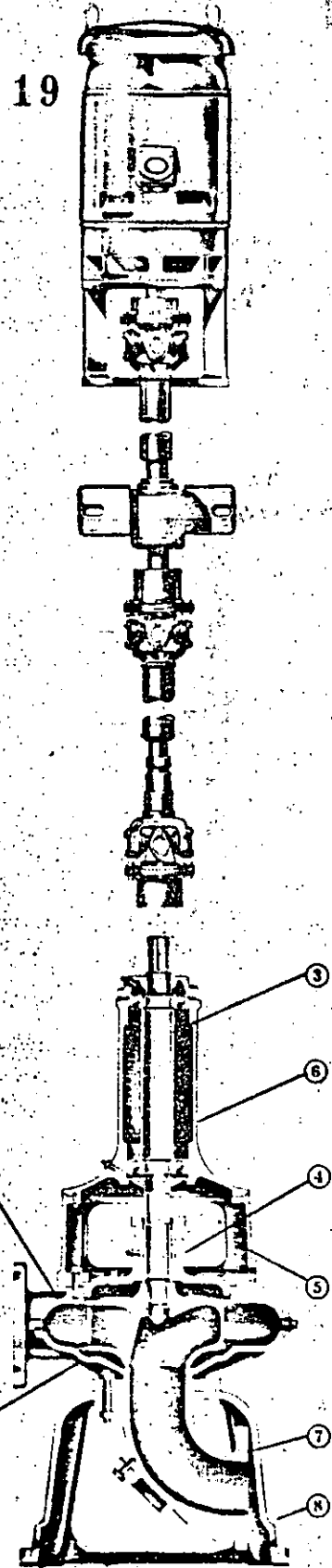
specifications

1. **CASING**—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have handholes for inspection and clean-out.
2. **IMPELLER**—Unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance. The impeller is supplied with a taper-bore for quick removal.
3. **SHAFT**—turned and ground to accurate dimensions from high-grade alloy steel, furnished with corrosion and wear resistant stainless steel sleeves through the stuffing box.
4. **STUFFING BOX**—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.
5. **ADAPTOR**—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving assembly.
6. **FRAME**—rotating assembly is supported on heavy duty ball bearings in a precision bored frame. Snap rings and shims are provided for external adjustment at the thrust bearing. Bearings are grease lubricated and protected against dust and moisture contamination. Grease fittings are completely accessible. Frame sizes are selected to match the liquid end to the drive motor.
7. **SUCTION ELBOW**—matches American Standard flanged fitting dimensions. Available either as a constant diameter or increaser elbow. Bolted inspection covers, conforming to elbow contour, are of standard construction to permit ease in cleaning pump and suction pipe.
8. **BASE**—entire pump is supported by a rugged one piece cast base with reinforced machined lugs for bolting to the foundation, and machined surfaces to assure a rugged installation.



THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse trash pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.

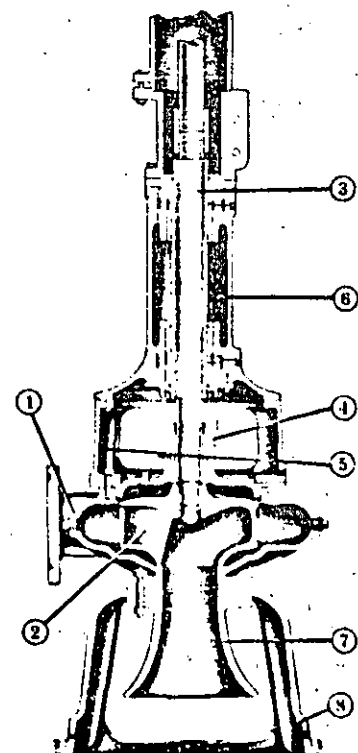
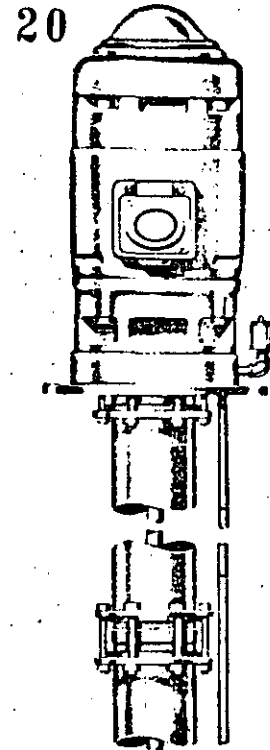




The Figure 5410BW vertical non-clog pump can be driven by a vertical motor, as illustrated, or by any horizontal motor through a right angle gear. The motor, mounted to supports on the floor above, is connected to the pump by column enclosed lineshaft and guide bearings independent of any intermediate attachment to the building. The submerged pump guide bearings are of the grease lubricated sleeve type and any pump thrust is sustained by the driver.

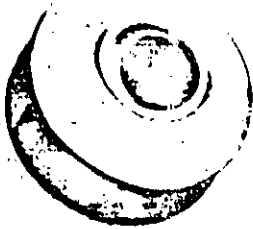
specifications

1. **CASING**—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have handholes for inspection and clean-out.
2. **IMPELLER**—Unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance. The impeller is supplied with a taper-bore for quick removal.
3. **SHAFT**—turned and ground to accurate dimensions from high-grade alloy steel, furnished with corrosion and wear resistant stainless steel sleeves through the stuffing box.
4. **STUFFING BOX**—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.
5. **ADAPTOR**—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving assembly.
6. **FRAME**—rotating assembly is guided in bronze sleeve bearings in a precision bored frame. Tapped openings in the frame provide lubricant for the bearings piped from the motor level above the pump. Frame is of flanged barrel construction to assure alignment and eliminate vibration.
7. **SUCTION BELL**—matches American Standard dimensions for flanged fittings. Suction bell improves performance by reducing suction inlet friction losses.
8. **BASE**—entire pump is supported by a rugged one piece cast base with reinforced machined lugs for bolting to the foundation, and machined surfaces to assure a rugged installation.



THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse trash pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.



Colt Industries



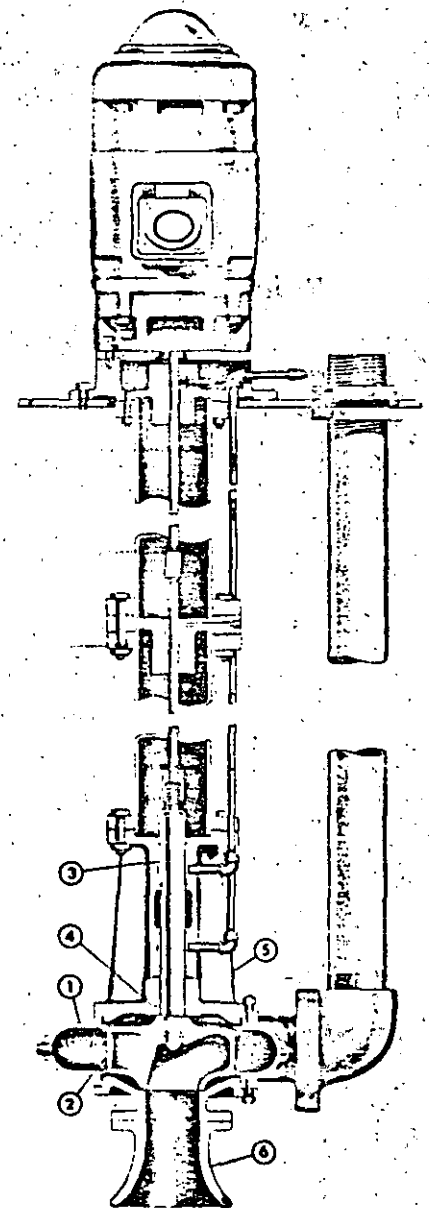
**NON-CLOG
HEAVY DUTY
SUMP PUMPS
FIGURE 5410BWS**

21

Scientifically designed and precision built non-clog pumps

The model 5410BWS vertical suspended pump can be driven by a vertical hollow shaft motor, as illustrated, by a vertical solid shaft motor, or by any horizontal motor through a right angle gear. The motor, mounted to supports on the floor above, is connected to the pump by column enclosed lineshaft and guide bearings independent of any intermediate attachment to the building.

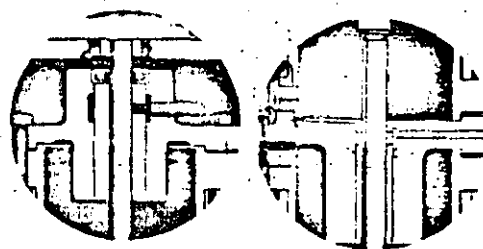
1. **CASING**—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have clean-out opening for inspection and clean-out.
2. **IMPELLER**—unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance. The impeller is supplied with a taper-bore for quick removal.
3. **SHAFT**—high grade alloy steel for oil or grease lubrication, and with corrosion and wear resistant chrome plated stainless steel for water lubrication.
4. **SEAL BUSHING**—leaded tin bronze for oil or grease lubrication, and semi-steel for water lubrication. Seal bushing is used in lieu of packing, thereby eliminating packing maintenance.
5. **FRAME**—cast iron, precision bored with tapped openings for lubricant piping. Bronze sleeve bearings for oil or grease lubrication, and Morganite or equal for water lubrication.
6. **SUCTION BELL**—unique design improves performance by reducing suction inlet friction losses. American Standard dimensions.



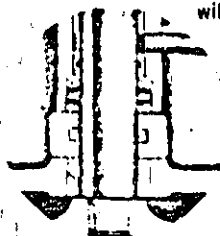
TYPICAL APPLICATIONS:

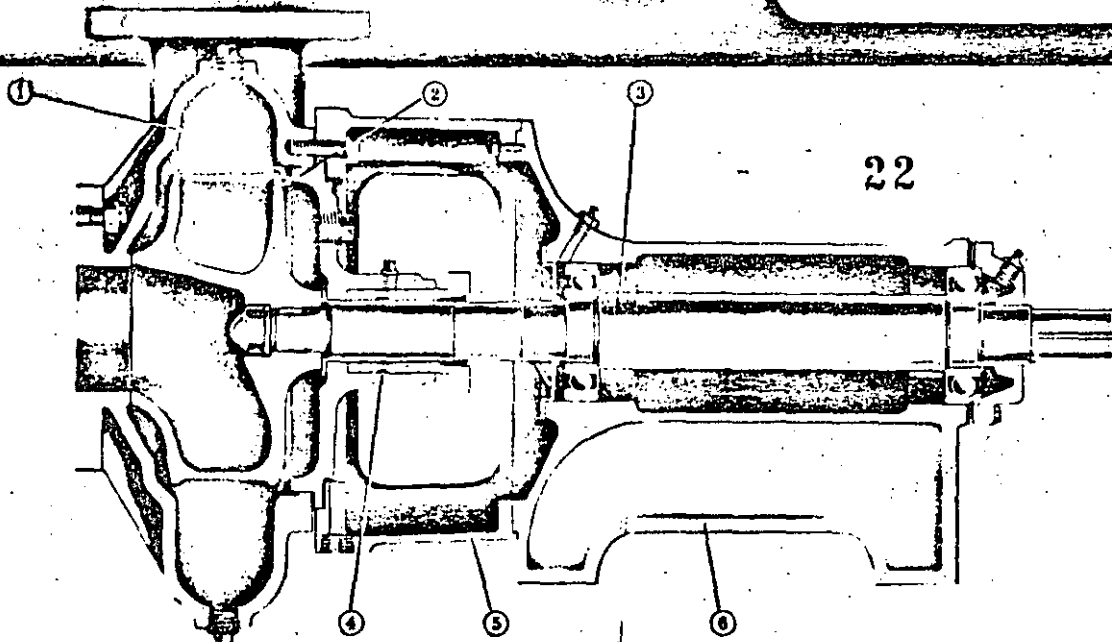
- Sewage
- Packing Wastes
- Slurries
- Drainage
- Foods
- Pulp
- Paper

THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADE-LESS IMPELLER handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Standardization permits easy substitution of this impeller in our conventional trash pumps with no alteration to station piping, drive shafing or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.



When the water lubrication option is desired, these alternate construction features will be supplied.





specifications

1. CASING—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have handholes for inspection and clean-out.

2. IMPELLER—unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance. The impeller is supplied with a taper-bore for quick removal.

3. SHAFT—turned and ground to accurate dimensions from high grade alloy steel, furnished with corrosion and wear resistant stainless steel sleeves through the stuffing box.

4. STUFFING BOX—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice versa.

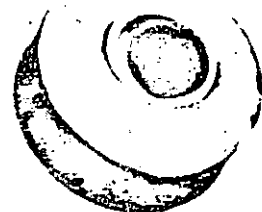
5. ADAPTOR—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has

accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving assembly.

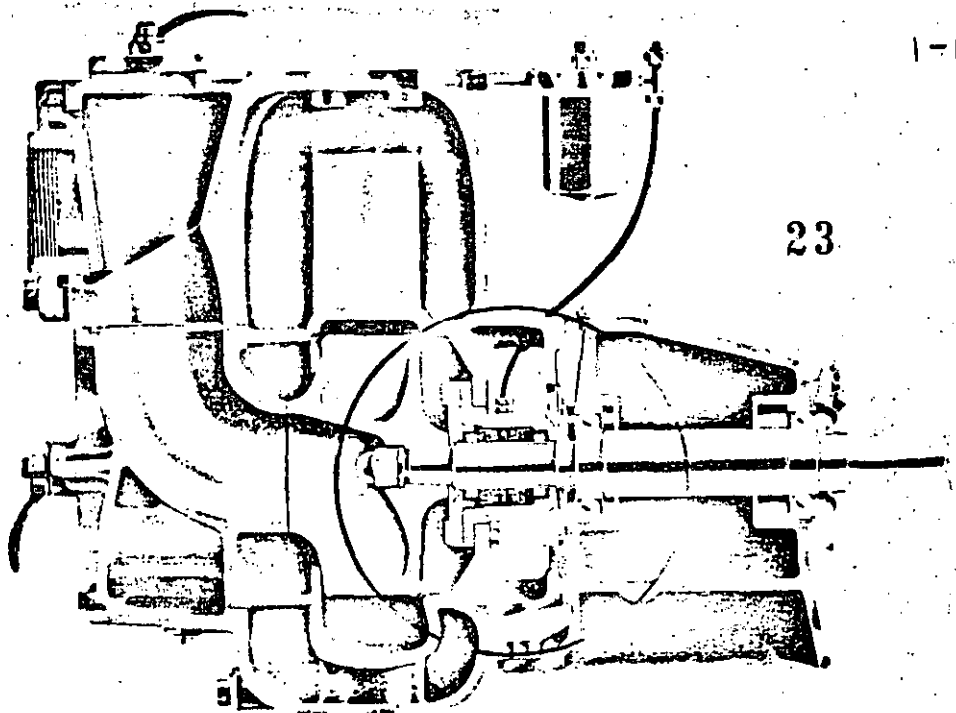
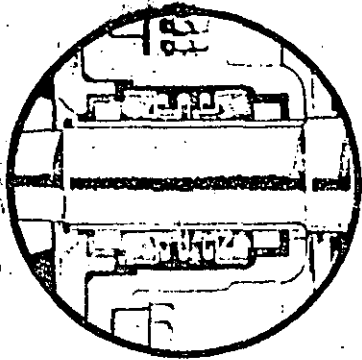
6. FRAME—rotating assembly is supported on heavy duty ball bearings in a precision bored frame. Snap rings and shims are provided for external adjustment at the thrust bearing. Bearings are grease lubricated and protected against dust and moisture contamination. Grease fittings are completely accessible. Frame sizes are selected to match the liquid end to the drive motor.

THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse trash pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 8-inch diameter.

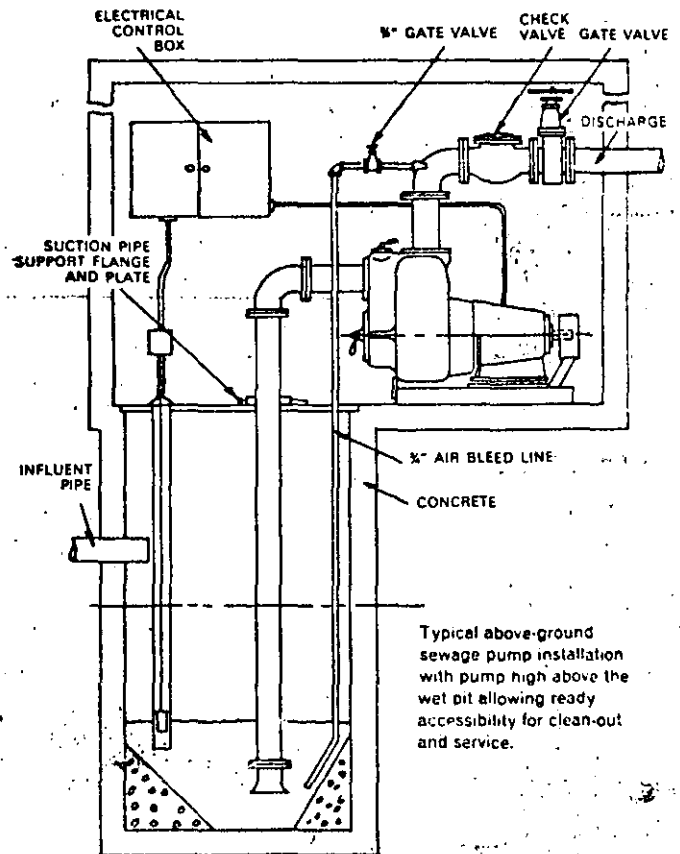
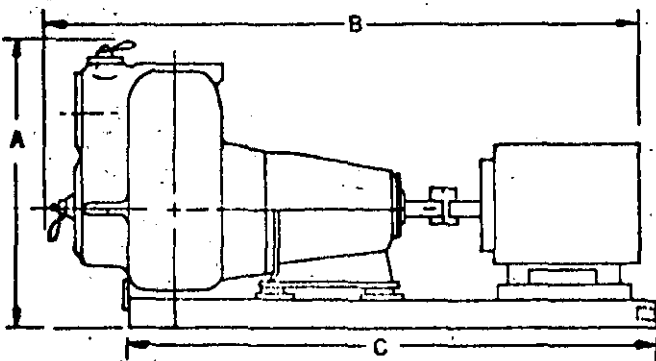
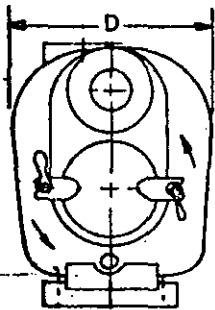


**HORIZONTAL
SELF PRIMING
SOLIDS HANDLING
PUMPS
FIGURE 5420BP**



**APPROXIMATE MAXIMUM DIMENSIONS
AT 1800 RPM**

TYPICAL INSTALLATION



Typical above-ground sewage pump installation with pump high above the wet pit allowing ready accessibility for clean-out and service.

DIRECT DRIVE

FIGURE	A	B	C	D	GPM	FT	HP
4" 5421BP	31	58	54	17	400	65	10
4" 5422BP	32	58	54	20	600	70	20
6" 5423BP	40	79	66	28	1400	105	60

Colt Industries
3601 KANSAS AVENUE



Pump Division
KANSAS CITY, KANSAS 66110

Colt Industries



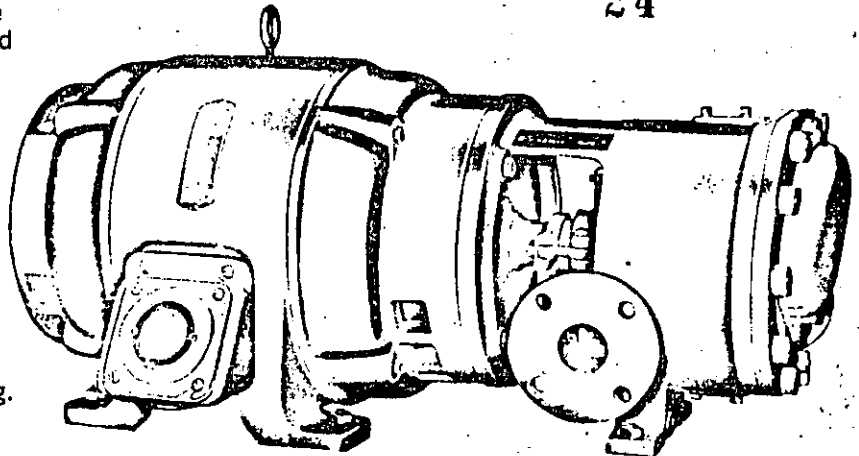
Fairbanks Morse
Pump & Electric Division

1-15

Figure 5592
Bilttogether Pump

24

GENERAL: A Bilttogether general purpose two stage horizontal end-suction enclosed impeller centrifugal pump and ball bearing motor unit combined, featuring compactness, economy, and permanent alignment, eliminating flexible coupling since pump and motor unit have a common shaft. The Fairbanks-Morse motor has heavy cast frame, open (or enclosed) construction, oversized semi-sealed bearings, specially insulated windings. The Fairbanks-Morse Bilttogether unit construction provides single source, pump-motor "undivided" responsibility. The Fig. 5592 two stage Bilttogether pumps efficiently handle capacities to 350 gpm and heads to 550'.



CASING: The casing is of close grained cast iron with 125# ASA flanged suction and 250# ASA flanged discharge. The removable suction cover permits access to all pump parts without disturbing the suction or discharge connections. The adapter, suction and discharge nozzles and stuffing box are cast integral with the casing. Renewable bronze casing and suction cover wearing rings and diaphragm bushing are provided.

IMPELLER: The enclosed type bronze impellers are placed back to back providing axial balance and inherent freedom from thrust. The first stage impeller discharges through a passage in the casing leading to a passage in the suction cover to the inlet of the second stage impeller. The impellers are secured by a common key and positioned by an enclosed impeller nut.

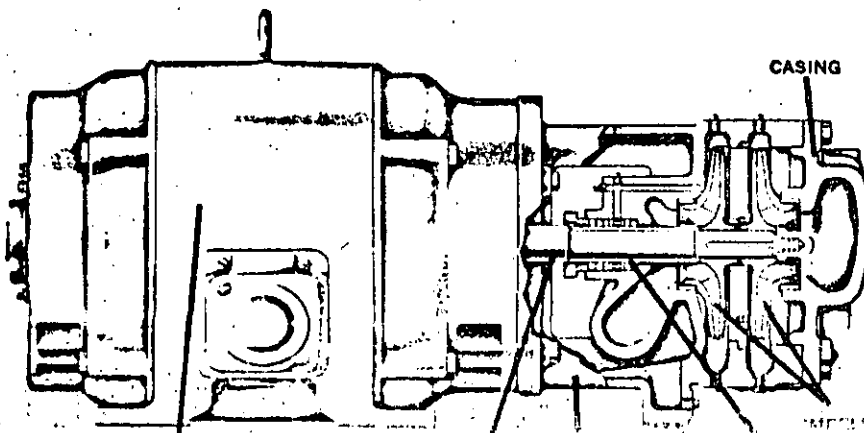
STUFFING BOX: A water passage is located between the discharge of the first stage and the stuffing box for sealing. The stuffing box is provided with standard packing or mechanical seal as an optional feature. A split gland is furnished to facilitate removal and replacement of packing.

SHAFT: Motor shaft is also pump shaft, eliminating coupling service and assuring pump-motor alignment. High grade alloy steel (SAE 1137) precision turned and ground. Furnished with bronze sleeve through the stuffing box.

MOTOR: Fairbanks-Morse guarded drip-proof, totally enclosed, or explosion proof squirrel cage induction motor for three phase 60 cycle 208, 220, 440 or 550 volt service.

TYPICAL APPLICATIONS

- Boiler Feed
- General Booster Service
- Irrigation
- Fuel Loading and Transfer
- Secondary Water Supply
- General Transfer Service
- High Lift Pumps for Buildings
- Oil Field Gathering



TECHNICAL DATA
 TWO STAGE BUILT TOGETHER PUMP
 FIGURE 5592

25

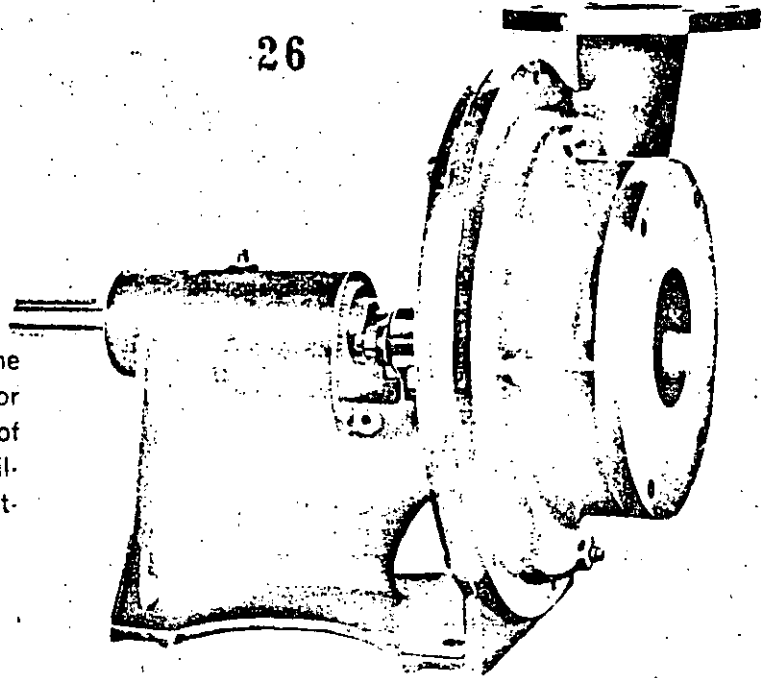
DATA	STANDARD UNIT		
	1"	1-1/2"	2"
Nominal Size	1"	1-1/2"	2"
Pump Discharge	1"	1-1/2"	2"
Pump Suction	1-1/2"	2"	3"
Maximum Impeller Diameter	7"	8-3/8"	8-1/2"
Maximum Sphere Pump Will Pass	1-8"	1/8"	1/4"
Shaft Diameter at Impeller	7/8"	1-1/4"	1-1/4"
Maximum Casing Working Pressure	275 psi	275 psi	275 psi
Prime Tap	1/4"	1/4"	1/4"
Drain Tap	1/4"	1/4"	1/4"
Water Seal Tap	1/8"	1/8"	1/8"
Stuffing Box Data			
Diameter	1-7/8"	2-1/4"	2-1/4"
Depth	2-3/8"	2-3/8"	2-3/8"
Shaft Sleeve Diameter	1-1/4"	1-5/8"	1-5/8"
Gland Length	5/8"	9/16"	9/16"
Number Packing Rings	5	5	5
Size Packing Ring			
Width	5/16"	5/16"	5/16"
Length	5"	6-1/8"	6-1/8"
Width Cage Seal	15/32"	5/8"	5/8"
Material Casing	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Impeller	Bronze	Bronze	Bronze
Material Adaptor	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Shaft	Steel	Steel	Steel
Material Shaft Sleeve	Bronze	Bronze	Bronze
Material Cage Seal	Bronze	Bronze	Bronze
Material Wearing Ring	Bronze	Bronze	Bronze
Material Split Gland	Bronze	Bronze	Bronze
Material Fronthead	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Diaphragm	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Diaphragm Bushing	Bronze	Bronze	Bronze



26

- SIMPLICITY OF DESIGN
- ECONOMICALLY PRICED
- QUALITY BUILT
- HIGHLY EFFICIENT

Horizontal endsuction centrifugal pump. The semiopen impeller is especially suited for pumping liquids containing foreign matter of small proportions, dirt, grass, silt, etc. Available with flexible coupling and base for mounting of motor.



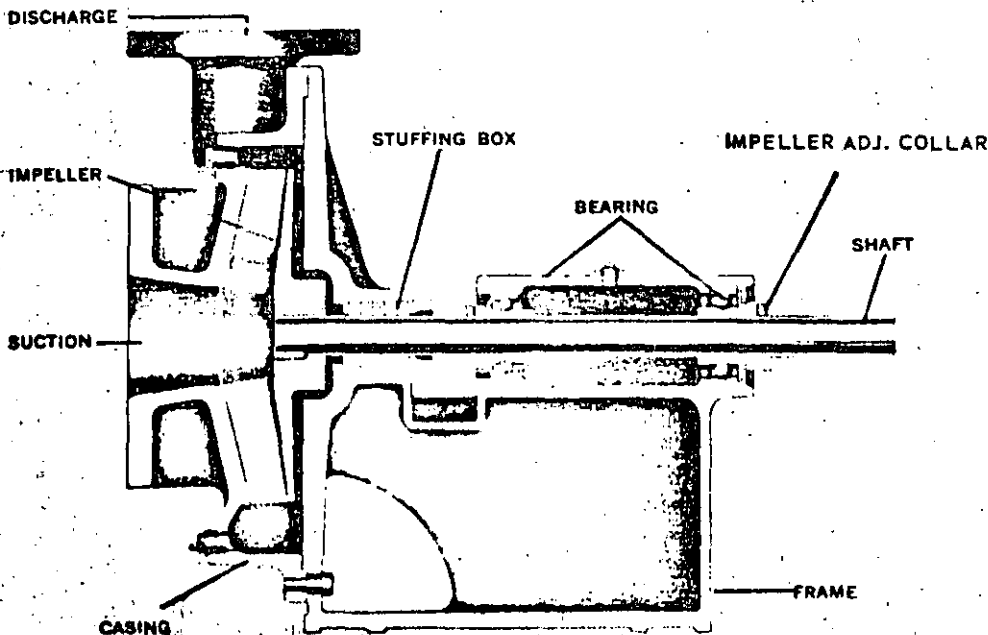
CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 25) with 125 lb. ASA flanged suction and discharge openings. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 40 p.s.i.

IMPELLER: The cast iron (ASTM-A48 Class 25) impeller is of the semi-open type for clockwise rotation. It is locked to the shaft by means of a drive pin. Will pass up to 1" diameter spheres.

FRAME: The rotating assembly is supported on ball bearings mounted in a precision bored cast iron (ASTM-A48 Class 25) frame. Broad lower frame section forms substantial base for the pump.

SHAFT: Manganese alloy steel (SAE 1141 or equal) shaft is sized to transmit maximum power at low working stress without vibration. Shaft and impeller unit assembly may be easily removed for inspection and service.

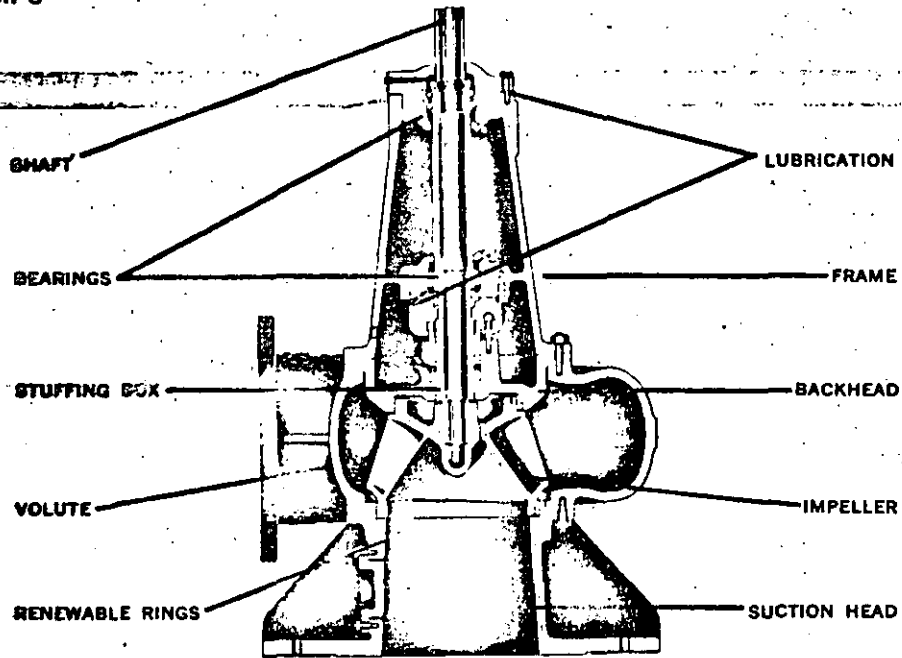
BEARINGS: Sealed extra sized ball bearings, designed for radial and thrust loads, widely spaced for maximum rigidity.



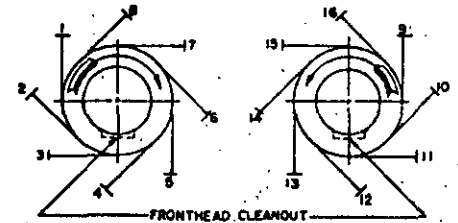
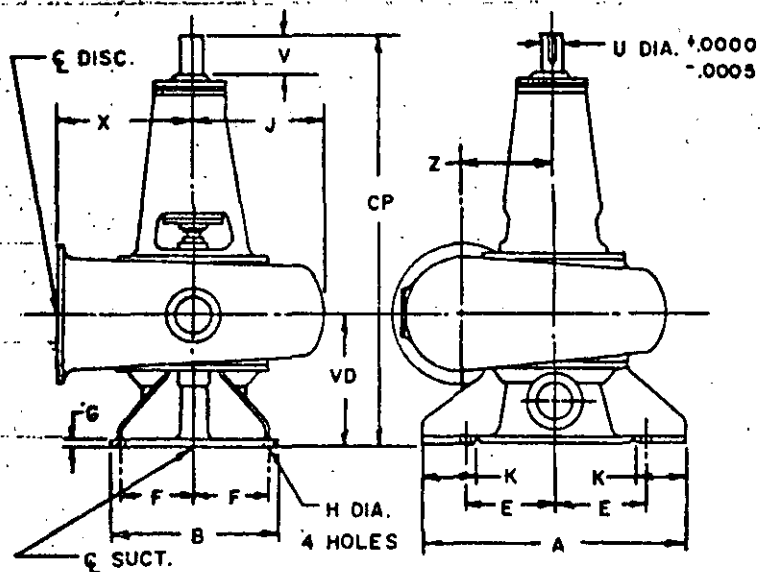
TYPICAL APPLICATIONS

- Equipment Systems
- Bottle Washers
- Pool Drain Pumps
- Car Wash Pumps

**VERTICAL DRY PIT
ANGLEFLOW PUMPS
Figure 5710**



27



DISCHARGE POSITIONS

Drawings illustrate the eight discharge positions available for clockwise and counterclockwise rotation when viewed from drive end of pump. No. 1 position is considered standard.

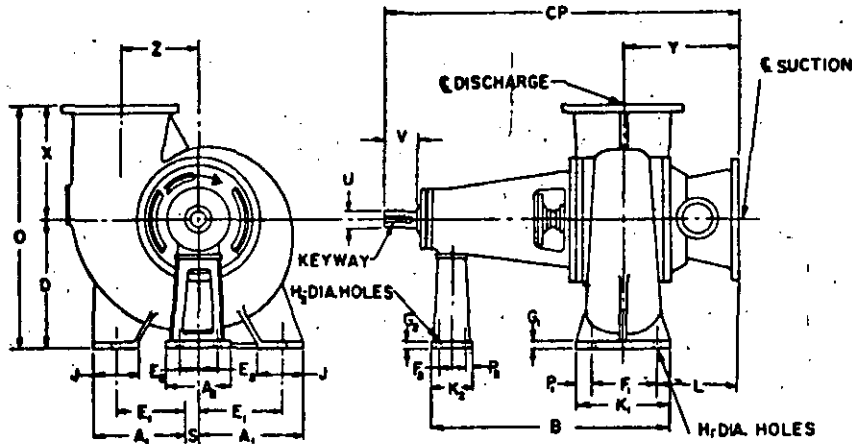
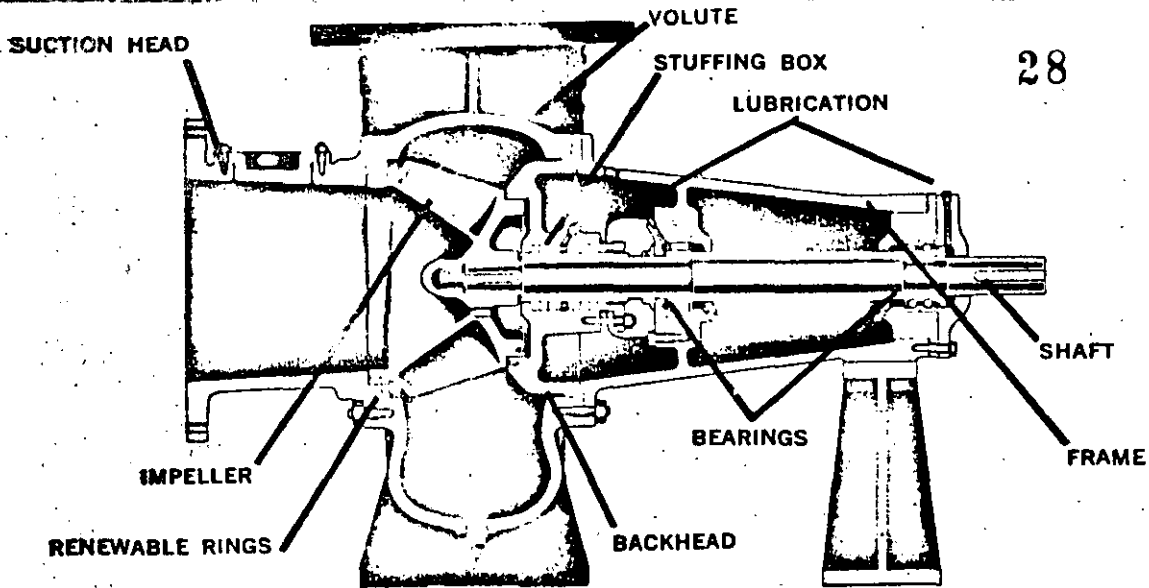
PRINCIPAL DIMENSIONS																			
PUMP SIZE	SUCT. & DISC.				A	B	E	F	G	H	J	K	U	V	X	Z	CP	VD	KEY WAY
	SIZE	FLG.	BOLT	B.C.															
8	8	13 1/2	8-3/4	11 1/4	23 1/2	16	10 3/4	5 1/4	1 1/4	1 1/4	10 3/4	4	1 1/4	3 1/4	10	7 1/4	40 3/4	14	1/2 x 1/4 x 3 1/4
10	10	16	12-3/8	14 1/4	30	16	13 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	13 1/4	6	2 1/4	4 1/4	14	10 1/2	49 1/4	16 1/2	1/2 x 1/4 x 4
12	12	19	12-3/8	17	34	20	15 1/4	7 1/4	1 1/4	1 1/4	14 1/4	7	2 1/4	4 1/4	15	10 3/4	51 3/4	18 1/2	1/2 x 1/4 x 4
14	14	21	12-1	18 1/4	38	21	16 1/2	7 1/2	1 1/4	1 1/4	17 1/4	8	2 3/4	4 1/4	17 1/2	12 3/4	58 3/4	20 1/2	3/4 x 1/4 x 4 3/4
16	16	23 1/2	16-1	21 1/4	43 1/2	23 1/2	18 3/4	8 3/4	1 1/4	1 1/4	20 3/4	9	3	5 1/4	20	14 1/2	65 1/4	23	3/4 x 1/4 x 4 3/4

NOTE: Construction, outline drawings and dimensions as shown in this publication are approximate, subject to change without prior notice and not to be used for installation purposes.

Colt Industries  **Pump Division**
 3601 KANSAS AVENUE
 KANSAS CITY, KANSAS 66110

**HORIZONTAL
ANGLEFLOW PUMPS
Figure 5720**

1-19



PUMP SIZE IN.	SUCTION AND DISCHARGE				A ₁	A ₂	B	D	E ₁	E ₂	F ₁	F ₂	G ₁	G ₂	H ₁	H ₂	J
	SIZE	FLANGE DIA.	BOLTS	BOLT CIRCLE													
8	8	13½	8-¾	11¾	10½	10	25½	12	8½	2¾	4½	4¼	¾	¾	4-1½	4-¾	5
10	10	16	12-¾	14¾	14	11	31¾	17½	12	3¾	6	5¼	1¼	¾	4-1¼	4-¾	6
12	12	19	12-¾	17	13½	11	34¾	18	12	3¾	8	5¼	1¼	¾	4-1¼	4-¾	6
14	14	21	12-1	18¾	16	13	40¾	21	14¼	3¾	10	6	1¼	¾	4-1¼	4-1	7
16	16	23½	16-1	21¾	18	14	44	24	16¼	4	11½	5¾	1¼	1½	4-1¾	4-1½	7

Colt Industries



Pump Division

3601 KANSAS AVENUE
KANSAS CITY, KANSAS 66110

FIGURE 5700 ANGLEFLOW PUMPS
GENERAL DATA

29

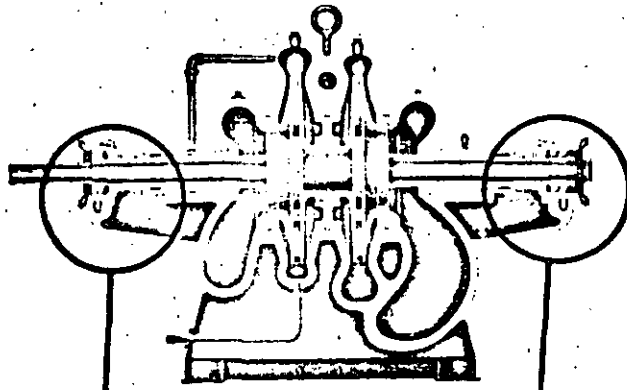
FIGURE NUMBER		5710 & 5720					5710W				
PUMP SIZE		8	10	12	14	16	8	10	12	14	16
Pump	Min. Dia. Opening To Install Pump	27-1/2	36-1/2	39-1/2	47-1/2	52	27-1/2	36-1/2	39-1/2	47-1/2	52
	Max. Working Pressure - P.S.I.	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
	Max. Hydrostatic Test - P.S.I.	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
	Volute Cleanout Diameter	4-3/4	4-3/4	4-3/4	6	6	4-3/4	4-3/4	4-3/4	6	6
	Suction Head Cleanout Diameter	4	4	4-1/2	4-1/2	6	4	4	4-1/2	4-1/2	6
	Priming & Drain Tap Size	3/4	1	1	1	1	3/4	1	1	1	1
	Suction & Discharge Gauge Connection Size	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4	1-4
Impeller	Max. Diameter	9-1-2	13-1-2	13-7-8	17	19-1-2	9-1-2	13-1-2	13-7-8	17	19-1-2
	Max. Solid Size	3	3-3-4	4-1-2	5-1-4	6	3	3-3-4	4-1-2	5-1-4	6
Shaft	Dia. at Impeller	1-1-2	1-7-8	1-7-8	2-5-16	2-5-8	1-1-2	1-7-8	1-7-8	2-5-16	2-5-8
	Dia. at Upper Bearing	1-31-32	2-3-8	2-3-8	2-3-4	3-5-32	2	2-3-8	2-3-8	2-7-8	3-3-8
	Dia. at Lower Bearing	1-31-32	2-9-16	2-9-16	2-61-64	3-35-64	2	2-3-8	2-3-8	2-7-8	3-3-8
Stuffing Box	Inside Diameter	3-3-16	3-7-8	3-7-8	4-1-2	5-1-8	3-3-16	3-7-8	3-7-8	4-1-2	5-1-8
	Depth of Box	3-3-8	4	4	5	5-1-8	3-3-8	4	4	5	5-1-2
	Sleeve O. D.	2-3-16	2-7-8	2-7-8	3-1-4	3-7-8	2-3-16	2-7-8	2-7-8	3-1-4	3-7-8
	Seal Cage Width	3/4	7-8	7-8	1	1-1-8	3/4	7-8	7-8	1	1-1-8
	Number and Size of Packing Rings	5(1/2)	6(1/2)	6(1/2)	6(5/8)	6(5/8)	5(1/2)	6(1/2)	6(1/2)	6(5/8)	6(5/8)
	Length of Packing	8-7-16	10-5-8	10-5-8	12-1-4	14-1-8	8-7-16	10-5-8	10-5-8	12-1-4	14-1-8
	Max. Gland Engagement	3/4	1	1	1-3-8	1-1-4	3/4	1	1	1-3-8	1-1-4
Pipe Tap Size For Packing Lubrication	1/4	1-4	1-4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	
Bearings	Manufacturer of Thrust Bearing (Upper)	FAF.	FAF.	FAF.	FAF.	FAF.	—	—	—	—	—
	Thrust Bearing Number (Duplex Ball Bearing)	7210DB	7212DB	7212DB	7214DB	7216DB	—	—	—	—	—
	Manufacturer of Guide Bearing (Lower)	HYATT	HYATT	HYATT	HYATT	HYATT	—	—	—	—	—
	Guide Bearing Number (Roller Bearing)	A52-10 TS-CA	A52-13 TS-CA	A52-13 TS-CA	A52-15 TS-CA	A52-18 TS-CA	—	—	—	—	—
	Center to Center Spacing	10-5-8	13-13-16	13-13-16	15-11-16	17-29-32	6-3-4	10-3-8	10-3-8	11-1-2	12-9-16

Figure 5710W pumps use bronze sleeve bearings.

**HORIZONTAL
MULTI-STAGE
SPLIT CASE
PUMPS
FIGURE 5900**

1-21

30



CROSS SECTIONAL FIGURE 5922.



CROSS SECTIONAL FIGURE 5974

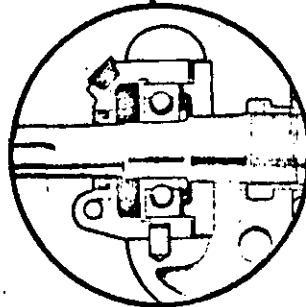


FIGURE 5972 RADIAL BEARING CONSTRUCTION

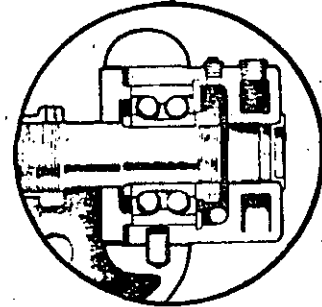
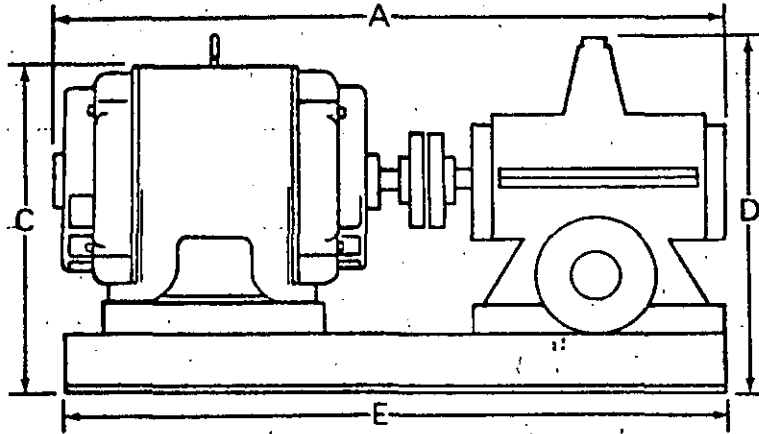
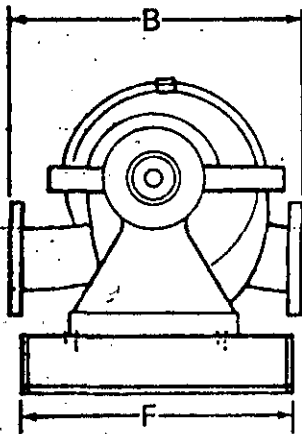


FIGURE 5972 THRUST BEARING CONSTRUCTION



APPROXIMATE MAXIMUM DIMENSIONS AT MAXIMUM R.P.M.

FIGURE	SIZE	SUCT	DISC	A	B	C	D	E	F	GPM	HEAD	HP	MAX RPM
5922	3	4	3	67	24	29	27	61	31	750	315	50	1750
5922	5	6	5	83	30	37	37	73	37	1250	450	125	1750
5922	6	8	6	88	33	39	44	97	37	2300	570	300	1750
5972	5	8	5	87	27	40	36	97	37	1400	1050	400	3600
5972A	2	3	2	57	18	23	21	49	23	320	620	50	3600
5972A	2½	3	2½	60	18	24	22	49	23	400	640	75	3600
5972A	3	4	3	65	22	28	25	55	31	550	760	100	3600
5974	1½	2½	1½	65	17	22	20	55	31	160	750	30	3600

Colt Industries



Pump Division

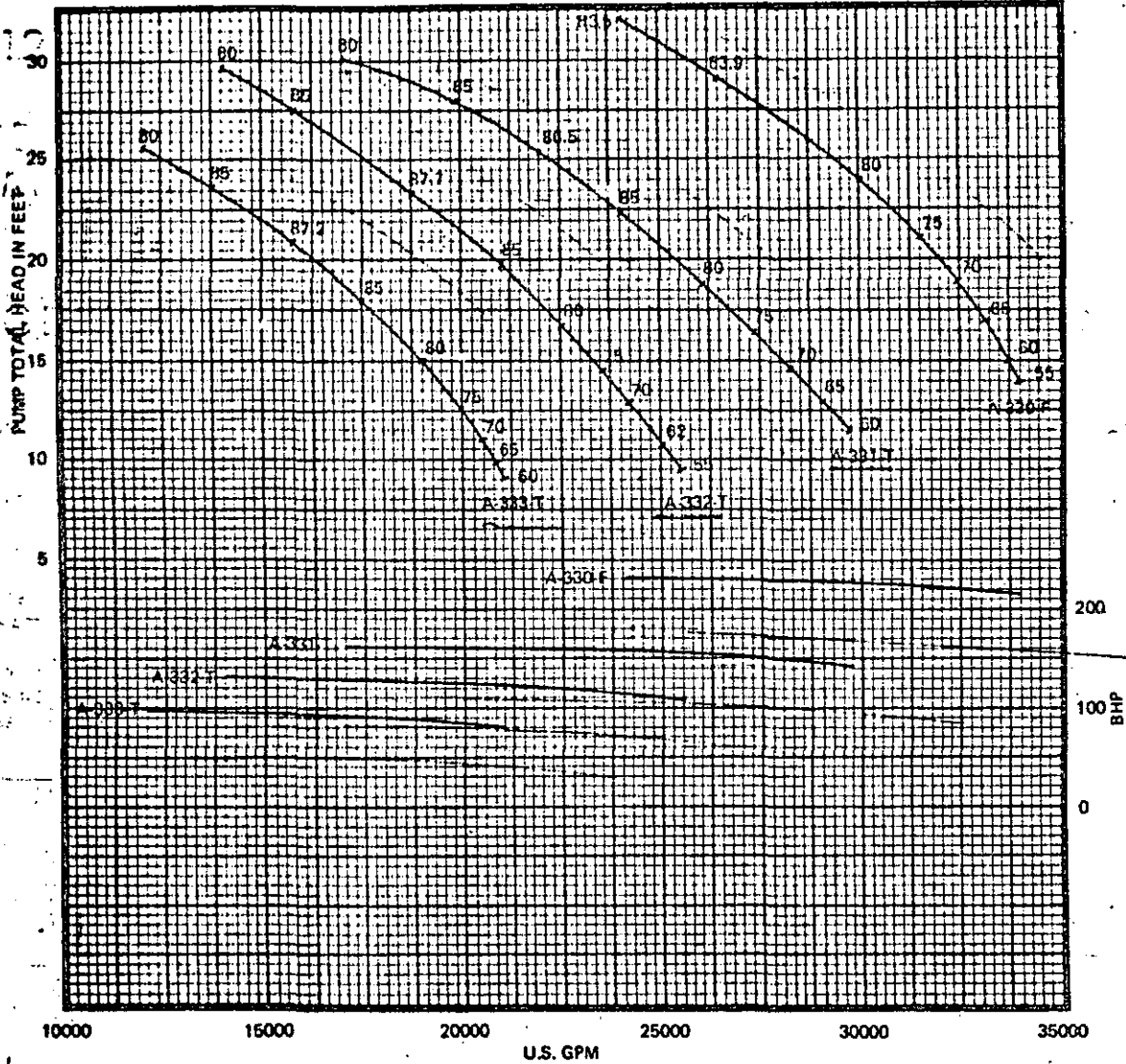
3601 KANSAS AVENUE

KANSAS CITY, KANSAS 66110

8000 PROPELLER PUMPS
 PUM-8000 PROPELLER PUMPS
 PUMP PERFORMANCE

31

369



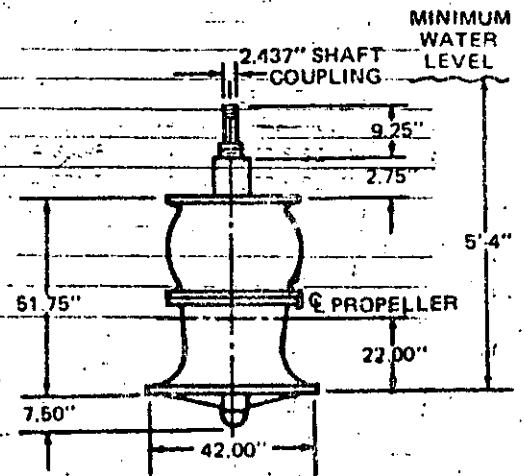
30"
 8312
 580
 RPM
 1
 STAGE

30"
 COLUMN
 30"
 FABRICATED
 STEEL
 ELBOW
 2 7/16"
 LINESHAFT
 3 1/2"
 ENCLOSING
 TUBE

DATA	VALUE
PUMP SHAFT DIAMETER	2.9375 IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	4.50 IN.
K _t (THRUST FACTOR)	185 LBS./FT.
K _a (TOTAL ROTOR WEIGHT)	310 LBS.
K _s (SETTING CONSTANT)	15.9 LBS./FT.
WK	185 LBS.-FT. ²
BOWL ASSEMBLY WEIGHT	2500 LBS.
EYE AREA: PROPELLER NO. A-330-F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-331-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-332-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-333-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO.	
PROPELLER NO.	

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

PUMP PERFORMANCE SHOWN IS BOWL ASSEMBLY WITH 10 FEET OF COLUMN INCLUDING A STANDARD ABOVE GROUND DISCHARGE ELBOW. ADDITIONAL COLUMN LOSSES SHOULD BE ADDED WHEN SETTINGS ARE DEEPER THAN 10 FEET AND/OR FOR OTHER DISCHARGE ARRANGEMENTS.



8000 PROPELLER PUMPS PUMP PERFORMANCE

30"
8312

580
RPM

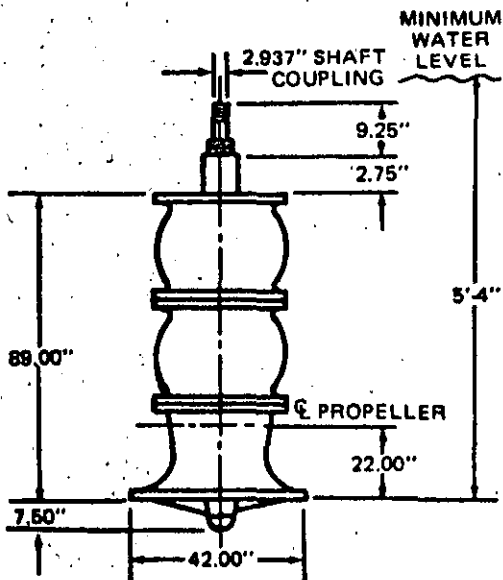
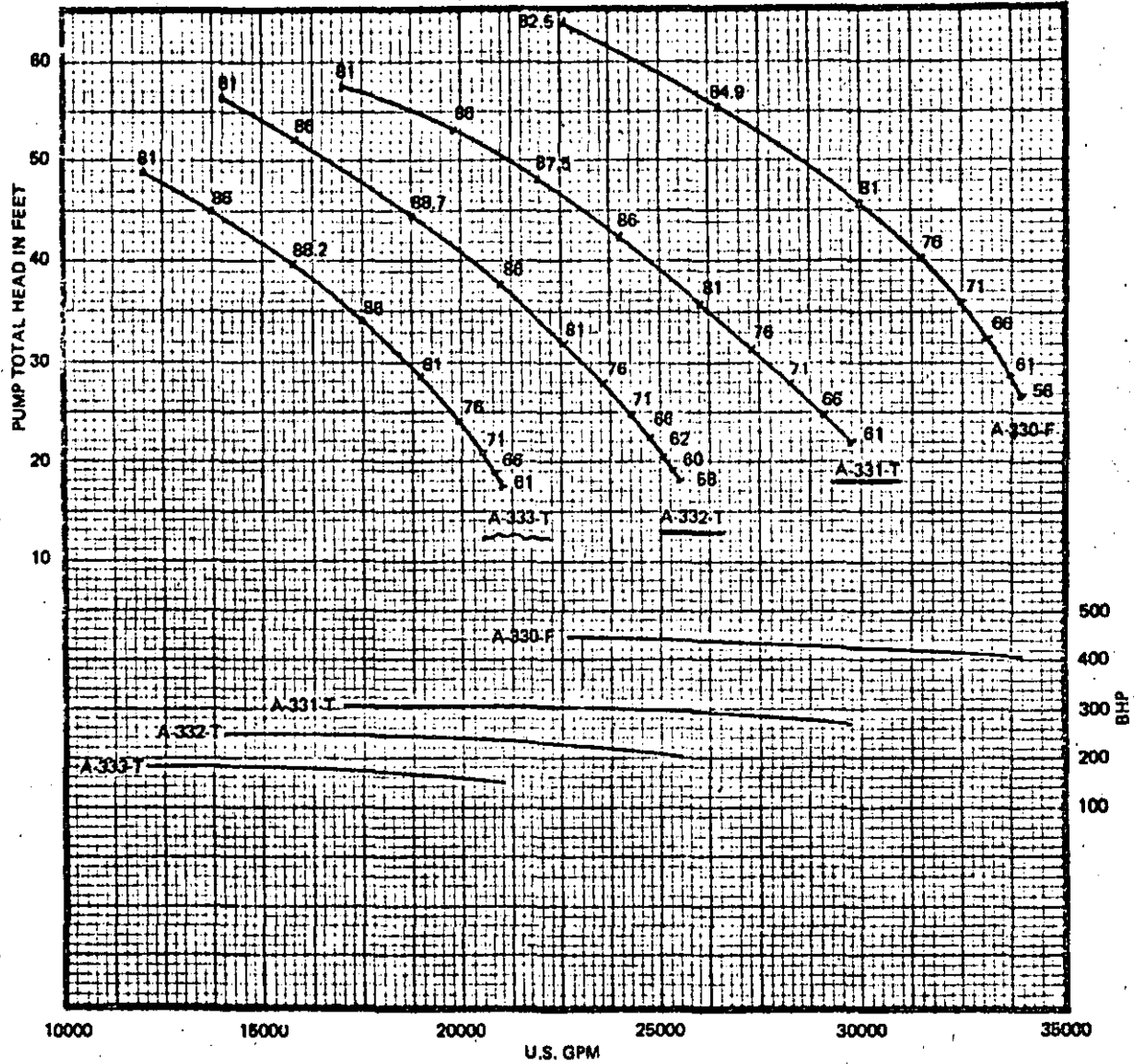
2
STAGE

30"
COLUMN

30"
FABRICATED
STEEL
ELBOW

2 15/16"
LINESHAFT

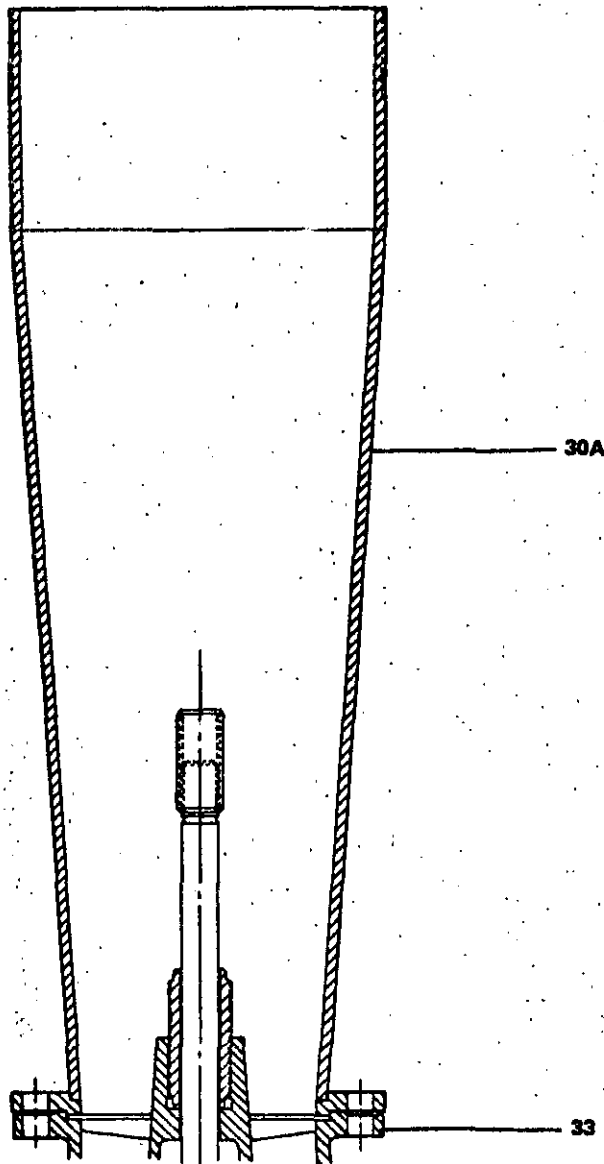
5"
ENCLOSING
TUBE



DATA	VALUE
PUMP SHAFT DIAMETER	2.9375 IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	4.50 IN.
K _t (THRUST FACTOR)	185 LBS./FT.
K _a (TOTAL ROTOR WEIGHT)	620 LBS.
K _s (SETTING CONSTANT)	23.0 LBS./FT.
WK ²	390 LBS.-FT. ²
BOWL ASSEMBLY WEIGHT	4300 LBS.
EYE AREA: PROPELLER NO. A-330-F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-331-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-332-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-333-T	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO.	
PROPELLER NO.	

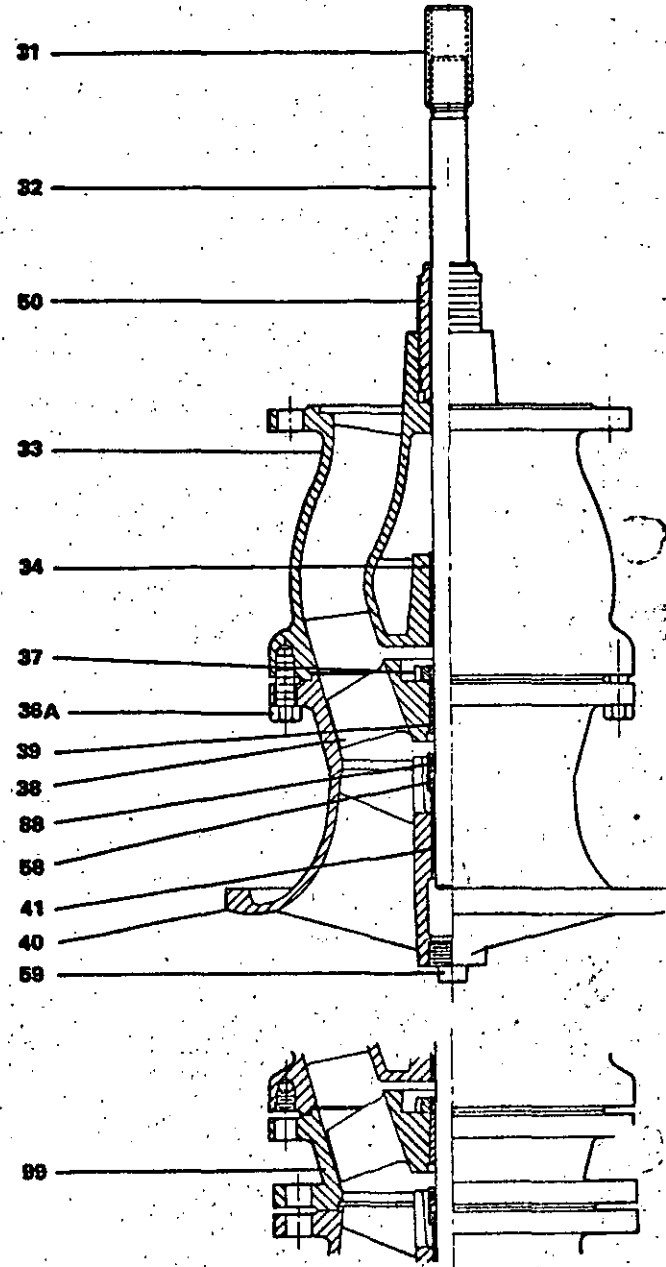
HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

PUMP PERFORMANCE SHOWN IS BOWL ASSEMBLY WITH 10 FEET OF COLUMN INCLUDING A STANDARD ABOVE GROUND DISCHARGE ELBOW. ADDITIONAL COLUMN LOSSES SHOULD BE ADDED WHEN SETTINGS ARE DEEPER THAN 10 FEET AND/OR FOR OTHER DISCHARGE ARRANGEMENTS.



COLUMN CONNECTION

10" 8312, 10" AND 12" COLUMN
12" 8312, 12" AND 14" COLUMN
14" 8312, 14" COLUMN



24" 8312 SINGLE STAGE
CONSTRUCTION

REF. NO.	DESCRIPTION
30A	DIFFUSER CONE
31	SHAFT COUPLING
32	PUMP SHAFT
33	DISCHARGE BOWL
34	DISCHARGE BOWL BEARING
38A	CAP SCREW
37	PROPELLER LOCK NUT
38	PROPELLER

REF. NO.	DESCRIPTION
39	PROPELLER LOCK COLLET
40	SUCTION BELL
41	SUCTION BELL BEARING
50	CONNECTOR BEARING
58	SAND CAP
59	SUCTION BELL PIPE PLUG
88	SET SCREW
98	BOWL SEAT SECTION



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

EXPOSITOR:

ING. JUAN MANUEL MARTÍNEZ GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE
CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

DEFINICIONES Y NOMENCLATURA

Definiciones de las partes constitutivas de una bomba. Estas partes dependen de su construcción y tipo por esta razón existe un sin número de piezas.

Extremo líquido
(todas las partes
en contacto con
el líquido)

Carcaza
Cabeza de succión
Impulsor
Anillos
Camisa de flecha
Jaula de sello
Sello

Elementos de so-
porte y transmi-
sión

Soporte
Flecha
Baleros
Tapas

Tamaño. El tamaño nominal de una bomba centrífuga se determina generalmente por el diámetro interior de la brida de descarga. Sin embargo, esta designación muchas veces no es suficiente puesto que no determina el gasto que puede proporcionar una bomba, ya que éste dependerá de la velocidad de rotación así como el diámetro del impulsor.

Sentido de rotación. El sentido de rotación de una bomba centrífuga puede ser:

- a) En el sentido de las manecillas del reloj.
- b) En el sentido contrario a las manecillas del reloj.

El punto de observación debe ser en una bomba horizontal cuando el observador está colocado en el lado del cople de la bomba.

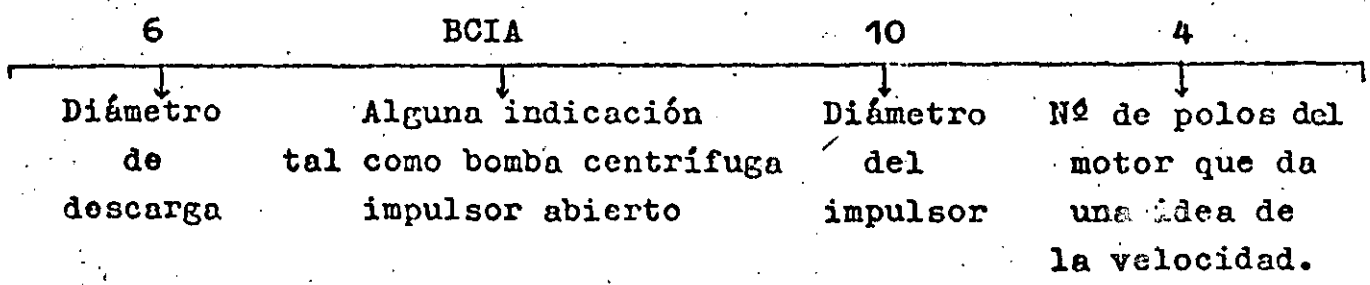
Lo mismo sucede en las bombas verticales en las cuales el observador debe colocarse mirando hacia abajo en la flecha superior de la bomba.

Clasificación de las bombas por el tipo de material de sus partes. Las designaciones del material frecuentemente usadas para bombas son:

- 1. Bomba estándar (fierro y bronce)
- 2. Bomba toda de fierro
- 3. Bomba toda de bronce
- 4. Bombas de acero con partes internas de fierro ó acero inoxidable.
- 5. Bombas de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas pueden construirse también de otros metales y aleaciones como porcelana, vidrio, hules, etc.

Las condiciones de servicio y naturaleza del líquido manejado determinarán el tipo de material que se usará. Para bombas de alimentación de agua potable la construcción más normal es la estándar de fierro y bronce.



MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S. A.

DIVISION HIDRAULICA

Parte	Bomba Estandar	Bomba toda de fierro	Bomba toda de bronce	Bomba de acero	Bomba de acero inoxidable
Carcaza	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Cabeza de Succión	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Impulsor	Bronce	Fierro	Bronce	Fierro, acero ó acero inoxidable	Acero inoxidable
Anillos de desgaste	Bronce	Fierro	Bronce	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Difusores	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Flecha	Acero	Acero	Acero	Acero con alto contenido de <u>car</u> bono	Acero inoxidable
Camisa de flecha	Latón	Acero ó acero inoxidable	Latón	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Prensaestopa y partes pequeñas	Bronce	Fierro	Bronce	Acero ó acero inoxidable	Acero inoxidable
Soporte de Baleros	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro

En el cuadro anterior se mencionan los materiales usados en las partes de una bomba horizontal, según la construcción de cada una de ellas.

Las bombas de pozo profundo usadas para alimentación de agua usan los siguientes materiales.:

- Tazones -- Fierro
- Impulsores -- Bronce
- Flechas de impulsor -- Acero inoxidable 13% Cr.
- Flechas de línea -- Acero al carbono
- Chumaceras -- Bronce
- Tuberías -- Acero
- Cabezal de descarga -- Fierro ó acero

En general, las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- a) Corrosión del líquido manejado.
- b) Acción electroquímica
- c) Abrasión de los sólidos en suspensión.
- d) Temperatura de bombeo.
- e) Carga de operación
- f) Vida esperada.

Un factor que puede afectar la selección de materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación. En los casos en que el aceite lubricantes pudie se contaminar el agua se usa lubricación por agua, teniéndose que usar entonces camisas de acero inoxidable y chumaceras de hule montado en soportes de chumacera de bronce.

Clasificación de las bombas por el tipo de succión.

Las bombas, de acuerdo con su tipo de succión, se pueden catalogar en:

- 1. Simple succión
- 2. Doble succión (ambos lados del impulsor)
- 3. Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba).
- 4. Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba).

5. Succión a presión (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde llega el líquido a presión).

Clasificación de la bomba por su dirección de flujo.

De acuerdo con la dirección del flujo las bombas se dividen en:

1. Bombas de flujo radial
2. Bombas de flujo mixto
3. Bombas de flujo axial.

C A R C A Z A

Función. La función de la carcaza en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Tipos.

Según la manera de efectuar la conversión de energía	{ Voluta { Simple Doble	
	{ Difusor	
Según su construcción	{ De una pieza	{ Por un plano Horizontal
	{ Partida	{ Por un plano Vertical Por un plano inclinado
Según sus características de succión	{ Simple Doble Succión por un extremo	{ Lateral Superior Inferior
*Según el número de pasos	{ De un paso De varios pasos	

La carcaza tipo voluta. Es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcaza donde conecta con la descarga

La carcaza tipo difusor. Consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro.

Construcción. La construcción de los diversos tipos de carcazas antes citadas cubre las siguientes etapas:

1. Diseño con la elaboración de los planos
2. Elaboración de modelos.
3. Selección de materiales
4. Fundición.
5. Maquinado.

Impulsores. El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:

- Tipo de succión
- Forma de las aspas
- Dirección del flujo
- Construcción mecánica
- Velocidad específica

Anillos de desgaste. La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor ó toda la carcaza, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza ó en el impulsor, ó en ambos.

Estoperos, empaques y sellos. La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a tra-

vés del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

Flechas. La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor.

En el caso de una bomba centrífuga horizontal, la flecha es una sola pieza ó lo largo de toda la bomba. En el caso de bombas de pozo profundo, existe una flecha de impulsores y después una serie de flechas de transmisión unidas por un cople, que completan la longitud necesaria desde el cuerpo de tazones hasta el cabezal de descarga.

Las flechas generalmente son de acero, modificándose únicamente el contenido de carbono, según la resistencia que se necesite. En el caso de bombas de pozo profundo las flechas de impulsores son de acero inoxidable con 13% de cromo, en tanto que las flechas de transmisión son de acero con 0.38 a 0.45 de carbono, rolado en frío y rectificado.

Cojines. El objeto de los cojinetes es soportar la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Por medio de un correcto diseño soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.

Los soportes pueden ser en forma de bujes de material suave, con aceite a presión que centra la flecha ó bien los baleros comunes y corrientes, que pueden ser de bolas en sus variantes de una hilera, dos hileras, autolineables, etc., ó bien pueden ser del tipo de rodillos.

Lubricación de los cojinetes. El lubricante que se use en los cojinetes depende de las condiciones específicas de operación. Cuando se maneja agua a temperatura ambiente, la grasa es el lubricante generalmente usado y sólo se maneja aceite cuando las bombas van a trabajar con líquidos muy calientes los cuales, al transmitir su calor a la flecha, podrían licuar la grasa.

Al usar grasa se deberá tener cuidado de no dejar los baleros sin ella, pero también de no sobrelubricarlos, ya que una cantidad excesiva de grasa impide que las bolas giren, presentando siempre el mismo plano de carga con el consbido aumento de temperatura que perjudica a los baleros.

Bases. Entre los elementos de soporte en una unidad existen:

- a) Soporte de baleros;
- b) Soporte de toda la bomba;
- c) Soporte del grupo de bomba-motor.

centrifugal pumps nomenclature

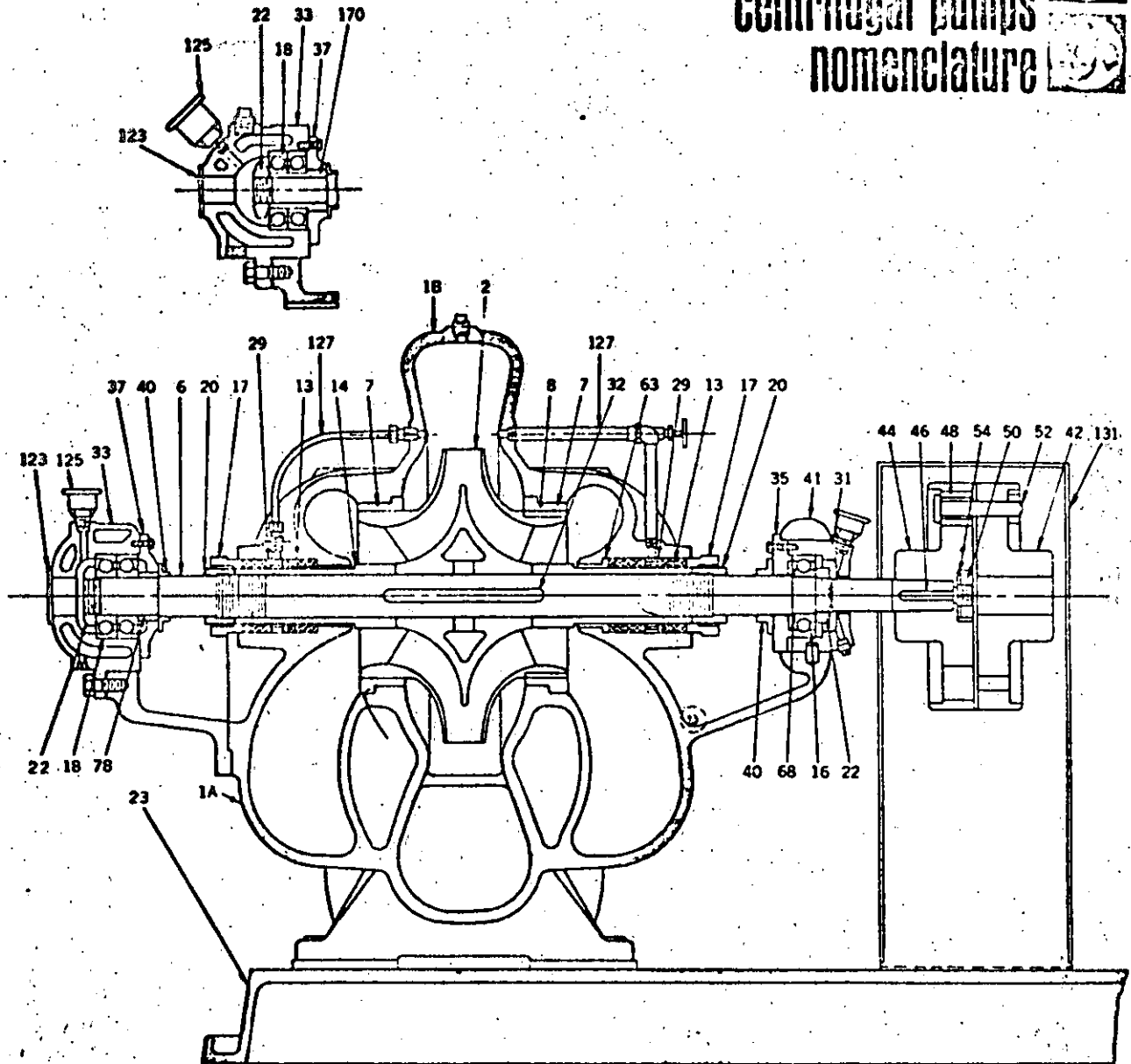
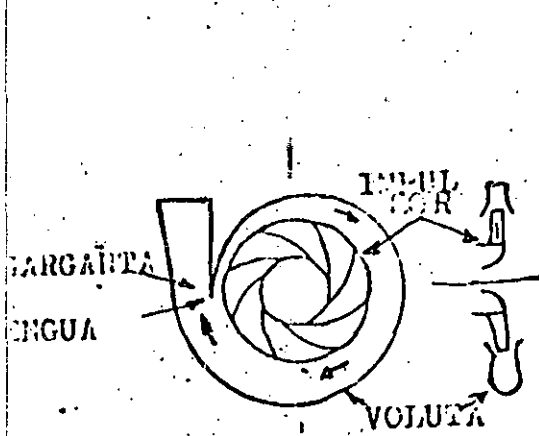


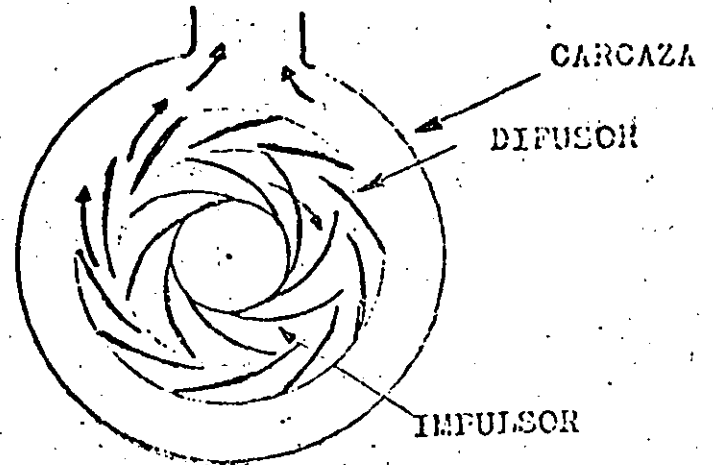
FIG. 6: BOMBA DE DOBLE SUCCION (PRIMERA PARTE)

- | | |
|--------------------------------|---------------------------------|
| 1A. CARCAZA, MITAD INFERIOR | 35. TAPA, BALERO, CAJA INTERNA |
| 1B. CARCAZA, MITAD SUPERIOR | 37. TAPA, BALERO, CAJA EXTERNA |
| 2. IMPULSOR | 40. DEFLECTOR |
| 6. FLECHA, BOMBA | 41. TAPON, BALERO, CAJA INTERNA |
| 7. ANILLO, CARCAZA | 42. MEDIO COPLER, MOTOR |
| 8. ANILLO, IMPULSOR | 44. MEDIO COPLER, BOMBA |
| 13. EMPAQUE | 46. LLAVE, ACOPLAMIENTO |
| 14. MANGUITO, FLECHA | 48. BUJE, ACOPLAMIENTO |
| 16. BALERO, CAJA INTERIOR | 50. TUERCA CANDADO, COPLER |
| 17. GLANDULA | 52. ESPIGA, PERNO, COPLER |
| 18. BALERO, CAJA EXTERIOR | 54. ARANDELA, COPLER |
| 20. TUERCA, MANGUITO FLECHA | 63. BUJE, CAJA DE EMPAQUE |
| 22. TUERCA CANDADO | 68. COLLARIN, FLECHA |
| 23. BASE | 78. ESPACIADOR, BALERO |
| 29. ANILLO DE LINTERNA | 123. TAPA, BALERO FINAL |
| 31. PORTA BALERO, CAJA INTERNA | 125. COPA, GRASERA |
| 32. LLAVE, IMPULSOR | 127. TUBERIA, SELLO |
| 33. PORTA BALERO, CAJA EXTERNA | 131. GUARDA COPLER |
| | 170. ADAPTADOR, BALERO |

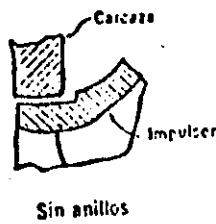
DIVISION HIDRAULICA



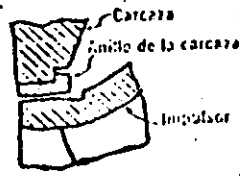
CARCAZA TIPO ESPIRAL O VOLUTA



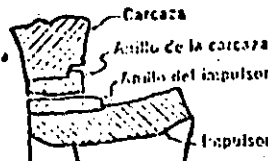
CARCAZA TIPO DIFUSOR



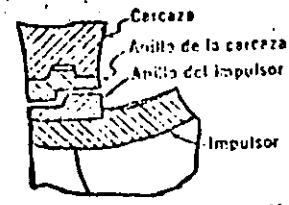
Sin anillos



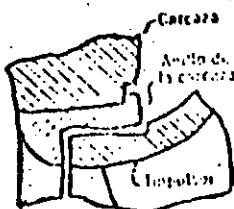
Anillo en la carcasa



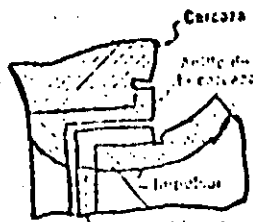
Des anillos (impulsor y carcasa)



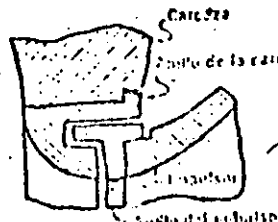
Anillos dobles con escalón



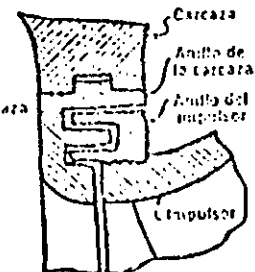
Anillo escalonado tipo I en la carcasa



Anillos en impulsor y carcasa ambos tipo I



Labirinto simple



Labirinto con doble anillo

24

PETROLEOS MEXICANOS

ESPECIFICACIONES GENERALES PARA
PROYECTO DE OBRAS

BOMBAS CENTRIFUGAS
NORMA 2.614.11

Primera Edición

1974

B DISEÑO

B.01 Generalidades

B.01.a Las bombas con motrices de velocidad constante, deben ser capaces de incrementar su carga manométrica cuando menos en un 5% de las condiciones nominales al ser instalado un impulsor de mayor diámetro. El punto de operación nominal de una bomba, debe estar como mínimo 5% abajo de la carga manométrica para la operación con impulsor de diámetro máximo.

B.01.b Los equipos de bombeo pueden ser diseñados de uno o varios pasos.

B.01.c Cuando la presión de succión nominal es mayor que 0 kg/cm² man (0 lb/pulg² man), o la presión diferencial exceda de 3.52 kg/cm² (50 lb/pulg²), la bomba debe diseñarse de tal manera que la presión sea mínima sobre el estopero.

B.01.d Cuando la bomba sea para operación continua y sea accionada por una motriz de velocidad variable, deberá diseñarse para operar a 105% de la velocidad nominal. Cuando sea para operación breve, para condiciones de emergencia, deberá diseñarse para operar a 120% de la velocidad nominal.

B.01.e La selección de las bombas deberá hacerse procurando que el punto nominal quede dentro de la máxima eficiencia.

B.02 Impulsores

B.02.a Los impulsores deberán ser de una pieza, con anillos de desgaste reemplazables, o cuando se especifique en la hoja de datos, los anillos de desgaste podrán ser integrales.

B.02.b Los impulsores deberán ser preferentemente de mamelones sólidos, para que posteriormente sean barrenados y maquinados.

B.02.c Las bombas no deberán suministrarse con el impulsor de diámetro máximo.

B.02.d Los impulsores deberán asegurarse a la flecha de la bomba por medio de cuñas, pernos o cualquier otro dispositivo apropiado; además, los impulsores en cantiliver deberán asegurarse a la flecha con contratuerca o por medio de un tornillo de cabeza con seguro y cuyo apriete sea en el sentido normal de rotación (Tornillo prisionero, arandela de cierre, etc.).

Bombas Centrífugas

B.03 Anillos de desgaste

- B.03.a** Las superficies en contacto de los anillos de desgaste, tendrán una dureza de 41.5 Rockwell "C" (400 Brinell) o mayor. Entre superficies opuestas deberán tener una diferencia de dureza de 4.5 Rockwell "C".
- B.03.b** Los anillos de desgaste renovables deberán ser fijados por cualquiera de los siguientes métodos: atornillados en sentido contrario al de rotación, bridados o roscados, a presión y sujetados con pernos, o con tres o más puntos de soldadura.
- B.03.c** Todas las bombas de proceso deberán diseñarse con anillos de desgaste reemplazables.

B.04 Juego entre elementos en rotación

- B.04.a** Para determinar el juego entre los anillos de desgaste y entre otros elementos en rotación, deben considerarse las temperaturas de bombeo, las condiciones de succión, las características del fluido manejado y las características de expansión y desgaste del material del anillo o de cualquier otro elemento.
- B.04.b** Para hierro fundido, bronce, acero endurecido con 11 a 13% de cromo, y materiales con características de desgaste similares, deberán usarse los siguientes juegos, para temperaturas hasta de 260°C (500°F).

Diámetro del Elemento Rotatorio		Juego Diametral
mm	(Pulg)	mínimo mm: (pulg)
Menos de 50.8	(Menos de 2.000)	0.2540 (0.010)
50.8 a 63.4746	(2.000 a 2.499)	0.2794 (0.011)
63.5 a 76.1746	(2.500 a 2.999)	0.3048 (0.012)
76.2 a 88.8746	(3.000 a 3.499)	0.3556 (0.014)
88.9 a 101.5746	(3.500 a 3.999)	0.4064 (0.016)
101.6 a 114.2746	(4.000 a 4.449)	0.4064 (0.016)
114.3 a 126.9746	(4.500 a 4.999)	0.4064 (0.016)
127.0 a 152.3746	(5.000 a 5.999)	0.4318 (0.017)
152.4 a 177.7746	(6.000 a 6.999)	0.4572 (0.018)
177.8 a 203.1746	(7.000 a 7.999)	0.4825 (0.019)
203.2 a 228.5746	(8.000 a 8.999)	0.5080 (0.020)
228.6 a 253.9746	(9.000 a 9.999)	0.5334 (0.021)
254.0 a 279.3746	(10.000 a 10.999)	0.5588 (0.022)
279.4 a 304.7746	(11.000 a 11.999)	0.5842 (0.023)

Para materiales que tengan mayor tendencia al desgaste, agregar 0.127 mm (0.005 pulg) a los juegos anteriores. Se deberán considerar en forma especial las tolerancias del juego, para las bombas con temperatura de operación de más de 260°C (500°F).

B.04.c Para bombas verticales los juegos de la tabla anterior no son aplicables en cojinetes fijos o bujes de interpaso, si los materiales usados son de poca tendencia al desgaste.

B.05 *Carcasas*

B.05.a Las carcasas deberán tener un espesor suficiente para soportar la máxima presión de descarga a la temperatura de operación, así como soportar la presión de prueba hidrostática a temperatura ambiente, debiendo tener un espesor adicional mínimo de 3 mm ($1/8''$) como margen por corrosión. Los esfuerzos de diseño para un determinado material, no deberán exceder a los valores indicados en la Sección VIII, División 1 del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión; para materiales fundidos, deberá aplicarse el factor especificado en el mismo código.

B.05.b De preferencia, las carcasas de todas las bombas de proceso deben ser radialmente partidas y soportadas a la altura del eje (centerline) de la bomba por medio de pedestales.

B.05.c Las bombas de proceso horizontales con carcasas bipartidas axialmente se aceptarán siempre y cuando sus condiciones de servicio estén dentro de cualquiera de las dos especificaciones siguientes:

1. Temperatura de bombeo menor de 204°C (400°F).
2. Líquidos tóxicos o inflamables con peso específico (densidad relativa) menor de 0.70.

B.05.d Las carcasas deberán estar provistas de orificios machueledos, con un diámetro mínimo de 19 mm ($3/4''$) y con tapón sólido de acero, para venteo y drenaje.

B.06 *Flechas y camisas*

B.06.a Las flechas deben ser diseñadas para soportar los esfuerzos de flexión y torsión combinados, propios de cada diseño y para la potencia total del motor, debiendo ser maquinadas en toda su longitud.

B.06.b Preferentemente las flechas para las bombas verticales deberán ser de una sola pieza; cuando las flechas no sean de

24

D.04 Los dispositivos, accesorios y equipos auxiliares de las bombas deberán estar protegidos para servicio a la intemperie.

E SISTEMAS DE LUBRICACION DE ACEITE PARA LOS COJINETES

E.01 Podrán usarse en los cojinetes de las bombas los sistemas de lubricación por circulación forzada o por salpicado. El sistema por salpicado se usará en bombas de relativa baja velocidad, mientras que para bombas de alta velocidad siempre se usará el sistema de circulación forzada.

E.01.a Lubricación por circulación forzada. El sistema de lubricación forzada deberá suministrarse para las bombas que así lo requieran y constará por lo menos de, bomba, recipiente, tubería e instrumentos de medición y control necesarios.

E.01.b Lubricación por salpicado. Las bombas que requieran sistema de lubricación por salpicado deberán estar equipadas con lubricadores de nivel constante, con indicador de nivel localizado fuera de la caja de la chumacera, en lugar visible y con el elemento usual de salpicado, que es el anillo lubricador.

F UNIDADES MOTRICES

F.01 Petróleos Mexicanos especificará en sus hojas de datos, el tipo de unidad motriz que accionará la bomba.

F.02 Motores eléctricos.

F.02.a Los motores eléctricos requeridos para cualquier bomba, deberán tener la potencia suficiente para accionar la bomba a través de sus límites de carga y capacidad con el impulsor proporcionado, sin sobrecargar al motor. La potencia nominal de los motores eléctricos, deberá ser igual a la potencia al freno correspondiente al punto de diseño de la bomba, multiplicada por el factor de servicio, o sea:

POTENCIA DEL MOTOR	% DE LA POTENCIA AL FRENO DE LA BOMBA
25 HP y menores	125
30 HP a 75 HP	115
100 HP y mayores	110

Bombas Centrífugas

25

F.02.b Los motores eléctricos deberán estar de acuerdo con las normas de Petróleos Mexicanos Núms. 2.346.01, 2.346.02, 2.346.13 y las de Seguridad Sección A.

F.03 Turbinas de vapor.

F.03.a Las turbinas de vapor seleccionadas deberán tener la capacidad suficiente para mover la bomba con la potencia al freno calculada a las condiciones nominales de operación, basándose en la eficiencia garantizada de la bomba. La potencia nominal de la turbina debe calcularse para las condiciones iniciales mínimas del vapor a la entrada de la turbina y a la máxima presión de escape que se especifique. Deberá preverse un incremento de 10% de la potencia al freno de la bomba, al diseñar y seleccionar la potencia nominal de la turbina.

F.03.b Las turbinas de vapor deberán estar de acuerdo con la norma de Petróleos Mexicanos No. 2.614.32.

F.04 Turbinas de gas.

F.04.a La potencia nominal de las turbinas de gas incluyendo su transmisión deberá ser como mínimo igual a la potencia al freno de la bomba.

F.05 Motores de combustión interna.

F.05.a Las potencias nominales de algunos motores de combustión interna están dadas por la carga que pueden desarrollar continuamente a la velocidad nominal de operación; para otros motores, por la potencia que pueden desarrollar en el banco de pruebas con la válvula de estrangulación completamente abierta. A los motores de tipo automotriz generalmente se les fija su capacidad nominal cuando desarrollan su máxima potencia en el dinamómetro de pruebas. Para servicio continuo, estos motores pueden operar satisfactoriamente a un 75 u 80% de su potencia nominal, por lo cual es necesario prever un incremento de 25% de la potencia al freno de la bomba al seleccionar la potencia nominal del motor, considerando en estos casos, transmisión directa.

F.06 Al seleccionar la potencia para la unidad motriz debe tomarse en cuenta lo siguiente:

F.06.a El motor seleccionado debe ser de una potencia nominal igual a la potencia al freno calculada de la bomba, con el impulsor de diseño y los factores indicados en los párra-

fos F.02 al F.05 anteriores, o con la máxima potencia al freno de la bomba con el impulsor de diseño, el que sea menor de los dos.

F.06.b Cuando la máquina motriz sea turbina de gas o motor de combustión interna, hay que considerar la presión barométrica y la temperatura del lugar en donde va a operar.

G PRUEBAS

G.01 En la hoja de datos se indicará cuáles de las siguientes pruebas deberán efectuarse; éstas se efectuarán con o sin testigo, según lo especifique Petróleos Mexicanos.

G.01.a Prueba hidrostática.

G.01.b Prueba de comportamiento.

G.01.c Prueba de carga neta positiva de succión (NPSH).

G.01.d Pruebas de fábrica.

G.02 La prueba de carga neta positiva de succión (NPSH) deberá efectuarse con agua, y el resultado, transformarse al equivalente del líquido que se manejará.

G.03 La prueba hidrostática deberá hacerse con las siguientes especificaciones:

<i>Material de la carcasa</i>	<i>Presión mínima de prueba</i>
Carcasas con corte vertical de bronce, ni-resist fierro fundido.	1.5 veces la presión máxima de descarga.
Carcasas con corte vertical de acero al carbono, acero de aleación, monel.	2 veces la presión máxima de descarga.
Carcasas de corte horizontal, de todos los materiales.	1.5 veces la presión máxima de descarga.

Nota. Todas las pruebas hidrostáticas deberán mantenerse por un periodo mínimo de 30 minutos, sin variación de la presión.

G.04 En la prueba de comportamiento completa se determinará; carga, capacidad y potencia a velocidad constante, determinando puntos de uno a otro extremo de la curva de la bomba con el impulsor de diseño.

G.05 Petróleos Mexicanos solicitará y verificará las pruebas y certificados que juzgue necesarios.

Bombas Centrífugas

H GARANTIAS

- H.01** El fabricante garantizará por escrito que la bomba que propone, satisface el diseño y las condiciones de operación solicitadas en la hoja de datos.
- H.02** El fabricante garantizará la bomba y partes componentes contra defectos de material, mano de obra y fallas en operación normal, por un período mínimo de un año después de ser puesta en operación.
- H.03** El caso de fallas de lo estipulado anteriormente, el fabricante reemplazará o corregirá las fallas del equipo, sin cargo para Petróleos Mexicanos.

I REQUISITOS PARA LA ADQUISICION

I.01 Generalidades

- I.01.a** Cuando se especifique, las bombas se suministrarán con sus máquinas motrices como una unidad.
- I.01.b** Cuando únicamente se adquiriera la bomba, a solicitud de Petróleos Mexicanos, ésta deberá suministrarse con base para recibir la motriz, con el cople especificado.
- I.01.c** Con cada bomba deberán presentarse las curvas características. (Potencia, capacidad, rendimiento, NPSH).
- I.01.d** En la hoja de datos se indicará el flujo mínimo necesario para prevenir pérdidas en succión, sobrecalentamiento, vibración o cualquier otro daño al equipo.
- I.01.e** En las bombas horizontales, el fabricante proporcionará una base común para la bomba y la motriz.
- I.01.f** Las bombas deberán proporcionarse con toda la herramienta especial necesaria para armar y desarmar las unidades.
- I.01.g** Todo el equipo deberá estar protegido para su almacenamiento a la intemperie para un período mínimo de seis meses antes de la operación.

I.02 Información proporcionada por el fabricante antes de colocar la orden de compra

- I.02.a** Hoja de datos conteniendo la siguiente información:
 1. Nombre del fabricante, tipo y tamaño de la bomba.
 2. Condiciones de operación.
 - Capacidad normal.
 - Capacidad de diseño.
 - Presión de descarga.

PROYECTO ESPECIAL DE INVESTIGACION Y DESARROLLO DE MATERIALES

APENDICE E

MATERIALES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS

TABLA E-1 MATERIALES PARA LAS PARTES DE BOMBAS CENTRIFUGAS

PARTE	CLASE DE MATERIAL		NUMERO DE SERVICIO								MATERIAL DE CARCASA / INTERIORES				
	1-1	1-2	1-3	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5	2-6	2-7	2-8	2-9	2-10	2-11	2-12
CARCASA EXTERIOR	ACERO	ACERO	BRONCE	ACERO	ACERO	ACERO	ACERO	ACERO	ACERO	ACERO	12% C	12% C	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
PARTES INTERNAS (PASOS, BUJES, IMPULSOR)		BRONCE		ACERO FUNDIDO	NI-NIST	ACERO FUNDIDO				12% C			INOXIDABLE 18-8		
IMPULSOR						ACERO AL CARBONO				12% C					
ANILLO DE DESGASTE DE LA CARCASA						NIERO FUNDIDO				12% C			INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO	INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO	
ANILLO DE DESGASTE DEL IMPULSOR													INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO	INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO	
FLECHA (VER NOTA 8)	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
CAMISA DE LA FLECHA CUANDO SE USAN EMPACES	ACERO AL CARBONO 12% C	BRONCE	BRONCE	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	ACERO AL CARBONO 12% C	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
CAMISA DE LA FLECHA CUANDO SE USAN EMPACES	INOXIDABLE 18-8	BRONCE	BRONCE	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
BUSE DE ENTRADA Y REGULACION	ACERO FUNDIDO	BRONCE		ACERO FUNDIDO	NI-NIST	ACERO FUNDIDO				12% C	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
CAMISA ENTRE PASOS										12% C	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
BUJES ENTRE PASOS										INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
ANILLO LINTERNA (LA BOMBA TIENE ENCHAFETADO)										INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
PRESA (EMPAQUE CUANDO NO EMPACADO) / BOMBA DE ASIENTO (EN BOMBAS MECANICAS)		ACERO AL CARBONO								INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
YORNILLOS Y BORNILLOS DEL PROYECTOR (LA BOMBA TIENE ENCHAFETADO)										INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
YORNILLO DE LA CARCASA										INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	INOXIDABLE 18-8	
JUNTA DE LA CARCASA	COMpuestos A BASE DE ASBESTO					INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO DE ASBESTO (NOTA 9)					TEFLON (NOTA 10)	INOXIDABLE 18-8 ENCHAFETADO DE ASBESTO (NOTA 9)			



Manufacturera Fairbanks Morse, S.A.

AV. CUAUHTÉMOC 1938 - MÉXICO 13, D. F. - TELEX 017-72-468
TELÉFONO 989-12-33 CON 5 LÍNEAS

20

BOMBAS CONTRA INCENDIO

I- GENERALIDADES .

1) Usos:

- Protección de edificios o propiedades contra daños por incendios.
- Cuotas bajas en Compañías Aseguradoras.

Aprobaciones. Fairbanks Morse.

- National Board of fire Underwriters NBFU cuya división de ingeniería es: "Underwriters Laboratories"
- Factory Mutual Insurance Co. (F.M.)
- Para bombas horizontales y verticales.

Standares

G.P.M. 500, 750, 1000, 1500, 2000, 2500

PSI 100, 125, 150

B C 1

II CONTROLES .

- Se requiere tablero para operación "automático", "manual", "fuera".
- Arrancador con capacidad para operar a 300% de la plena carga del motor en todas sus fases.
- Tablero para operar bomba eléctrica, de combustión y jockey.
- Deberán ser ensamblados y probados en fábrica.
- Cutler Hammer, Clark, Lexington aprobados.

- 2 -

Accesorios.

- Cargador de baterías.
- Precalentador.
- Arranque a control remoto eléctrico o electrónico.
- Programador automático de pruebas (semanal)
- Foco pilotos indicando "abierto", "cerrado" o "potencia disponible".
- Alarma audible y/o visible en caso de arranque bomba - eléctrica, fallas ó que no arranque un equipo cuando es llamado (después de 5 a 7 intentos).
- Alternador automático para uso de baterías cambiando a la otra cuando el voltaje sea menor del 60° normal, e indicación de batería inservible.

B C I

III- BOMBAS HORIZONTALES.Requerimientos.

- 1) Proporcionar el 150% del gasto nominal a 65% de la carga ó más.
- 2) Prueba hidrostática igual a 2 veces la presión de trabajo y mínimo 250 psi.
- 3) Presión de Shutoff preferentemente no exceda 120% de la carga nominal.
- 4) El motor no deberá sobrecalentarse en ningún punto de operación en la curva de la bomba.
- 5) Acoplamiento directo (no poleas ni bandas.)

- 3 -

6) Motores eléctricos 15% factor de servicio.

B C I

IV- BOMBAS VERTICALES.

Usos.- Cuando no es posible o práctico utilizar una horizontal.

Requerimientos

- 1) 150% del gasto a 65% ó más de presión.
- 2) Motor no deberá sobrecargarse en ningún punto de operación.
- 3) Shut off preferentemente no exceda 140% de la carga.
- 4) Vel recomendada 1800 R.P.M.
- 5) Prueba hidrostática hecha al Shut off máximo y nunca menor de 250 psi.
- 6) Descarga sobre la superficie (recomendado.)
- 7) Máxima longitud de columna 10'.
- 8) Lubricación agua ó aceite, excepto cuando la distancia entre cabezal y nivel estático sea mayor de 50', entonces se requiere lubricación aceite.
- 9) Se recomienda colador canasta material no ferroso aunque también puede ser cónico.
- 10) Se sugiere para una buena instalación que el cuerpo de tazonos quede sumergido 10' bajo el nivel de bombeo operando a 150% del gasto.
- 11) En caso de cárcamos se recomienda que la sumergencia mínima sea incrementada en 1 pie por cada 1000 de elevación sobre nivel del mar.

- 4 -

B C I

V MOTOR DIESEL

- Se acoplará directamente a la bomba (sin clutch) por medio de una flecha corta.
- Sistema de enfriamiento por medio de intercambiador de calor.
- Cableado Especial para operar Automáticamente y con doble banco de Baterías.
- La potencia del motor deberá de exceder el 20% de los BHP requeridos en el punto de mayor consumo.
- A la curva de potencia del motor que se encuentra cableado al nivel del mar deducir 5% por cada 300 mts. de altura sobre el nivel del mar.
- En los casos que se requiera el uso de una transmisión de engranes deberá incrementarse la potencia para compensar las pérdidas correspondientes.
- Se recomienda la instalación de un precalentador termostático para mantener el agua de enfriamiento a una temperatura no menor de 50 grados.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

CLASES Y TIPOS DE BOMBAS

- CONTINUACION -

EXPOSITOR:

ING. JUAN MANUEL MARTÍNEZ GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

TYPICAL APPLICATIONS

● INDUSTRIAL WASTE

● RAW SEWAGE

● SLUDGE

● SLURRIES

● STRINGY TRASH

VERTICAL NON-CLOG SUBMERSIBLE SUMP PUMPS FIGURE 5430AW

The FAIRBANKS MORSE FIGURE 5430AW is a compact, all-in-one submersible non-clog pump and motor unit having a common shaft. The motor and pump are installed as one assembly and alignment difficulties are completely eliminated. Totally enclosed oil sealed ball bearing induction motor is fully protected. Simplicity of the submersible permits quick installation in any sump or pit. With watertight plug-in electrical connection, just one piping connection to make.

Specifications

Capacity	to	2000 G.P.M.
Head	to	150 FT.
Horsepower	to	40 H.P.

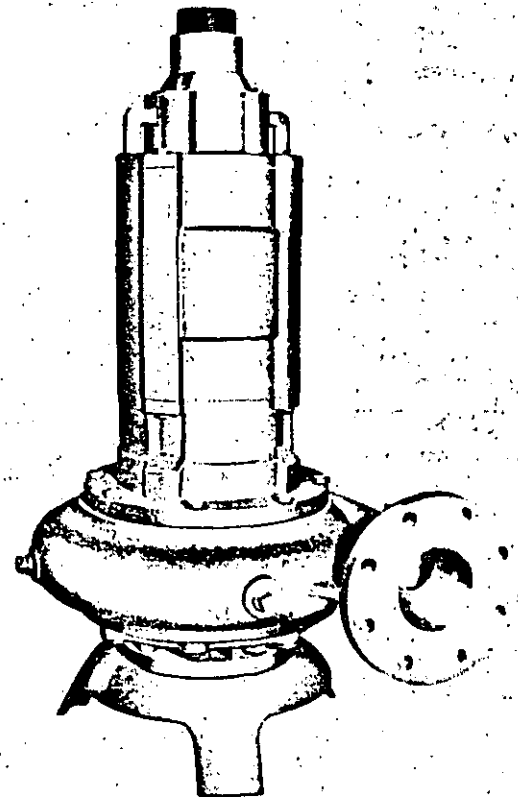
CASING — High strength cast iron with specially designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller.

IMPELLER — Unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids.

SHAFT — One-piece motor and pump shaft is ground and turned from high-grade stainless steel.

BASE — Entire pump is supported by a rugged, cast iron base. Tripod design eliminates shimming normally required for uneven floors.

MOTOR — Corrosion resistant cast iron frame and end shields with stainless steel hardware. All leads are epoxy sealed. Two seals provide double protection for electrical parts. Normally these motors are rated for continuous duty submerged in liquids containing a maximum solid content 10% by weight to 90% liquid. Designed for use in hazardous environments, motors carry an Underwriters Laboratories Class 1, Group D label and are rated as "suitable for sump pump applications - 15 minutes duty in dry air." Motors are rated thermally to NEMA MG1-12.42. Thermal protection is standard. Insulation is a special compatible Class B rated system with Class F components for long life, trouble free operation. Complete line includes single phase motors from 3/4 to 5 H.P. 115/230 volt, and polyphase motors from 1/2 to 40 H.P. 200, 230/460, 575 volts. Motor supplied with thirty feet of multi-conductor cable with ground wire as standard. Meets state and local codes. Threaded extension is cast into top of frame to permit installation of armored covering or conduit. Leads are reconnectable for dual voltage.



THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous material than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse non-clog pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.



Colt Industries

Fairbanks Morse

model 5440B

VERTICAL CLOSE-COUPLED
NON-CLOG PUMP ²

SEWAGE • PACKING WASTES
SLURRIES • DRAINAGE
FOODS • PULP AND PAPER

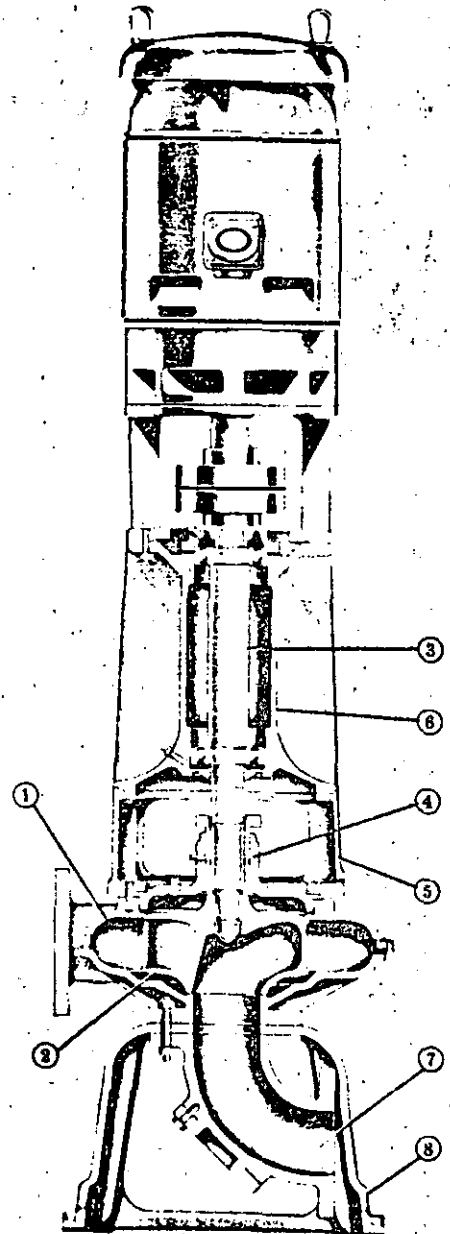
specifications

- 1. CASING**—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have handholes for inspection and clean-out.
- 2. IMPELLER**—Unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance. The impeller is supplied with a taper-bore for quick removal.
- 3. SHAFT**—turned and ground to accurate dimensions from high-grade alloy steel, furnished with corrosion and wear resistant 450 Brinell Supard stainless sleeves through the stuffing box.
- 4. STUFFING BOX**—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.
- 5. ADAPTOR**—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving assembly.
- 6. FRAME**—rotating assembly is supported on heavy duty ball bearings in a precision bored frame. Snap rings and shims are provided for external adjustment at the thrust bearing. Bearings are grease lubricated and protected against dust and moisture contamination. Grease fittings are completely accessible. Frame is of barrel and cross ridge flanged construction to maintain alignment between pump and driver and to eliminate vibration. Frame sizes are selected to match the liquid end to the drive motor.
- 7. SUCTION ELBOW**—matches American Standard flanged fitting dimensions. Available either as a constant diameter or increaser elbow. Bolted inspection covers, conforming to elbow contour, are of standard construction to permit ease in cleaning pump and suction pipe.
- 8. BASE**—entire pump is supported by a rugged one piece cast base with reinforced machined lugs for bolting to the foundation, and machined surfaces to assure a rugged installation.



THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse trash pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.

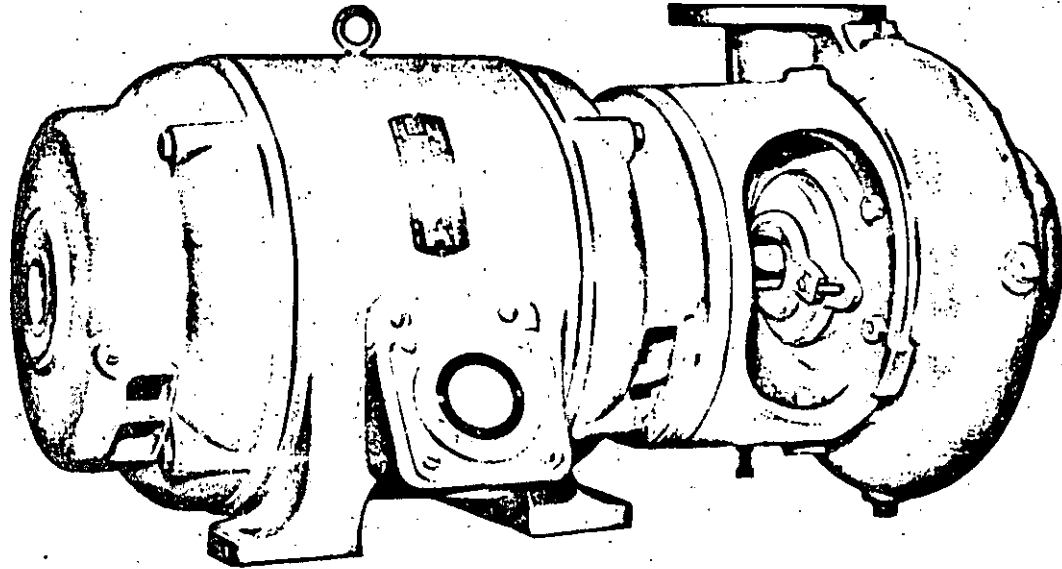


Colt Industries



**HORIZONTAL
BILTOGETHER
NON-CLOG PUMPS
FIGURE 5450B**

3



specifications

1. **CASING**—high strength cast iron with specially-designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller. All pumps have holes for inspection and cleanout.

2. **IMPELLER**—unique, enclosed non-clog type, cast in one piece and specifically designed to pass large solids and unscreened liquids. Clearance between rotating and stationary parts is adjustable to provide sustained performance.

3. **SHAFT**—one-piece motor and pump shaft is ground and turned from high-grade alloy steel, furnished with corrosion and wear resistant stainless steel sleeves through the stuffing box.

4. **STUFFING BOX**—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.

5. **ADAPTOR**—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving assembly.

6. **MOTOR**—horizontal design custom manufactured for Fairbanks Morse. Available in weather-proof, totally-enclosed, fan cooled or explosion proof construction.

THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more fibrous trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse trash pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.



Fairbanks Morse Pumps

TYPICAL APPLICATIONS

- INDUSTRY
- MUNICIPAL
- IRRIGATION
- BOOSTER SERVICE
- POWER GENERATION
- PETROLEUM
- TRANSFER SERVICE
- MARINE

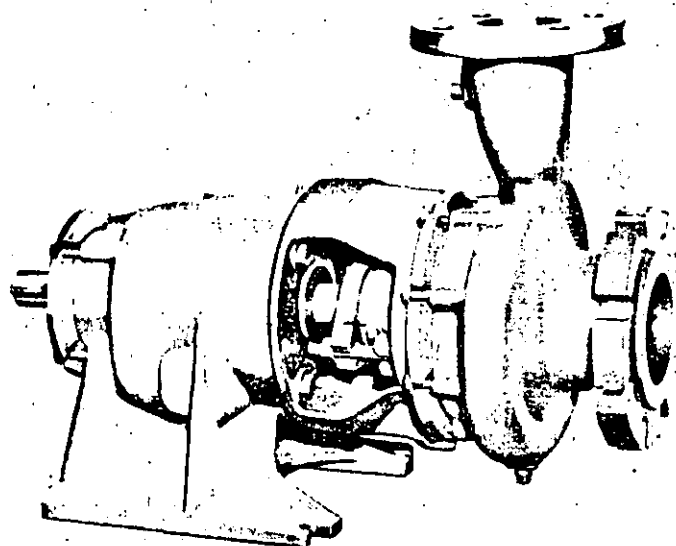
HORIZONTAL FRAME MOUNTED END SUCTION PUMPS FIGURE 5520R

The FAIRBANKS MORSE FIGURE 5520R end suction pumps have several unique features. It is the combination of these features into a superior design that makes these pumps the most outstanding and highly efficient of their type available today.

The benefits of Fairbanks Morse experience and reputation are inherent in the precision manufacture, efficient design, dependable and rugged construction.

Specifications

Capacity	to 1000 G. P. M
Head	to 500 FT.
Size	to 4" Discharge



CASING — High strength cast iron casing with centerline discharge. Back pull-out design eliminates need to disturb piping connections. Hydraulically designed to minimize radial loads. Casing is slotted to provide faster bolting to adaptor. Casing rings available as an optional feature.

IMPELLER — Cast bronze enclosed impeller is designed for high efficiency and low NPSH requirements. Keyed to shaft and secured axially by a self-locking capscrew. Impeller wearing rings available as an optional feature.

FRAME — Heavy cast iron frame especially proportioned for quiet, vibration free operation. Suitable for direct or belt drive. Precise machining of bearing bores and rabbet fits assure concentricity and alignment necessary for long bearing and packing or seal life. Slotted feet speed up removal from base whenever maintenance is required.

BEARINGS — Heavy duty, single row, deep groove ball bearings guarantee maximum bearing life.

SHAFT — Extra heavy high grade steel shaft minimizes shaft deflection. Accurately ground and turned to finished dimension. Shaft meets dimensional requirements of Hydraulic Institute and NEMA for maximum interchangeability.

SHAFT SLEEVE — The shaft sleeve is constructed of stainless steel. The sleeve can be furnished hardened as an option. The sleeve is secured to the shaft by Loc-tite for positive drive and sealing against leakage between shaft and sleeve. Easily removed if ever necessary without special tools. Loc-tite provides excellent protection against corrosion of the shaft under the sleeve and simplifies sleeve replacement.

STUFFING BOX — Graphited asbestos packing is furnished as standard. Construction permits installation of optional mechanical seal without additional machining or change-over of major parts.

LUBRICATION — Grease lubrication is furnished as standard construction. Optional oil lubrication accomplished by a ring oil spray system which continually distributes lubricant to the bearings. Constant level oilers provide reservoir for oil lubricated systems.



Colt Industries
Fairbanks Morse
Pump Division

Fairbanks Morse Pumps

TYPICAL APPLICATIONS

- INDUSTRY
- MUNICIPAL
- IRRIGATION
- BOOSTER SERVICE
- POWER GENERATION
- PETROLEUM
- TRANSFER SERVICE
- MARINE

HORIZONTAL BILTTOGETHER END SUCTION PUMPS FIGURE 5550R

The FAIRBANKS MORSE FIGURE 5550R end suction pumps have several unique features. It is the combination of these features into a superior design that makes these pumps the most outstanding and highly efficient of their type available today.

The benefits of Fairbanks Morse experience and reputation are inherent in the precision manufacture, efficient design, dependable and rugged construction.

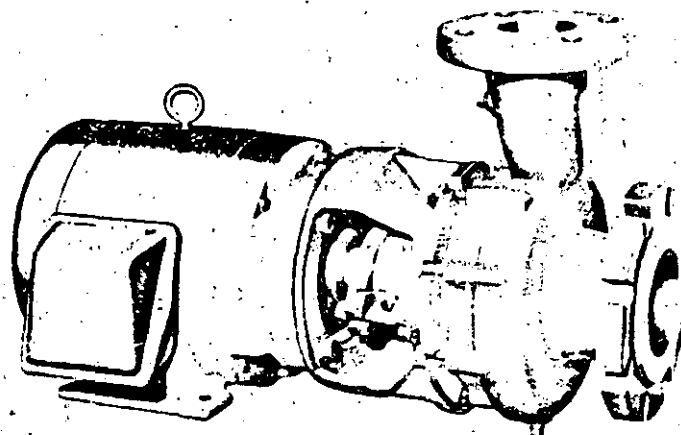
Specifications

Capacity	to 1000 G. P. M.
Head	to 500 FT.
Size	to 4" Discharge

CASING — High strength cast iron casing with centerline discharge. Back pull-out design eliminates need to disturb piping connections. Hydraulically designed to minimize radial loads. Casing is slotted to provide faster bolting to adaptor. Casing rings available as an optional feature.

IMPELLER — Cast bronze enclosed impeller is designed for high efficiency and low NPSH requirements. Keyed to shaft and secured axially by a self-locking capscrew. Impeller wearing rings available as an optional feature.

MOTORS — Bilttogether 5550R models use the new Hydraulic Institute — NEMA standard close coupled pump motors except for the 140T and 180T frames. Up-to-date rerated motor frames assure optimum performance and availability. 140T and 180T frame 5550R pumps are specified with 5½" long shafts to maintain the lowest practical shaft deflection. Standard motors are 230/460 volt, open dripproof with options offered for TEFC and explosion proof enclosures.



SHAFT SLEEVE — The shaft sleeve is constructed of stainless steel. The sleeve can be furnished hardened as an option. The sleeve is secured to the shaft by Loc-tite for positive drive and sealing against leakage between shaft and sleeve. Easily removed if ever necessary without special tools. Loc-tite provides excellent protection against corrosion of the shaft under the sleeve and simplifies sleeve replacement.

STUFFING BOX — Graphited asbestos packing is furnished as standard. Construction permits installation of optional mechanical seal without additional machining or change-over of major parts.

ADAPTER — One piece backhead, stuffing box and casing to frame adapter further insures accurate concentricity and alignment.



Colt Industries
Fairbanks Morse
Pump Division



GENERAL: Highly efficient horizontal-end suction ball bearing pump. Available with flexible coupling and base for mounting of motor. Figure 5521JR features semi-open impeller design. Figure 5522CR for higher pressure service is enclosed impeller design with hydraulic balance chamber.

CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 35) with 125 lb. ASA flanged suction and discharge openings. Designed hydraulically to minimize radial loads. Back pull-out design—no need to disturb piping or driver. Gauge vent and drain taps are standard. Slots for casing to adapter bolting for proven faster, easier maintenance. Top discharge is standard and rotation is clockwise from coupling end.

IMPELLER: The impeller is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 35). It is keyed to the shaft and secured by a self locking capscrew.

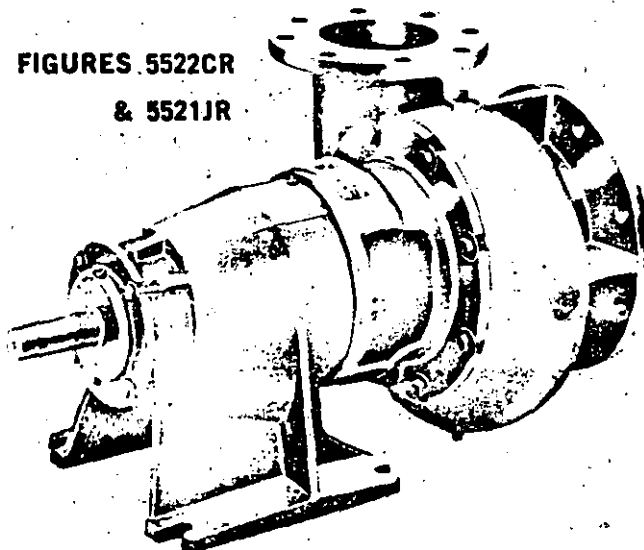
Figure 5521JR pumps are semi-open impeller design particularly suited but not restricted to liquids which contain abrasive solids. Abrasive wear is distributed over the large diametrical area swept by the vanes reducing the effect on performance. New pump performance can be regained by a simple axial adjustment of the impeller.

Figure 5522CR pumps are enclosed impeller design for higher head pumping. A balance chamber on the backside of the impeller reduces stuffing box pressure for better packing life and reduces axial thrust for increased bearing life.

FRAME: Heavy cast iron frame designed for quiet vibration free operation. Suitable for direct or belt drive. Precise machining of bearing bores and rabbet fits assure concentricity and alignment necessary for long bearing and packing or seal life.

ADAPTER: One piece backhead, stuffing box and casing to frame adapter further insures accurate concentricity and alignment.

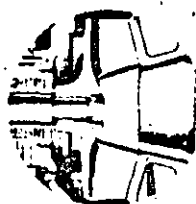
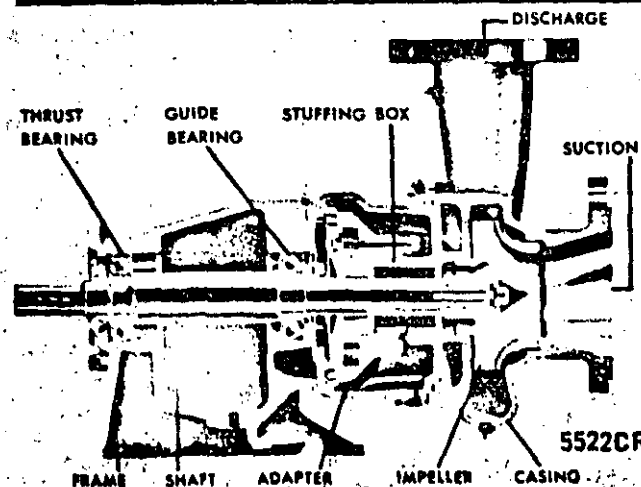
FIGURES 5522CR
& 5521JR



SHAFT and BEARINGS: .002" maximum shaft deflection at stuffing box face for greatest packing and seal life. Two year minimum rated bearing life—average bearing life is 5 times minimum life. High grade steel shaft (AISI C1141) precision machined. Pump end shaft dimensions per Hydraulic Institute-NEMA standards for maximum interchangeability. Grease lubrication with pressure fitting at each bearing standard. Optional oil lubrication accomplished by a ring oil spray mist system which continually distributes fresh lubricant to the bearings.

SHAFT SEALING: Packed box—Heavy split cast iron glands. Removable gland bolts give unobstructed access for repacking. Graphited asbestos packing on stainless steel shaft sleeve provides exceptional service life.

Mechanical Seal—John Crane Type 21 material code BPCI mounted on stainless sleeve with solid gland. Conversion to packing requires only the packing materials.



5522CR

5521JR

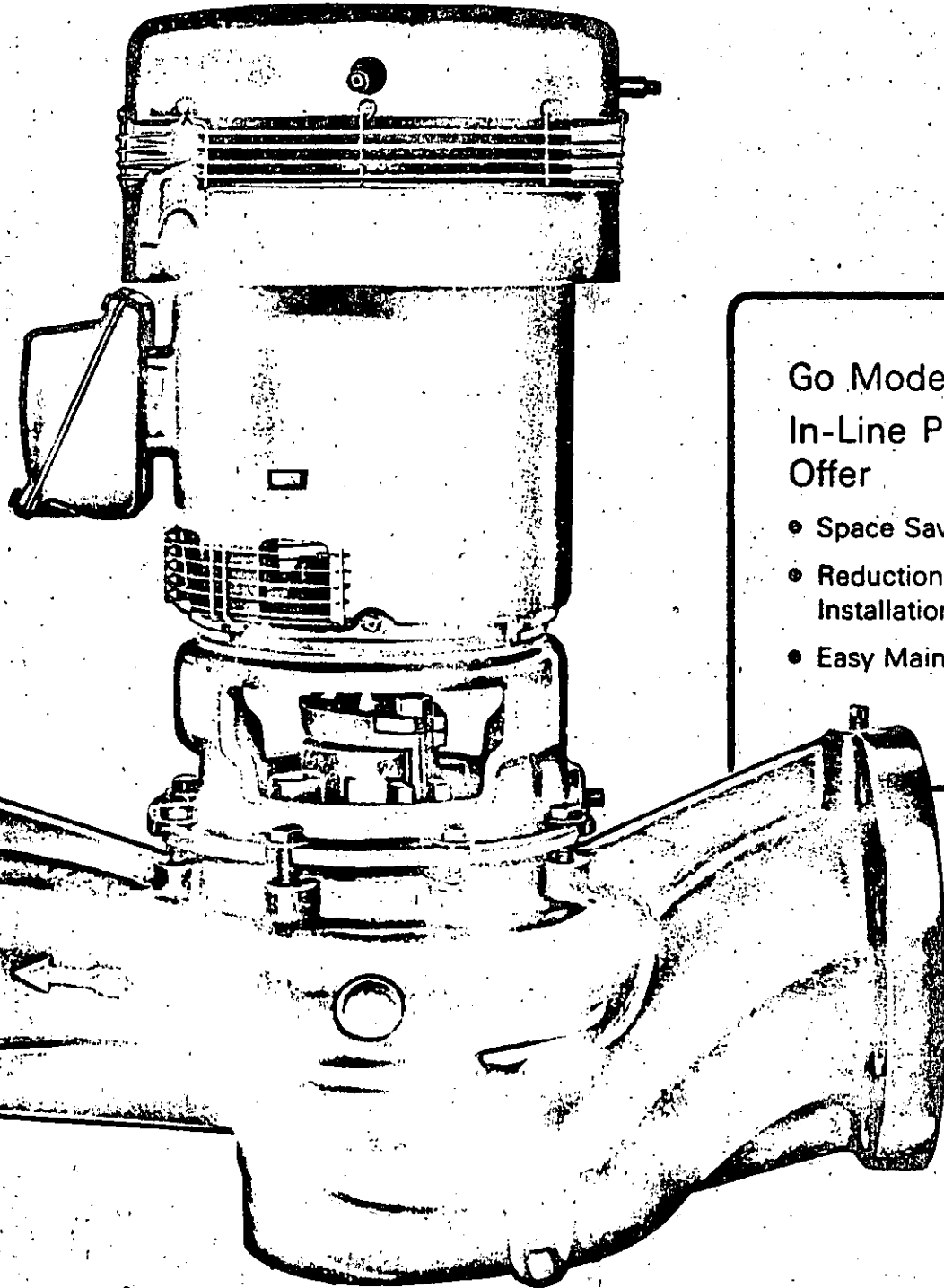
TYPICAL APPLICATIONS

- Bakeries
- Breweries
- Canneries
- Condensate Return
- Coolant
- Cooling Towers
- Irrigation
- Laundries
- Paper Mills
- Spray Booths
- Swimming Pools

Colt Industries



IN-LINE
PUMPS
5530R



Go Modern...
In-Line Pumps
Offer

- Space Savings
- Reduction In
Installation Costs
- Easy Maintenance

Colt Industries



Fairbanks Morse
Pump & Electric Division

MODEL 5520N 8
FRAME MOUNTED
PUMPS

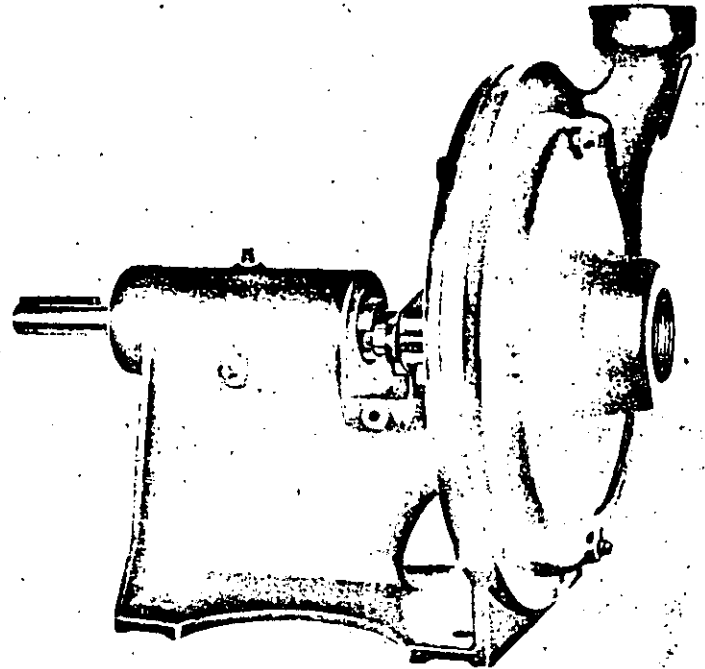
GENERAL:

Simplicity of Design.....
economically priced.....
quality built.....
Highly efficient.....

Horizontal endsuction centrifugal pump. The enclosed impeller does not require periodic adjustment to restore performance. Available with flexible coupling and base for mounting of motor.

CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 25) with suction and discharge openings tapped for standard pipe thread connections. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 50 p.s.i.

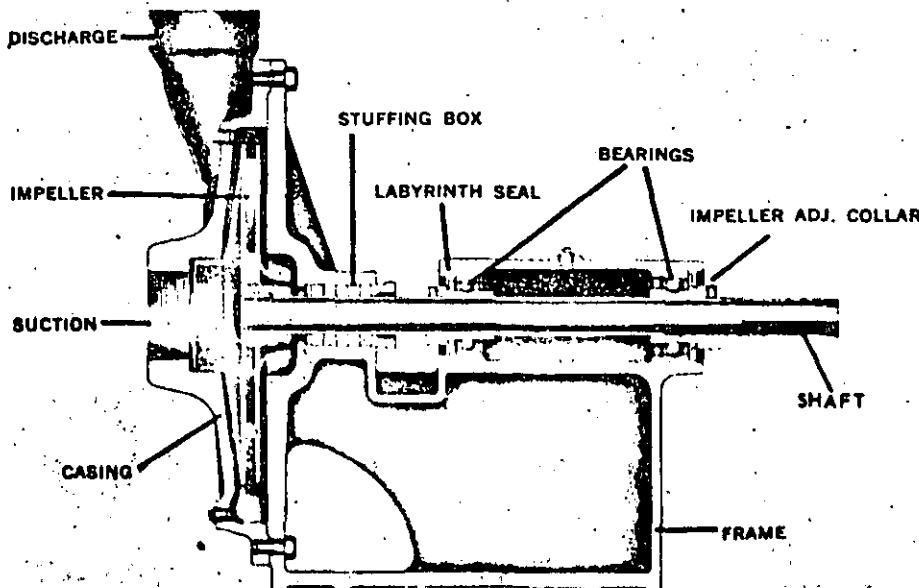
IMPELLER: The cast iron (ASTM-A48 Class 25) impeller is of the enclosed type for clockwise rotation. It is locked to the shaft by means of a drive pin.



FRAME: The rotating assembly is supported on ball bearings mounted in a precision bored cast iron (ASTM-A48 Class 25) frame. Broad lower frame section forms substantial base for the pump.

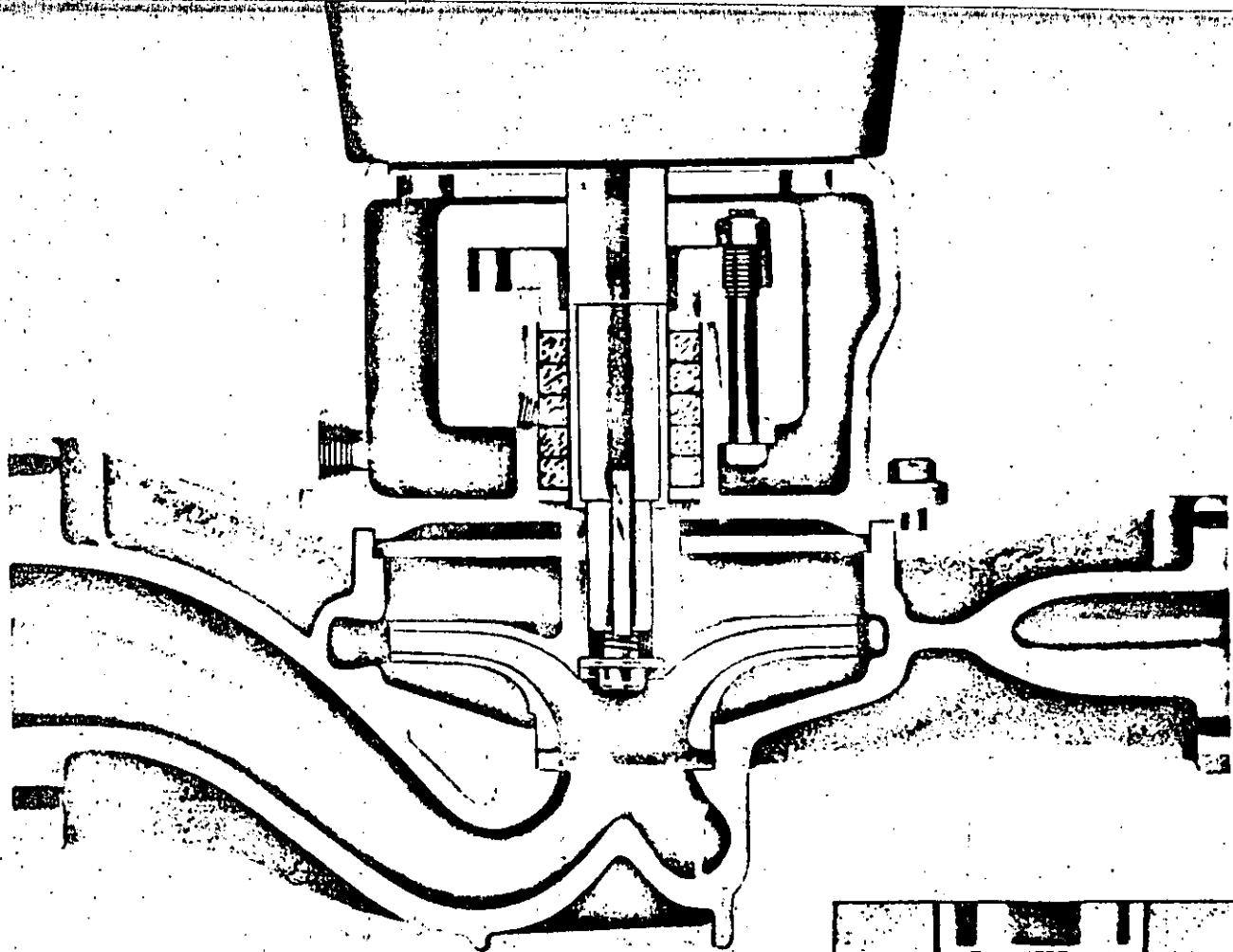
SHAFT: Manganese alloy steel (SAE 1141 or equal) shaft is sized to transmit maximum power at low working stress without vibration. Shaft and impeller unit assembly may be easily removed for inspection and service.

BEARINGS: Sealed extra sized ball bearings, designed for radial and thrust loads, widely spaced for maximum rigidity.



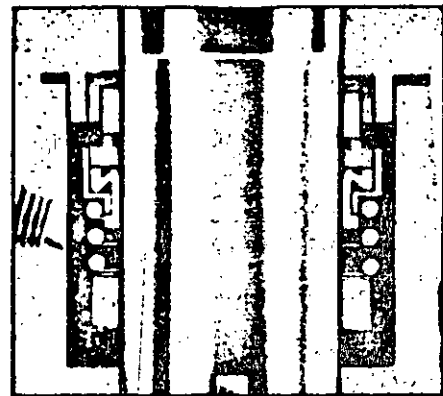
TYPICAL APPLICATIONS

- Equipment Systems
- Irrigation
- General Purpose
- Booster Service

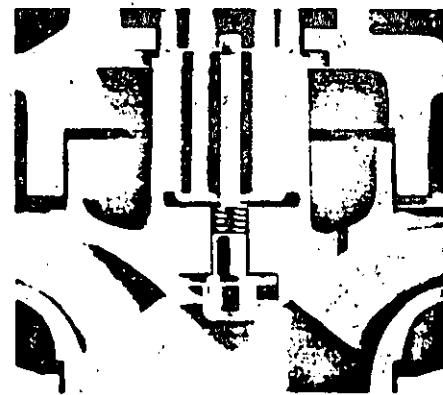


DESIGN AND CONSTRUCTION FEATURES

- Maximum shaft deflection .002 in. for increased packing or seal life.
- Low NPSH requirements to eliminate cavitation.
- Nema standard shaft extension assures quick motor replacement.
- Stainless steel shaft sleeve.
- Neoprene flinger for extra motor protection.
- Exclusive cross-split packing gland with removable bolts for maximum packing box accessibility.
- Temperatures to 250° F.
- Casing pressures to 250 psi.
- Balance chamber for high head units reduces axial thrust, increases bearing life.
- Most economical choice to transfer liquids when installation costs are considered.
- Maximum interchangeability to reduce spare parts inventory.
- Slotted adapter for extra quick removal of rotating assembly. Outside bolt access.



MECHANICAL SEAL



BALANCE CHAMBER

Colt Industries



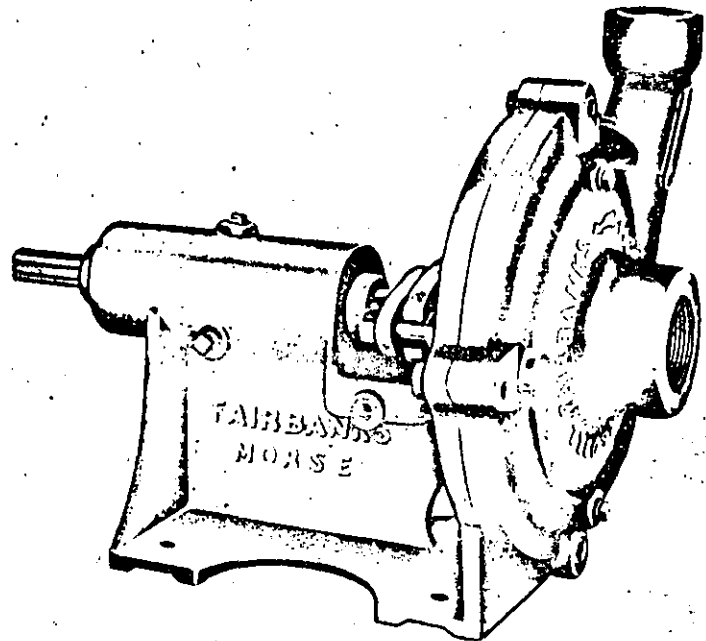
Fairbanks Morse
Pump & Electric Division

MODEL 5520P ¹⁰
FRAME MOUNTED
PUMPS

GENERAL:

Simplicity of Design.....
economically priced.....
quality built.....
Highly efficient.....

Horizontal endsuction centrifugal pump. The semiopen impeller is especially suited for pumping liquids containing foreign matter of small proportions, dirt, grass, silt, etc. Available with flexible coupling and base for mounting of motor.



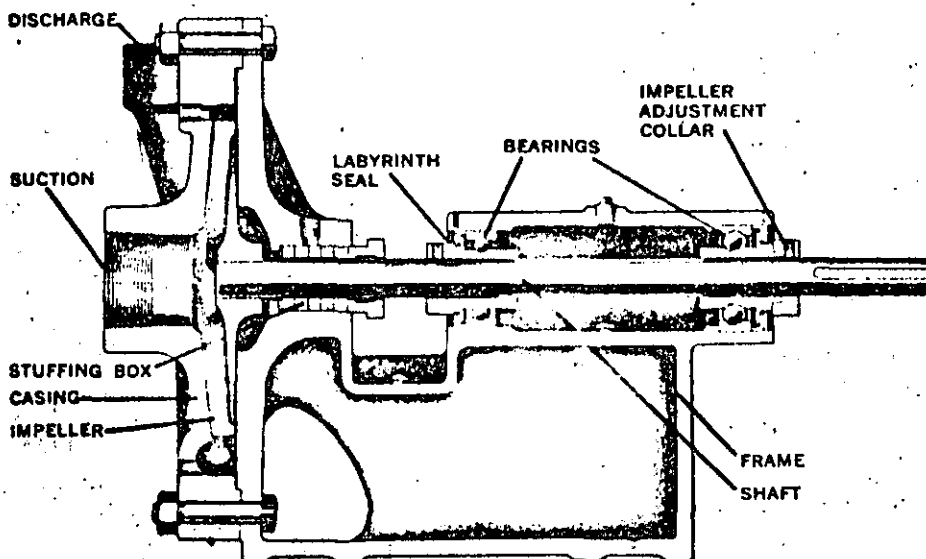
CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 25) with suction and discharge openings tapped for standard pipe thread connections. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 40 p.s.i.

IMPELLER: The cast iron (ASTM-A48 Class 25) impeller is of the semi-open type for clockwise rotation. It is locked to the shaft by means of a drive pin.

FRAME: The rotating assembly is supported on ball bearings mounted in a precision bored cast iron (ASTM-A48 Class 25) frame. Broad lower frame section forms substantial base for the pump.

SHAFT: Manganese alloy steel (SAE 1141 or equal) shaft is sized to transmit maximum power at low working stress without vibration. Shaft and impeller unit assembly may be easily removed for inspection and service.

BEARINGS: Sealed extra sized ball bearings, designed for radial and thrust loads, widely spaced for maximum rigidity.



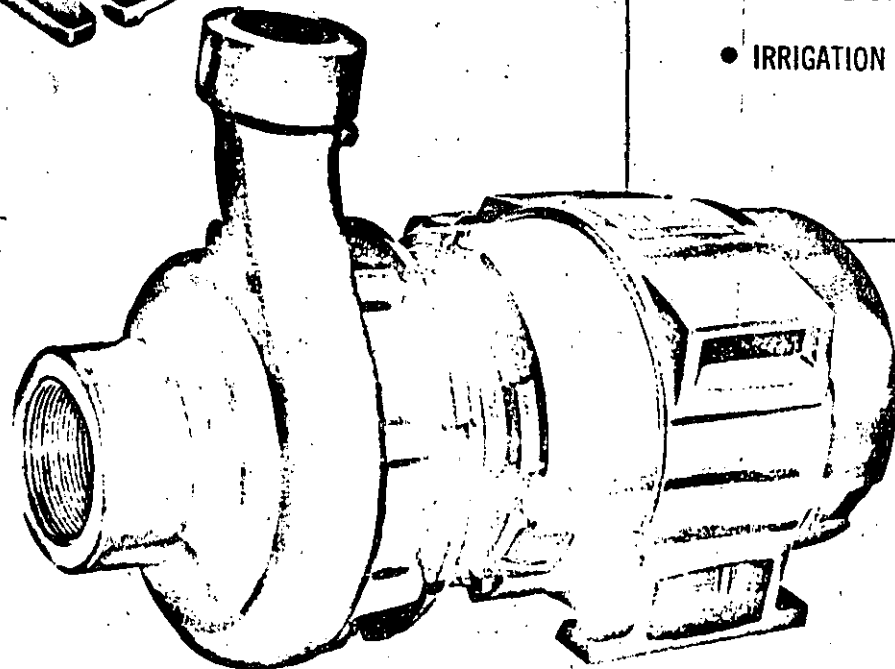
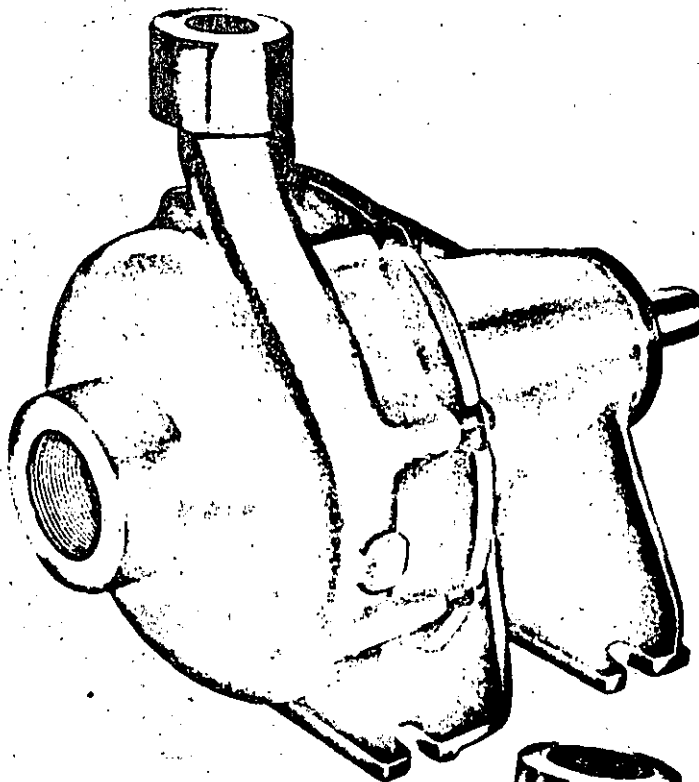
TYPICAL APPLICATIONS

- Equipment Systems
- Bottle Washers
- Pool Drain Pumps
- Car Wash Pumps

Colt Industries



END SUCTION
CENTRIFUGAL
PUMPS
FIGURE 5500RB //



- GENERAL LIQUID TRANSFER
- AIR CONDITIONING
- BOOSTER SERVICE
- HEATING SYSTEMS
- IRRIGATION

The new Fairbanks Morse 5500RB end suction pumps are designed to fulfill heavy duty standards for general industrial and building trade applications with maximum economy.

Features include shafts designed for 0.002" deflection—bearings sized for 2-year minimum life—low NPSH—optimum efficiencies. These factors are typical of the dependability inherent in all Fairbanks Morse end suction pumps.

Available as either 5520RB, frame mounted, or 5550RB, Biltogether, both models feature identical casings, impellers and built-in mechanical seals.

Centerline discharge casings are standard 35,000 psi tensile fine grained cast iron for long life. Top discharge is standard, but alternate positions in 45° increments will be provided. Large suction openings combined with the latest impeller designs assure low NPSH and quiet operation.

Back pull-out design permits removal of the rotating parts without disturbing the suction or discharge piping. Minimum shaft overhang provides minimal deflection and insures long bearing and seal life. The heavy duty bearings are sealed for life—no lubrication is ever required.

Shafts on the 5500RB pumps are 400 stainless steel with no sleeves.

Built-in John Crane Type 21 mechanical seals are standard. The materials of these seals are normally satisfactory for pumping liquids at temperatures up to 210°F.

Channel steel baseplates are stocked for quick shipment of mounted 5520RB models. T.B. Wood's Sure-Flex couplings are standard. Spacers will be provided when desired, for easier maintenance.

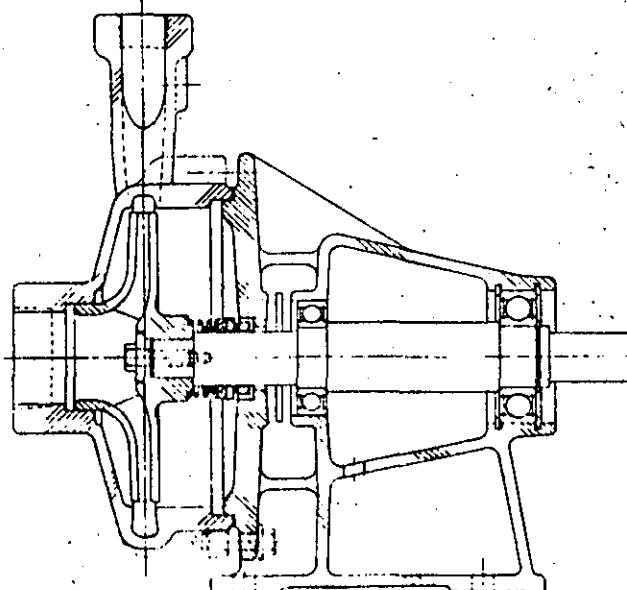
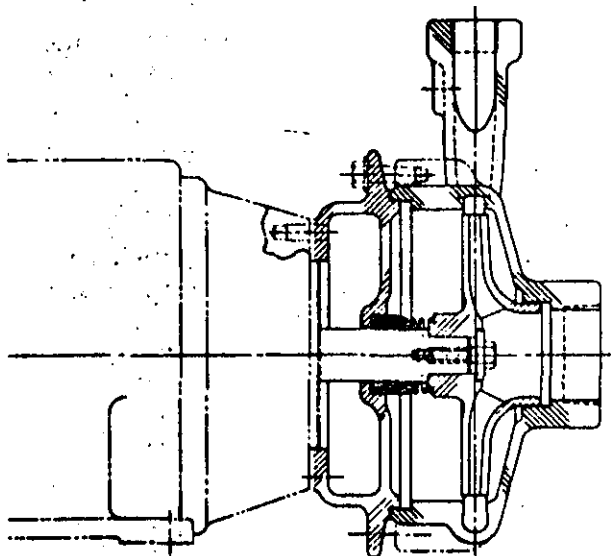
Biltogether 5550RB models use the NEMA standard close coupled pump motors with a special shaft extension for minimum deflection. Standard motors are 230/460 volt, open drip proof with options of totally enclosed or explosion proof enclosures.

Standard models are iron fitted with bronze impellers available as an option. Casing rings are available as an option. Standard construction will satisfy most requirements.

Fairbanks Morse distributors and sales representatives nationwide are prepared to help with your pump applications. Factory and field stocks assure quick delivery.

BILTOGETHER

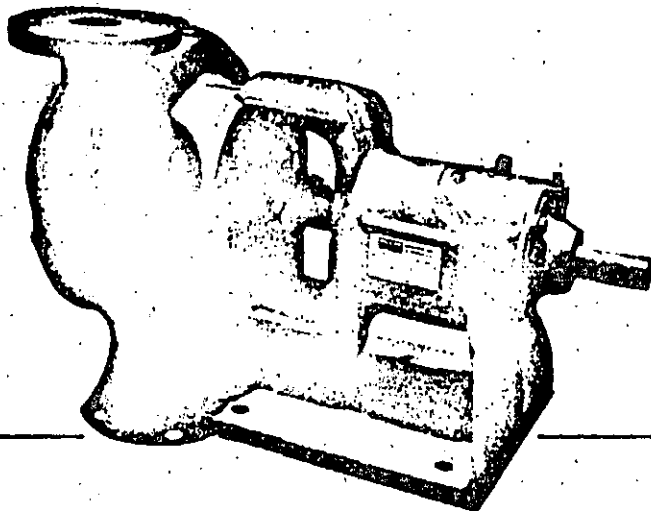
BASIC PUMP (Frame Mounted)



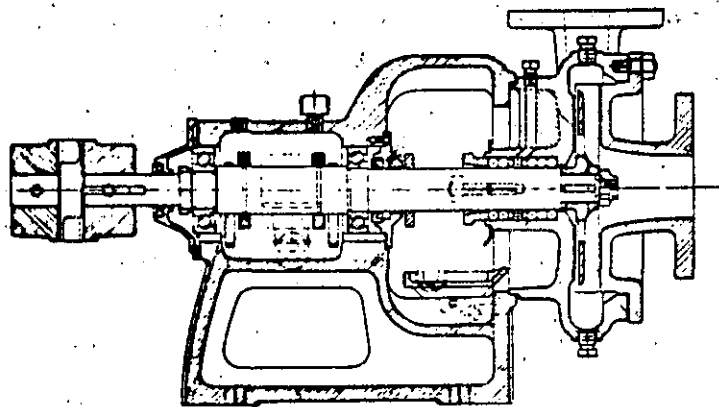
Flanged nozzles on 3"—5551RB

Flanged nozzles on 3"—5521RB

LINEA SESC (TIPO CNG)



MODELO CNG



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor abierto. Succión al extremo. Descarga hacia arriba, tangencial. Simple succión. Soporté tipo "bracket". De un paso. Carcasa partida verticalmente.

Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

Conexiones bridadas, lubricación por aceite. Alojamiento de empaque que admite empaquetadura y sello mecánico.

SERVICIO:

Debido a su construcción en Worthite (acero inoxidable austenítico patente de Worthington) esta bomba puede operar satisfactoriamente con líquidos corrosivos y es propia para servicio químico.

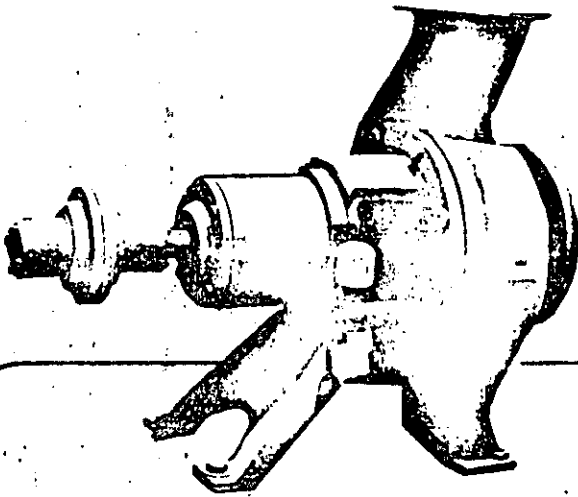
LIMITES DE OPERACION.

Presión de trabajo - (150 PSIG) 10.6 Kg./cm²
temperatura - (350° F) 177° C

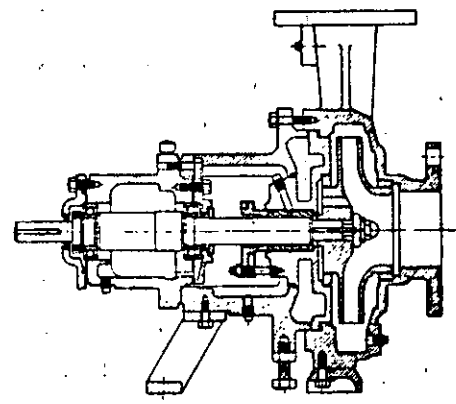
MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

Extremo líquido en Worthite y bastidor de baleros en Fierro Fundido.

LINEA D-1000 (TIPO ANSI)



MODELO D - 1011



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor cerrado. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. De un paso. Carcasa partida verticalmente.

Soporte tipo pedestal. Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

Conforme las normas ANSI B73.1-1974. Conexiones bridadas. Lubricación por aceite. Alojamiento de empaques que admite empaquetadura así como sello mecánico. Diseño "Back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

OPCIONES:

Inductor para limitaciones de NPSH. Anillo de enfriamiento en alojamiento de baleros. Chaqueta de enfriamiento en alojamiento de empaques.

SERVICIO:

Petroquímico, químico e industria general.

LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo - (250 PSIG) 17.6 Kg/cm²
Temperatura (340° F) 171° C
(con empaquetadura y carcasa de acero).

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

1. Toda en Hierro Fundido
2. Acero Inoxidable 316
3. FeFo con Internos de Ac. Inox. 316
4. Acero al Carbón con Internos de FeFo.

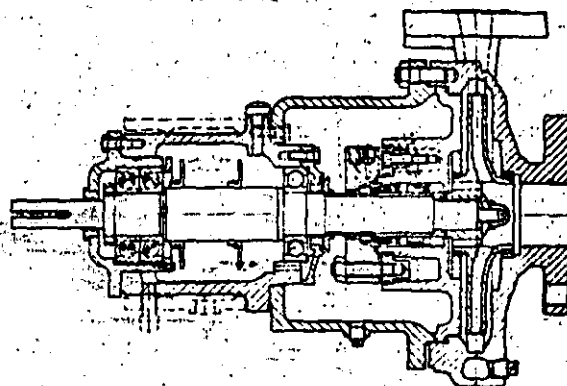
Nota: El bastidor es en FeFo para las cuatro construcciones.

Otros materiales disponibles de acuerdo con aplicación específica.

LINEA HQ (TIPO API-610)



MODELO HQ.



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor cerrado. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. Un paso. Carcasa partida verticalmente. Pedestales fijos a la base. Rotación: En el sentido del reloj, vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

De acuerdo a los estándares del API-610
 Conexiones Bridadas.
 Lubricación por aceite.
 Alojamiento de empaques que admite empaquetadura así como sello mecánico. Diseño "back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

OPCIONES:

Inductor para limitaciones de NPSH, anillo de enfriamiento en alojamiento de baleros. Chaqueta de enfriamiento en alojamiento de empaques. Enfriamiento en pedestales.

SERVICIO:

Servicios de proceso pesado, petroquímico, químico e industria en general.

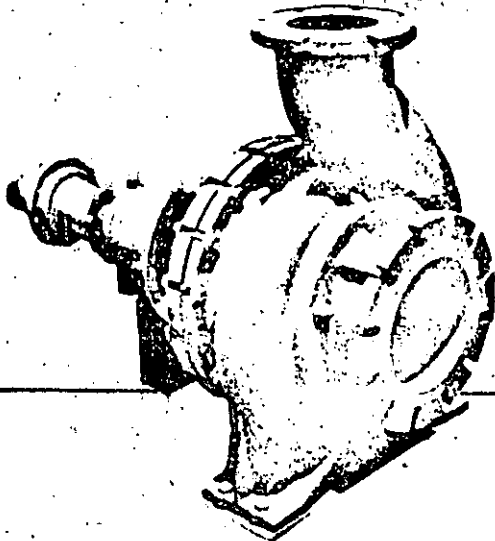
LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo hasta (700 PSIG)
 49.3 Kg/cm² en algunas bombas.
 Temperatura - de (-350° F) - 212°C
 hasta (850° F) 454°C

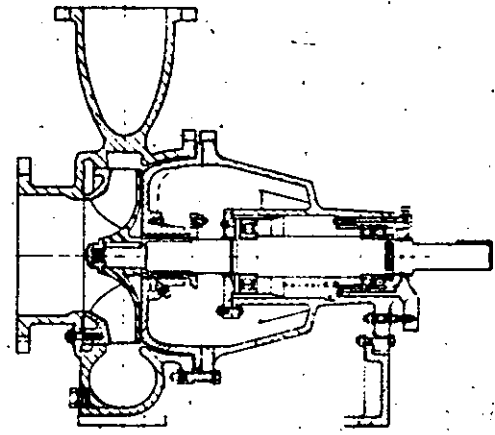
MATERIALES DE CONSTRUCCION

Conforme las especificaciones del API-610, estas bombas se fabrican en las siguientes construcciones:
 S-1, S-4, S-5, S-6, A-7 A-8.

LINEA FR & FRB (PARA MANEJO DE PULPAS)



MODELO FR



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal. Impulsor semiabierto de alta eficiencia de tipo inatascable. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. Un paso. Carcasa partida verticalmente. Soporte tipo pedestal.

Plato de desgaste: La carcasa está protegida por una placa de desgaste empernada en tres puntas y fácilmente removible. Su maquinado es de alta precisión, siguiendo el contorno del impulsor para conservar prolongadamente la eficiencia inicial. Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

Conexiones bridadas. Lubricación por aceite. Incrementador de succión opcional, para que el fluido pase al ojo del impulsor con la velocidad adecuada conforme su consistencia. Diseño "Back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

SERVICIO:

La aplicación más frecuente de estas bombas es en la industria papelera, ya que pueden operar con fluidos de consistencias hasta del 60/o. Se considera propia para servicios de proceso pesado, así como químico e industria en general.

LIMITES DE OPERACION:

- Velocidad - (800 RPM)
- Presión de trabajo hasta (150PSIG) 10.6 Kg/cm² en algunos casos.
- Temperatura (250° F) 121° C.

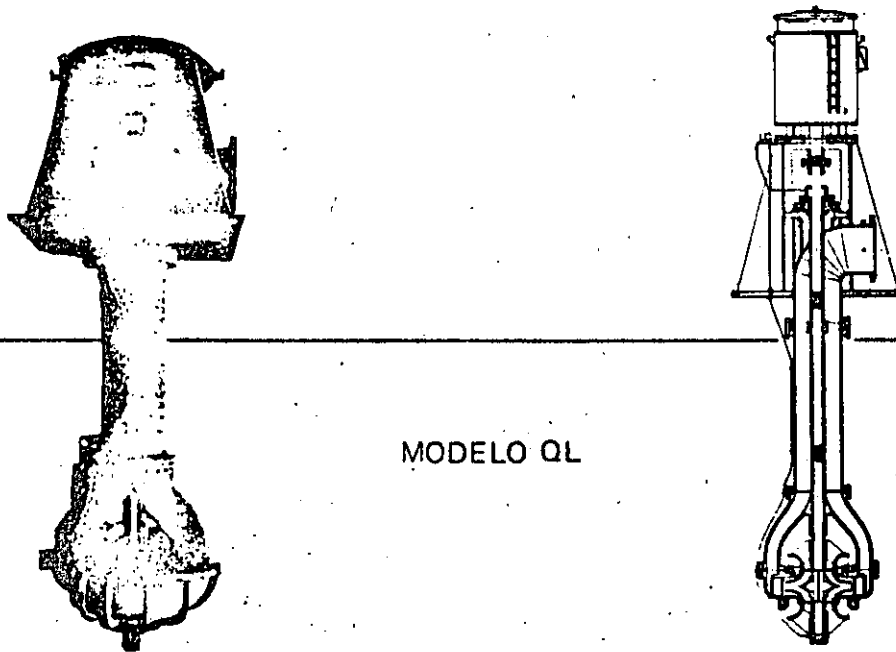
MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

Se tienen dos construcciones básicas y dos combinadas, es decir.

1. Toda en FeFo
2. Toda en A.I.316.
3. Fierro fundido con internos de A.I.316.
4. Fierro fundido con internos de bronce.

Nota: El bastidor es en FeFo para las cuatro construcciones.

LINEA QL (VERTICAL DE DOBLE SUCCION)



DISEÑO:

Bombas centrífugas verticales. Impulsor cerrado de doble succión. Con doble voluta. De un paso.

Rotación: En sentido contrario al del reloj vista de la parte superior del motor.

CARACTERISTICAS:

Descarga bajo y sobre superficie.

Lubricación.

Por aceite.

Por el mismo líquido.

Forzada.

SERVICIO:

Torres de enfriamiento, así como todos aquellos que requieran grandes cantidades de líquidos con cargas relativamente altas.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

Extremo líquido - Fierro Fundido con impulsor en bronce.

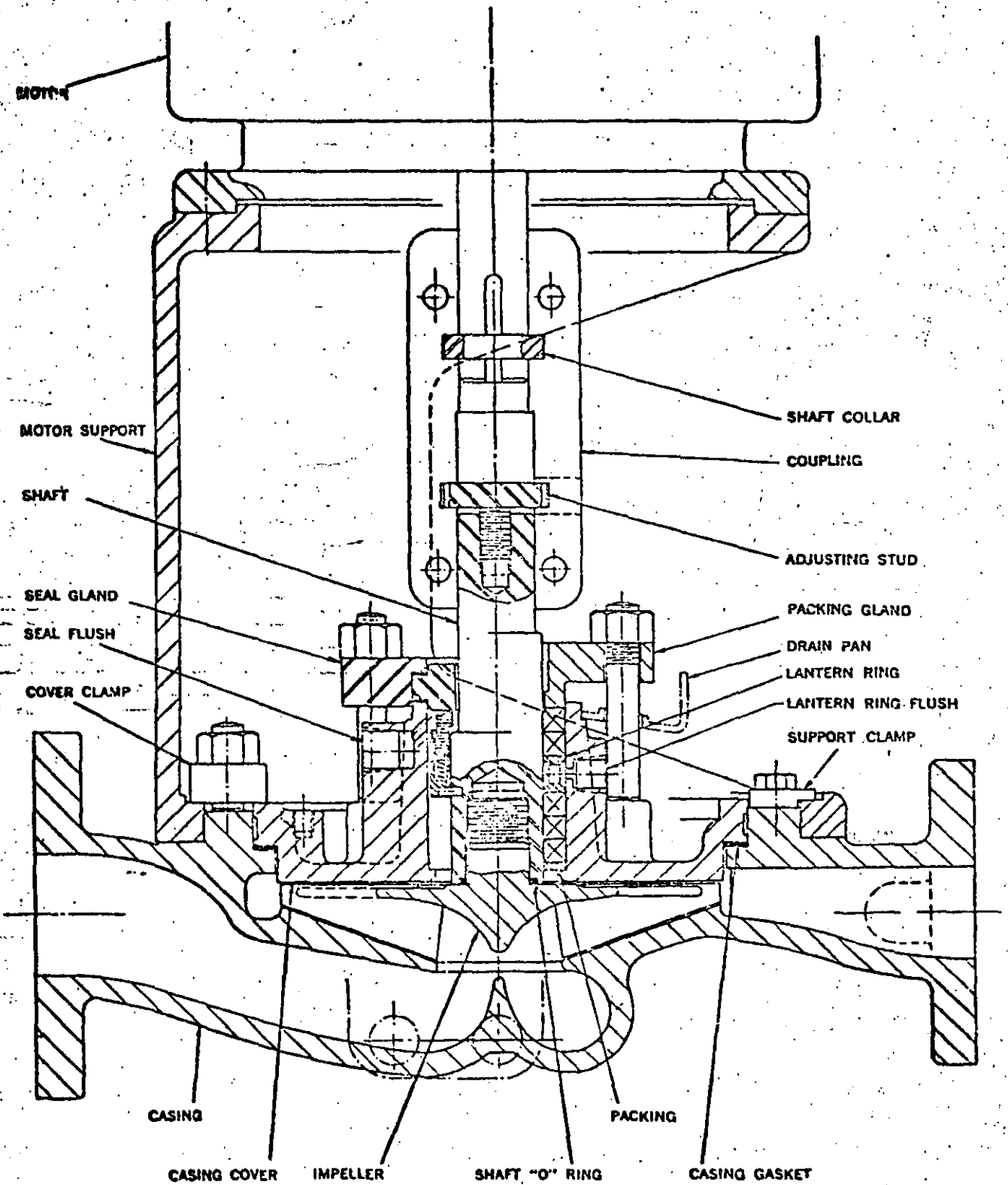
Columna - Tubería en acero al carbón y flecha de acero.

Cabezal de Descarga - Acero al carbón.

Con posibilidad de ofrecer otros materiales de acuerdo con aplicación específica.

UNION PUMP CO.—UNICHEM.

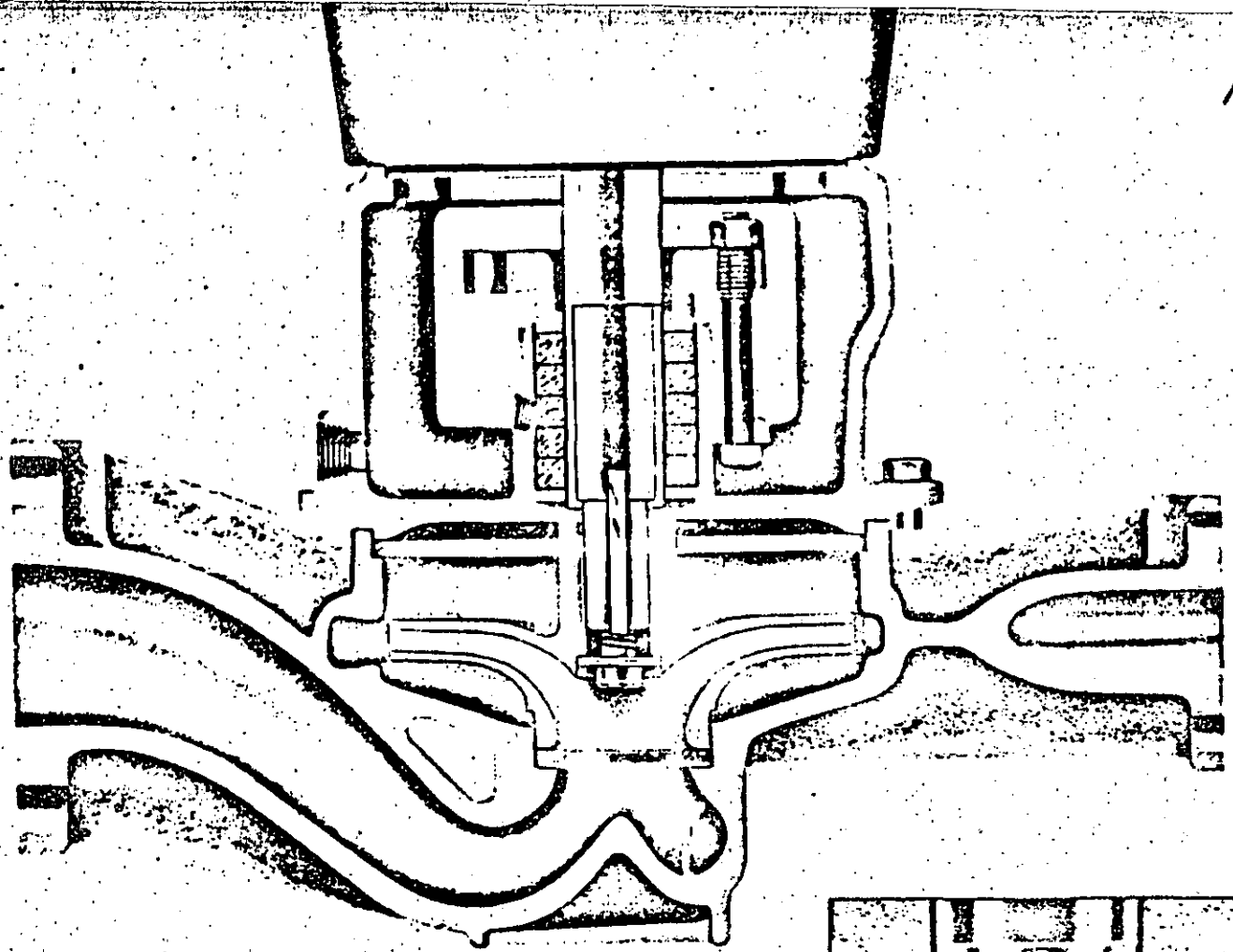
18



The Most Advanced Process Pump Available

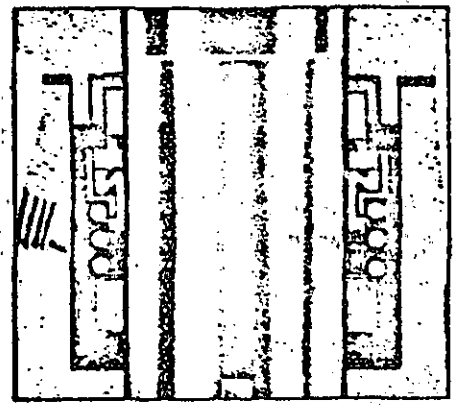
INGERSOLL-RAND COMPANY, 11 BROADWAY, NEW YORK, N. Y. 10004

© Ingersoll-Rand Company 1971
Printed in USA

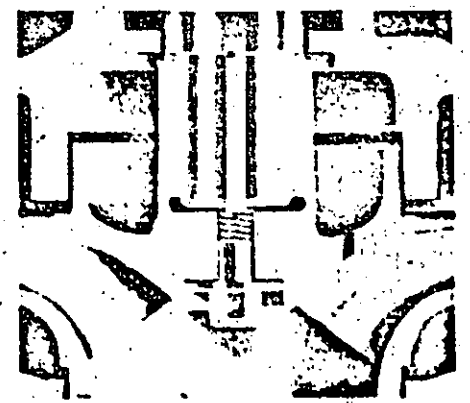


DESIGN AND CONSTRUCTION FEATURES

- Maximum shaft deflection .002 in. for increased packing or seal life.
- Low NPSH requirements to eliminate cavitation.
- Nema standard shaft extension assures quick motor replacement.
- Stainless steel shaft sleeve.
- Neoprene flinger for extra motor protection.
- Exclusive cross-split packing gland with removable bolts for maximum packing box accessibility.
- Temperatures to 250° F.
- Casing pressures to 250 psi.
- Balance chamber for high head units reduces axial thrust, increases bearing life.
- Most economical choice to transfer liquids when installation costs are considered.
- Maximum interchangeability to reduce spare parts inventory.
- Slotted adapter for extra quick removal of rotating assembly. Outside bolt access.



MECHANICAL SEAL



BALANCE CHAMBER

MODEL SEU

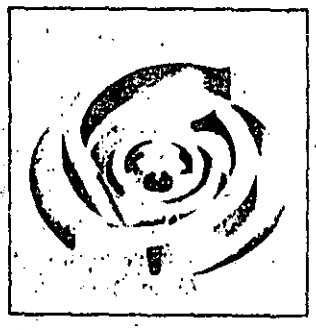
FEATURES

Because of the non-clogging impeller balanced in terms of hydrodynamics for small capacity to large capacity pumps, and the pump's own volute casing, this model is clogging-free and tangling-free of dirt and wastes, and is most suitable for pumping up solid matters and fibrous matter.

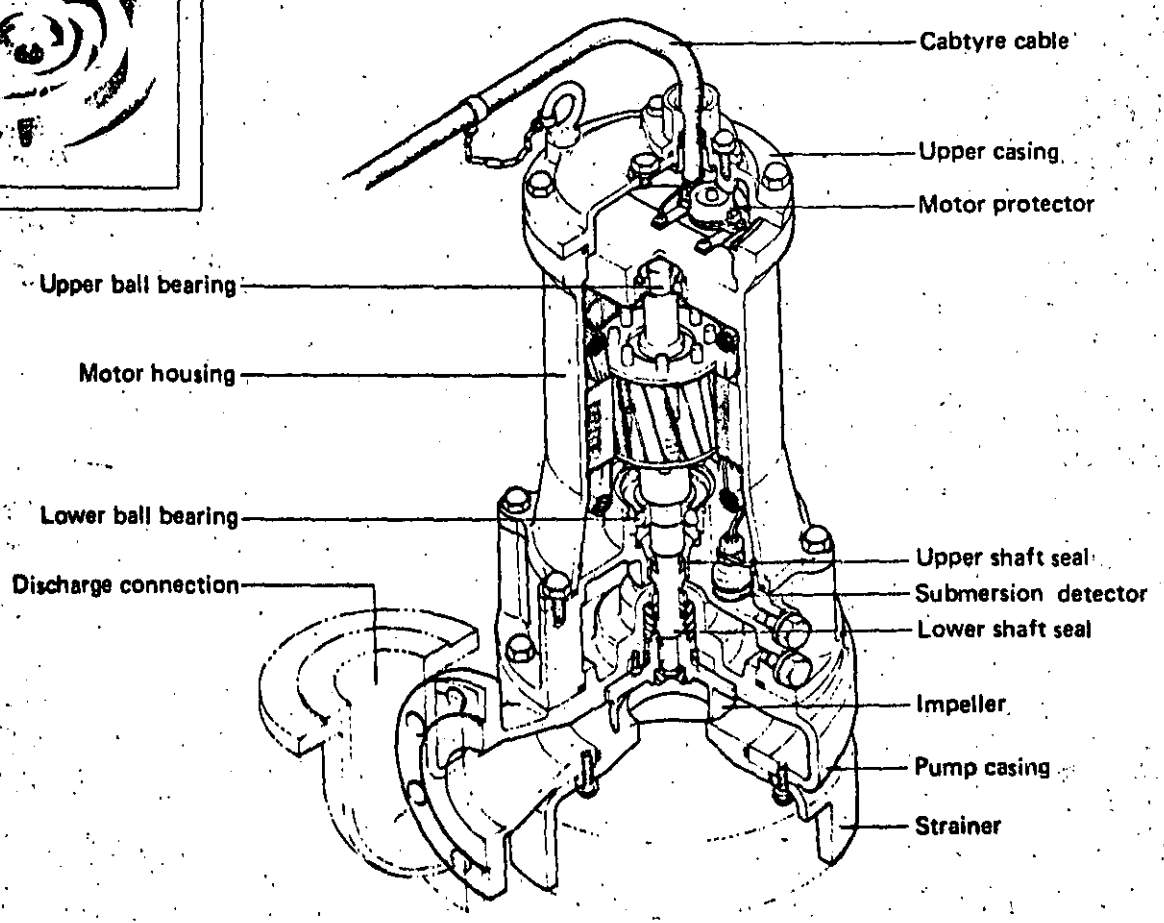
Due to combined use of elbow assembly and automatic control panel maintenance and inspection can be simplified.

APPLICATIONS

Transfer of sewage at buildings and industrial plants, pumping up of raw water in purification tanks and general waste water.



SEU-108E



SOLID HANDLING SEWAGE PUMP

MODEL SER

FEATURES

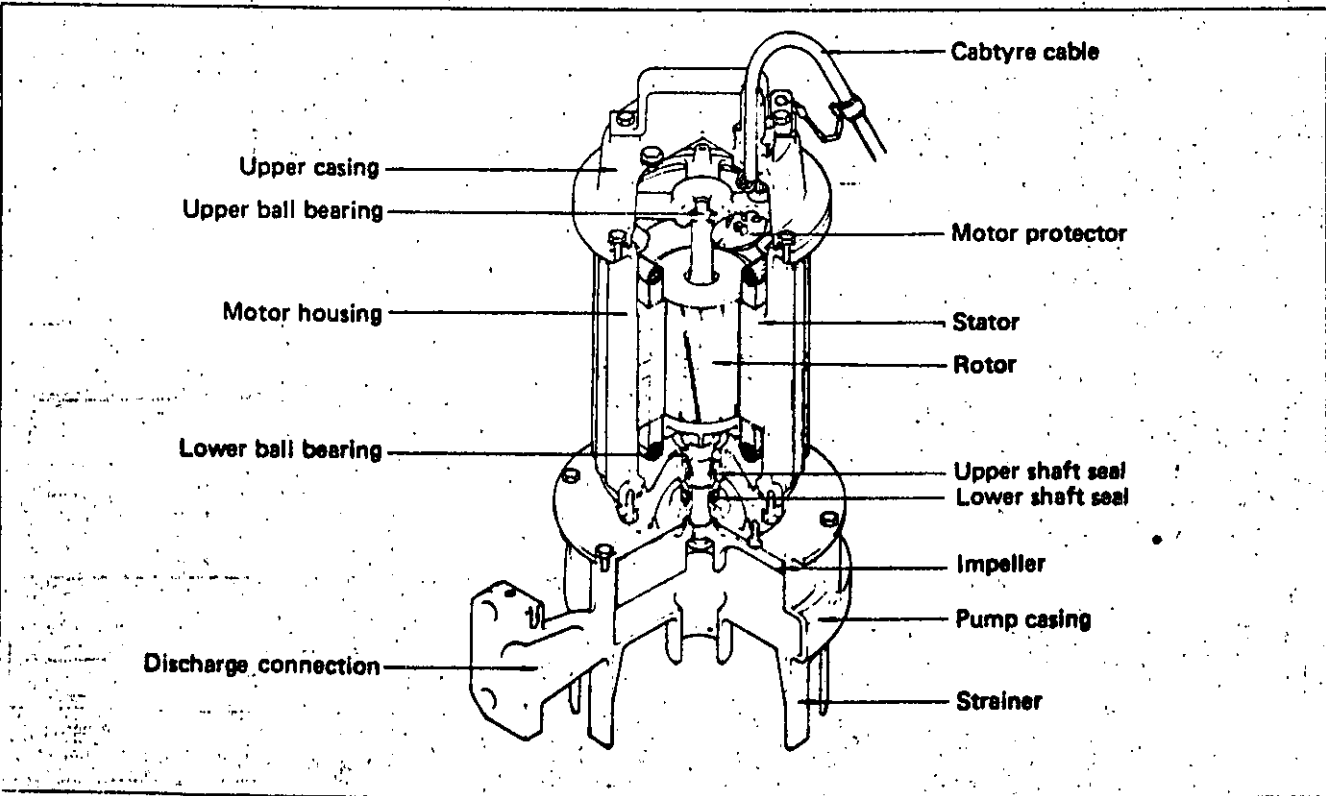
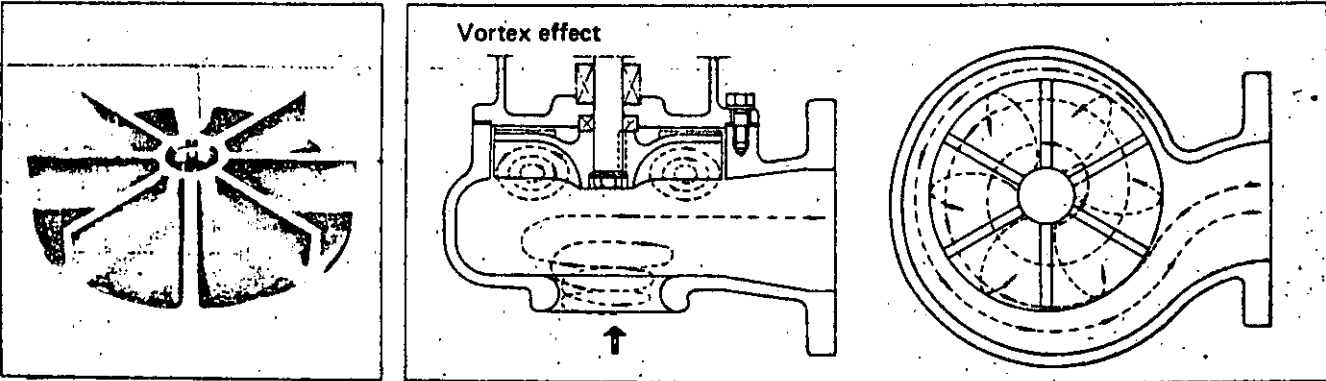
Even large solid matters and string-like substances can be pumped up smoothly without clogging due to vortex flow produced by special impellers.

Since almost all of the pumped up matters do not pass inside the impellers, friction of pumping part is extremely small compared with other pumps.

Due to combined use of the elbow assembly and automatic control panel, maintenance and inspection are simplified.

APPLICATIONS

- Raw water pumping in a purification tank, sludge returning, sludge suction
- Pumping of sewage and waste water at stock farms (pig farms, poultry yards, etc.)





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

EXPOSITOR:

ING. JUAN MANUEL MARTÍENZ GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

Capítulo I. - Conceptos Fundamentales de Hidraulica

1). - Características de un sistema de bombeo.

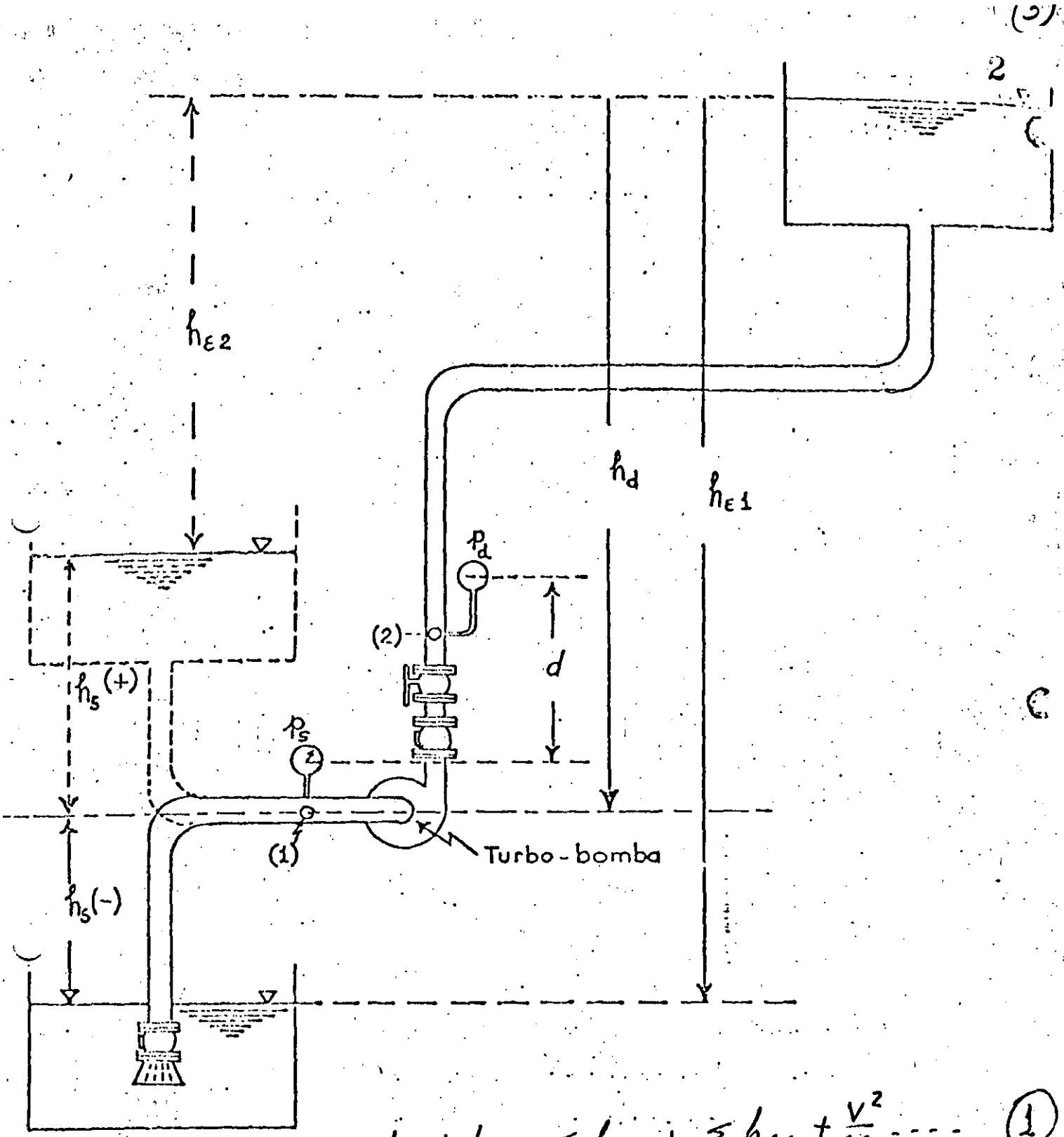
Una bomba centrífuga está instalada en un sistema de tuberías a presión y a su vez acoplada a un motor (eléctrico o de combustión interna).

Consecuentemente el funcionamiento de una turbobomba está determinado por dos factores:

- A). - Un factor hidráulico, característico del conducto a presión.
- B). - Un factor mecánico que es característico del grupo motor-bomba.

El primer factor determina una ley de funcionamiento que llamamos "Carga Total" (ver figura No. 1)

$$CT = h_d \pm h_s + \sum h_{fd} + \sum h_{fs} + \frac{v^2}{2g} \text{ ----- (1)}$$



$$h_T = h_d + h_s + \sum h_{fd} + \sum h_{fs} + \frac{V^2}{2g} \quad \text{--- (1)}$$

Fig. 1).- Instalación de una turbo-bomba, en los dos casos generales de succión. Tipo I, h_s (-). Tipo II, h_s (+)

De la figura (1) podemos definir

$$h_1 = h_d + h_s$$

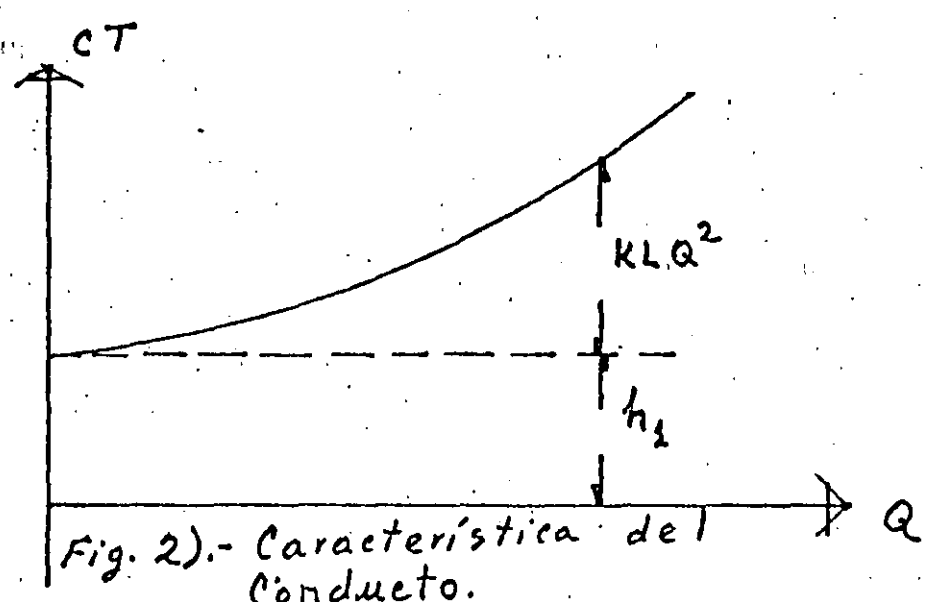
$$h_{f d} + \sum h_{f s} = KLQ^2 (*)$$

$$\frac{v^2}{2g} = 0$$

Entonces la relación (1) se escribe:

$$CT = h_1 + KLQ^2 \text{ ----- (2)}$$

El resultado de graficar la relación (2) es una ley de variación CT (Q) del conducto, parabólica (ver Fig. 2)



(*) Fórmula de Manning para calcular las pérdidas por fricción, se incluye en el valor de L las longitudes equivalentes por pérdidas menores.



El segundo factor, determina la ley de variación CT (Q), llamada "Característica de operación de la Turbobomba"

Aplicando el teorema de cantidad de movimiento al impulsor centrífugo elemental obtenemos:

$$CT_{th \infty} = \frac{1}{g} \left[\omega r_2 C_2 \cos \alpha_2 - \omega r_1 C_1 \cos \alpha_1 \right] \quad \text{--- (3)}$$

La relación (3) nos permite dibujar los triángulos de velocidades a la entrada y salida del impulsor elemental (Figuras 3A y 3B)

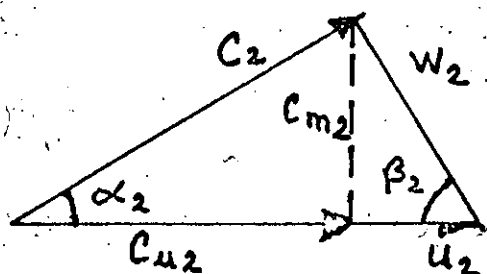


Fig. 3A). - Triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental.

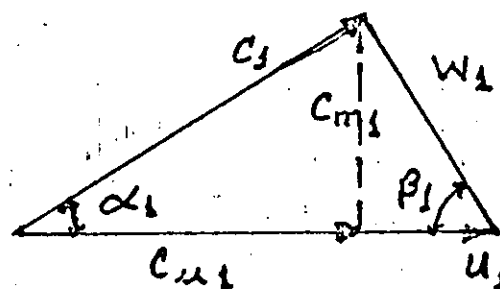


Fig. 3B). - Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor elemental.

De las figuras 3A y 3B deducimos:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

Además:

$$U_1 = \omega r_1$$

$$U_2 = \omega r_2$$



Sustituyendo estos valores en la ecuación (3) tenemos:

$$C_{T(th \infty)} = \frac{1}{g} [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}] \text{ ----- (4)}$$

La ecuación (4) se conoce como " ecuación fundamental de las turbobombas "

Si el flujo es radial en la entrada:

$$\alpha_1 = 90^\circ ; \quad \text{Cos } \alpha_1 = 0 ; \quad \text{entonces:}$$

$$C_{T(th \infty)} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} \text{ ----- (5)}$$

Del triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental (Fig. 3A) obtenemos:

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\text{tg } B_2} \text{ ----- (6)}$$

Substituyendo el valor de C_{u2} dado por (6) en la ecuación (5) tenemos:

$$C_{T(th \infty)} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{m2}}{g \text{ tg } B_2} \text{ ----- (7)}$$

Expresemos C_{m2} y U_2 según el criterio siguiente:

$$C_{m2} = KQ/b_2 D_2 \quad \text{y}; \quad U_2 = n D_2$$

En donde:

K = Coeficiente que depende de la forma del impulsor

b_2 = Ancho del impulsor a la salida

n = Velocidad de rotación del impulsor en RPM

D_2 = Diámetro del impulsor a la salida



Substituyendo estos valores en la relación (7), obtenemos:

$$C_{T(th \infty)} = \frac{1}{g} \left[n^2 \cdot D_2^2 - \frac{n \times K \times Q}{b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right] \text{ --- (8)}$$

Para D_2 y n constantes, la gráfica de la ecuación (8) depende del valor que se asigne al ángulo β_2 a la salida de los álabes (Figura 4)

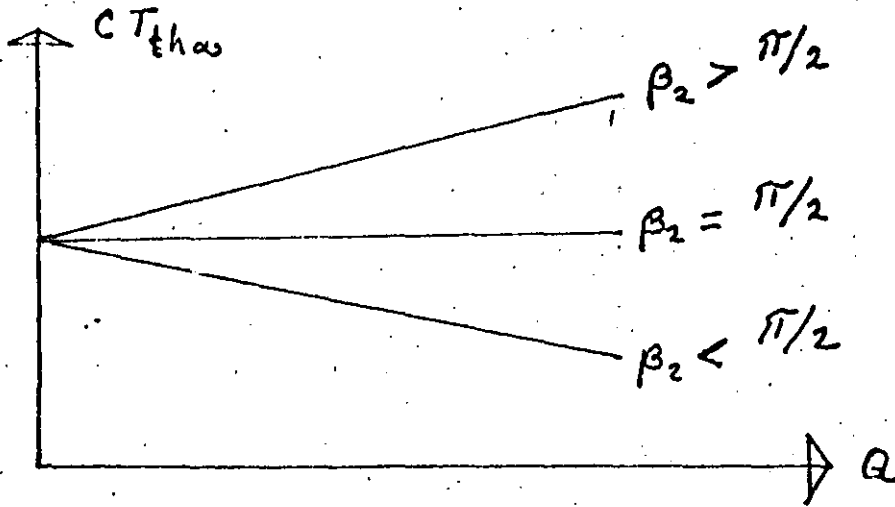


Fig. 4). - Gráfica de la función

$C_{T(th \infty)} [Q]$, para los tres valores posibles de β_2

La ecuación (8) es una aplicación estricta del teorema de cantidad de movimiento al impulsor centrífugo.

Para obtener la característica real de operación de la turbo-bomba es necesario tomar en cuenta los dos factores siguientes

El número de álabes no es infinito

Las pérdidas por fricción en el interior de la bomba son importantes y pueden expresarse en función del cuadrado del gasto (KQ^2).

La carga total CT que proporciona la bomba al sistema, tomando en cuenta estos factores, puede escribirse:

$$CT = CT(th\omega) - JQ - KQ^2 \quad \text{--- (9)}$$

En donde:

JQ = Valor de la influencia del número finito de álabes y,

KQ^2 = Pérdidas por fricción en el interior de la bomba.

La gráfica de la ecuación (9) presenta tres casos posibles, según el valor del ángulo β_2 Fig. 5A y 5B.

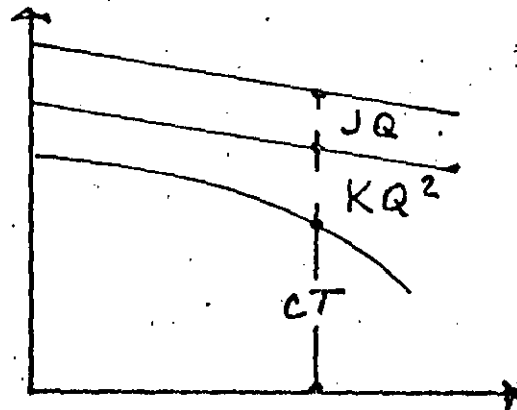
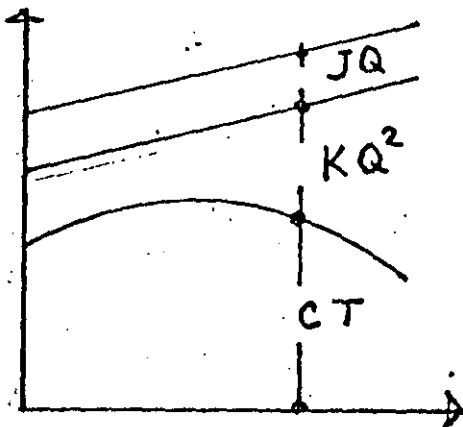


Fig. 5A Curva de operación cuando $\beta_2 > \pi/2$

Fig. 5B Curva de operación cuando $\beta_2 \leq \pi/2$

1o.) - Si $\beta_2 > \pi/2$ las curvas CT (Q) para "n" constante, presentan un valor máximo antes de descender, la parte ascendente corresponde a una zona de operación que puede producir una inestabilidad de funcionamiento (Fig. 5A)

2o.) - Si $\beta_2 \leq \pi/2$ las curvas CT (Q) son siempre descendentes y por lo tanto no presentan el inconveniente señalado.

Si en una turbobomba mantenemos " n " constante, al variar el diámetro D_2 (si el impulsor es cerrado tipo radial), obtenemos curvas de operación paralelas. Lo mismo obtenemos si dejamos D_2 constante y hacemos variar la velocidad de rotación.

Como los valores JQ y KQ^2 de la relación (9) són empíricos, los fabricantes se ven obligados a determinar las curvas características de cada modelo de bomba, en laboratorios de ensayo.

Las curvas que proporciona n los fabricantes se muestran en la Fig. (6) A y B.



5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS PERFORMANCE

1800 RPM - 2-3

500

10

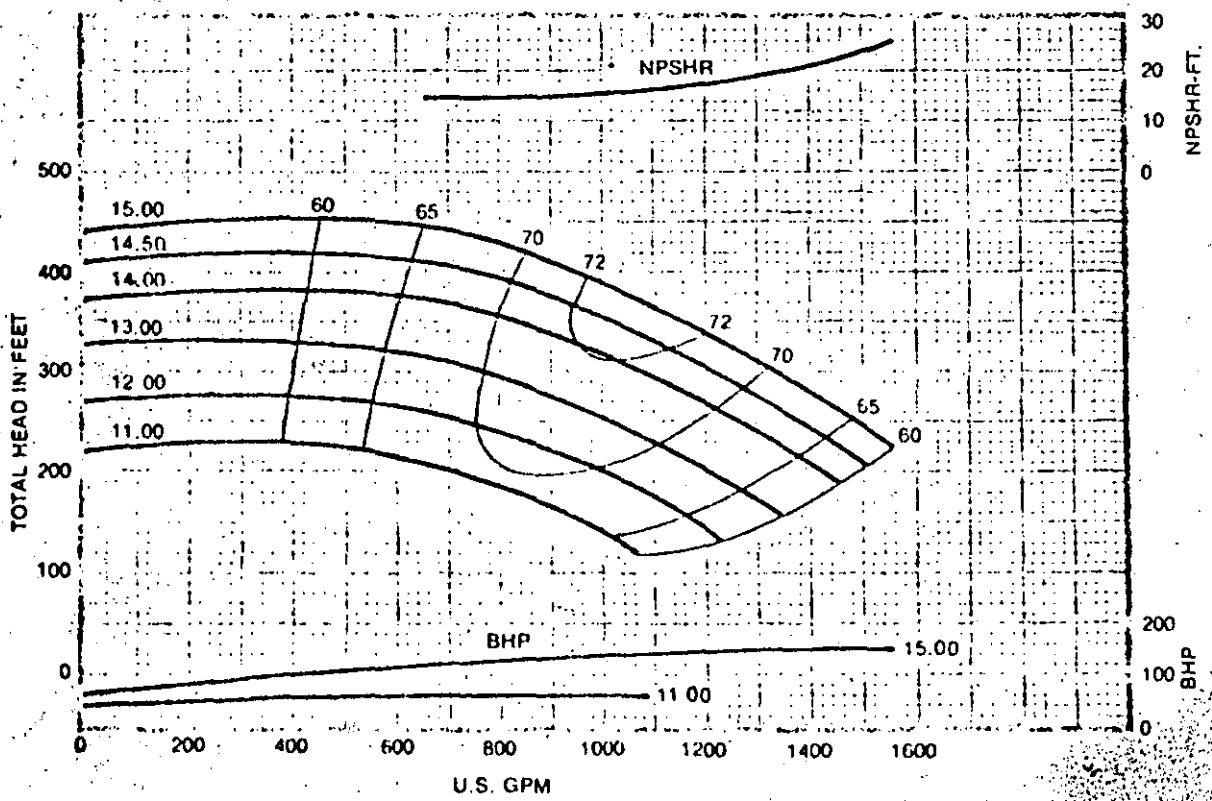
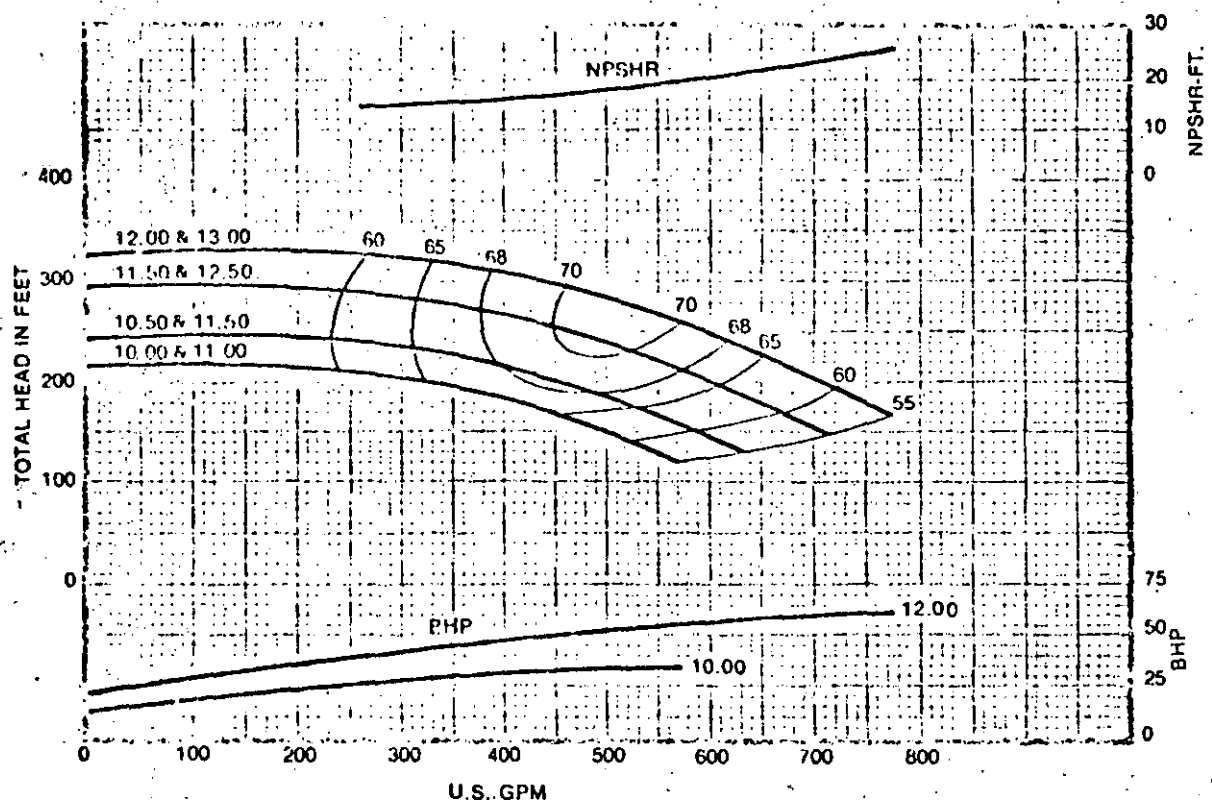


Figura 6 A.

5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE

81105 *MWM *MVA *JIA *074 *077
1.50 RPM: 2.7

5900

10

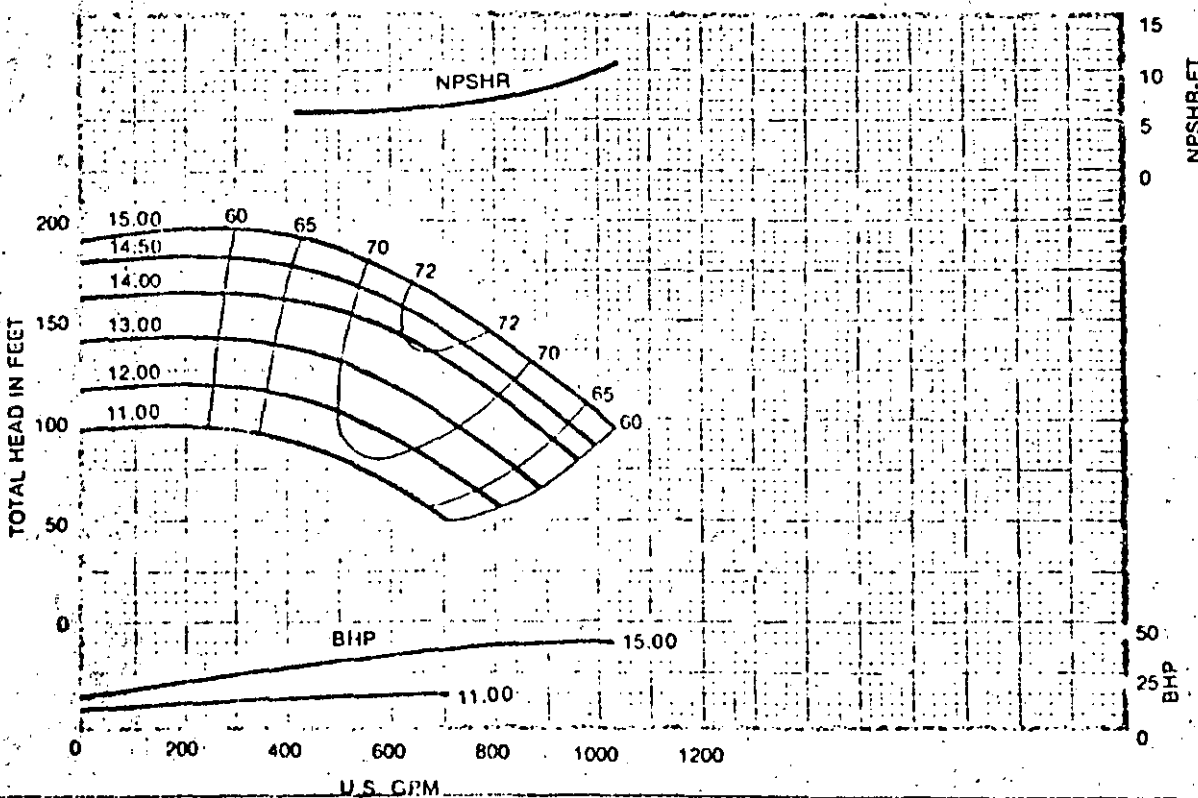
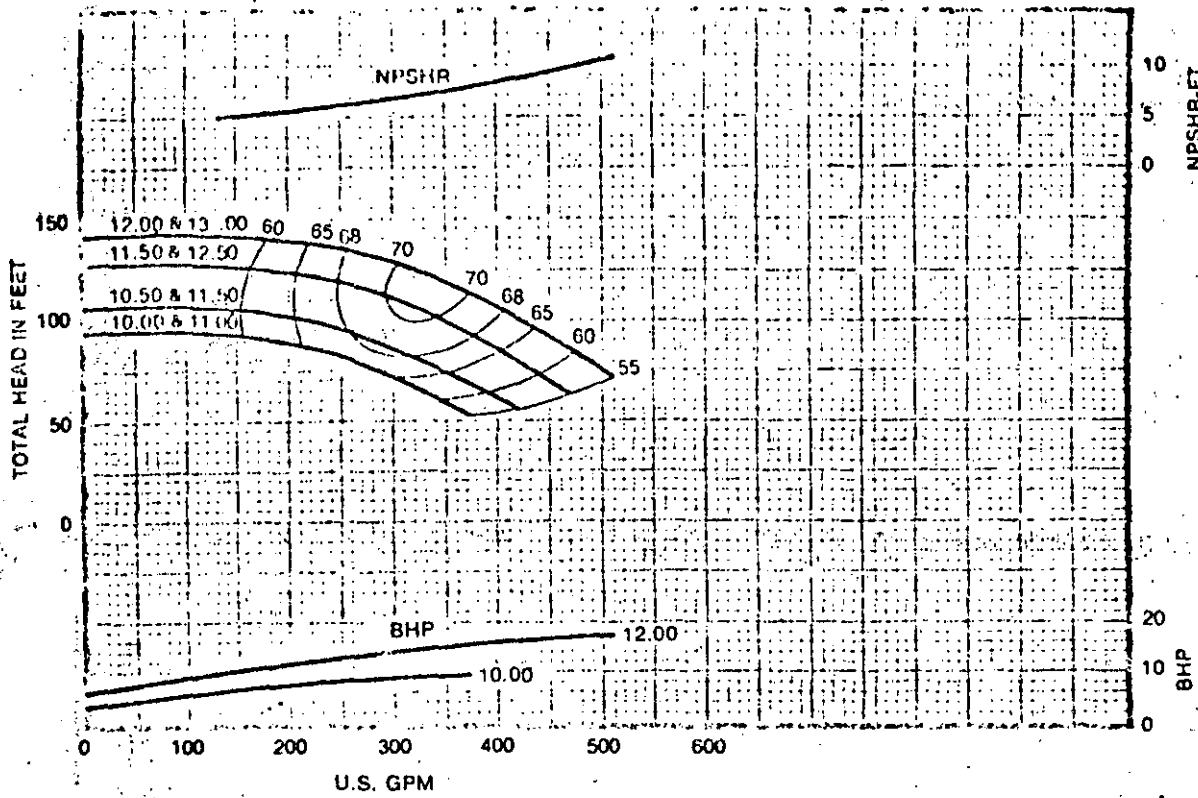


Figura 6B.



WOLFSBACH BANKS MORSE P.



2).- Criterio de selección de turbo-bombas

Como vimos en la sección (I-1)
definimos la característica del conducto por la ecuación (2);

$$CT = h_1 + KLQ^2 \text{ ----- (2)}$$

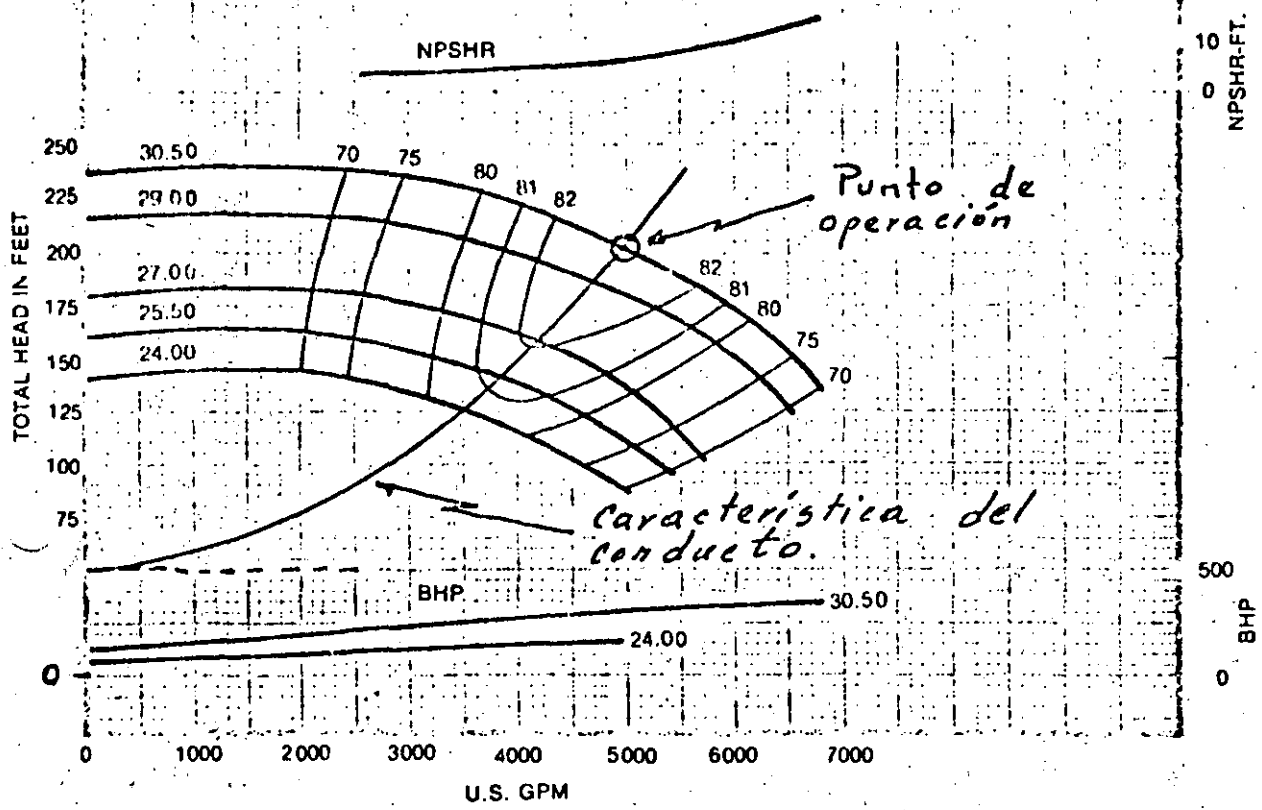
La característica de operación de la turbo-bomba por la ecuación
(9)

$$CT = CT_{(th_{\infty})} - JQ - KQ^2 \text{ ----- (9)}$$

La selección adecuada de una turbo-bomba será la solución de -
estas dos ecuaciones que, para un diámetro de impulsor determina-
do es la intersección de éstas características que es lo que define -
el punto de operación Figura (7).

5800 SINGLE STAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE

12 900 RPM - 1-7-
5800



10"
5825
880
RPM
IMPELLER
D10E1A
SUCTION SIZE
14"
EYE AREA
151.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
1-7/16"

Fig. 7 Criterio de Selección de una turbo-bomba
Características de operación

$Q = 5000 \text{ GPM}$
 $CT = 200'$
 Eficiencia = 82 %
 Veloc. de Operación = 880 RPM
 Potencia Requerida = 307.96 Bhp.

3) . - Carga neta de succión positiva (CNSP) ó (NPSH).

La CNSP se define como ;

La energía necesaria para conducir un caudal dado a través de la tubería de succión hasta los álabes del impulsor.

La CSPN disponible depende unicamente de las dimensiones y forma de la instalación en el lado de la succión, se calcula con la siguiente relación:

$$\text{CNSPD} = h_A - [h_{es} + h_{fs} + h_{pv}]$$

ó

$$\text{CNSPD} = h_A - Ma + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

Cuando la bomba succiona de un recipiente con agua al aire libre (Figura 8A).

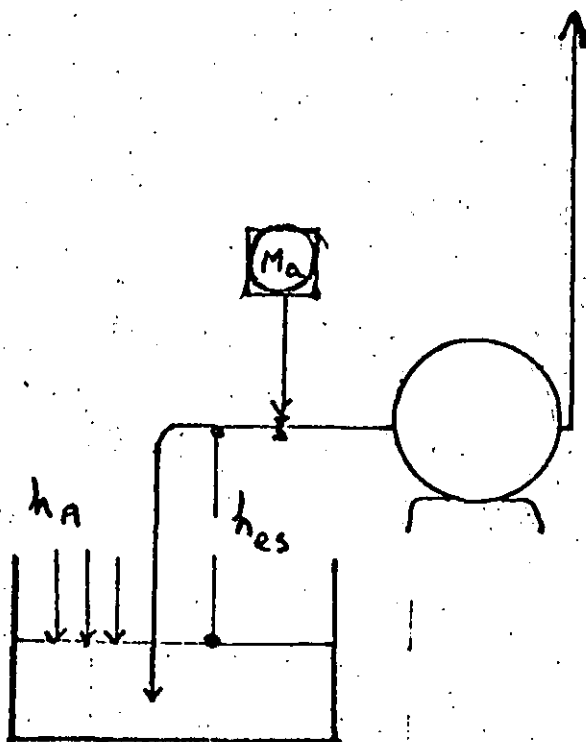


Figura 8A

Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosférica

$\sum h_{fs}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción (tubería recta y menores) en la línea de succión

h_{es} = Carga estática de succión

Ma = Lectura del manómetro de succión

V_s = Velocidad media en la brida de succión.

h_{pv} = Carga de presión de vapor.

Cuando la bomba está en carga bajo un recipiente con agua al aire libre Figura (8B).

$$\text{CNSPD} = h_a + h_{es} - \sum h_{fs} - h_{pv}$$

o

$$\text{CNSPD} = h_a + M_a + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

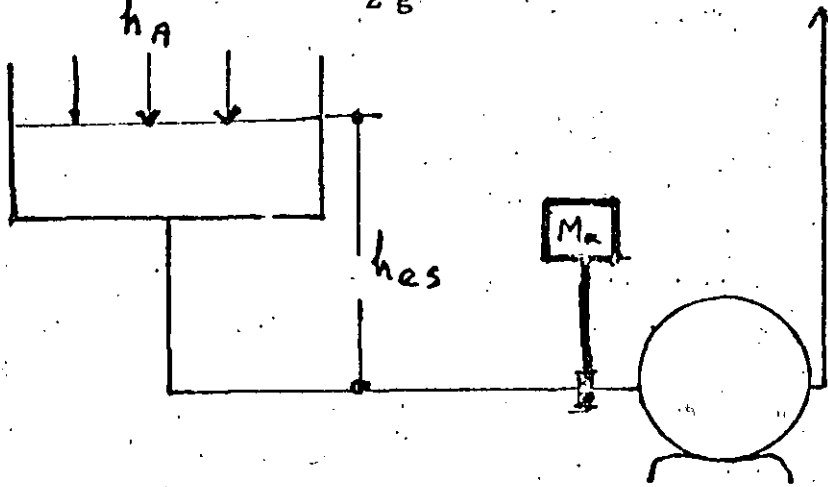


Fig. (8B)

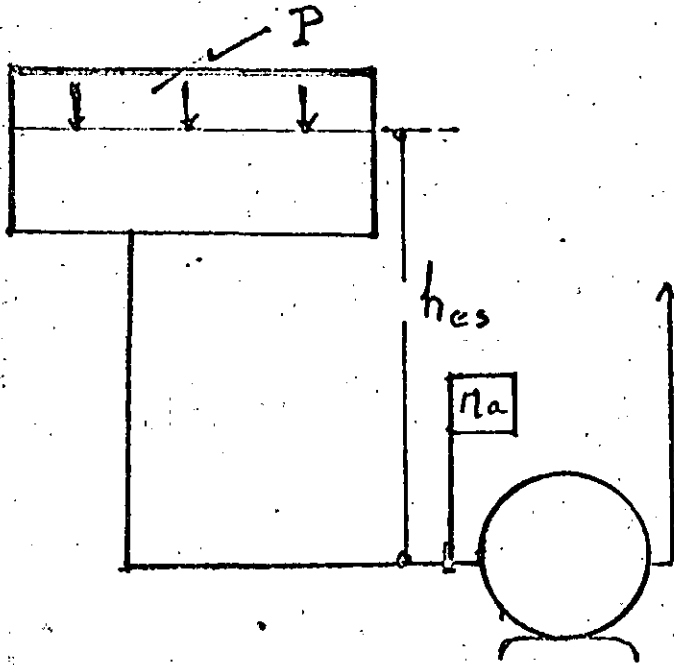


Bomba en carga bajo un recipiente cerrado Figura (8c)

$$\text{CNSPD} = P + h_{es} - \sum h_{fs} - h_{pv}$$

6

$$\text{CNSPD} = \left(h_a + \frac{M_a}{\rho} \right) + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$



P = Presión total en la superficie del líquido para recipientes cerrados.

Fig. 8c

Bomba succionando de un recipiente cerrado, Figura (8D)

$$\text{CNSPD} = P - h_{es} - \sum h_{fs} - h_{pv}$$

6

$$\text{CNSPD} = (h_a \pm Ma) + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

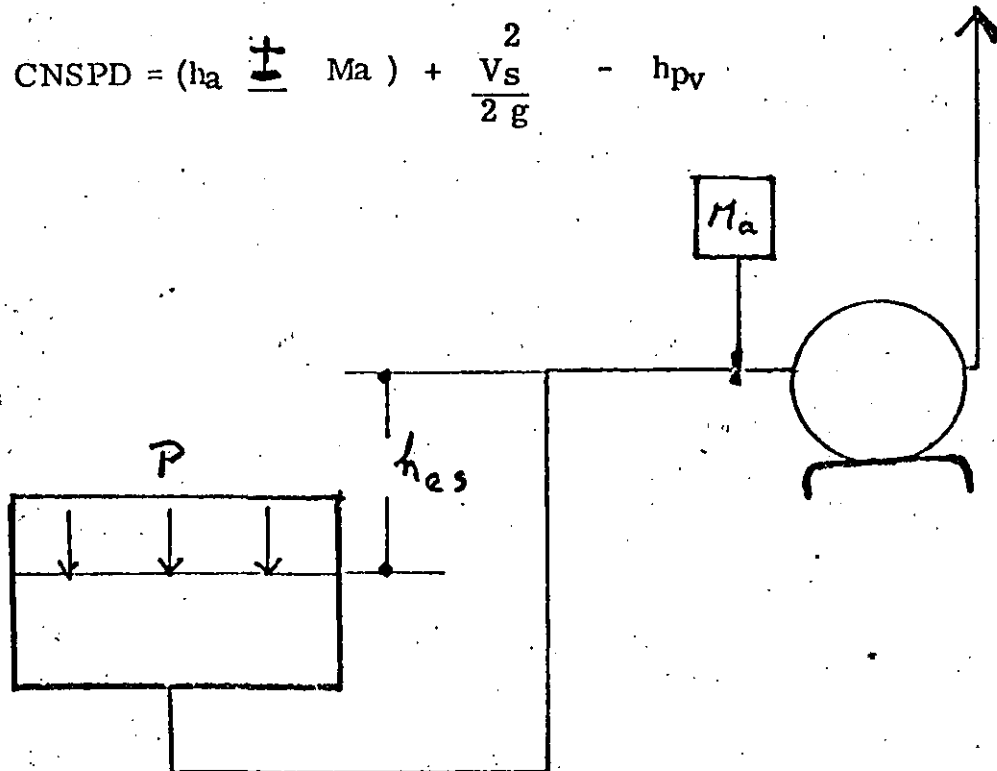


Figura 8D

Ejemplo (1)

El NPSH R de una bomba operando con agua a la capacidad de diseño es de 17', temperatura del agua 85°F. Elevación 1000' sobre el nivel del mar.

Perdidas por fricción en la succión (incluye pérdidas menores) es de 2'.

¿Cual deberá ser la máxima carga estática de succión?

La solución se presenta en la gráfica Fig. (9)

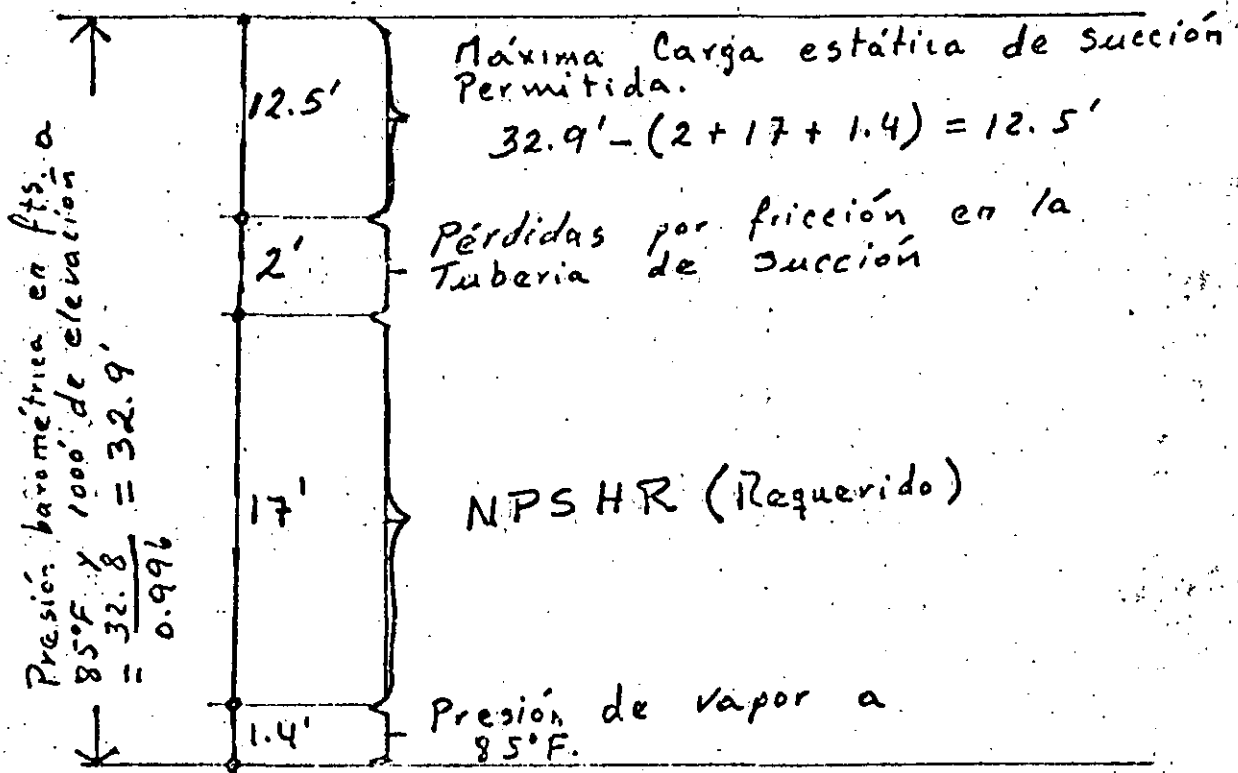


Fig. (9) Solución gráfica del problema cuando se bombea agua a 85°F.

Ejemplo (2)

Considerar los mismos datos que en el ejemplo (1), excepto que la temperatura del agua es de 190°F ¿cual deberá ser la carga positiva de succión requerida? (ver Figura 10)

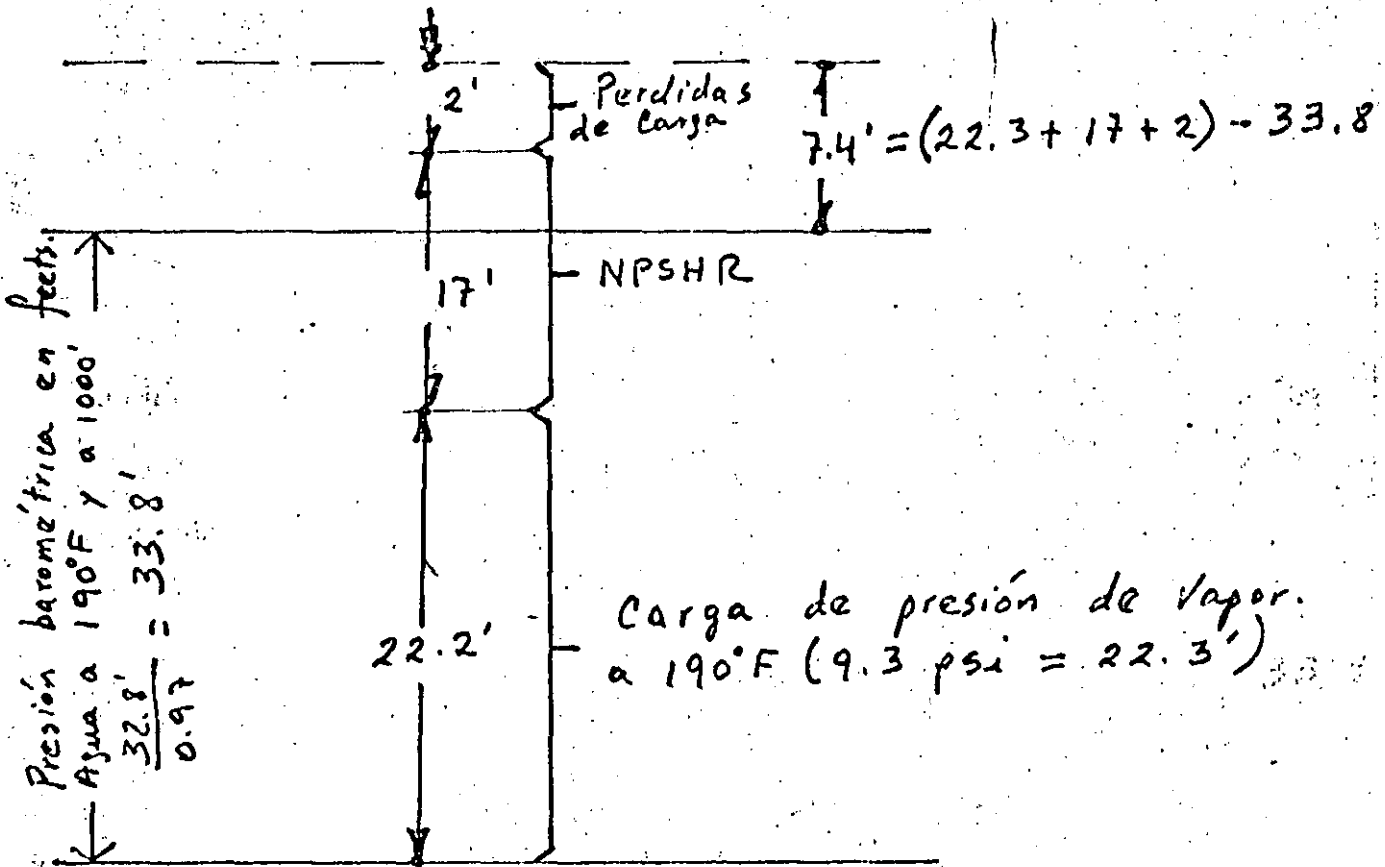


Fig. (10) Solución gráfica, cuando se bombea agua á 190°F.

CAPITULO II. - SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES Y VERTICALES CARCAMO HUMEDO Y SECO.

II. - 1). - INFORMACION NECESARIA PARA LA CORRECTA SELECCION DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

- a). - Periodo de operación en Hrs.
- b). - Servicio
- c). - Capacidad deseada
- d). - Carga total
- e). - Liquido a manejar
- f). - Temperatura del fluido a bombear
- g). - Viscosidad
- h). - Tipo de impulsión (motor eléctrico ó de combustión interna).
- i). - Número de unidades

Cont'n. 2

Ejemplo No. 3.- SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES.

Datos suministrados. Punto de operación.

Tiempo de operación:	24 Hrs diarias (6 meses por año)
Servicio:	Bombas de condensado
No. de unidades:	2
Capacidad deseada:	69.40 LPS (1100 GPM)
Presión de descarga:	4.37 Kg/cm ² (62Psig)
Presión de succión:	0.21 Kg/cm ² (3 Psig)
Presión diferencial:	4.16 Kg/cm ² (59 Psig)
Carga total:	136.45' (41.60 m)
Temperatura del líquido:	93°C (200 °F)
Densidad relativa ATB:	0.963
Presión de vapor ATB:	11.53 Psia (26.63')
Velocidad deseada:	1800 RPM
Motor eléctrico:	3 fases, 440 V. 60 cps.

SELECCION. En la curva de operación Figura (11), correspondiente a la bomba modelo 5814-5", tipo caja partida, el punto de operación se localiza en la intersección de los valores de Q - CT.

- 22 -

En la curva de operación localizamos los datos siguientes:

Eficiencia =	77.5%
Diámetro del impulsor =	13-1/4"
NPSHR =	11'
Potencia al freno =	$\frac{1100 \times 136.45}{3960 \times 0.775}$
=	48.90 Bhp

Deberá suministrarse:

Una bomba modelo 5814-5", con impulsor de 13-1/4", acoplada mediante cople flexible y base a un motor eléctrico horizontal de 50 HP, 4 polos 1760 RPM, 3 fases, 220/440 Volts, 60 cps, abierto a prueba de goteo.

REVISION DEL LADO DE SUCCION

Las bombas trabajarán al nivel del mar.

$$h_a = \frac{33.9'}{0.963} = 35.20'$$

Presión en la succión

$$h_s = 3 \times 2.31 = 6.93'$$

Presión de vapor a TB (tabla 23)

$$h_{pv} = \frac{11.53 \times 2.31}{0.963} = 27.65'$$



PERFORMANCE 5" FIG. 5814
 5824

1750 R.P.M.

HYDRAULIC PERFORMANCE IS
 CONTINGENT ON FURNISHING
 THE PUMP WITH SPECIFIED
 AMOUNT OF CLEAR, FRESH,
 NON-AERATED WATER NOT TO
 EXCEED 85° F.

IMPELLER D5DIF

SOLIDS

REFERENCE 49770CP

8-30-62
 EQUIVALENT
 K.O./G.F.
 49933CP

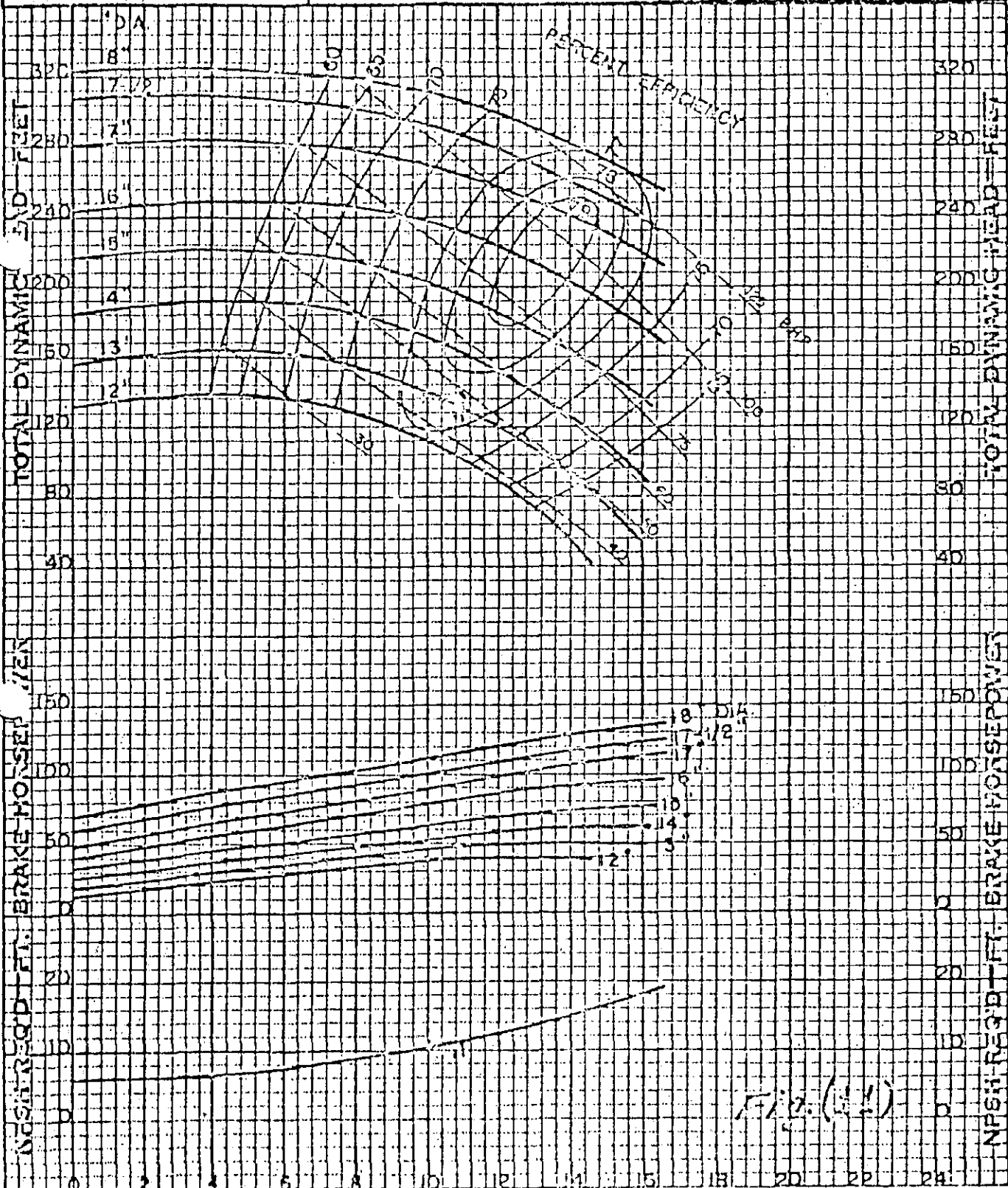


Fig. (51)

- 24 -

El valor de NPSHD se calcula por la relación siguiente:

$$\text{NPSHD} = 35.20 + 6.93 - 27.65$$

$$= 14.48' > 11' \text{ (NPSHR)}$$

La bomba, en consecuencia, no cavitará.

2A.- CAVITACION

La cavitación se presenta en las turbo-bombas, cuando a la entrada del impulsor centrífugo la presión del fluido es menor que la presión de vapor del mismo. En éste momento se forman " cavidades " ó " burbujas " de vapor y aire enrarecido. Esta es la fase inicial de la cavitación.

Estas burbujas son arrastradas por el flujo y cuando alcanzan zonas de presión ambiente mayor que la suma de la presión interna y la tensión superficial de la burbuja, estas se reabsorven lo cual ocasiona un desplazamiento de las partículas de fluido que se encuentran alrededor de las burbujas para llenar el " vacío " que se ha creado.

El efecto es de un golpe de " martillo de agua " el cual deja sentir su efecto principal en las caras de los álabes.

La alta frecuencia de éstos golpes ocasiona una erosión de las partículas del metal de los álabes del impulsor. Estas partículas son muy finas y el resultado que se observa en los álabes es de " piquetes " ó excavaciones de metal.

La onda de sobrepresión consecutiva a éste fenómeno se propaga provocando la reabsorción de las burbujas siguientes y así sucesivamente. La celeridad de propagación de éstas ondas es del orden en magnitud, de la velocidad de propagación del sonido en el agua, lo cual dá idea del efecto destructor en los álabes de las turbo-máquinas en las cuales se presente --

éste fenómeno.

No debe confundirse la cavitación con la liberación de aire ó el bloqueo del tubo de succión causado por gases disueltos (ó vapor), lo cual se puede producir también a causa de una baja presión.

En resumen, la causa esencial de la cavitación es una disminución de presión a la entrada de los impulsores de bombas centrífugas, disminución que alcanza el valor de la presión de vapor del fluido bombeado.

La presión a la entrada del impulsor centrífugo puede disminuir por alguna de las causas siguientes:

A).- Cuando aumenta la " altura de succión " de la bomba centrífuga

h_s (-) Figura 1

B).- Cuando la presión en la succión disminuya, esto puede ser ocasionado artificialmente cuando el suministro se hace de un tanque a presión.

C).- Cuando la temperatura del fluido bombeado aumenta. En realidad un aumento en la temperatura no produce una baja presión, pero sí aumenta el valor de la presión de vapor del líquido.

Una de las manifestaciones características de la cavitación es la presencia de vibraciones y ruidos durante la operación de la bomba, se tiene la impresión de que cuando la bomba cavita tal parece que el líquido se ha substituido por piedras muy pequeñas.

No debe confundirse ésta manifestación con el ruido y vibración que se

produce cuando la bomba no trabaja a régimen óptimo.

Cuando los choques a la entrada son grandes a causa de un ángulo de ataque de los álabes del impulsor.

En la figura No. 11 se muestra un corte transversal de un impulsor centrífugo radial, así como la tubería de succión, en la cual suponemos ya el flujo establecido permanente y uniforme.

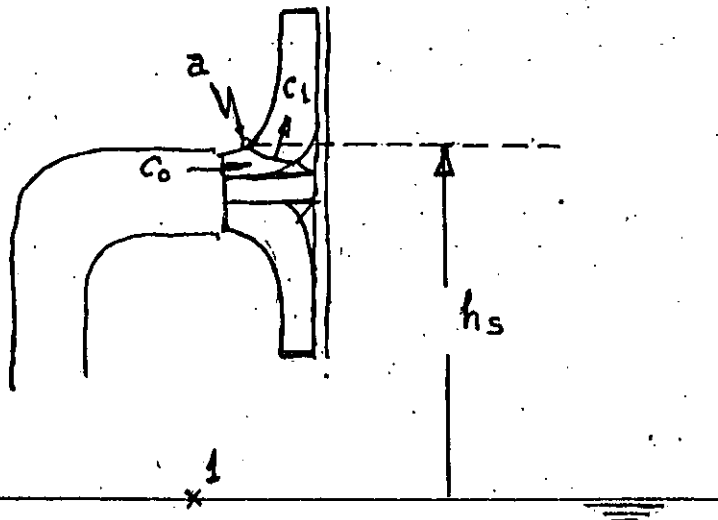


Figura No. 11.- Corte transversal del impulsor centrífugo radial

Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosférica local.

C_o = Velocidad absoluta del fluido, inmediatamente antes de la entrada al impulsor.

$\sum h_{fs}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción en la línea de succión.

$\frac{P_v}{\gamma} = h_{pv}$ = Carga de presión de vapor.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre el punto l y el punto a, tomando como plano de referencia (origen) el plano que pasa por el punto l, tenemos:

$$\frac{P_l}{\gamma} = h_A = \frac{P_a}{\gamma} + h_s + h_{fs} + \frac{C_o^2}{2g}$$

Entonces:

$$\frac{P_a}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{C_o^2}{2g} \quad (10)$$

Aplicamos la ecuación de Bernoulli, para movimiento relativo, entre el punto a y un punto inmediatamente vecino interior del álabe:

$$\frac{W_a^2 - U_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} = \frac{W^2 - U^2}{2g} + \frac{P}{\gamma}$$

Suponemos que $U_a = U$, lo cual es cierto si tomamos ambos puntos muy cercanos:

Entonces:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{W_a^2 - W^2}{2g}$$

Ponemos:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + \lambda \frac{W^2}{2g} \quad (11)$$

λ es un coeficiente que toma en cuenta la variación del valor de la velocidad relativa (de ΔW) y es función de la velocidad específica del impulsor.

Substituyendo el valor de P_a/γ dado por la ecuación (10) en la ecuación

(11)

Obtenemos:

$$\frac{P}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{C_0^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g}$$

De acuerdo con la definición de cavitación, la condición de no cavitación se escribe:

$$\frac{P}{\gamma} > h_{pv}$$

Es decir:

$$h_A - h_s - \sum h_{fs} - \lambda_1 \frac{C_1^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g} > h_{pv}$$

λ_1 es un coeficiente que corrige la sustitución de C_0 por C_1 . La desigualdad anterior, reagrupando términos queda:

$$h_A - h_s - \sum h_{fs} - h_{pv} > \lambda_1 \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W^2}{2g} \quad (12)$$

El primer miembro de la desigualdad (12) son valores característicos del lado de succión de una turbo-bomba y se ha convenido en llamarle NPSH disponible.

El segundo miembro de la desigualdad (12) depende del diseño del impulsor y de la determinación de los coeficientes experimentales 1 y 2. Este segundo miembro de la desigualdad se ha convenido en llamarle NPSH requerido. Su valor lo proporcionan los fabricantes para cada modelo, en forma de gráfica en función del gasto.

La desigualdad No. 12 pone en evidencia el hecho de que, para que una bomba no cavite el valor de NPSHA (disponible) debe ser siempre mayor (ó igual) al valor de NPSHR (requerido).

SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS
EN CONSIDERACION A CARACTERISTICAS
DE LA SUCCION
LIMITACIONES EN LA SUCCION

Una gran cantidad de los factores importantes que afectan la operación de una bomba centrífuga son las condiciones de succión. Elevación de succión anormalmente alta, sumergencia insuficiente, ó bajo NP SH de acuerdo con la capacidad de succión de la bomba, usualmente causan serias reducciones en la capacidad y eficiencia llevan a veces a serios problemas de vibración y cavitación.

Dos condiciones deberán satisfacerse plenamente para un adecuado suministro a la bomba.

1o. La campana de succión debe estar ubicada totalmente bajo la superficie del agua.

2o. La entrada de agua debe estar diseñada funcionalmente correcta.

Estos requisitos son aplicables ya sea a bomba sumergida ó al tubo de succión para cualquier tipo de bomba. Esto es válido para todas las velocidades específicas.

USO DE TERMINOS PARA LAS CONDICIONES DE SUCCION

Para evitar errores en aplicación de bomba, debe tomarse mucho cuidado en la selección de los términos para describir las condiciones del sistema que afectan a la succión de la bomba. Altura total de succión

ó carga total de succión son los términos preferidos cuando el líquido bombeado es agua fría y cuando el sistema no está complicado por factores extraños tales como un vacío producido artificialmente.

Carga positiva de succión (NPSH) es un término utilizado para problemas más complicados de bombeo asociado usualmente al manejo de líquidos con temperaturas cercanas a su punto de ebullición.

Un ejemplo puede ser sistemas de bombeo de retorno de condensados, ó manejo de gases en estado líquido.

Sumergencia es un término usado para relacionar el nivel del líquido con la boca de entrada de succión de una bomba de instalación abiertas. Esto es una dimensión estática que describe parcialmente un sistema, y que no puede ser sustituido por un término dinámico como el NPSH.

NPSH no puede ser usado indistintamente como el término carga de succión. Carga de succión es referido a una presión mayor de la atmosférica mientras que NPSH se relaciona con una presión mayor que la presión de vapor medida en una escala absoluta.

Siempre que sea práctico, el término adecuado deberá ser acompañado por:

Una descripción pictórica del sistema para ayudar en la determinación de las pérdidas de succión.

Datos precisos concernientes al líquido, tales como su temperatura, gravedad específica, viscosidad presión de vapor, etc.

La elevación estática (vacío) ó carga que será impuesta a la bomba.

NPSH Y AREA DEL OJO DE ENTRADA DEL IMPULSOR

Hay muchos factores que afectan el NPSH requerido por bomba centrífuga.

Uno de esos factores es el área del ojo de entrada. Sin embargo dicha área solamente no puede ser usada para evaluar el NPSH de cualquier bomba, dado que muchos de los otros factores son características individuales de cada diseño.

VELOCIDAD ESPECIFICA

El efecto de la elevación de succión sobre una bomba centrífuga esta relacionada a su carga, capacidad y velocidad. La relación de estos factores para propósitos de diseño es expresada por un número índice conocido como la velocidad específica. La fórmula que lo relaciona es como sigue:

$$\text{Velocidad específica } N_s = \frac{N \cdot Q}{H^{3/4}} \quad \text{ó } N_s = \frac{QH^{1/4}}{H}$$

donde:

Q = Capacidad en galones por minuto

H = Carga total por paso en pies

N = RPM

La velocidad específica de diseño de un impulsor es un índice de su tipo cuando los factores en la fórmula anterior corresponden a la eficiencia óptima.

Esto es usado cuando se diseñan impulsores para diferentes condiciones de carga capacidad y velocidad.

Impulsores para cargas altas tienen usualmente velocidades específicas bajas, mientras que impulsores para cargas bajas generalmente tienen velocidad específica elevada. Ha sido encontrado que la velocidad específica es una característica muy útil para determinar la altura de succión máxima permisible ó la carga mínima de succión para evitar cavitación de acuerdo con diversas condiciones de capacidad carga y capacidad.

Para una carga y capacidad dadas, una bomba de baja velocidad específica operará con seguridad con alturas de succión mayores que otra con velocidad específica elevada.

Sí la elevación de succión es muy alta (mayor de 4.5 m) es a veces necesario recurrir a velocidades muy lentas, consecuentemente a bombas de gran tamaño, mientras que si la altura de succión es baja, ó hay carga positiva en la succión la velocidad puede ser aumentada y seleccionarse bombas de menor tamaño.

LIMITACIONES A LA VELOCIDAD ESPECIFICA

El aumento de velocidad sin condiciones apropiadas en la succión causa a veces problemas serios de vibraciones, ruidos, etc.

Las cuatro gráficas de velocidad específica que se muestran en las figuras 57, 58, 59, 60 representan generalmente los límites recomendables de velocidad específica con respecto a capacidad, velocidad, carga, y alturas de succión, y no deben ser considerados como límites teóricos.

En alguna aplicación particular es posible que algunas bombas excedan los límites indicados en dichas gráficas. En tales casos cuando las características de la bomba están basadas en la experiencia de la Manufacturera y en datos de prueba, dichos límites pueden ser excedidos.

Dichas gráficas recomiendan las máximas velocidades específicas para condiciones normales de operación y esta basada en la premisa de que la bomba en su punto de operación se realiza con su eficiencia óptima.

La altura de succión ó la carga de succión deben ser medidas con respecto a la brida de succión de la bomba y referida al ojo de entrada del impulsor de la primera etapa en bombas verticales.

Dichas gráficas se aplican a bombas de una sola etapa de succión doble ó sencilla con la flecha a través del ojo del impulsor, y a bombas de una sola entrada de flujo axial ó de flujo mixto.

La primera gráfica figura 57 cubre bomba centrífugas de doble succión para velocidades específicas de 1000 a 6,000.

La siguiente gráfica figura 58 cubre bombas de succión sencilla con la flecha a través del ojo del impulsor para velocidades específicas de 700 a 4200.

La tercera gráfica figura 59 cubre el caso de bombas de succión sencilla en el extremo, de tipo predominantes centrífugas para velocidades específicas de 700 a 4200. Los tipos de bombas mencionados hasta ahora se aplican particularmente en los rangos de cargas medias y altas.

La cuarta gráfica figura 60 se dedica a bombas de flujo axial ó de flujo mixto de succión sencilla y de velocidades específicas elevadas, de 3,500 a 20,000. Bombas de esta clase se aplican ventajosamente cuando la carga es pequeña.

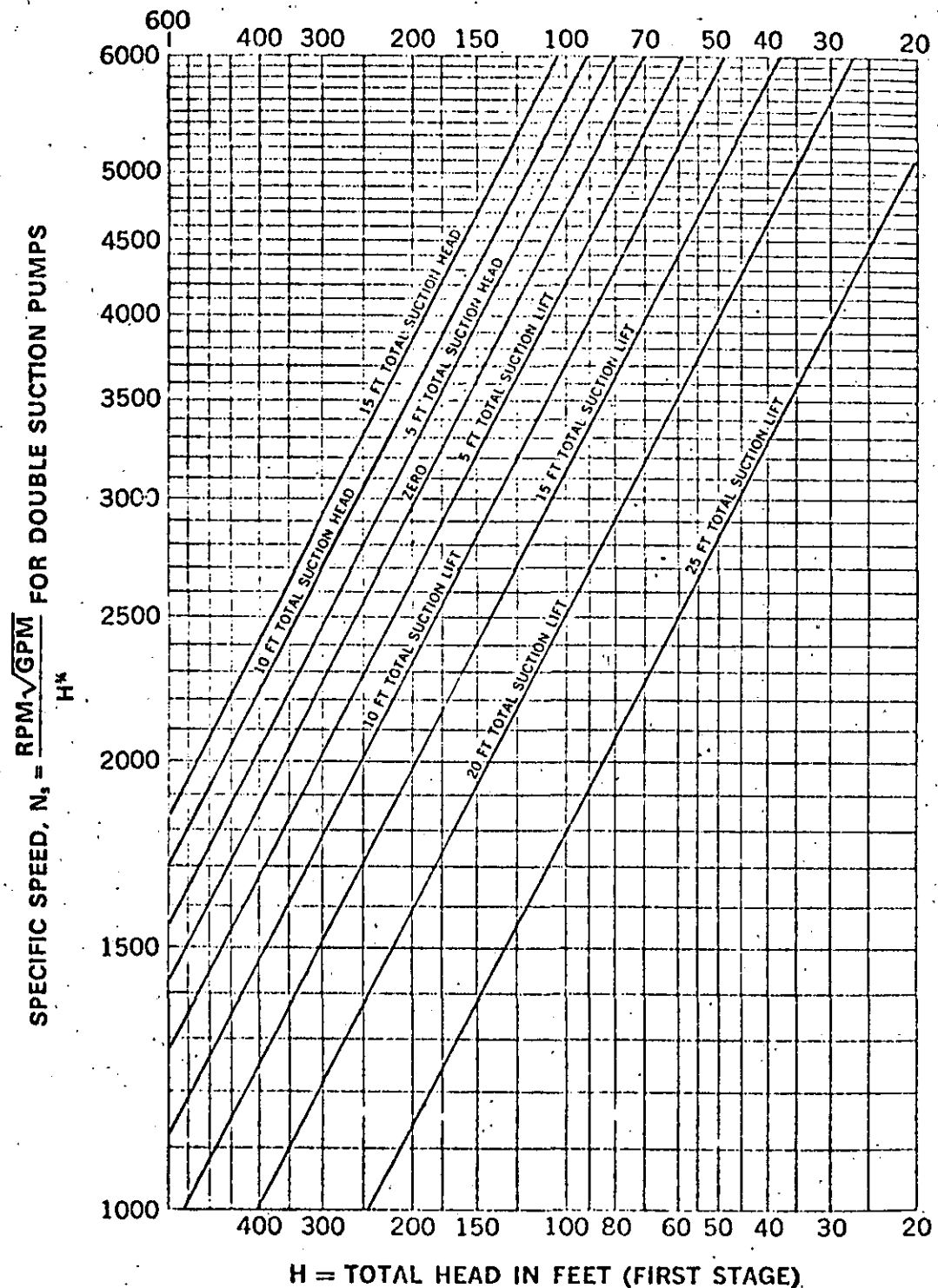


Fig. 57 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR DOUBLE SUCTION PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

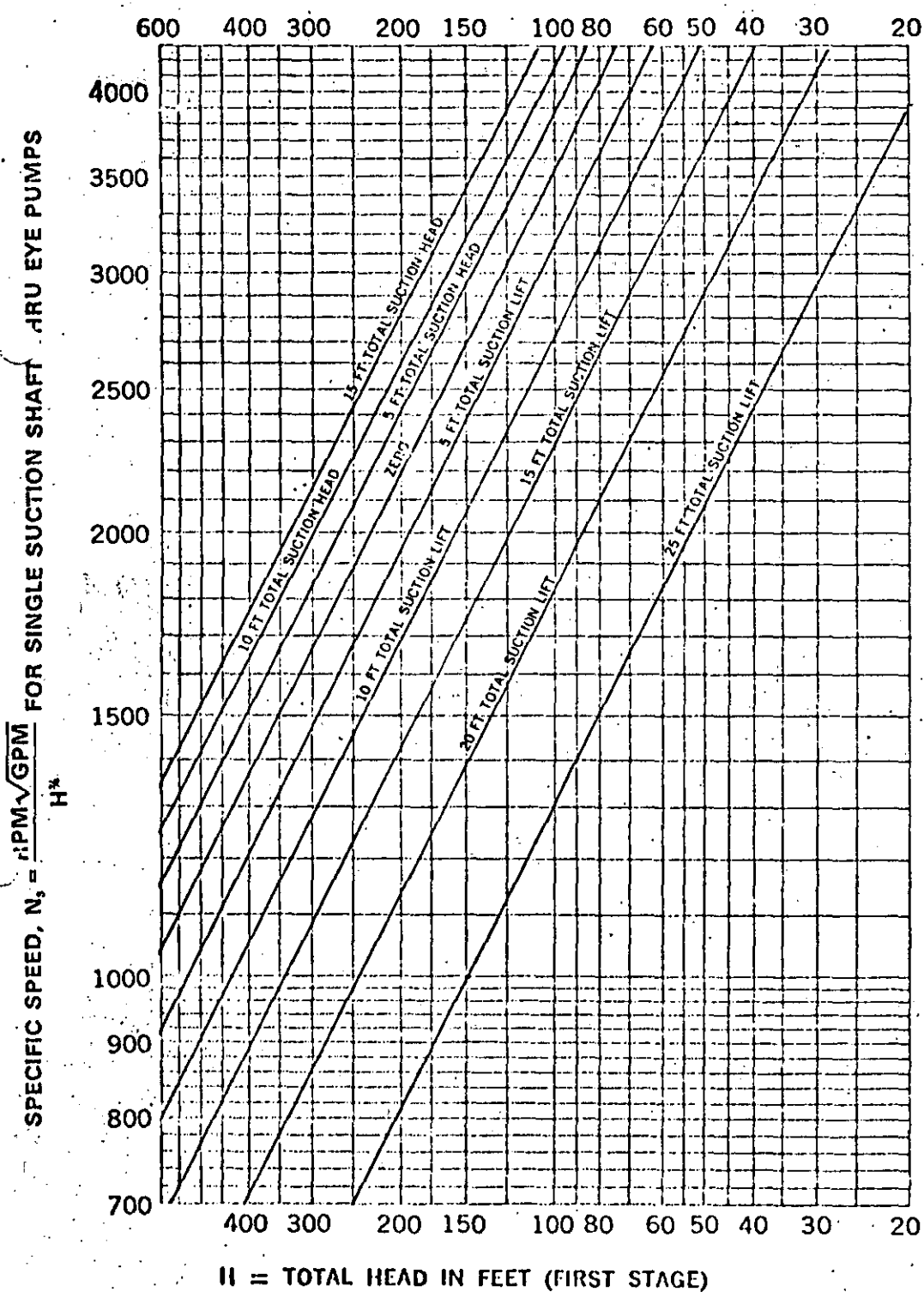


Fig. 58. UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION SHAFT THRU EYE PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

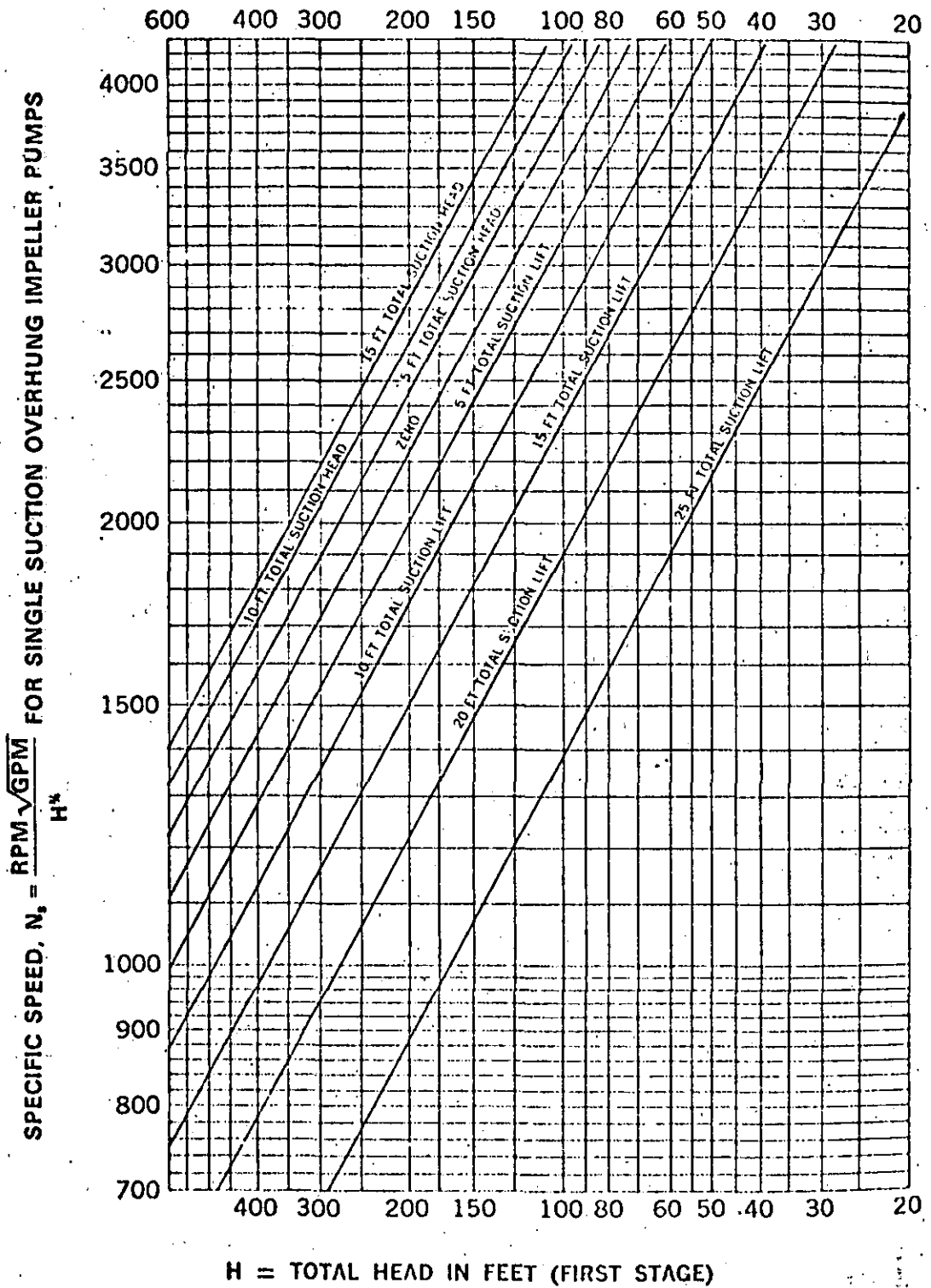


Fig. 59. UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION OVERHUNG IMPELLER PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

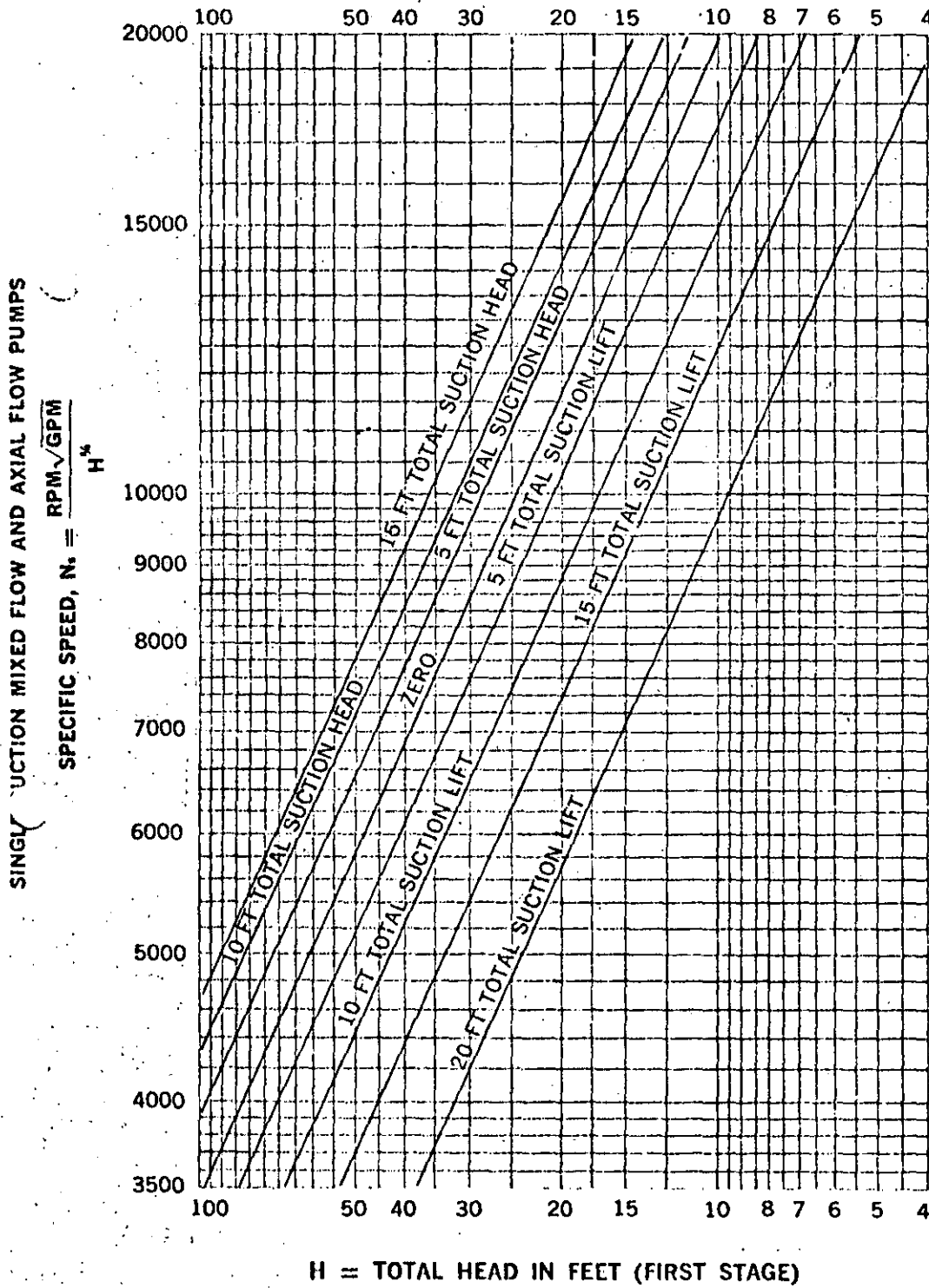
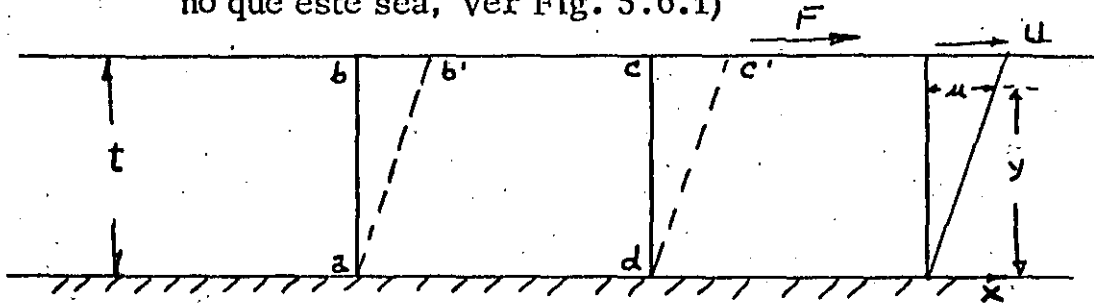


Fig. 60 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION, MIXED AND AXIAL FLOW PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

5.6.- CORRECCION DE CURVAS DE OPERACION POR EFECTO DE LA VISCOSIDAD.

5.6.1).- VISCOSIDAD

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, por muy pequeño que éste sea, Ver Fig. 5.6.1)



En la figura (5.6.1) se representa una sustancia que se ha colocado entre dos placas paralelas muy próximas y lo suficientemente largas para que puedan despreciarse las condiciones en los bordes. La placa inferior está fija y sobre la superior se aplica una fuerza F , que origina un esfuerzo cortante F/A en la sustancia colocada entre las placas.

A es el area de la placa superior.

Cuando ésta fuerza F , por muy pequeña que sea, hace mover la lámina superior con una velocidad constante (no nula), se puede concluir que la sustancia situada entre las láminas es un fluido.

Experimentalmente se demuestra que

$$F = \frac{\Delta U}{t} \cdot \mu$$

Como $F/A = \tau$ entonces

$$\tau = \frac{u}{t} \mu$$

$\frac{u}{t}$ = Velocidad angular de deformación = $\frac{du}{dy}$

En forma diferencial escribimos

$$\tau = \frac{du}{dy} \mu \quad (5.6.1)$$

μ = Factor de proporcionalidad y se llama viscosidad del fluido.

La relación (5.6.1) se llama " Ley de Newton de la viscosidad ".

Las dimensiones de la viscosidad se determinan por la relación (5.6.1), despejando la viscosidad.

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy}$$

Poniendo las dimensiones F, L, T para fuerza, longitud y tiempo,

$$\tau : FL^{-2}, u : LT^{-1}, y : L$$

Las dimensiones de μ són; $\mu : FL^{-2}T$

Si se ponen las dimensiones de la fuerza en términos de la masa usando el 2º principio de Newton del movimiento $F : MLT^{-2}$,

las dimensiones de la viscosidad pueden expresarse como $ML^{-1}T^{-1}$

En el sistema técnico de unidades, la unidad de viscosidad (que no tiene nombre especial) es 1 Kg. seg/m². En el sistema ^{CGS es,} POISE y es 1 dina-seg/cm² ó gr/cm-seg.

El centipoise es la centésima parte del ~~POISE~~ POISE

5.6.2). - VISCOSIDAD CINEMATICA:

La viscosidad suele llamarse viscosidad absoluta ó dinámica para evitar confundirla con la viscosidad cinemática, que es igual a:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Las dimensiones de ν són $L^2 T^{-1}$ la unidad técnica es $1 \text{ m}^2/\text{seg.}$ no tiene nombre especial; la unidad cegesimal se llama STROKE y es $1 \text{ cm}^2/\text{seg.}$

En muchas tablas y diagramas las variables son mostradas en relación a la viscosidad cinemática expresada en SSU.. En otras la viscosidad cinemática se expresa en $\text{ft}^2/\text{seg.}$ La relación entre las dos puede ser computada aproximadamente como sigue:

$$(\text{ft}^2/\text{seg.}) = 2.433 \times 10^{-6} \text{ SSU} - 2,10 \times 10^{-3}/\text{SSU}$$

Se usa ésta ecuación cuando los SSU es igual ó menor que 100.

$$(\text{ft}^2/\text{seg.}) = 2.368 \times 10^{-6} \text{ SSU} - 1.45 \times 10^{-3}/\text{SSU}.$$

La última ecuación se usa cuando la viscosidad en SSU es igual a 100 ó mayor.

5.6.3).- DETERMINACION DE LA CURVA DE OPERACION DE UNA BOMBA CUANDO OPERA CON LIQUIDOS VISCOSOS. (*)

La curva de operación de una bomba centrífuga es afectada cuando bombea líquidos viscosos. Un marcado incremento en el BHP, una reducción en carga, y, alguna reducción en la capacidad ocurren con viscosidades altas y moderadas.

(*) Hidraulic Institute Standards. 13a. Edición, pág. 100-106.

Las Figs. 62 y 63 proporcionan un medio de determinación del desarrollo de una bomba centrífuga convencional manejando un líquido viscoso cuando su desarrollo en agua es conocido. Esas figuras también pueden ser usadas como una ayuda seleccionando una bomba para una aplicación dada. Los valores mostrados en la Fig. 62 son promedios ^{de} pruebas de bombas convencionales de una etapa de 2" a 8" manejando aceites de petróleo. Los valores mostrados en la Fig. 63 fueron preparados de otras ~~prue-~~ ^{prue-}bas con varias bombas más pequeñas (de 1" para abajo). Las curvas de corrección no son, por consiguiente exactas para una bomba en particular.

Cuando es esencial información precisa, las pruebas de comportamiento deberán ser hechas con el líquido viscoso a manejar.

LIMITACIONES EN EL USO DE LA CARTA DE CORRECCIÓN DE COMPORTAMIENTO PARA LIQUIDOS VISCOSOS.

Haciendo referencia a las Figs. 62 y 63.

Dado que estas cartas están basadas en consideraciones empíricas como teóricas, la extrapolación más allá de los límites mostrados iría fuera del rango de experiencia que estas cartas cubren y no es recomendable usarse solamente para bombas de diseño hidráulico convencional, en el rango normal de operación, con impulsores abiertos ó cerrados.

No se use para bombas de flujo mixto ó axial ó para bombas de diseño hidraulico especial para liquidos viscosos o no uniformes Usese solamente con el adecuado NPSH disponible en vias de evitar el efecto de cavitación.

Usese solamente con fluidos Newtonianos (uniformes). Gels, pulpa de papel y escurrimientos residuales (Slurry) y otros liquidos no uniformes pueden producir resultados altamente variables, dependiendo de las características particulares de los liquidos.

DEFINICIONES Y SIMBOLOS USADOS EN LA DETERMINACION DEL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA CUANDO SE MANEJAN LIQUIDOS VISCOSOS.

Q_{vis} = capacidad en GPM cuando se bombea liquido viscoso

H_{vis} = Carga en fts cuando se bombea liquido viscoso

E_{vis} = Eficiencia en por ciento cuando se bombeo liquido viscoso.

Bhp_{vis} = Potencia requerida por la bomba cuando se bombea liquido viscoso.

Q = Capacidad en GPM cuando se bombea agua.

H = Carga en fts cuando se bombea agua

E = Eficiencia en por ciento cuando se bombea agua.

S = Gravedad específica = _____

C_Q = Factor de corrección de capacidad

C_H = Factor de corrección de carga

C_E = Factor de corrección de eficiencia

1.0Q = Capacidad con agua cuando se obtiene la eficiencia máxima.

Las siguientes ecuaciones se usan para determinar la característica de operación con líquidos viscosos cuando la curva de operación con agua es conocida:

$$Q_{vis} = C_Q \times Q$$

$$H_{vis} = C_H \times H$$

$$E_{vis} = C_E \times E$$

$$Bhp_{vis} = \frac{Q_{vis} \times H_{vis} \times S}{3960 \times E_{vis}}$$

C_Q , C_H y C_E se determinan de las figuras 62 y Fig. 63, las cuales están basadas en el comportamiento con agua. La Fig. 62 deberá usarse para bombas pequeñas teniendo una capacidad en el máximo punto de eficiencia de menos de 100 GPM (comportamiento con agua).

Las ecuaciones siguientes se utilizan para aproximar el comportamiento en agua cuando la capacidad y carga viscosa deseadas son dadas y los valores de C_Q y C_H deben ser estimados de la figura 62 ó 63, usando Q_{vis} y H_{vis} como:

$$Q \text{ (Aprox.)} = \frac{Q_{vis}}{C_Q}$$

$$H \text{ (Aprox.)} = \frac{H_{vis}}{C_H}$$

INSTRUCCIONES PARA LA SELECCION PRELIMINAR DE UNA BOMBA PARA UNA CONDICION DAD DE Q Y H VISCOSAS.

Dada la capacidad y carga deseadas del liquido viscoso a ser bombeado, y, la viscosidad y gravedad especifica en la temperatura de bombeo, las figuras 62 ó 63 pueden ser usadas para encontrar la capacidad y carga equivalentes aprox. en bombeo de agua.

Ejemplo. Seleccione una bomba que entregue 750 GPM a 100' de CT de un líquido viscoso de 1000 SSU y una $S=0.9$ a la temperatura de bombeo.

Entrando a la figura 63 con 750 GPM llenado hacia arriba hasta 100' de carga, horizontalmente hasta 1000 y entonces hacia arriba para los factores de corrección.

$$C_Q = 0.95$$

$$C_H = 0.92 \text{ (para } 1.0 Q_n)$$

$$C_E = 0.635$$

$$Q = \frac{750}{0.95} = 790 \text{ GPM}$$

$$H = \frac{100}{0.92} = 108.70 \quad 109'$$

Seleccionamos una bomba para operar con agua a la capacidad de 790 GPM y 109' de carga total. La bomba seleccionada tiene una eficiencia trabajando con agua de 81% a 790 GPM, entonces la eficiencia con el líquido viscoso será la siguiente:

$$E_{vis} = 0.635 \times 81 = 51.44\%$$

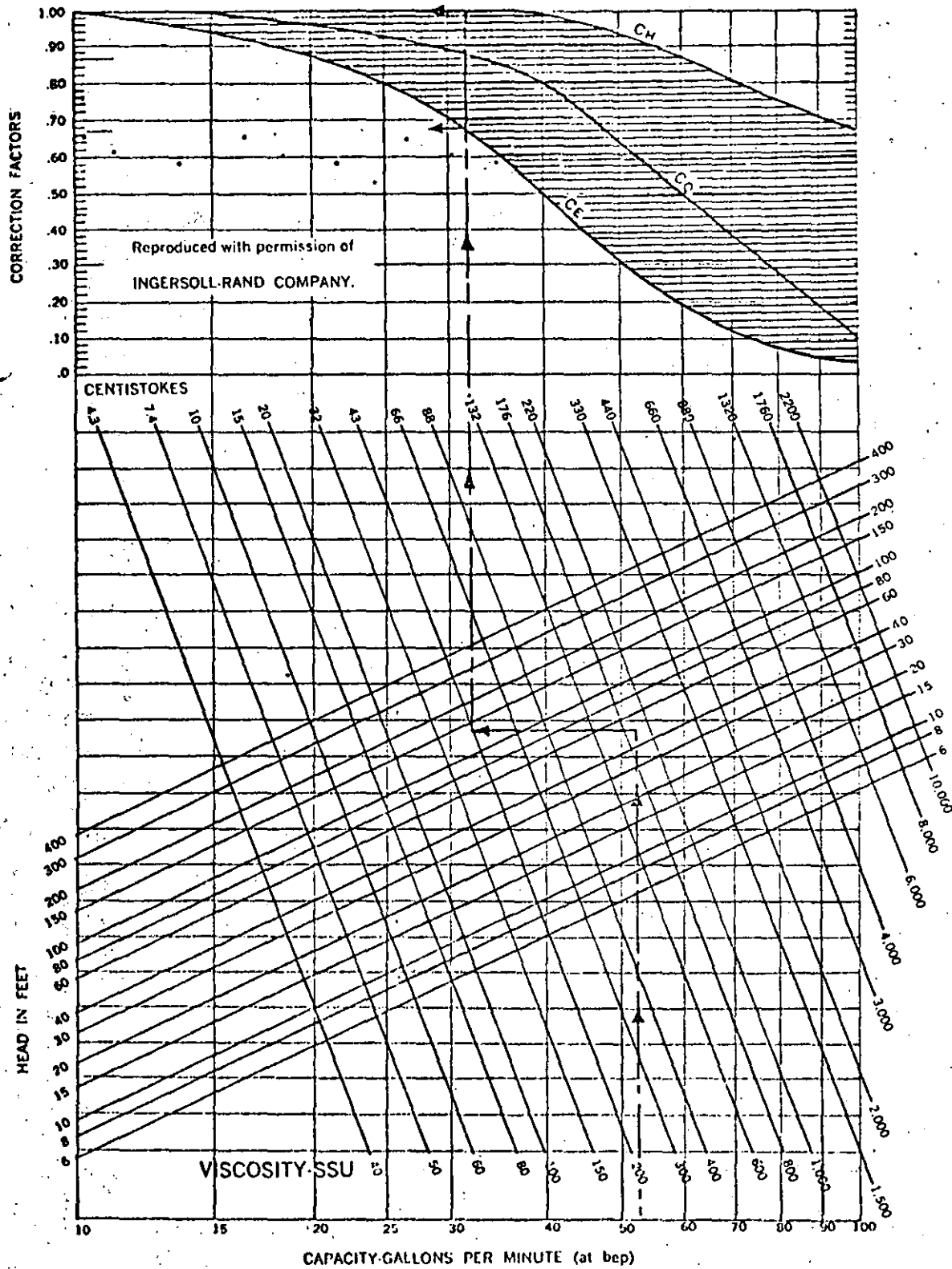


Fig. 62 VISCOSITY CORRECTION CHART

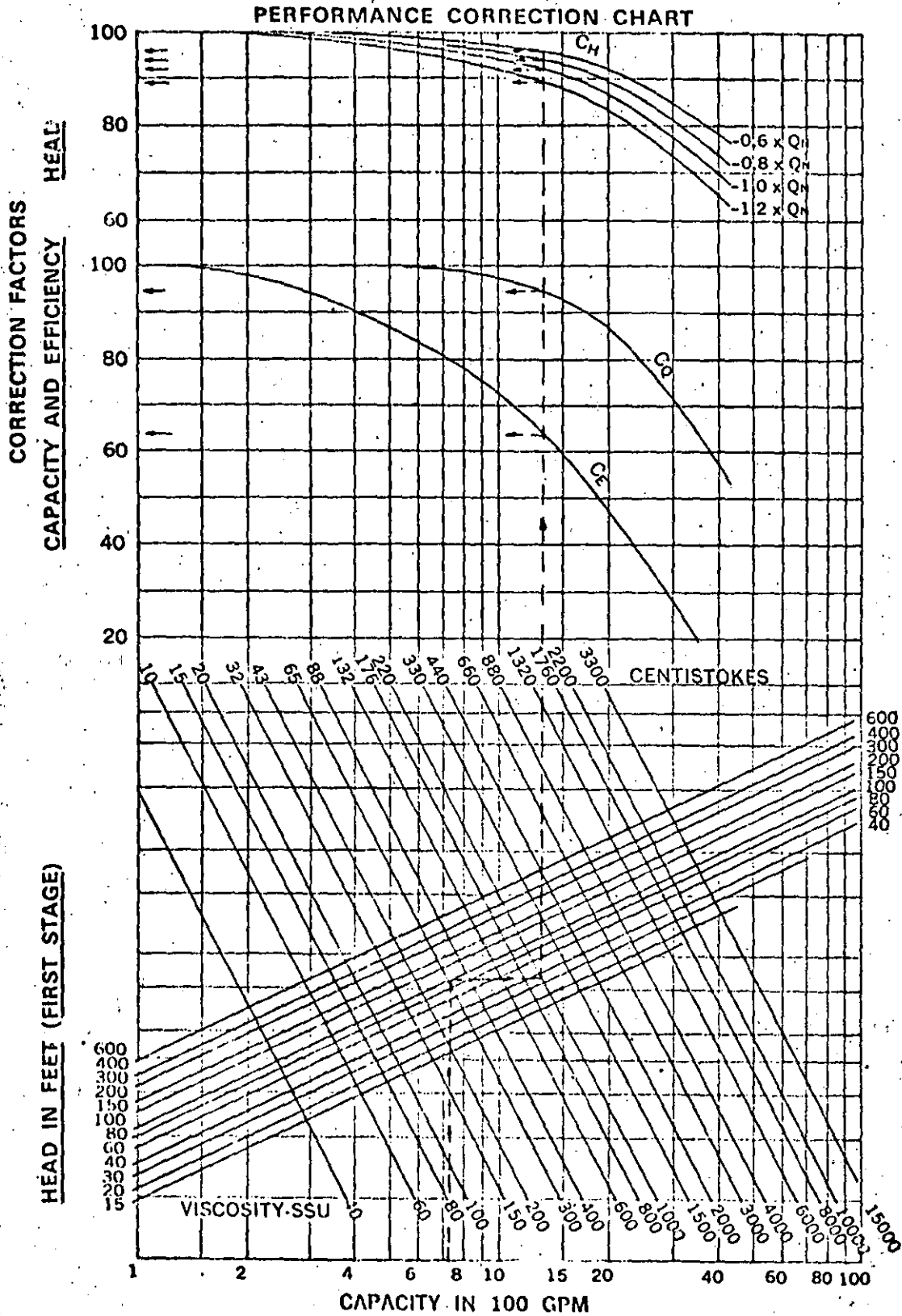


Fig. 63 PERFORMANCE CORRECTION CHART



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBAS DE POZO PROFUNDO

ING. JUAN VICENTE GÓMEZ FUSTER

SEPTIEMBRE, 1984

EQUIPOS DE BOMBEO PARA POZO PROFUNDO

Ejemplo para seleccionar un equipo de bombeo y sus correspondientes elementos para su correcto funcionamiento.

Sistema de bombeo directo a tanque.

1. DATOS DE PROYECTO:

Nombre del sistema	:	
Población actual	:	7100 hab.
Población último censo	:	6536 hab.
Clima	:	Cálido
Altura sobre el nivel del mar	:	75 m.
Tipo de Captación	:	Pozo Profundo
Profundidad del Pozo	:	120 m.
Diámetro de ademe	:	356 mm. (14")
Curva de Aforo	:	Se anexa
Calidad del agua	:	Buena
Temperatura del agua	:	18°C
Nivel Estático	:	30 m.
Nivel Dinámico	:	38 m.
Cota brocal del pozo	:	76 m.
Cota plantilla del tanque	:	98 m.
Tirante máximo en el tanque	:	2.50 m.
Longitud de la Línea de Conducción	:	590 m.
Diámetro de la Línea de Conducción	:	203 mm. (8")
Material de la Línea de Conducción	:	Asbesto-Cemento A-7
Voltaje en alta tensión disponible	:	13 200 V.
Voltaje en baja tensión o disponible	:	- -
Plano de localización y topográfico de la línea de conducción	:	

1.1.- POBLACION DE PROYECTO.

Para la estimación de la población de proyecto se deberá tomar en cuenta un período económico de proyecto de 6 a 15 años, de acuerdo con la magnitud y características de la lo

calidad por servir y del costo probable de las obras.

Se tomarán en cuenta los siguientes valores:

Para localidades de 2500 a 15000 habitantes de proyecto, de 6 a 10 años.

Para localidades urbanas de 15000 habitantes o más de proyecto, hasta 15 años.

$$P_p = P_a + \left[\frac{P_a - P_u}{A - B} \right] (D - A)$$

Donde:

P_p = Población de proyecto

P_a = Población actual

P_u = Población último censo

A = Año en que se lleva a cabo el proyecto

B = Año en que se llevó a cabo el último censo

D = Año hacia el futuro del funcionamiento del equipo.

$$\begin{aligned} P_p &= 7100 + \left(\frac{7100 - 6536}{1982 - 1980} \right) (1992 - 1982) \\ &= 7100 + 282 \times 10 = 9920 \text{ hab.} \end{aligned}$$

También

$$P_p = P_a (1 + i)^n$$

Donde:

P_p = Población de Proyecto

P_a = Población Actual

i = Incremento de población anual en porciento

n = Número de años al futuro

$$P_p = 7100 (1 + 0.035)^{10} = 10\ 015 \text{ hab.}$$

1.2.- DOTACION.

Para determinar la cantidad de agua que se requiera para las condiciones inmediatas y futuras de la localidad, se recomienda adoptar los siguientes valores para la dota-

ción, en función del clima y del número de habitantes considerados como población de proyecto.

POBLACION DE PROYECTO HABITANTES	TIPO DE CLIMA		
	CALIDO	TEMPLADO	FRIO
	LT / HAB / DIA		
De 2500 a 15000	150	125	100
De 15000 a 30000	200	150	125
De 30000 a 70000	250	200	175
De 70000 a 150000	300	250	200
De 150000 a más	350	300	250

TABLA N° 1

1.3.- COEFICIENTES DE VARIACION DIARIA Y HORARIA.

Los coeficientes de variación diaria y horaria se fijarán en función de un estudio específico realizado en la localidad. Cuando no sea posible obtener estos datos, se recurrirá a información en localidades de características similares. Los valores más frecuentemente usados son de 1.2 y 1.5, respectivamente. Sin embargo, el ámbito de variación puede ser el siguiente:

Coefficiente de variación diaria	1.2 a 1.5
Coefficiente de variación horaria	1.5 a 2.0

1.4.- GASTO MEDIO

$$Q_M = \frac{\text{Dotación} \times \text{Población Proyecto}}{86\,400}$$

Donde

Dotación = 200 Lt/Hab/Día

Población Proyecto = 10 015 Hab.

$$Q_M = \frac{200 \times 10015}{86400} = 23.18 \text{ l.p.s.}$$

1.5.- GASTO MAXIMO DIARIO.

$$Q_{M_D} = Q_M \times \text{COEFICIENTE DE VARIACION DIARIA}$$

$$Q_{M_D} = 23.18 \times 1.2 = 27.82 \text{ l.p.s.}$$

1.6.- GASTO MAXIMO HORARIO.

$$Q_{M_H} = Q_{M_D} \times \text{COEFICIENTE DE VARIACION HORARIA}$$

$$Q_{M_H} = 27.82 \times 1.5 = 41.73 \text{ l.p.s.}$$

1.7.- GASTO DE BOMBEO.

$$Q_B = \frac{Q_{M_D} \times 24}{H_B}$$

Donde

$$Q_{M_D} = \text{GASTO MAXIMO DIARIO}$$

$$H_B = \text{HORAS DE BOMBEO}$$

$$Q_B = \text{GASTO DE BOMBEO}$$

$$Q_B = \frac{27.82 \times 24}{16} = 41.73 = 42.00 \text{ l.p.s.}$$

2.- PERDIDAS DE CARGA.

2.1.- Pérdidas de carga en la línea de conducción, utilizando la fórmula de MANNING:

$$H_F = KLQ^2$$

Donde:

H_F = Pérdidas de fricción en metros

K = Constante que depende de la rugosidad del tubo. Ver Tabla N° 2

L = Longitud de la línea de conducción en metros

Q = Gasto en $M^3/\text{seg.}$

Los coeficientes de rugosidad que se recomiendan para el proyecto, son los siguientes:

Asbesto Cemento	$N = 0.010$
Concreto liso	$N = 0.012$
Concreto aspero	$N = 0.016$
Acero Galvanizado	$N = 0.014$
Fierro Fundido	$N = 0.013$
Acero soldado sin revestimiento	$N = 0.014$
Acero soldado con revestimiento interior a base de Epoxy	$N = 0.011$
Plástico P.V.C.	$N = 0.009$

De acuerdo a lo anterior, para una tubería de 203 mm. (8") ϕ y $N = 0.010$

$K = 5.07$

$L = 590$ m.

$Q = 42.00$ l.p.s. = 0.042 $M^3/\text{seg.}$

$$H_F = 5.07 \times 590 \times (0.042)^2 = 5.28 \text{ m.}$$

2.2.- PERDIDAS DE CARGA EN PIEZAS ESPECIALES.

Utilizando el nomograma de la figura N° 1 tenemos:

FORMULA UTILIZADA : MANNING

DIAMETRO	n=0.009	n=0.010	n=0.011	n=0.012	n=0.013	n=0.014	n=0.015	n=0.016	
Pulg.	m.	K	K	K	K	K	K	K	
1/2	.013	955264.60	1179096.33	1431844.15	1695335.50	19231217.40	21132602.52	26575020.64	30240549.81
3/4	.019	1261724.60	1558245.08	1891074.13	2239031.77	2632375.19	3055075.70	3509831.50	3993048.56
1	.025	282631.50	361373.51	438596.45	519298.25	610530.82	708771.91	817543.56	926315.70
1 1/4	.032	77043.93	96261.60	116822.41	138317.76	162616.02	188785.05	216822.41	246720.97
1 1/2	.033	31353.30	37221.80	46092.69	55639.10	65413.51	75939.07	87219.05	99248.12
2	.05	6515.62	8046.08	9765.62	11562.50	13591.75	15701.27	18125.79	20825.00
2 1/2	.064	1944.08	2400.91	2913.75	3449.88	4055.94	4708.62	5407.93	6151.05
3	.071	729.44	902.52	1102.22	1333.18	1626.17	1907.99	2168.22	2467.29
4	.082	161.62	199.61	242.25	289.82	337.21	391.47	442.61	511.63
5	.087	50.24	62.05	75.30	89.16	104.82	121.60	139.76	159.04
6	.092	19.20	23.79	28.87	34.18	40.18	46.65	53.58	60.97
8	.107	4.11	5.07	6.16	7.29	8.57	9.95	11.43	13.00
10	.124	1.24	1.54	1.87	2.21	2.60	3.01	3.46	3.94
12	.141	.4054	.5030	.6025	.7146	.8391	.9751	1.12	1.28
14	.156	.20593	.25417	.30864	.36941	.43663	.49977	.57204	.65185
16	.166	.10229	.12610	.15390	.18115	.21297	.24725	.28397	.32313
18	.172	.05116	.06288	.07621	.09010	.10639	.12317	.14065	.15883
20	.177	.03008	.03615	.04330	.05081	.05884	.06740	.07650	.08613
24	.187	.01165	.01409	.01706	.02067	.02430	.02821	.03240	.03687
30	.197	.00355	.00429	.00511	.00591	.00702	.00806	.00929	.01055
36	.207	.00135	.00166	.00202	.00239	.00281	.00326	.00375	.00425
42	.217	.00059	.00073	.00088	.00105	.00123	.00143	.00164	.00187
48	.227	.00029	.00036	.00043	.00051	.00061	.00070	.00081	.00092
54	.232	.00015	.00019	.00023	.00027	.00032	.00037	.00043	.00049

FORMULAS

$C = \frac{A}{n} s^{2/3} ; S = 10.293 n^2 \left(\frac{Q}{D^{5/2}}\right)^2 ; S = KQ^2 ; K = \frac{10.293 n^2}{D^{5/2}} ; h_f = K L Q^2$

Pérdida por fricción en metros _____ h_f
 Constante _____ K
 Longitud en metros _____ L
 Gasto en m^3/seg _____ Q

NOTA.- Los valores de K corresponden a los diámetros indicados en la tabla en el sistema métrico decimal.

CALCULO

ING. SAMUEL LUGO M.

ESTE PLANO ANULA Y SUBSTITUYE AL V.C. 1623

SECRETARIA DE ASENTAMIENTOS HUMANOS Y OBRAS PUBLICAS
 SUBSECRETARIA DE BIENES INMUEBLES Y OBRAS URBANAS
 DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADOS
 SUBDIRECCION DE PROYECTOS

AGUA POTABLE
 CONSTANTES PARA PERDIDAS POR
 FRACCION

Contenido: _____

Marzo D. Marzo de 1975
 V.C. 1920

PERDIDA DE CARGA EN CONEXIONES

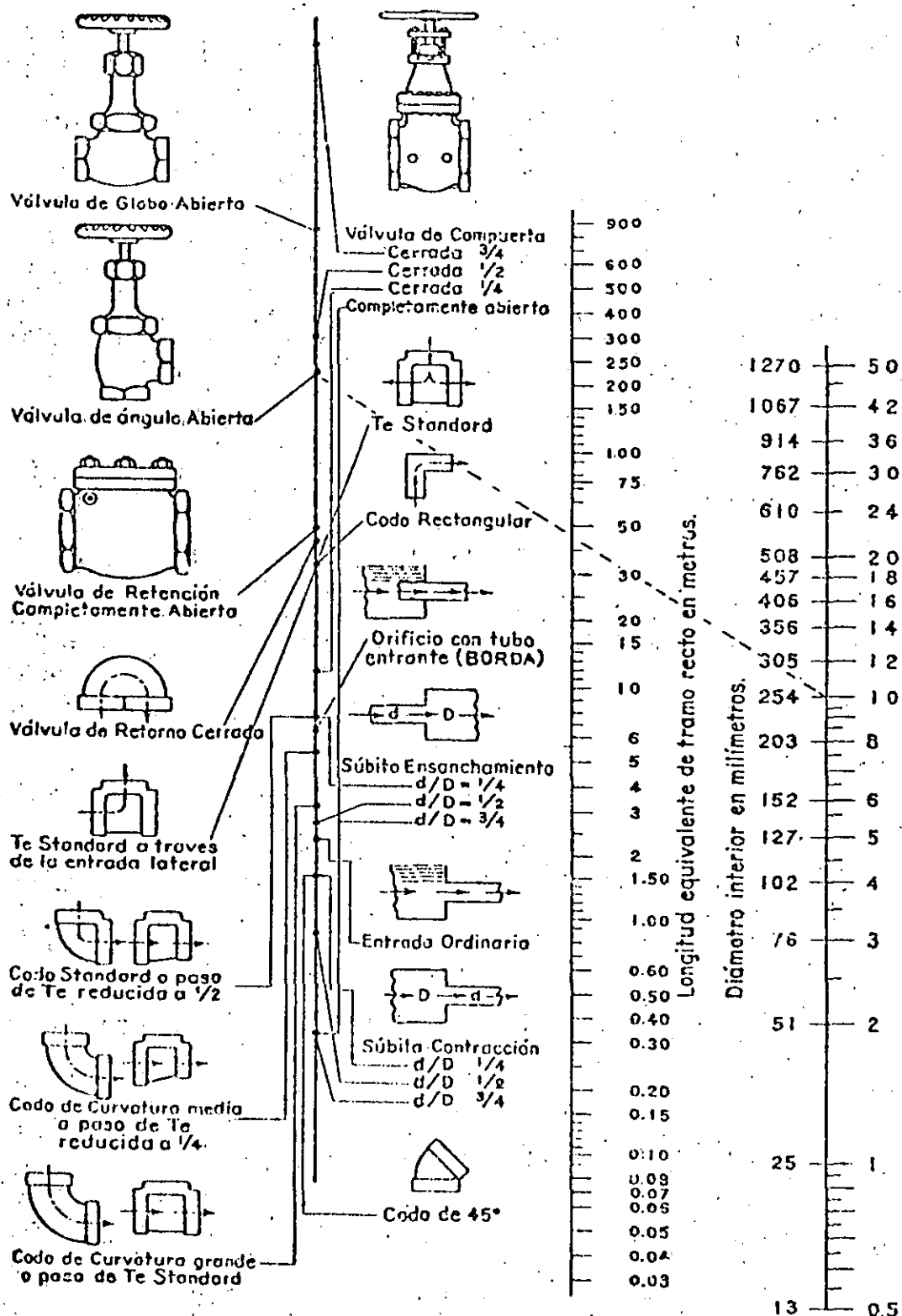


FIGURA No. 1

1	Codo 90° de 8" ϕ :	5.60 x 1	=	5.60 m.
1	Válvula Check de 8" ϕ :	17.00 x 1	=	17.00 m.
2	Válvula de Compuerta de 8" ϕ :	1.35 x 2	=	2.70 m.
2	Codos 45° de 8" ϕ :	3.1 x 2	=	6.20 m.
				<hr/>
				31.50 m.

La longitud equivalente de tramo recto por efecto de las piezas especiales será de 31.50 m.

Aplicando nuevamente la fórmula de MANNING tenemos:

$$H_{Fe} = KLQ^2$$

$$H_{Fe} = 5.07 \times 31.50 \times (0.042)^2 = 0.28 \text{ m.}$$

2.3.- PERDIDAS DE CARGA EN LA COLUMNA.

Longitud de columna = 50 m. = 164 pies.

Diámetro de columna = 203 mm. = (8")

Diámetro aprox. de flecha = 30.16 = (1³/16")

Gasto = 42.00 l.p.s. = 42.00 x 15.85 = 665.7 G.P.M.

Consultando la "Tabla de Pérdidas de Fricción Hidráulica en Columnas", tenemos:

$$H_{fc} = \left(\frac{1.7}{100}\right) \times 50 \times 3.28 = 2.79 \text{ pies.}$$

$$H_{fc} = 2.79 \times 0.3048 = 0.85 \text{ m.}$$

3.- Cálculo de la carga dinámica total.

$$C.D.T. = H_f + H_{Fe} + H_{fc} + N.D. + D.T. + \text{Tirante}$$

Donde:

$$C.D.T. = \text{CARGA DINAMICA TOTAL.}$$

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.

Monterrey de Juarez, Coahuila.

DIVISION: BOMBAS TURBINA
 SECCION: 4 INGENIERIA
 PRODUCTO: OCELCO
 FECHA: 23 DE MARZO 1977
 CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 PAGINA: 2

TABLA DE PERDIDAS DE FRICCION HIDRAULICA EN COLUMNAS

PERDIDAS EN PIES DE COLUMNA DE AGUA POR CADA 100 PIES DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE O AGUA.

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																			
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300		
2-1/2	3/4	1.0	2.3	3.9	5.4	7.2	9.0	11.5													
3	3/4		1.0	1.9	3.0	4.4	6.0	7.8	9.7	11.8	14.1										
	1		1.2	2.3	3.7	5.4	7.3	9.5	14.0												
4	3/4						0.9	1.2	1.5	1.8	2.2	3.2	4.4	5.7	7.3	9.0	10.8	12.8	15.0		
	1-1/16			0.7	1.1	1.6	2.2	2.9	3.6	4.4	5.3	7.7	10.5	13.5	9.5	11.5	14.0				
5	3/4											0.8	1.1	1.4	1.8	2.3	2.7	3.2	3.8		
	1											1.0	1.3	1.7	2.2	2.7	3.3	3.9	4.5		
	1-3/16										0.9	1.4	1.9	2.5	3.1	3.9	4.6	5.5	6.4		
	1-1/2-1-11/16									1.0	1.2	1.8	2.5	3.2	4.0	5.0	6.0	7.1	8.3		
6	3/4															0.9	1.1	1.0	1.2		
	1															1.0	1.2	1.4	1.7		
	1-3/16															1.4	1.7	2.0	2.4		
	1-1/2-1-11/16														0.9	1.1	1.4	1.7	2.0		
	1-15/16														0.9	1.3	1.7	2.2	2.7	3.3	3.9

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																	
		325	350	375	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
5	3/4	4.4	4.9	5.6	6.2	7.8	9.3	11.0											
	1	5.2	5.9	6.6	7.5	9.3	11.2												
	1-3/16	7.2	8.3	9.4	10.5														
6	3/4	1.4	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.8	5.5	6.2	7.0	8.6	10.4				
	1	1.7	2.0	2.2	2.5	3.1	3.7	4.4	5.2	6.0	6.8	7.7	8.6	10.7					
	1-3/16	2.3	2.6	2.9	3.3	4.1	4.9	5.8	6.8	7.8	9.0	10.1							
	1-1/2-1-11/16	3.2	3.6	4.1	4.6	5.7	6.9	8.1	9.5	11.0									
	1-15/16	5.2	6.0	6.7	7.5	9.3	11.5												
8	3/4								1.0	1.2	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	3.9	4.4	5.0	
	1						0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.2	2.7	3.2	3.8	4.5	5.2	6.0
	1-3/16						1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.2	3.6	4.5	5.4	6.4	7.5	8.8
	1-1/2-1-11/16	0.9	1.1	1.3	1.5	1.8	2.2	2.6	3.0	3.5	4.1	4.5	5.2	6.4	7.8	9.4			
	2-3/16-2-7/16																		
10	1-3/16															1.0	1.2	1.4	1.6
	1-1/2-1-11/16														1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
	1-15/16														1.0	1.2	1.4	1.6	1.9
	2-3/16-2-7/16												0.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.3	2.7
	2-11/16										1.0	1.1	1.3	1.6	1.9	2.2	2.6	3.0	3.5

DIVISION: BOMBAS TURBINA
 SECCION: 4 INGENIERIA
 PRODUCTO: OCELCO
 FECHA: 23 DE MARZO 1977
 CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 PAGINA: 3

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.
 Mexicali de Juárez, México.

TABLA DE PERDIDAS DE FRICCION HIDRAULICA EN COLUMNAS

PERDIDAS EN PIES DE COLUMNA DE AGUA POR CADA 100 PIES DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE O AGUA

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																		
		1500	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4250	4500	4750	5000	
8	3/4	5.7	6.3	7.8	9.5	11.0														
	1	6.2	6.9	8.6	10.5															
	1-3/16	6.8	7.6	9.4	11.4															
10	1	1.8	1.8	2.2	2.7	3.2	3.7	4.3	5.0	5.6	6.3	7.0	7.8	8.7	9.6					
	1-5/16	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.9	5.6	6.4	7.1	8.0	8.9	9.8						
	1-1/2-1-11/16	2.0	2.3	2.8	3.5	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2	9.1								
	1-15/16	2.5	2.9	3.4	4.2	5.0	5.8	6.8	7.8	8.9	10.0									
	2-3/8-2-7/8	3.0	3.4	4.3	5.2	6.1	7.2	8.2	9.4											
2-11/16	3.9	4.5	5.5	6.7	7.9	9.3														
12	1-3/16			1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.5	3.9	4.2	4.8	5.3	5.8	6.4	
	1-1/2-1-11/16		0.9	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.3	6.0	6.6	7.3	
	1-15/16	0.9	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.3	3.7	4.1	4.6	5.1	5.6	6.3	7.0	7.8	8.5	
	2-3/8-2-7/8	1.1	1.2	1.5	1.8	2.1	2.5	2.9	3.3	3.8	4.3	4.8	5.4	5.9	6.5	7.2	8.0	8.8	9.7	
	2-11/16	1.3	1.4	1.8	2.1	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.1	5.7	6.4	7.1	7.8	8.8	9.9			
14	1-1/2-1-11/16					0.9	1.0	1.2	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.6	2.9	3.2	3.6	4.0	
	1-15/16					0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.4	2.6	2.9	3.2	3.5	3.9	4.3	
	2-3/8-2-7/8				0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	3.3	3.7	4.0	4.4	4.9	
	2-11/16	0.9	1.0	0.9	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.6	5.0	5.5	
	2-15/16	0.9	1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.9	5.4	5.9	6.7	7.2	
16	1-1/2-1-11/16										0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	
	1-15/16										0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.7	1.9	
	2-3/8-2-7/8									0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.7	1.9	2.1	
	2-11/16									0.9	1.0	1.1	1.2	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	
	2-15/16							0.9	1.0	1.1	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	2.1	2.4	2.7	2.9	

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																	
		4500	4750	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	11000	12000	13000	14000	15000
14	1-1/2-1-11/16	3.2	3.6	4.0	4.7	5.6	6.4	7.4	8.5	9.7									
	1-15/16	3.5	3.9	4.3	5.1	6.0	7.0	8.0											
	2-3/8-2-7/8	4.0	4.4	4.9	5.8	6.9	8.0	9.2											
	2-11/16	4.6	5.0	5.5	6.7	8.0	9.3												
	2-15/16	6.6	10.0																
16	1-1/2-1-11/16	1.6	1.8	1.9	2.3	2.6	3.1	3.6	4.1	4.6	5.2	5.8	6.4	7.1	7.8	8.6			
	1-15/16	1.7	1.9	2.1	2.5	3.0	3.4	3.8	4.3	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.9				
	2-3/8-2-7/8	1.9	2.1	2.3	2.7	3.3	3.8	4.4	5.0	5.6	6.3	7.0	7.7	8.5					
	2-11/16	2.0	2.2	2.5	2.9	3.5	4.0	4.6	5.3	5.9	6.5	7.3	8.0	8.8					
	2-15/16	2.4	2.7	2.9	3.5	4.1	4.7	5.4	6.1	6.8	7.6	8.3	9.0						
18	1-15/16		1.0	1.1	1.4	1.6	1.9	2.1	2.4	2.7	3.1	3.4	3.8	4.2	4.9	5.8	6.8	7.8	8.8
	2-3/8-2-7/8	1.0	1.1	1.2	1.5	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.3	3.6	4.0	4.4	5.3	6.2	7.2	8.3	9.4
	2-11/16	1.1	1.2	1.3	1.6	1.8	2.1	2.5	2.8	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8	5.7	6.7	7.8	9.0	
	2-15/16	1.2	1.4	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.1	3.5	4.0	4.4	4.9	5.2	6.4	7.5	8.8		
20	1-15/16					0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.7	1.9	2.1	2.3	2.7	3.2	3.7	4.2	4.9
	2-3/8-2-7/8				0.9	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	3.0	3.6	4.1	4.7	5.3
	2-11/16				0.9	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	2.7	3.2	3.8	4.4	5.0	5.7
	2-15/16			0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3	2.6	2.8	3.1	3.7	4.3	5.0	5.8	6.6

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.

Cuauhtémoc de Juárez, México.

DIVISION: BOMBAS TURBINA
 SECCION: 4 INGENIERIA
 PRODUCTO: OCELCO
 FECHA: 23 MARZO 1977
 CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 PAGINA: 4

TABLA DE PERDIDAS DE FRICCION HIDRAULICA EN COLUMNAS

PERDIDAS EN PIES DE COLUMNA DE AGUA POR CADA 100 PIES DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE O AGUA

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																		
		10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	
18	1-15/16	4.2	4.9	5.8	6.8	7.8	8.8													
	2-3/16-27/16	4.4	5.3	6.2	7.2	8.3	9.4													
	2-11/16	4.8	5.7	6.7	7.8	9.0														
	2-15/16	5.2	6.4	7.5	8.8															
20	1-15/16	2.3	2.7	3.2	3.7	4.2	4.9	5.5	6.8	8.2										
	2-3/16-27/16	2.5	3.0	3.6	4.1	4.7	5.3	6.0	7.5	9.1										
	2-11/16	2.7	3.2	3.8	4.4	5.0	5.7	6.5	8.0											
	2-15/16	3.1	3.7	4.3	5.0	5.8	6.6	7.4	9.2											
24	2-3/16-27/16	1.0	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0	2.3	2.8	3.4	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2				
	2-11/16	1.0	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.4	3.0	3.6	4.2	5.2	5.6	6.8	7.8					
	2-15/16	1.1	1.3	1.6	1.8	2.1	2.4	2.7	3.4	4.1	4.9	5.7	6.6	7.6	8.7					
	3-3/16-37/16	1.3	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.8	4.6	5.5	6.5	7.8	8.6						
30	2-11/16									1.0	1.1	1.3	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2	
	2-15/16									0.9	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4
	3-3/16-37/16									1.0	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2	3.5	3.9
36	2-11/16													0.9	1.1	1.3	1.5	1.6	1.8	
	2-15/16													0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.7	1.9
	3-3/16-37/16													0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	1.8	2.0

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																		
		34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68	
42	2-15/16			0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0	2.1					
	3-3/16-37/16		0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	2.0	2.1	2.2					
	3-3/4-44/2	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.2	2.3	2.4					
48	2-15/16												0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	
	3-3/16-37/16												0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
	3-3/4-44/2									0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.
Ciudad Juarez, México.

DIVISION: BOMBAS TURBINA
SECCION: 4 INGENIERIA
PRODUCTO: OCELCO
FECHA: 23 DE MARZO 1977
CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
PAGINA: 15

TABLA DE SELECCION DE FLECHAS DE LINEA Y FRICCIONES MECANICAS

La capacidad de transmisión de las flechas de línea en HP, así como las fricciones mecánicas se presentan en las casillas que corresponden a una determinada velocidad y para un determinado diámetro de flecha. La cifra superior en las casillas representa la potencia máxima que la flecha puede transmitir siempre y cuando no se rebase la carga axial máxima señalada en la tercera columna de la tabla. Las cifras en la parte inferior de las casillas corresponden a las pérdidas de fricción expresadas en HP por cada 30.50 m (100') de columna lubricada por aceite o por agua.

El largo máximo de la columna de una bomba operando a 2900 RPM o a una velocidad mayor es de 91.44 m (300').

Estas capacidades así como las pérdidas de fricción están de acuerdo con las especificaciones ASA B 58.1 y AWWA A 101.

Antes de hacer la selección definitiva de una flecha de línea se debe verificar la tabla titulada "LIMITACIONES EN EL ALARGAMIENTO DE FLECHAS". Las capacidades de transmisión de las flechas de línea corresponden a flechas de acero AISI-C-1045 y a flechas de acero inoxidable AISI-416.

Para obtener las capacidades de transmisión de potencia de flechas de línea fabricadas de otros materiales, usése la tabla titulada "MULTIPLICADORES DE HP". Apliquense estos factores o multiplicadores para los diferentes materiales, modificando los HP y los valores de la carga axial máxima de acuerdo con la mencionada tabla.

Para bombas accionadas mediante motores de combustión interna con menos de 4 cilindros o mediante motores de combustión interna con velocidades menores de 500 RPM multipliquense los valores de la potencia y la carga máxima axial por 0.75.

En vista de que la capacidad de transmisión de potencia de las flechas de línea dependen de la carga máxima axial, apliquense los siguientes factores cuando sea necesario:

- 1.- Si la carga axial excede en un 50% de los factores listados, multipliquense las potencias en HP por 0.958.
- 2.- Si la carga axial es solamente un 50% de los valores listados, multipliquense las potencias en HP por 1.025.

La interpolación entre estos factores extremos es procedente.

DIVISION: BOMBAS TURBINA
 SECCION: 4 INGENIERIA
 PRODUCTO: OCELCO
 FECHA: 23 DE MARZO 1977
 CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 PAGINA: 16

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.

Naucalpan de Juárez, México.

TABLA DE SELECCION DE FLECHAS DE LINEA Y FRICCIONES MECANICAS

60 HERTZ

DIAMETRO FLECHA	PESO FLECHA LBS./PIE	CARGA AXIAL MAXIMA LBS.	HP MAXIMOS									
			3500	1760	1175	875	700	585	500	440	390	
3/4	1.54	2240	38.6 .61	19.4 .31	13.0 .20	9.7 .15						
1	2.77	3800	114 1.07	57.5 .54	38.4 .36	28.6 .28	22.8 .22					
1-3/16	3.92	5600	179 1.40	90.0 .70	60.0 .47	44.8 .35	35.8 .28	30.0 .23				
1-1/2	6.21	8800	370 2.32	186 1.17	124 .78	92.5 .58	74.0 .46	61.8 .39	52.9 .33			
1-11/16	7.90	11,500	567 2.82	280 1.42	187 .95	139 .71	111.0 .57	92.0 .47	79.5 .41	70.0 .36		
1-15/16	10.5	15,500		440 1.83	294 1.22	219 91	175 .73	146 .61	123 .52	110 .46	97.5 .40	
2-3/16	13.5	20,000		650 2.30	434 1.54	324 1.14	259 .92	216 .76	185 .65	163 .58	144 .51	
2-7/16	18.9	25,000		792 2.89	529 1.93	394 1.44	315 1.15	263 .96	225 .82	198 .72	175 .64	
2-11/16	20.5	30,000		1035 3.24	691 2.23	514 1.66	412 1.33	346 1.11	294 .95	259 .84	229 .74	
2-15/16	24.5	36,500			916 2.66	683 1.98	546 1.58	456 1.32	390 1.13	345 .99	304 .88	
3-3/16	28.8	43,000			1190 3.22	884 2.40	707 1.92	591 1.60	505 1.37	444 1.21	394 1.07	

MULTIPLICADORES DE HP

DIAMETRO FLECHA	316 AI	304 AI	HT 416 AI	17-4 PH AI	MONEL	MONEL-K
3/4-2-3/16	.75	.75	1.30	1.7	1.05	1.70
2-7/16 Y MAYORES	.9	.9	1.50	2.00	1.25	2.0

$$H_f = \text{PERDIDAS DE CARGA EN CONDUCCION} = 5.28 \text{ m.}$$

$$H_{fe} = \text{PERDIDA DE CARGA EN PIEZAS ESPECIALES} = 0.28 \text{ m.}$$

$$H_{fc} = \text{PERDIDA DE CARGA EN LA COLUMNA} = 0.85$$

$$\text{N.D.} = \text{NIVEL DINAMICO} = 38.00 \text{ m.}$$

$$\text{D.T.} = \text{DESNIVEL TOPOGRAFICO} = 22.00 \text{ m.}$$

$$\text{TIRANTE} = \text{ALTURA MAXIMA DEL AGUA EN EL TANQUE} = 2.50 \text{ m.}$$

Así:

$$\begin{aligned} \text{D.T.} &= \text{COTA PLANTILLA TANQUE} - \text{COTA BROCAL DEL POZO.} \\ &= 98 - 76 = 22.00 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\text{C.D.T.} = 5.28 + 0.28 + 0.85 + 38.00 + 22.00 + 2.50$$

$$\text{C.D.T.} = 68.91 \text{ m.} \approx 70.00 \text{ m.}$$

4.- POTENCIA REQUERIDA POR LA BOMBA.

$$P_b = \frac{Q \times \text{CDT}}{76 \times \eta}$$

Donde:

P_b = POTENCIA REQUERIDA EN H.P.

Q = GASTO EN L.P.S.

C.D.T. = CARGA DINAMICA TOTAL EN M.

η = EFICIENCIA

Así:

$$P_b = \frac{42.00 \times 70.00}{76 \times 0.8} = 48.35 \text{ H.P.}$$

$$P_b \approx 50 \text{ H.P.}$$

5.- SELECCION DE LA BOMBA UTILIZANDO LAS CURVAS DE RENDIMIENTO.

$$Q = 42.00 \text{ l.p.s.} = 665.7 \text{ G.P.M.}$$

$$\text{CDT} = 70.00 \text{ m} = 229.6 \text{ pies.}$$

MARCA: FAIRBANKS MORSE, S.A.

MOD.: 10 MC

VEL.: 1770 R.P.M.

H_p = 40 pies

$$N^{\circ} \text{ TAZONES} = \frac{\text{CDT}}{H_p} = \frac{229.6}{40} = 5.74 \approx \underline{\underline{6 \text{ pasos}}}$$

$$\eta = 82\%$$

$$\text{BHP}_p = 8.05$$

$$\text{BHP} = 8.05 \times 6 = 48.3 \approx 50 \text{ HP}$$

$$\text{NPSH}_R = 12 \text{ pies} = 3.65 \text{ m.}$$

MARCA: JACUZZI

MOD.: 10 HS

V.: 1760 RPM

H_p: 46 pies

$$N^{\circ} \text{ TAZONES} = \frac{\text{CDT}}{H_p} = \frac{229.6}{46} = 4.99 \approx \underline{\underline{5 \text{ pasos}}}$$

$$\eta = 81\%$$

$$\text{BHP}_p = 9.4$$

$$\text{BHP} = 9.4 \times 5 = 47 \approx 50 \text{ HP.}$$

6.- CALCULO DE LA CARGA AXIAL.

La carga axial de una bomba vertical es la fuerza vertical, hacia abajo que soporta el balero de carga axial, que se encuentra en la parte superior del motor, y se compone de los siguientes elementos:

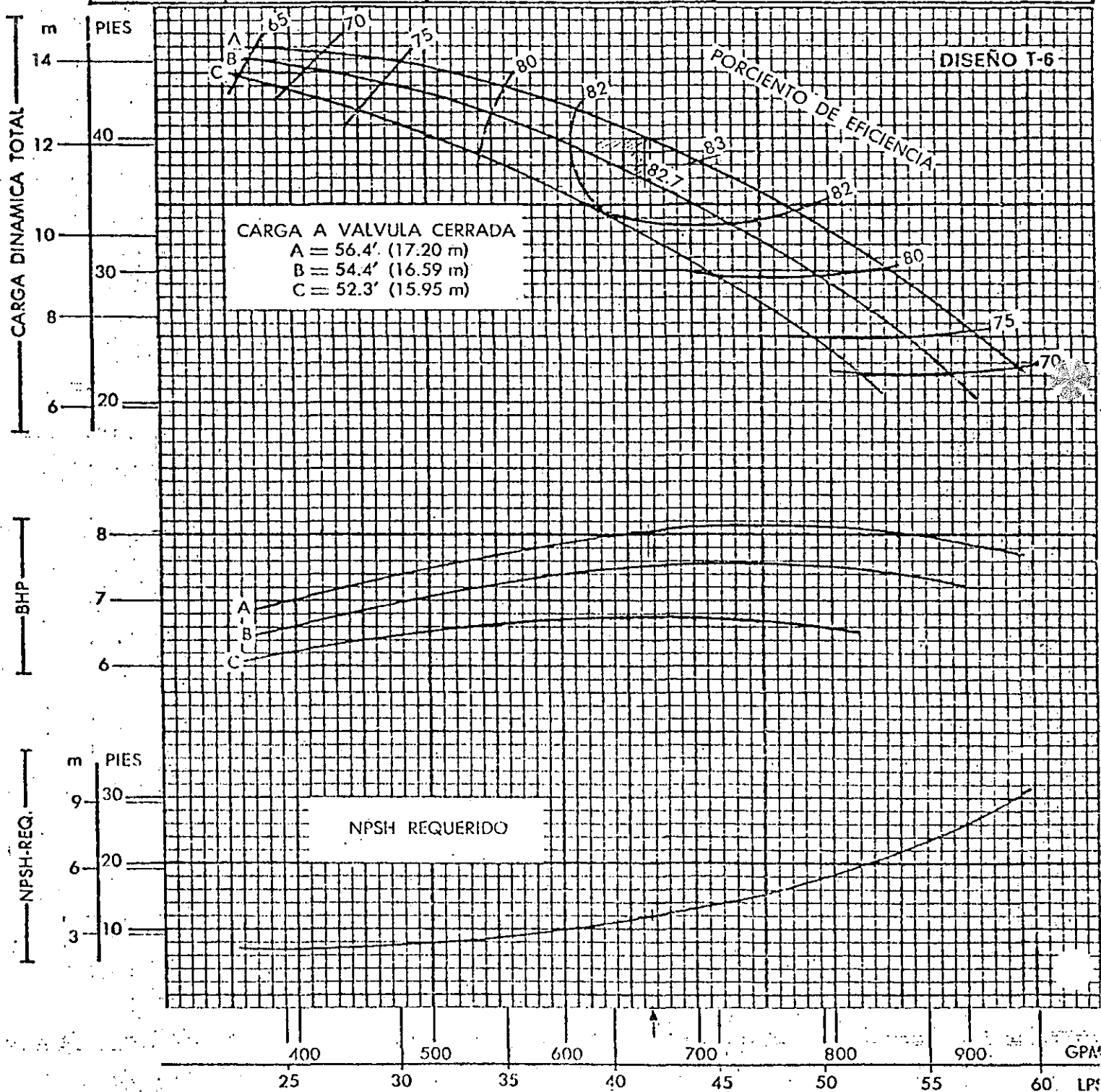
- a) Peso de la reacción hidráulica (Ph)
- b) Peso de la flecha (Pf)
- c) Peso del elemento rotatorio (Pi)



MANUFACTURERA FAIRBANKS-MORSE, S. A.

CARACTERISTICAS DE OPERACION			MODELO	FIGURA	R P M
NUMERO DE ETAPAS	CAMBIO DE EFICIENCIA	IMPULSOR	10" MC	6970	1770
1	RESTAR 3 PTS.	TAZON	BRONCE FoFo		
2	RESTAR 1 PTS.	DIAM. TAZON	9-3/4"		
		KT=	9.3		

EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO DEPENDE DE SUMINISTRAR A LA BOMBA LA CANTIDAD ESPECIFICADA DE AGUA LIMPIA, FRESCA, NO AERADA, SIN EXCEDER DE 85°F (30°C).

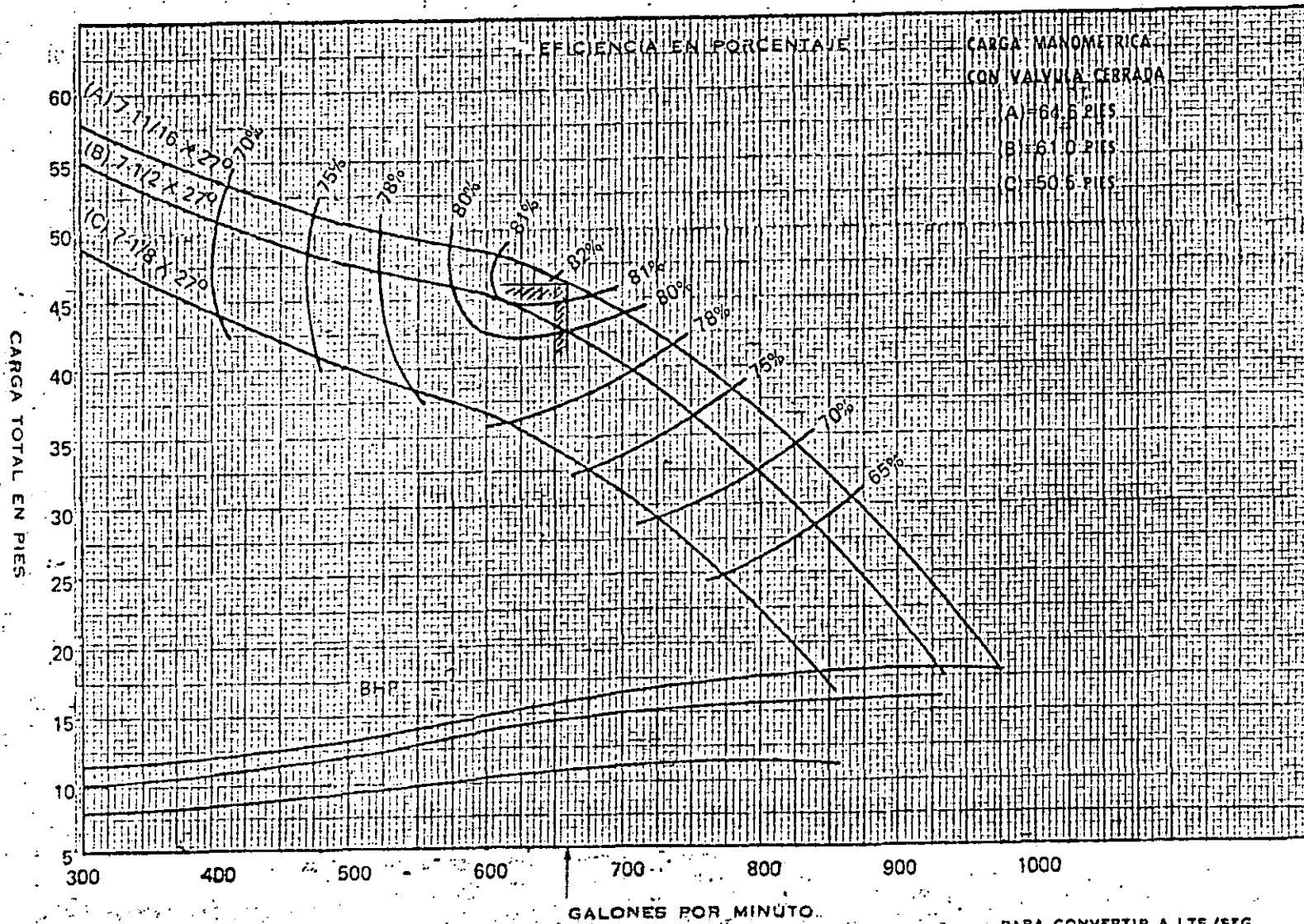




JACUZZI-UNIVERSAL, S. A.
MONTERREY, N. L.

CURVA DE RENDIMIENTO PARA BOMBA TURBINA

10HS
 SECCION
 2120



NUMERO DE TAZONES	CAMBIO DE EFICIENCIA
1	-4
2	-2
3	-1

El cambio de eficiencia puede afectar la carga y el cabalaje.

Diám. Tazón 9 1/4 Plg.
 Núm. Tazón 2968-S.C.I.
 Núm. Impulsor 2969, BRONCE
 Área del Ojo del Impulsor 14.5 Plg.2
 Tipo Impulsor SEMI-ABIERTO
 K = 9.2

RENDIMIENTO POR ETAPA	
Curva No.	10H-82
R.P.M.	1760
Tazón	10HS

La eficiencia está basada en el bombeo de agua limpia, a una temperatura que no exceda de 30°C. (86°F.) y que esté libre de gas, aire o abrasivos, y con los impulsores ajustados apropiadamente y los tazones sumergidos.

CABALLOS DE POTENCIA

PARA CONVERTIR A METROS
MULTIPLIQUESE PIES X 0.305

PARA CONVERTIR A LTS./SEG.
MULTIPLIQUESE GALONES/MIN X 0.06308

La fórmula es la siguiente:

$$CAT = (Cdt \times Kt) + (N^\circ \text{ pasos} \times Ka) + (\text{long flecha} \times Ks)$$

Donde:

Kt = Factor de carga en Lbs/Ft

Ka = Factor por paso en Lbs.

Ks = Factor por peso de flecha de transmisión en Lbs/Ft.

Los valores de los factores anteriores son:

MOD. TAZON	Kt	Ka	MOD. TAZON	Kt	Ka	MOD. TAZON	Kt	Ka
4 L C	1.20	2.00	8 M C	6.70	5.50	12 H C	15.50	19.50
4 M C	1.20	2.00	8 H C	7.20	5.50	14 L C	17.60	24.00
6 XLC	2.70	2.50	10 XLC	8.20	10.80	14 M C	18.50	30.00
6 L C	3.20	2.50	10 L C	9.00	11.20	14 H C	21.50	24.50
6 M C	3.20	2.60	10 M C	9.30	11.30	16 L C	19.50	34.50
6 H C	3.30	2.60	10 H C	10.60	11.30	16 M C	23.00	34.50
7 M C	4.70	5.00	12 L C	13.20	18.00	18 M C	35.00	46.00
8 L C	6.00	5.50	12 M C	13.40	18.50			

Factor por peso de flechas de transmisión

DIAMETRO	Ks	DIAMETRO	Ks
3/4"	1.60	1 15/16"	10.60
1"	2.80	2 3/16"	13.60
1 3/16"	4.00	2 7/16"	17.00
1 7/16"	5.80	2 11/16"	21.00
1 11/16"	8.10	2 15/16"	25.00

Para nuestro caso: Tazón Mod: 10 MC

$$\text{Cdt} \times \text{Kt} = 229.6' \times 9.30 = 2\,135.28$$

$$\text{N}^\circ \text{ Pasos} \times \text{Ka} = 6 \times 11.30 = 67.80$$

$$\text{Long. Flecha} \times \text{Ks} = (164' + 6')$$

$$\times 4.00 = \underline{680.00}$$

$$2\,883.08 \text{ Lbs.}$$

$$\text{CAT} = 2\,883.08 \text{ Lbs.}$$

La flecha de 1 3/16 resiste un máximo de CAT de 5 600 Lbs.
(ver Tabla de selección de flechas de línea), por lo que estamos dentro del límite.

7.- CALCULO DEL ALARGAMIENTO DE LA FLECHA DE TRANSMISION.

Por efecto de la carga dinámica total y el peso propio de la flecha, ésta se somete a un esfuerzo de tensión que origina un alargamiento de la misma.

De acuerdo con las tablas siguientes calculamos el alargamiento total.

Para nuestro caso:

$$\text{Mod. de bomba} = 10 \text{ MC}$$

$$\text{Long. de flecha} = 164 + 6 = 170 \text{ pies}$$

$$\text{CDT} = 70 \text{ m.} = 229.6 \text{ pies}$$

$$\varnothing \text{ Flecha} = 1 \frac{3}{16}''$$

$$\text{Alargamiento} = \text{CAT} \times \text{Long. Flecha} \times \text{Constante}$$

Para lubricación aceite:

$$\text{Alargamiento} = 229.6 \times 170 \times 0.0000033 = 0.129''$$

Para lubricación agua:

$$\text{Alargamiento} = 229.6 \times 170 \times 0.0000036 = 0.141''$$

Según la Tabla N° el alargamiento máximo permitido para el modelo de bomba 10 MC, diseño T4 es de 0.312" y diseño T6 de 0.500", por lo que estamos dentro del límite mecánico permitido.

8.- CALCULO DEL TRANSFORMADOR.

$$P_m = 50 \text{ HP} = 50 \times 0.746 = 37.3 \text{ KW}$$

$$P = \frac{\sqrt{3} \text{ V} \times I \times \text{f.p.}}{1000}$$

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \text{ V} \text{ f.p.}} \times 1000$$

$$= \frac{37.3}{1.73 \times 440 \times 0.85} \times 1000 = 57.64 \text{ Amp.}$$

$$\text{KVA} = \frac{\sqrt{3} \text{ V} \times I}{1000}$$

$$= \frac{1.73 \times 440 \times 57.64}{1000} = 43.87 \text{ KVA}$$

La capacidad comercial más cercana a este valor es la 50 KVA, por lo que la selección del transformador será la de 50 KVA a 13 200/440 V. trifásico.

LUBRICACION ACEITE

BOMBA	3/4	1	1 3/16	1 7/8	1 11/16	2 3/16	2 7/16	2 11/16
6 LC	.000029	.000016	.000012	.0000079				
6 MC	.000029	.000016	.000012	.0000079				
6 HC	.000035	.000020	.000014	.0000099				
7 MC	.000044	.000025	.000018	.000012	.0000067			
8 XLC	.000045	.000025	.000018	.000012	.0000099			
8 LC	.000054	.000031	.000022	.000015	.000011			
8 MC	.000061	.000034	.000024	.000017	.000012			
8 HC	.000059	.000033	.000023	.000016	.000012			
10 XLC			.000030	.000020	.000015			
10 LC	.000091	.000046	.000032	.000022	.000016			
10 MC		.000047	.000033	.000023	.000016			
10 HC			.000044	.000030	.000022			
12 LC				.000040	.000029	.000017		
12 MC			.000055	.000038	.000028	.000016	.000013	.000011
12 HC			.000064	.000043	.000031	.000019	.000015	.000012
14 LC			.000063	.000044	.000031	.000019	.000015	
14 MC			.000079	.000054	.000039	.000023	.000019	
14 HC				.000057	.000041	.000024	.000020	.000016
16 LC			.000070	.000048	.000035	.000021	.000017	
16 MC					.000045	.000027		
18 MC					.000063	.000037	.000030	.000025
20 MC						.000045	.000037	.000030

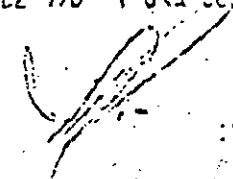
NOTA: MULTIPLICAR TDH (CARGA DINAMICA TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIPLICARLO POR LA LONGITUD DE LA COLUMNA EN PIES

EJEMPLO: UNA BOMBA 6LC CON FLECHA DE 3/4" Ø Y UNA CARGA DINAMICA TOTAL DE 150' Y UNA COLUMNA DE 100' DE LONG.

NOTA: MULTIPLICAR TODA CARGA DINAMICA (TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIPLICARLO POR LA COLUMNA EN PIES.

EJEMPLO: UNA BOMBA 4LC CON FLECHA DE 3/4" Y UNA CARGA DINAMICA TOTAL DE 170' Y UNA COLUMNA DE 15' DE LONG.

170' x .000010 = .000170 x .000170 x 15 = .0005025



LUBRICACION AGUA

BOMBA	3/4"	1	1 1/16	1 7/16	1 1/2	1 9/16	1 13/16	1 15/16	2 1/16	2 7/16	2 1/2	2 11/16	2 7/8	3 1/16
4LC	.000010	.000020	.000041											
4HC	.000028	.000051	.000103											
6XLC	.000022	.000013	.000035											
6MC	.000025	.000014	.000010	.000070										
6HC	.000027	.000015	.000011	.000072										
7MC	.000039	.000022	.000015	.000011	.000077									
8XLC														
8LC														
8MC	.000054	.000030	.000021	.000015	.000011									
8HC	.000052	.000029	.000021	.000014	.000010									
10XLC	.000056	.000037	.000026	.000018	.000013	.000009								
10LC	.000072	.000041	.000029	.000020	.000014	.000011								
10MC		.000041	.000036	.000025	.000018	.000014								
10HC		.000043	.000036	.000027	.000019	.000015								
12LC		.000060	.000042	.000029	.000021	.000016								
12MC		.000070	.000049	.000034	.000024	.000018								
12HC		.000070	.000040	.000029	.000021	.000018								
14LC		.000079	.000055	.000038	.000027	.000021								
14MC			.000070	.000048	.000032	.000026	.000021	.000017						
14HC		.000097	.000056	.000047	.000034	.000026								
16LC			.000063	.000043	.000031	.000023	.000018	.000015						
16MC				.000050	.000036	.000027	.000022	.000017				.000014		
16HC														
18MC				.000076	.000054	.000043	.000033	.000027				.000022		
20MC				.000055	.000039	.000027	.000021	.000017	.000014					
24MC						.000051	.000038	.000027	.000021	.000017		.000014	.000011	.000009

TABLA No. 3. JUEGOS VERTICALES Y TIPOS DE IMPULSORES
FIGURA 6970

Modelo	Discho de Fabricación	Alargamiento Permitido Máximo		Alargamiento máximo c/maquinado especial (Cut-Back)		Tipo Damper
		T4	T6	T4	T6	
4LC	T4 y T6	0.187"	0.125"	0.312"	No	T4, SI
4MC	T6	-	0.187"	No	No	SI
4HC	T4	0.250"	-	0.312"	No	SI
6XLC	T4	0.312"	-	No	No	SI
6LC	T4	0.312"	-	0.468"	No	SI
6MC	T4 y T6	0.312"	0.312"	0.437"	No	T4, SI
6HC	T4 y T6	0.312"	0.312"	0.437"	No	T4, SI
7MC	T6	-	0.437"	No	No	No
8LC	T4 y T6	0.437"	0.437"	0.562"	No	T4, SI
8MC	T6	-	0.437"	No	No	SI
8HC	T4 y T6	0.562"	0.312"	No	No	No
10XLC	T6	-	0.500"	No	No	SI
10LC	T4	0.375"	-	0.625"	No	SI
10MC	T4 y T6	0.312"	0.500"	0.500"	No	SI, 7%
10HC	T4 y T6	0.375"	0.500"	0.562"	No	No
12LC	T4	0.500"	-	0.812"	No	SI
12MC	T5	-	0.625"	No	No	SI
12HC	T6	-	0.562"	No	No	No
14LC	T4	0.625"	-	0.750"	No	SI
14MC	T4 y T6	0.437"	0.500"	0.667"	No	No
14HC	T5	-	0.500"	No	No	No
16LC	T4	0.500"	-	0.812"	No	SI
16MC	T4	0.437"	-	0.562"	No	No
18MC	T4	0.500"	-	No	No	No
24MC	T4	0.500"	-	No	No	No
36MC	T6	-	0.750"	No	No	No

ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO ELECTROMECHANICO PARA BOMBAS
DE POZO PROFUNDO

Los equipos a que se refiere el presente concepto estarán constituidos por lo siguiente:

- A) Cabezal de Descarga. Los cabezales de descarga serán de hierro, capaces de soportar una presión de trabajo continuo no menor de 8.8 Kg/cm² (125 lbs/pulg.²) para descarga arriba de la superficie, para lubricación aceite o agua, con brida y contra-brida de descarga y dimensionados para recibir la base del motor eléctrico sin necesidad de aditamentos o adaptaciones. Los cabezales se entregarán completos con todas las partes necesarias para su buen funcionamiento, incluyendo la flecha motriz superior, lubricador automático con válvula solenoide, con gotero y recipiente metálico para el aceite con una capacidad no menor de 3.785 litros (1 galón), esto último cuando se trate de columna lubricada por aceite.
- B) Columna de Bombeo. La columna de bombeo será lubricada por aceite o agua, formado por tubería de acero sin costura cédula 40 ó mejor, con su peso y espesor correspondiente, de 3.05 m. (10') de longitud, roscas en ambos extremos; con flechas de acero al carbón cédula 1045 calculadas para permitir la potencia requerida por la bomba; para columna lubricada por aceite se incluirá cubreflecha de diámetro apropiado y cédula 80, en tramo de 1.52 m. (5') de longitud. La columna tendrá diámetro tal que permita el paso del agua según lo requiera el caso, con pérdidas de fricción que no exceda de 1.50 m. por cada 30.5 m. (100') de columna.

Cada tramo de columna se suministrará un cople de acero, -
calibrado.

Los tramos de columna para lubricación aceite, serán comple-
tos, incluyendo tubo funda, chumaceras de bronce roscadas,
flechas con coples y los estabilizadores de hule que reco-
mienda colocar el fabricante en función de la longitud to-
tal de columna para colocar según el pozo.

Para columna lubricación agua deberán incluir portachumace-
ra de hule, flecha con coples y todos los accesorios para
un correcto funcionamiento.

- C) Juegos de Tazones. Los juegos de tazones serán armados en -
fábricas y estarán supeditados a los gastos y cargas totales
en cada pozo, ya que en cada uno de ellos será diferente.
Los diámetros y modelos de los Juegos de Tazones variarán.
Se dará preferencia al equipo que ofrezca el menor número
de variaciones y el mayor intercambio de partes similares.
El juego de tazones será armado en la fábrica, de uno o más
pasos, según lo determinen las características hidráulicas
de cada pozo. El tazón de succión, el o los tazones interme-
dios y el tazón de descarga, serán de hierro fundido, grano
fino, clase A 48-30 A.S.T.M., con impulsores de tipo cerrado
o semiabierto, según las características específicas del po-
zo por equipar. La eficiencia de Laboratorio del Juego de Ta-
zones no deberá ser inferior al 80% certificada por el fa-
bricante para trabajar a 1750 r.p.m. debiendo indicar la po-
tencia requerida en "BHP" tanto por impulsor, como en poten-
cia total, así como los números de la curva y referencia de
la misma, según sea el modelo.

inverso al de su operación.

- 1) Subestación Eléctrica. Los transformadores serán de distribución, trifásicos, para servicio a la intemperie sumergidos en aceite, con enfriamiento propio y se ajustarán a normas y especificaciones de la Comisión Federal de Electricidad. Su capacidad nominal variará de acuerdo con la potencia instalada; el voltaje nominal en alta tensión será igual al disponible en la zona y de 220 o 440 Volts. en baja tensión, 60 - - c.p.s., con 4 derivaciones de $2\frac{1}{2}\%$ cada una, dos para subir y dos para bajar el voltaje nominal de alta.

La superficie exterior del transformador deberá entregarse debidamente protegido con dos manos de pintura altamente resistente a la humedad y a la acción de las sales.

La estructura de la subestación incluirá crucetas, aisladores, clemas, tornillos, plataforma para el transformador, juego de apartarrayos, y desconectador de fusibles en alta tensión, caja de medición; partida de alimentación al motor, incluyendo bases del medidor, gabinete para transformador de corriente; tubería y conductor de calibre necesario para la corriente de operación del motor, colocación del transformador(es), motor, compensador y todos los aditamentos en la subestación para que ésta cumpla las Normas y Especificaciones de la Comisión Federal de Electricidad y pueda operar correctamente.

Todos los herrajes de acero estructural, que se utilicen en la construcción de la subestación; crucetas, tornillos, tuercas, arandelas, etc., tendrán dimensiones adecuadas y estarán galvanizados.

EQUIPO MECANICO EN EL CASO DE QUE NO SE CUENTE CON ENERGIA ELECTRICA

Motores de Combustión Interna.- El motor será Diesel tipo industrial y podrá ser enfriado por aire o agua con equipo standard de embrague y acelerador contando con paro automático de protección a alta temperatura o baja presión de aceite así como aparatos de lectura visibles.

El motor se entregará con batería, marcha y alternador y/o generador, cada uno con un juego de cables, uno para corriente y otro para tierra, la batería o acumulador tendrá su caja de fijación unida al motor, para efectos de medición de carga suministrada por el generador se entregará con un amperímetro de lectura instantáneo; además de tacómetro graduado de 0 a 3600 RPM.

El motor será del modelo en HP calculado y tendrá su potencia a 1800 RPM, contando con el silenciador tipo industrial, manguera flexible para escape de humo de combustión arrojándolo fuera de la caseta.

Si el motor es enfriado por agua contará con radiador y ventilador propio para el correcto funcionamiento de este tipo de enfriamiento.

Cabezal engranado. El cabezal engranado tendrá una relación de engranes adecuados y calculada para obtener la potencia requerida por la bomba sin forzar el motor; debiendo ser lubricado por aceite con mirillas para observación de nivel.

Barras flexibles de transmisión o flechas cardan. Las barras flexibles serán las calculadas para trabajar a la potencia transmitida por el motor y deberá quedar con la máxima nivelación posible evitando que trabaje a esfuerzos no calculados; estas contarán con sus

bridas correspondientes a la flecha.

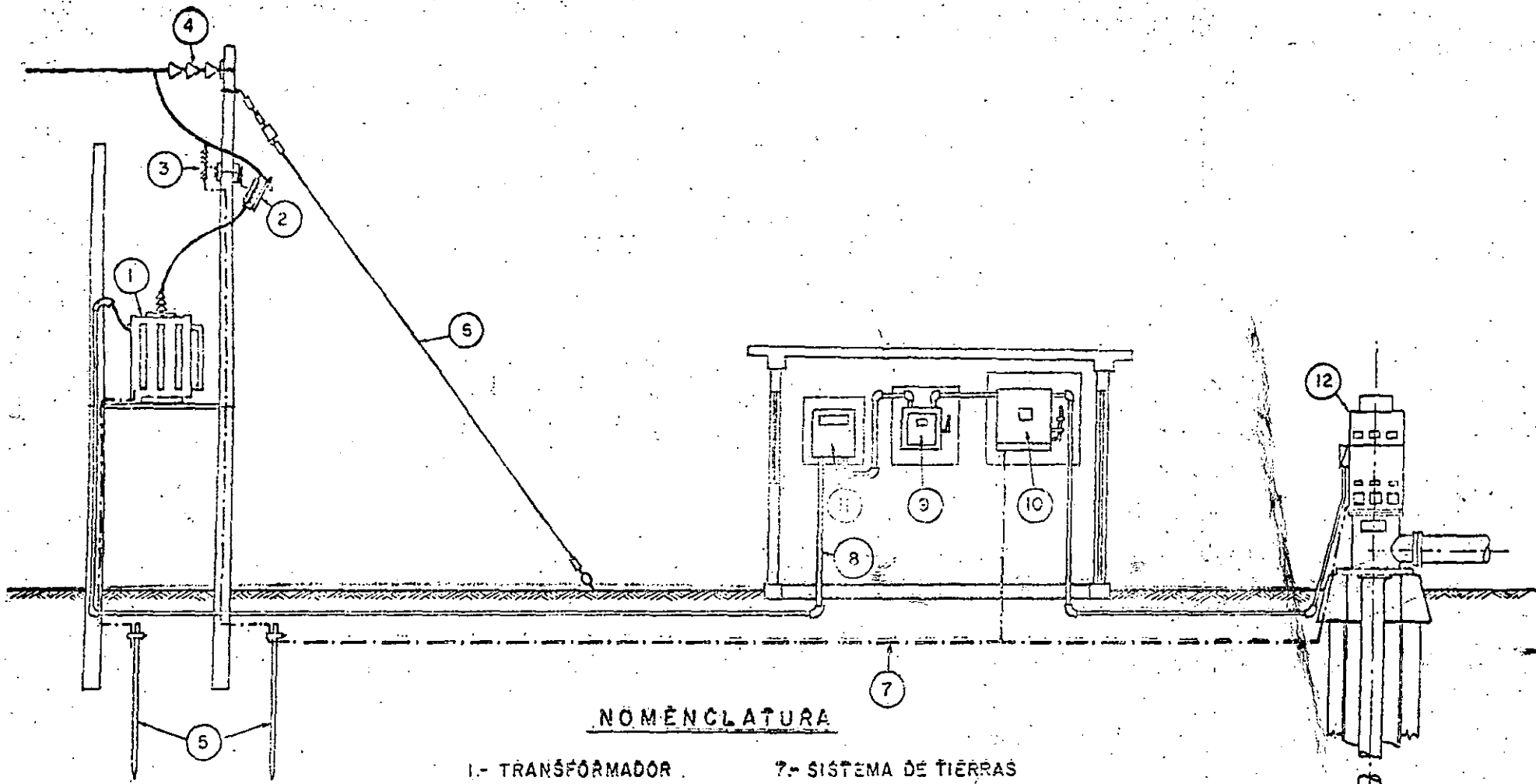
Tanque de almacenamiento de combustible. El tanque de almacenamiento de combustible para motores Diesel será de tipo horizontal cilíndrico fabricado con lámina negra de 3/16" de espesor y deberá contar con nivel de cantidad de combustible a la vista, el tanque será reforzado para sentarse en bases de mampostería, contará con cuatro coples de 1 1/2" y venteo de 2", además de entrada para hombre con su tapa para la limpieza del tanque.

Uno de los coples estará en la parte más baja del tanque que trabajará, como purga para sacar el agua que por la humedad es producida.

La capacidad del tanque se determinará en función de la distancia a que se encuentre la fuente de abastecimiento más próxima.

Bases para bomba, tanque de almacenamiento y motor. Estas bases serán de concreto reforzado de acuerdo a los planos, contando con las anclas requeridas para la fijación de cada uno de estos componentes.

Casetas de protección. La construcción de este tipo de casetas podrá ser metálica y/o de tabique de acuerdo a los planos, incluyendo acabados de pintura, iluminación interior y exterior.

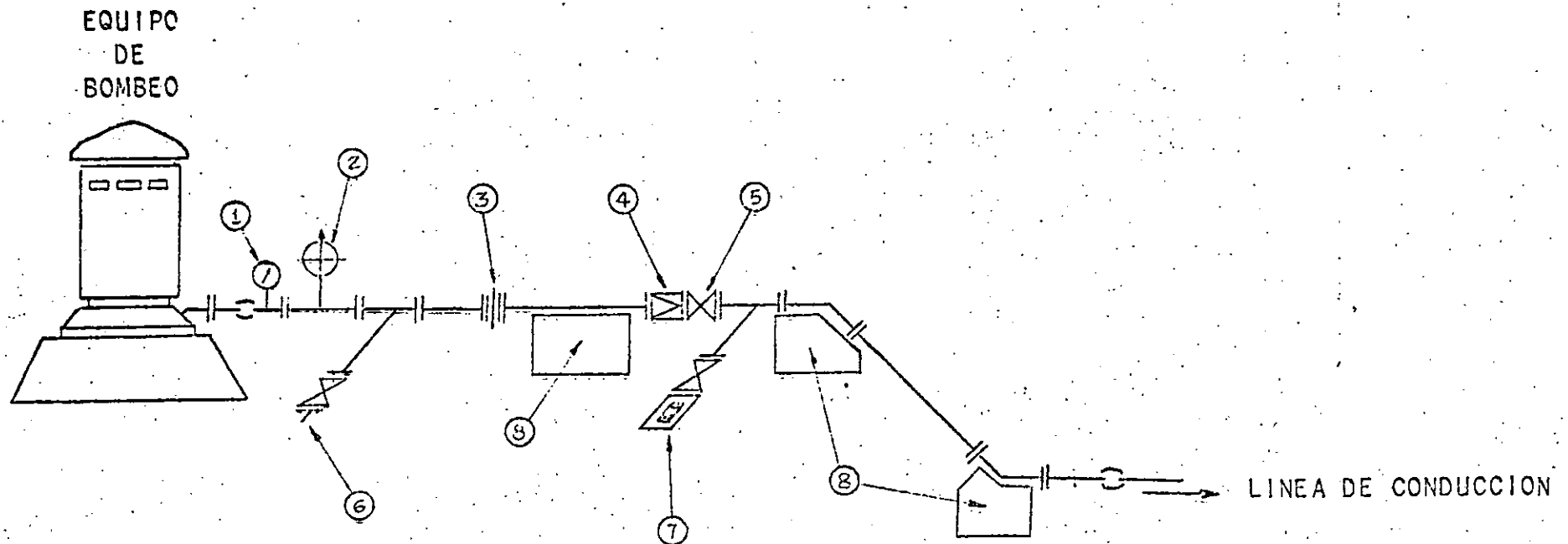


NOMENCLATURA

- | | |
|-----------------------|------------------------|
| 1.- TRANSFORMADOR | 7.- SISTEMA DE TIERRAS |
| 2.- CUCHILLAS FUSIBLE | 8.- TUBO CONDUIT |
| 3.- APARTARRAYOS | 9.- INTERRUPTOR |
| 4.- AISLADORES | 10.- ARRANCADOR |
| 5.- ELECTRODOS | 11.- MEDICION C.P.E. |
| 6.- RETENIDA | 12.- MOTOR |
| | 13.- BOMBA |

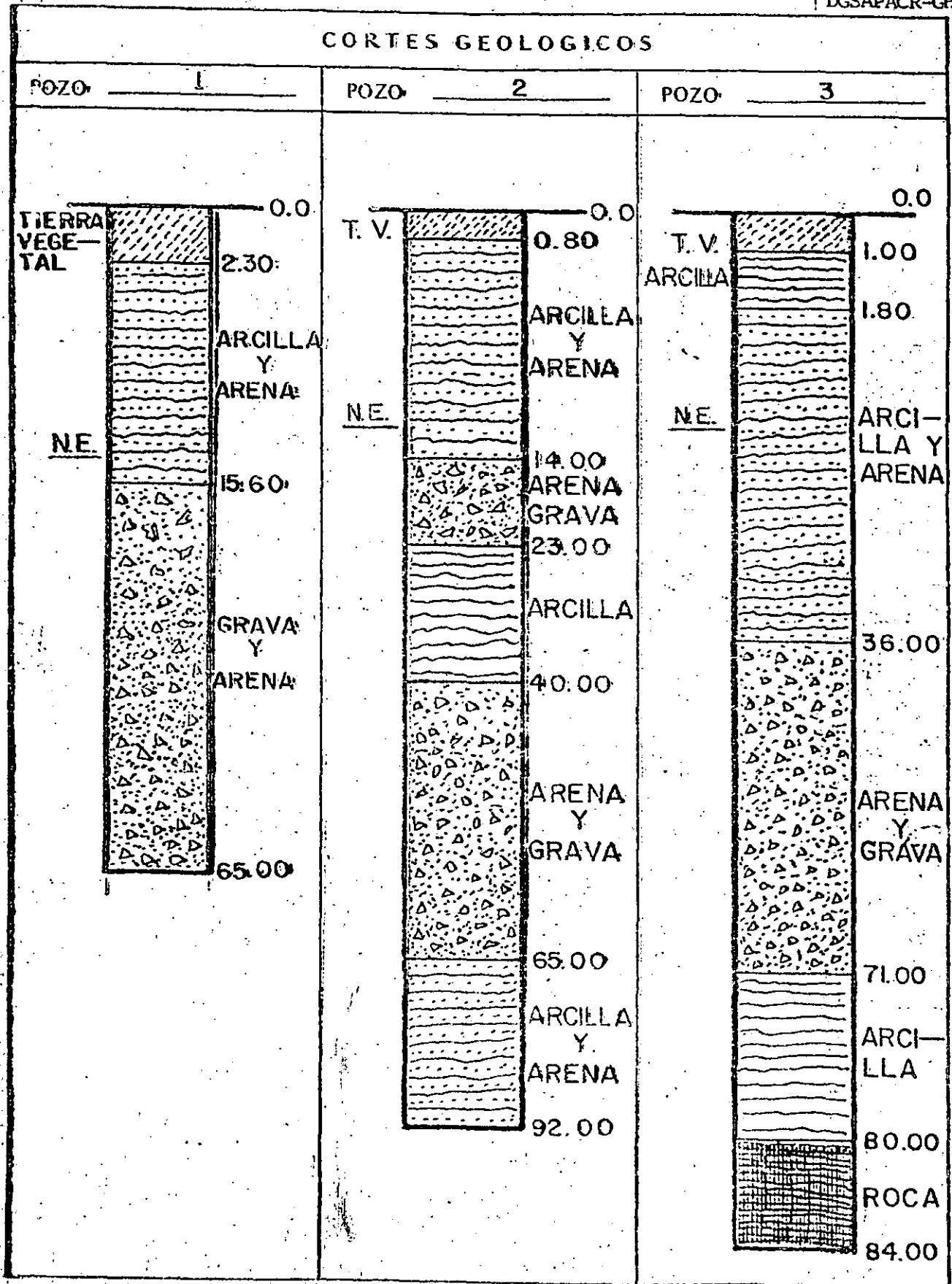
INTERCONEXION DEL EQUIPO DE BOMBEO

CON LA LINEA DE CONDUCCION

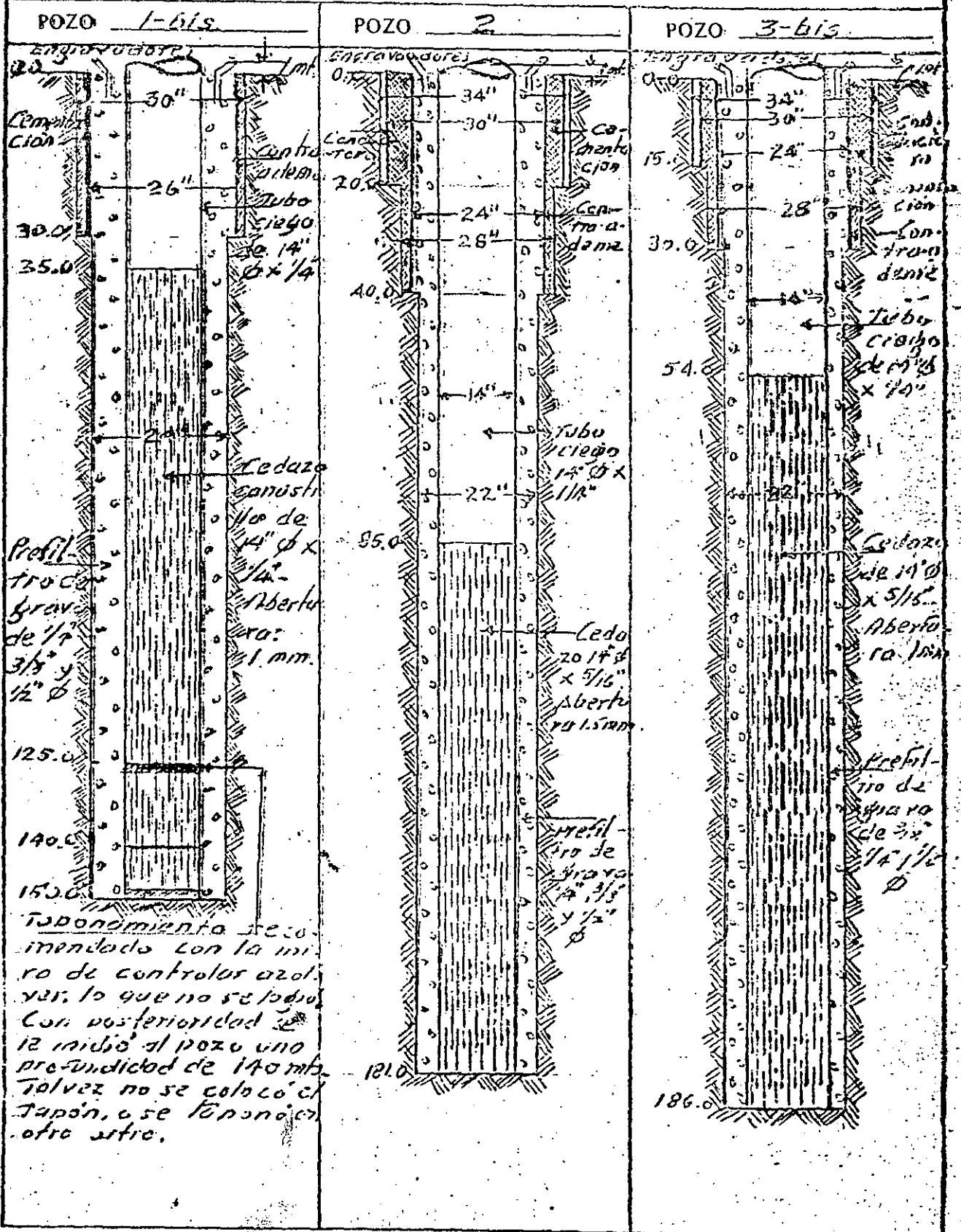


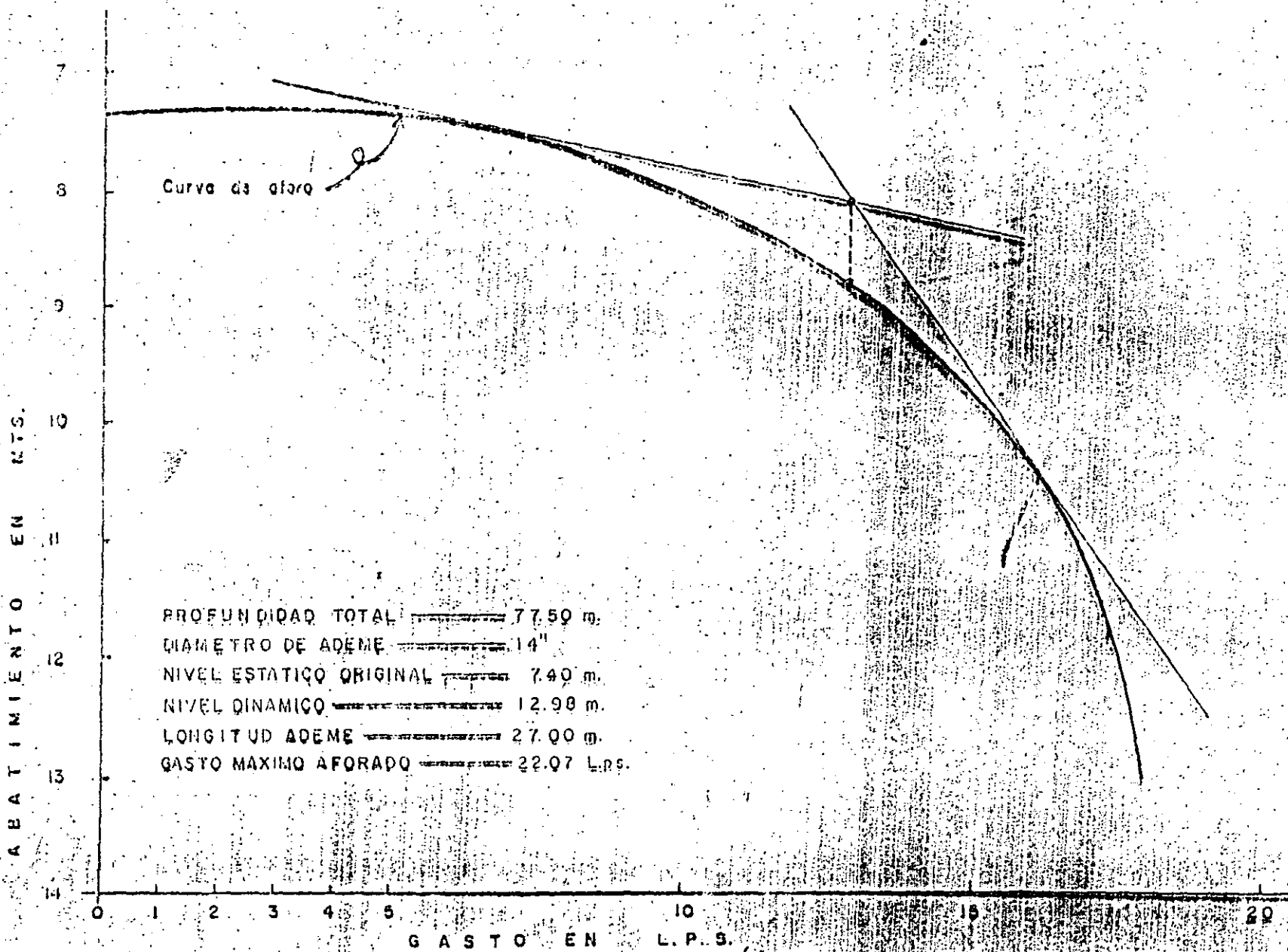
NOMENCLATURA

- 1.- Manómetro
- 2.- Válvula de Expulsión y Admisión de Aire
- 3.- Medidor de Gasto
- 4.- Válvula de no retorno
- 5.- Válvula de Seccionamiento
- 6.- Descarga Lateral
- 7.- VALVULA ALIVIANANTE DE PRESION
- 8.- Atraques



DATOS DE LOS POZOS EN OPERACION





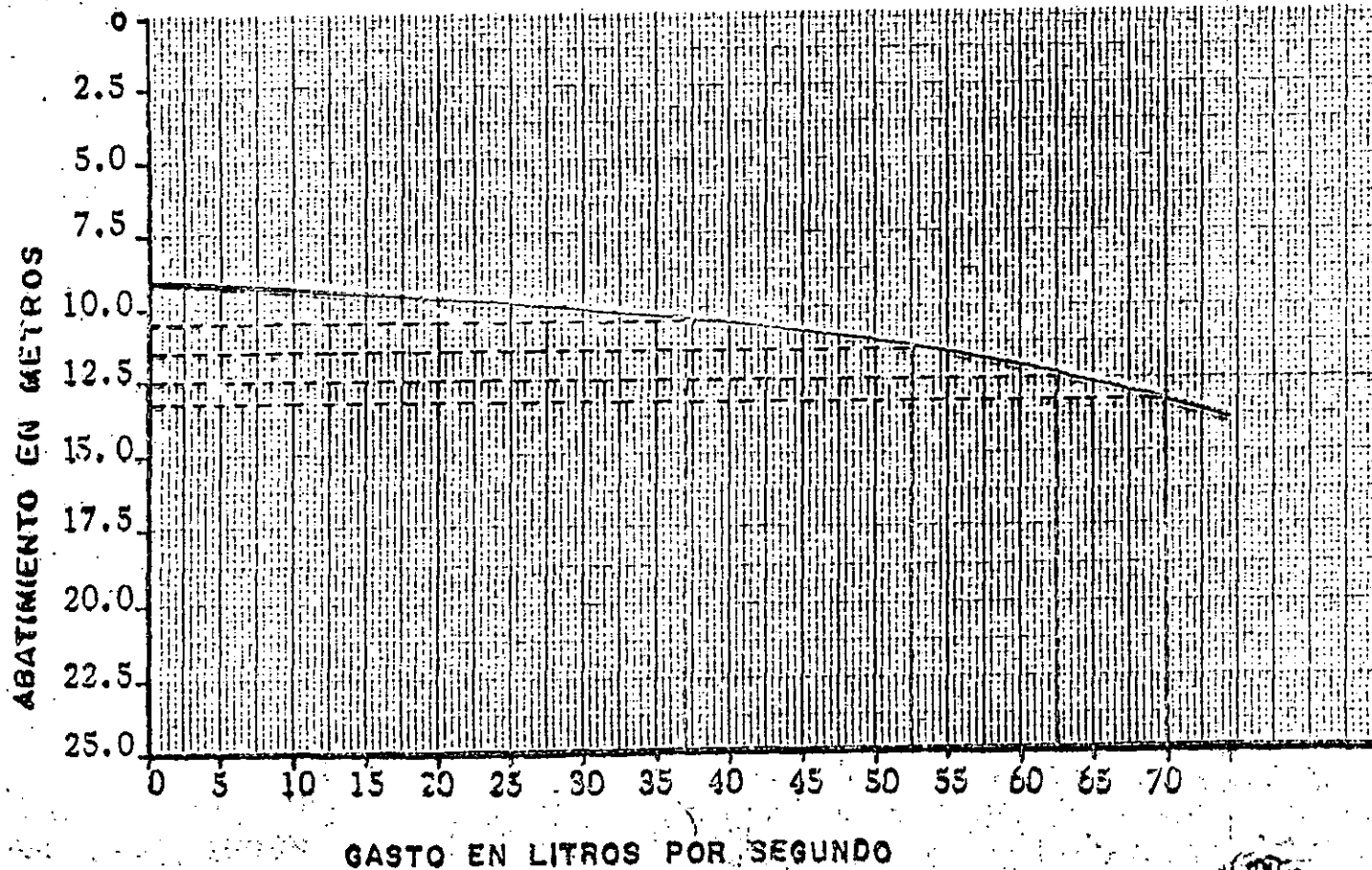
35

CURVA DE AFORO

POZO Nº 1.

FECHA VII/20 a VIII-2/67

Datos de recuperacion



FORMULA UTILIZADA : MANNING

DIAMETRO		n=0.009	n=0.010	n=0.011	n=0.012	n=0.013	n=0.014	n=0.015	n=0.016
Pulg.	m.	K		K	K	K	K	K	K
1/2	.013	9 553264.69	11799296.33	14318442.75	16953035.50	19231217.49	21139592.57	26575028.64	30240549.81
3/4	.019	1 251724.58	1558245.06	1891074.13	2239031.77	2632375.19	3055975.71	3502833.50	3993948.56
1	.025	292631.58	361401.51	439596.49	519298.25	610529.62	709771.31	817541.86	926315.70
1 1/4	.032	77943.95	96261.68	116822.45	138317.76	162616.82	188785.05	216722.43	246728.97
1 1/2	.039	31353.39	38721.80	46992.45	55639.10	65013.53	75939.05	87218.05	99248.12
2	.05	6515.63	8046.88	9765.69	11562.50	13593.75	15781.75	18125.78	20625.00
2 1/2	.064	1944.08	2400.93	2913.75	3449.88	4055.94	4708.62	5407.93	6153.85
3	.071	779.44	962.52	1168.22	1383.18	1626.17	1887.85	2168.22	2467.29
4	.092	161.63	199.61	242.75	286.82	337.21	391.47	449.61	511.63
5	.127	50.24	62.05	75.33	89.16	104.82	121.09	139.76	159.04
6	.152	19.28	23.79	28.87	34.18	40.18	46.65	53.58	60.97
8	.203	4.11	5.07	6.36	7.59	8.97	10.47	11.91	13.60
10	.254	1.24	1.54	1.87	2.21	2.60	3.05	3.46	3.94
12	.305	.46854	.58350	.70225	.83146	.97753	1.139	1.30	1.48
14	.356	.20591	.25432	.30864	.36543	.42963	.49877	.57284	.65185
16	.406	.10209	.12619	.15300	.18115	.21297	.24725	.28397	.32313
18	.457	.05416	.06680	.08123	.09510	.11299	.13117	.15065	.17143
20	.508	.03088	.03815	.04630	.05481	.06444	.07401	.08493	.09778
24	.610	.01163	.01439	.01746	.02067	.02430	.02821	.03240	.03687
30	.762	.00355	.00439	.00533	.00637	.00742	.00861	.00999	.01125
36	.914	.00135	.00166	.00202	.00239	.00281	.00326	.00375	.00425
42	1.067	.00059	.00073	.00088	.00105	.00123	.00143	.00164	.00187
48	1.219	.00023	.00028	.00034	.00041	.00048	.00057	.00068	.00079
54	1.372	.00015	.00019	.00023	.00027	.00032	.00037	.00043	.00049

FORMULAS

$C = \frac{A}{n} \cdot \frac{2.48}{S^{1/2}}$; $S = 10.293 n^2 \left(\frac{Q}{D^{5/3}}\right)^2$; $S = KQ^2$; $K = \frac{10.293 n^2}{D^{10/3}}$; $h_f = KLQ^2$

Pérdida por fricción en metros _____ h_f
 Constante _____ K
 Longitud en metros _____ L
 Gasto en m³/seg _____ Q

NOTA.- Los valores de K corresponden a los diámetros indicados en la tabla en el sistema métrico decimal.

CALCULO

ING. SAMUEL LUGO M.

ESTE PLANO ANULA Y SUBSTITUYE AL V.C. 1625

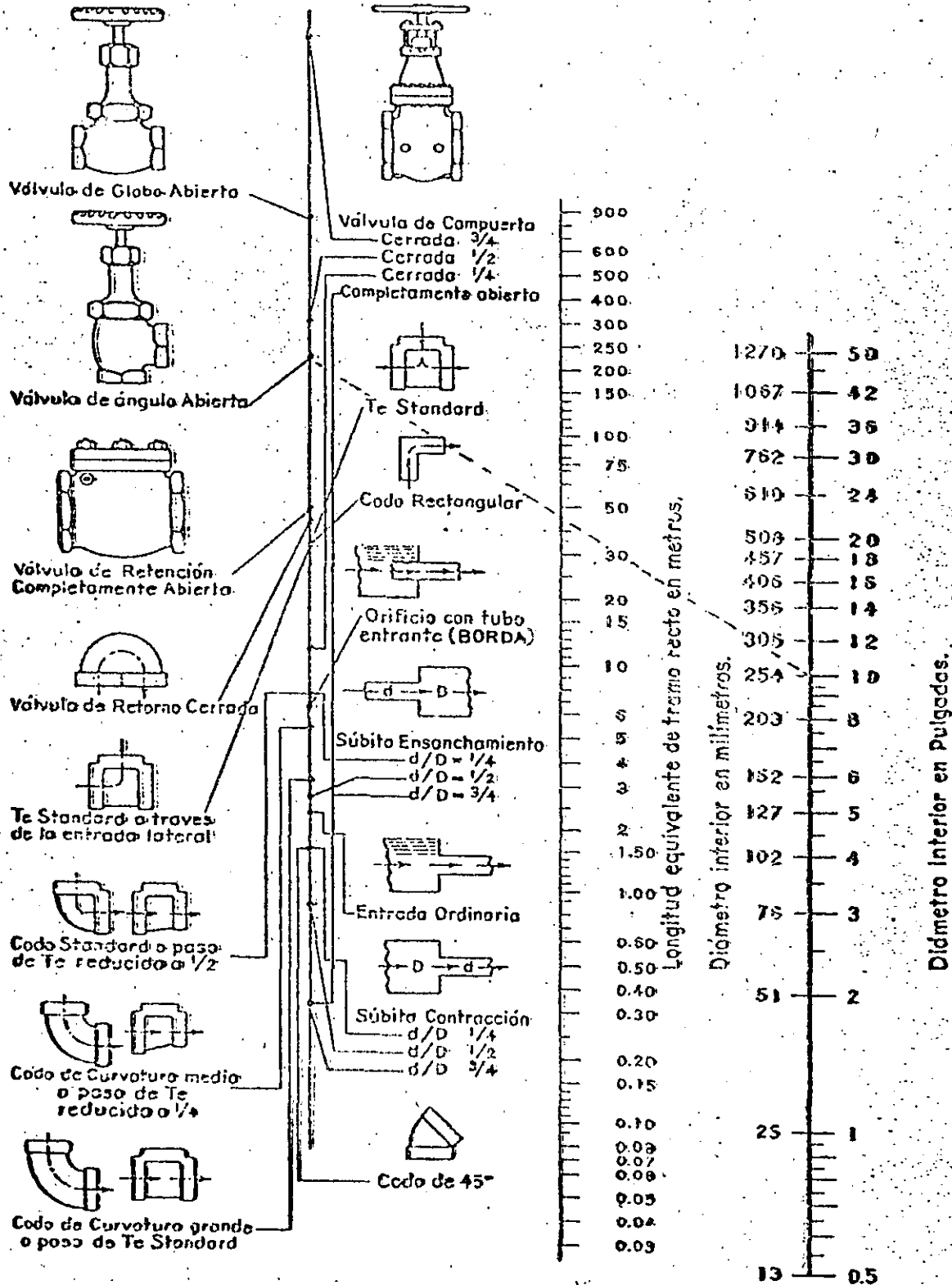
SECRETARIA DE ASENTAMIENTOS HUMANOS Y OBRAS PUBLICAS
 SUBSECRETARIA DE BIENES INMUEBLES Y OBRAS URBANAS
 DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADOS
 SUBDIRECCION DE PROYECTOS

AGUA POTABLE
 CONSTANTES PARA PERDIDAS POR
 FRICCION

Conforme: _____
 Director General de Construcción de Sistemas de Agua Potable y Alcantarillados
 México, D.F. Marzo de 1920
 V.C. 1920

52

PERDIDA DE CARGA EN CONEXIONES



Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.

Carretera de Juárez, México

DIVISION: BOMBAS TURBINA
 SECCION: 4 INGENIERIA
 PRODUCTO: OCELCO
 FECHA: 23 DE MAYO 1977
 CANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 PAGINA: 2

29

TABLA DE PERDIDAS DE FRICCION HIDRAULICA EN COLUMNAS

PERDIDAS EN PIES DE COLUMNA DE AGUA POR CADA 100 PIES DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE O AGUA.

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																	
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300
2-1/2	3/4	1.0	2.3	3.9	5.4	7.2	9.0	11.5											
3	3/4 1	1.0	1.9	3.0	4.4	6.0	7.8	9.7	11.8	14.1									
		1.2	2.3	3.7	5.4	7.3	9.5	14.0											
4	3/4 1 1-3/16					0.9	1.2	1.5	1.8	2.2	3.2	4.4	5.7	7.3	9.0	10.8	12.8	15.0	
			0.7	1.1	1.6	2.2	2.9	3.6	4.4	5.3	7.7	10.5	13.5	16.5	14.0				
5	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16									0.8	1.1	1.4	1.9	2.3	2.7	3.2	3.8		
										1.0	1.3	1.7	2.2	2.7	3.3	3.9	4.5		
6	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16									1.0	1.2	1.9	2.5	3.1	3.9	4.6	5.5	6.4	
										1.2	1.5	2.3	3.2	4.0	5.0	6.0	7.1	8.3	
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16														0.9	1.1	1.3	1.5	
															1.0	1.2	1.4	1.7	2.0
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16														0.9	1.1	1.3	1.5	
															1.0	1.2	1.4	1.7	2.0
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16														0.9	1.1	1.3	1.5	
															1.0	1.2	1.4	1.7	2.0
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16 2-2/8 2-7/8 2-11/16														0.9	1.1	1.3	1.5	
															1.0	1.2	1.4	1.6	1.8

DIAM. COLUMNA	DIAM. FLECHA	FLUJO G.P.M.																	
		325	350	375	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
5	3/4 1 1-3/16	4.4	4.9	5.6	6.2	7.8	9.3	11.0											
		5.2	5.9	6.6	7.5	9.3	11.2												
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16	1.4	1.8	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.8	5.5	6.2	7.0	8.6	10.4				
		1.7	2.0	2.2	2.5	3.1	3.7	4.4	5.2	6.0	6.8	7.7	8.6	10.7					
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16	2.3	2.6	2.9	3.3	4.1	4.9	5.8	6.8	7.8	9.0	10.1							
		3.2	3.6	4.1	4.6	5.7	6.9	8.1	9.5	11.0									
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16									1.0	1.2	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	3.9	4.4	5.0
										1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	3.2	3.8	4.5
8	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16									1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	3.2	3.8	4.5
										1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.3	2.6	3.2	3.8	4.5
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16 2-2/8 2-7/8 2-11/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16																	1.1	1.2
																		1.0	1.2
10	3/4 1 1-3/16 1-1/2-1-1/16 1-15/16	</																	

MISION: BOMBAS TURBINA
 ECCION: 4 INGENIERIA
 REDUCTO: OCELCO
 ECHA: 23 DE MARZO 1977
 ANCELA: TODAS LAS ANTERIORES
 AGINA: 16

40

Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.
 Mascatpan de Juárez, México.

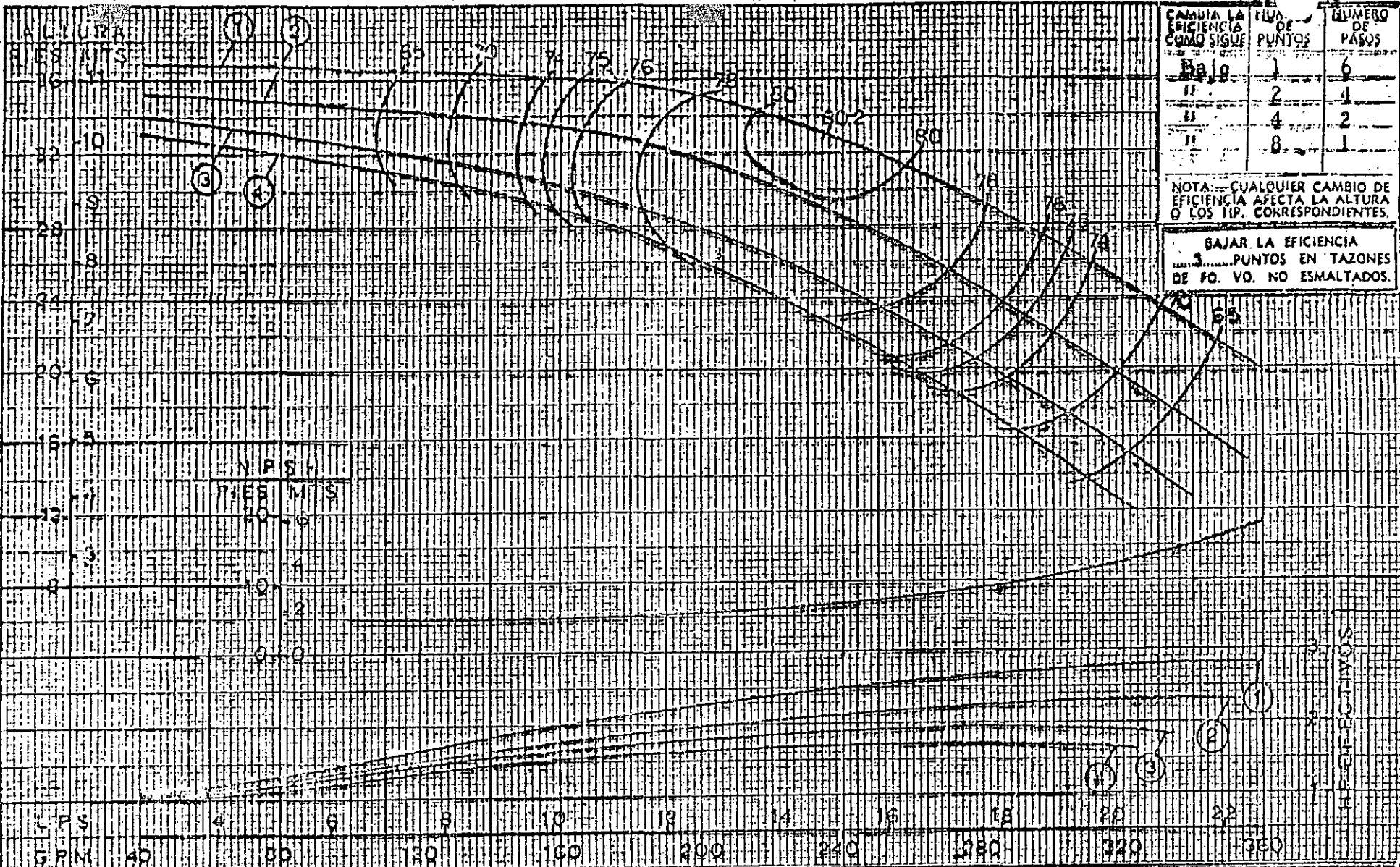
TABLA DE SELECCION DE FLECHAS DE LINEA Y FRICCIONES MECANICAS

60 HERTZ

DIAMETRO FLECHA	PESO FLECHA LBS./PIE	CARGA AXIAL MAXIMA LBS.	HP MAXIMOS												
			3500	1760	1175	875	700	585	500	440	390				
3/4	1.54	2240	38.6 .51	19.4 .31	13.0 .20	9.7 .15									
1	2.77	3800	11.4 1.07	57.5 .54	38.4 .36	28.6 .28	22.8 .22								
1-3/16	3.92	5600	17.9 1.40	90.0 .70	60.0 .47	44.8 .35	35.8 .23	30.0 .23							
1-1/2	6.21	8800	37.0 2.32	186 1.17	124 .78	92.5 .58	74.0 .46	61.8 .39	52.9 .33						
1-11/16	7.90	11,500	55.7 2.82	280 1.42	187 .95	139 .71	111.0 .57	92.0 .47	79.5 .41	70.0 .36					
1-15/16	10.5	15,500		440 1.83	294 1.22	219 .91	175 .73	146 .61	123 .52	110 .46	97.5 .40				
2-3/16	13.5	20,000		650 2.30	434 1.54	324 1.14	259 .92	216 .76	185 .65	163 .58	144 .51				
2-7/16	16.9	25,000		792 2.89	529 1.93	394 1.44	315 1.15	263 .96	225 .82	198 .72	175 .64				
2-11/16	20.5	30,000		1035 3.24	691 2.23	514 1.66	412 1.33	346 1.11	294 .95	259 .84	229 .74				
2-15/16	24.5	36,500			916 2.66	683 1.99	546 1.59	456 1.32	390 1.13	345 .99	304 .88				
3-3/16	29.8	43,000			1190 3.22	884 2.40	707 1.92	591 1.60	503 1.37	444 1.21	394 1.07				

MULTIPLICADORES DE HP

DIAMETRO FLECHA	316 AI	304 AI	HT 416 AI	17-4PH AI	MONEL	MONEL-K
3/4-2-3/16	.75	.75	1.30	1.7	1.05	1.70
2-7/16 Y MAYORES	.9	.9	1.50	2.00	1.25	2.0



CAMBIA LA EFICIENCIA COMO SIGUE	NUM. DE PUNTOS	NUMERO DE PASOS
Baja	1	6
"	2	4
"	4	2
"	8	1

NOTA: CUALQUIER CAMBIO DE EFICIENCIA AFECTA LA ALTURA O LOS TIP. CORRESPONDIENTES.

BAJAR LA EFICIENCIA 3 PUNTOS EN TAZON DE FO. VO. NO ESMALTADOS.

RENDIMIENTO HIDRAULICO GARANTIZADO
 SE GARANTIZA EL PUNTO DESIGNADO UNICAMENTE

- LIQUIDO ADECUADO A LA SUCCION DE LA BOMBA.
- SUMERGENCIA APROPIADA.
- LIQUIDO LIBRE DE CASES, AIRE O ABRASIVOS.
- JUEGO LATERAL SUFICIENTE PARA EL IMPULSOR.

CURVA NUM.	IMPULSOR NUM.	IMPULSOR DIAM.
1		5 15/16
2		5 11/16x5 15/16
3	2616465	5 7/16x5 15/16
4		5 3/16x5 15/16



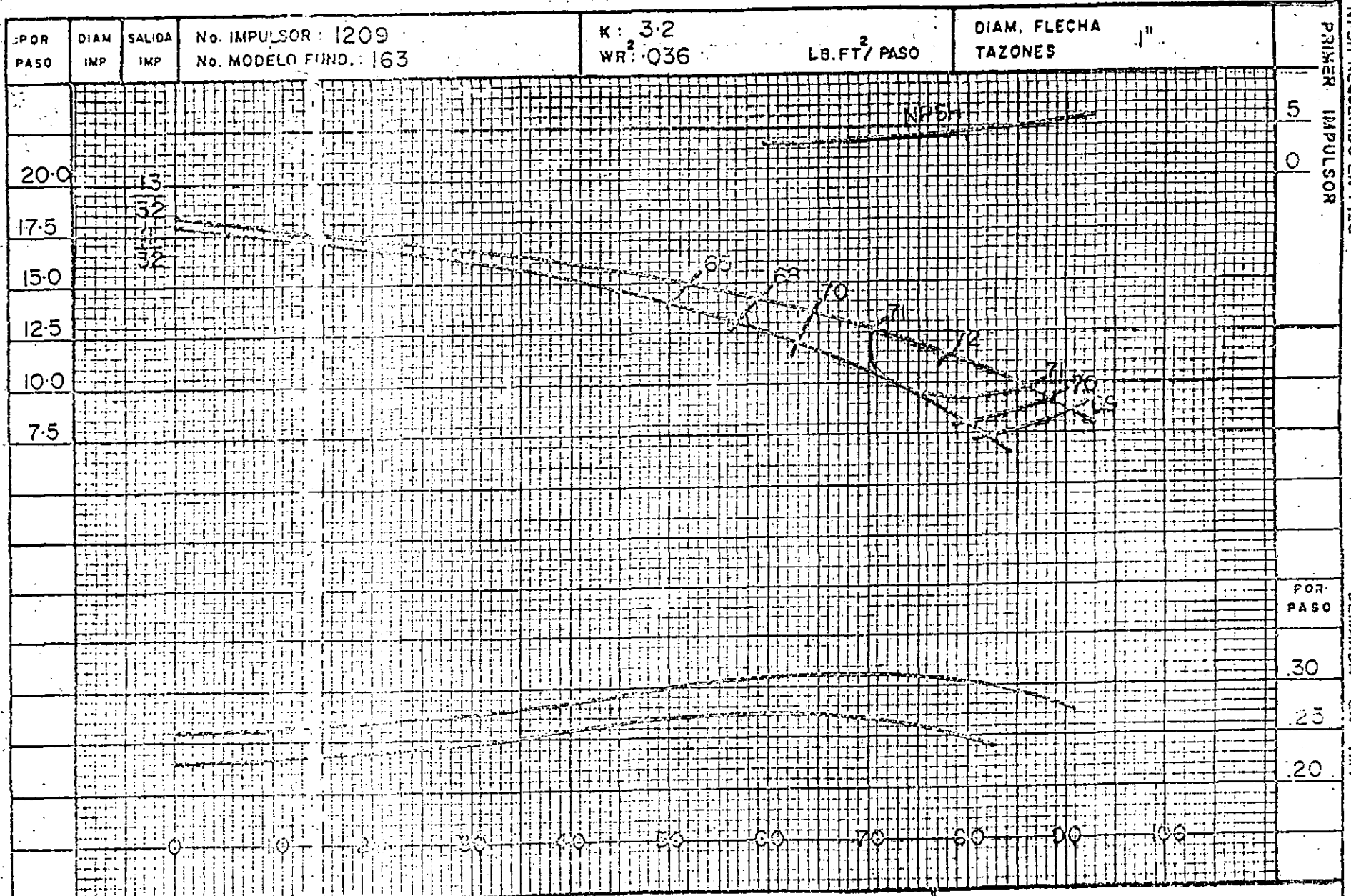
PEERLESS TISA, S.A.

MONTERREY, N. L. MEXICO

2-70

RENDIMIENTO POR PASO	
TAZON	8LB
R. P. M.	1760
CURVA No.	2831691-E

ALTURA DINAMICA TOTAL EN PIES



PRIMER IMPULSOR EN PIES

DEMANDA EN H.P.

SECCION 5B

PAG.

42

No. IMPULSOR: 1209
 No. MODELO FUND.: 163

K: 3.2
 WR: 036
 LB. FT² PASO

DIAM. FLECHA 1"
 TAZONES

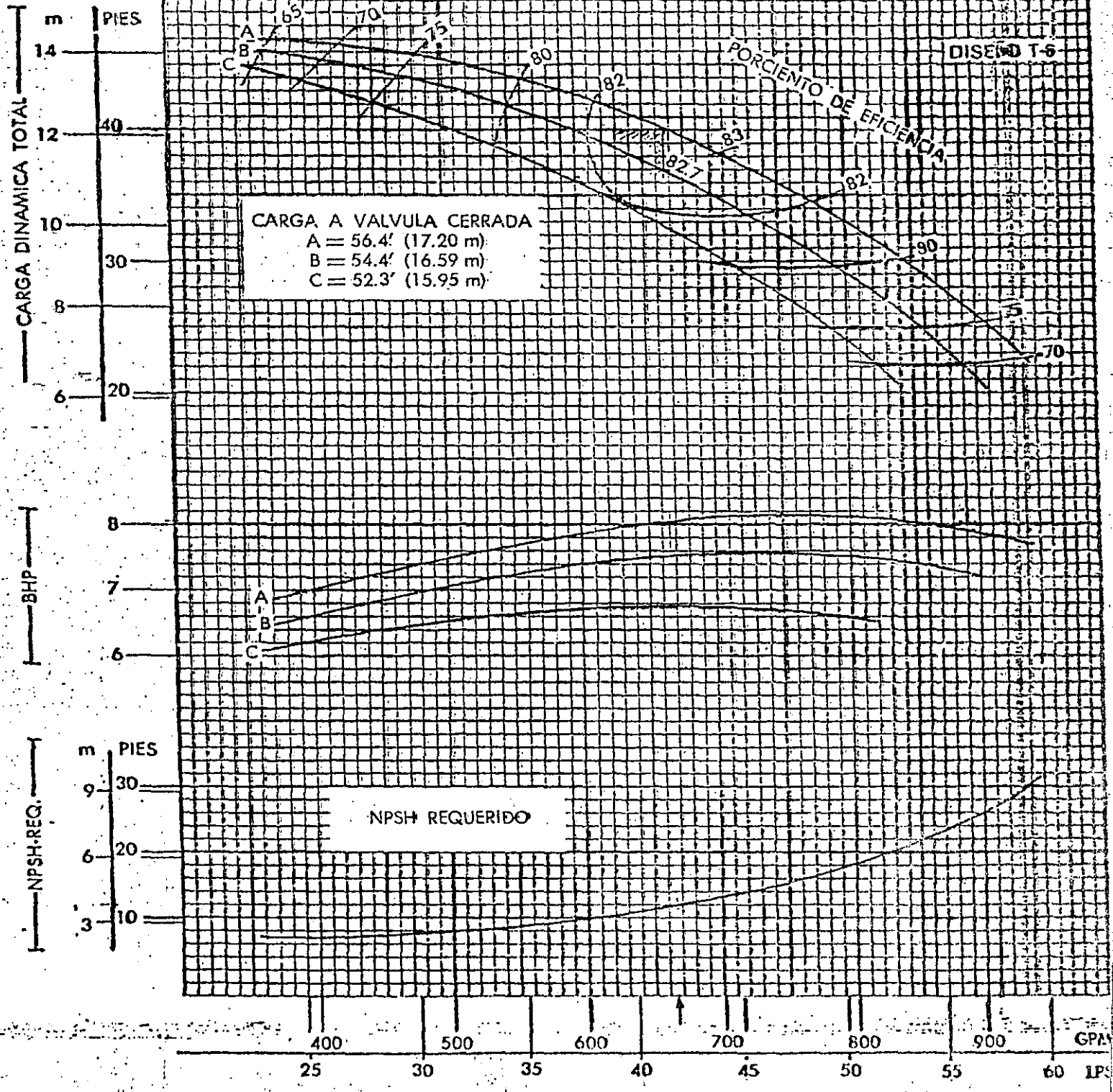
LAS CARACTERISTICAS BASADAS EN PASOS
 MULTIPLES Y AGUA LIMPIA CON PESO ESPECIFICO
 IGUAL A 1.00
 PARA 1 PASO MULTIPLICAR ALTURA Y
 EFICIENCIA POR
 PARA PASOS
 FECHA - -

GALONES POR MINUTO
Sistemas de Bombeo S.A. de C.V.
 Naucalpan de Juárez, Edo. de Mex.
 Marca Modelo H.S. 20

6 BS MODELO TAZON **1760** R.P.M.
 IMPULSOR — BRONCE TAZON — HIERRO
CUBIERTO
 GRAFICA No. **EC-0799**



CARACTERISTICAS DE OPERACION.			MODELO	FIGURA	R.P.M.
NUMERO DE ETAPAS	CAMBIO DE EFICIENCIA	IMPULSOR	10" MC	6970	1770
1	RESTAR 3 PTS.	BRONCE	EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO DEPENDE DE SUMINISTRAR A LA BOMBA LA CANTIDAD ESPECIFICADA DE AGUA LIMPIA, FRESCA, NO ABREDA SIN EXCEDER DE 85°F (30°C).		
2	RESTAR 1 PTS.	TAZON			
		DIAM. TAZON			
		K _T	9-3/4"		
			9.3		

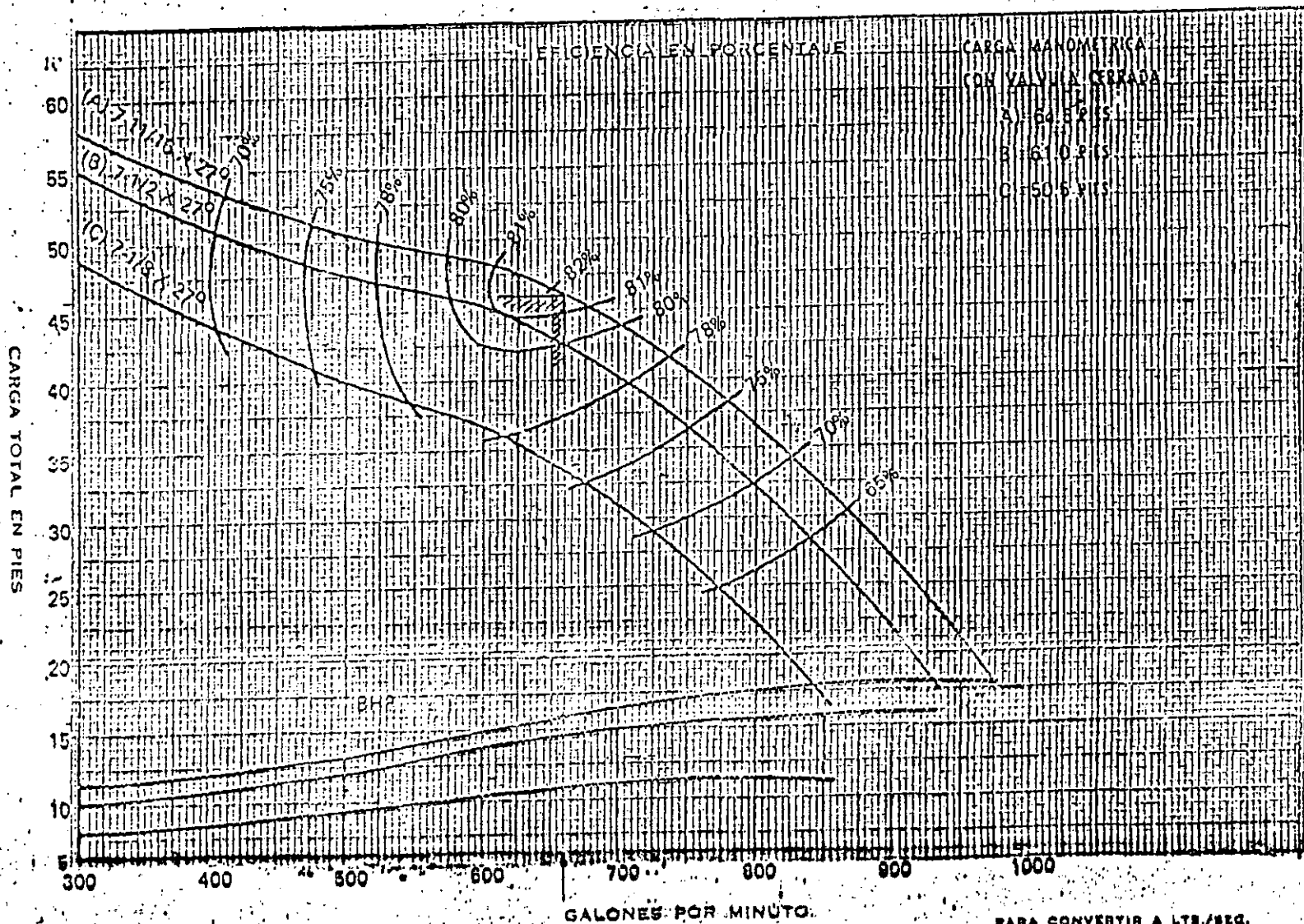




JACUZZI-UNIVERSAL, S. A.
MONTERREY, N. L.

CURVA DE RENDIMIENTO PARA BOMBA TURBINA

SECTION
2120
10HS



NUMERO DE TAZONES	CAMBIO DE EFICIENCIA
1	-4
2	-2
3	-1

El cambio de eficiencia puede afectar la carga y el caballoje.

Diám. Tazón 9 1/4 Plg.
Núm. Tazón 2968-S.C.I.
Núm. Impulsor 2969,
BRONCE

Area del Ojo del Impulsor 14.9 Plg.2
Tipo Impulsor SEMI-ABIERTO
K = 9.2

RENDIMIENTO POR ETAPA	
Curva No.	10H-82
R.P.M.	1760
Tazón	10HS

La eficiencia está basada en el bombeo de agua limpia, a una temperatura que no exceda de 30°C. (86°F.) y que esté libre de gas, aire o abrasivos, y con los impulsos ajustados apropiadamente y los tazones simétricos.

CABALLOS DE POTENCIA

10
8
6

PARA CONVERTIR A METROS
MULTIPLIQUESE PIES X 0.305

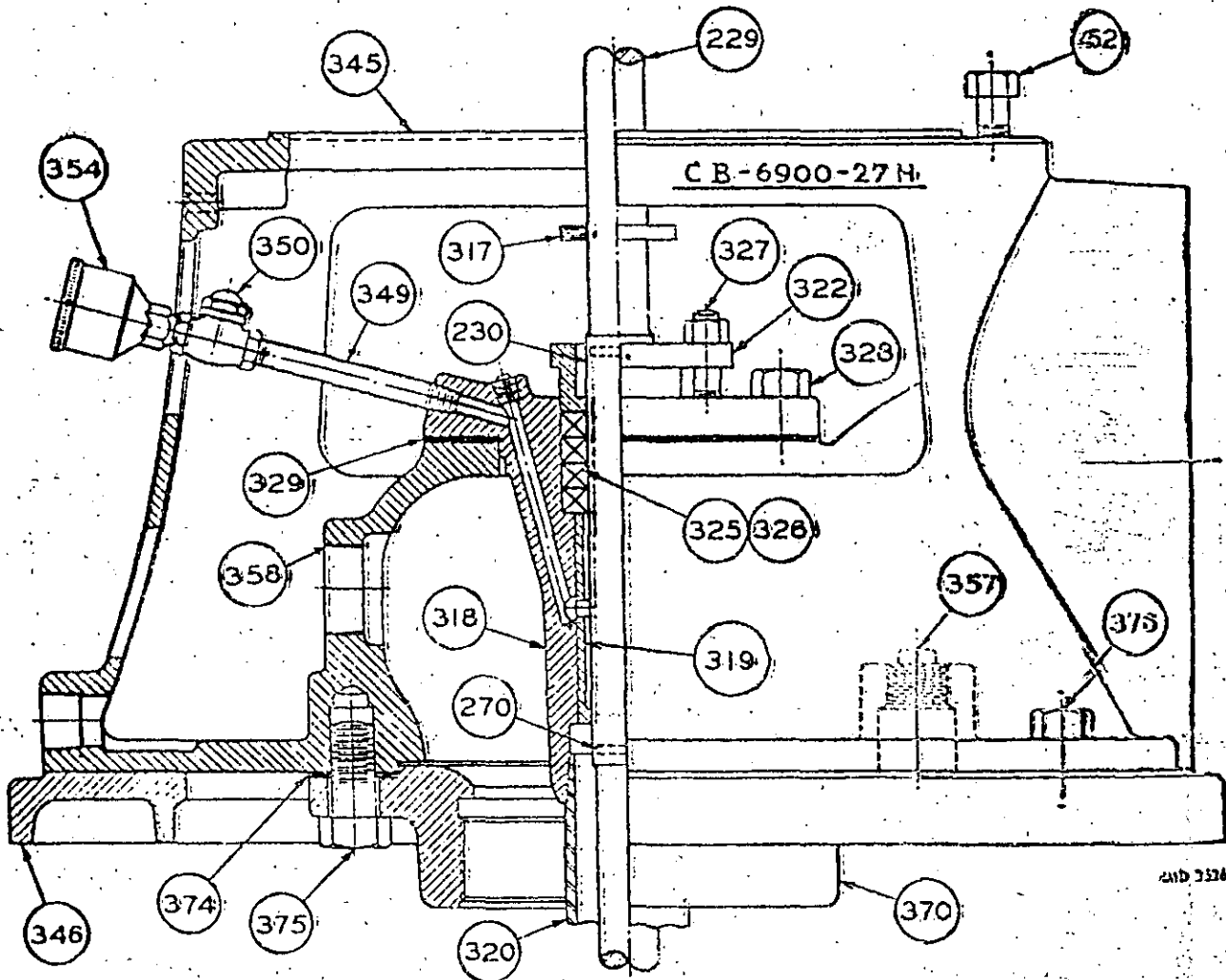
GALONES POR MINUTO

PARA CONVERTIR A LTS./SEG.
MULTIPLIQUESE GALONES/MIN X .06308

Handwritten mark

ILUSTRACION No. 45
 Partes del Cabezal de Descarga
 Fig. 6977 (Lubricación por AGUA)

45

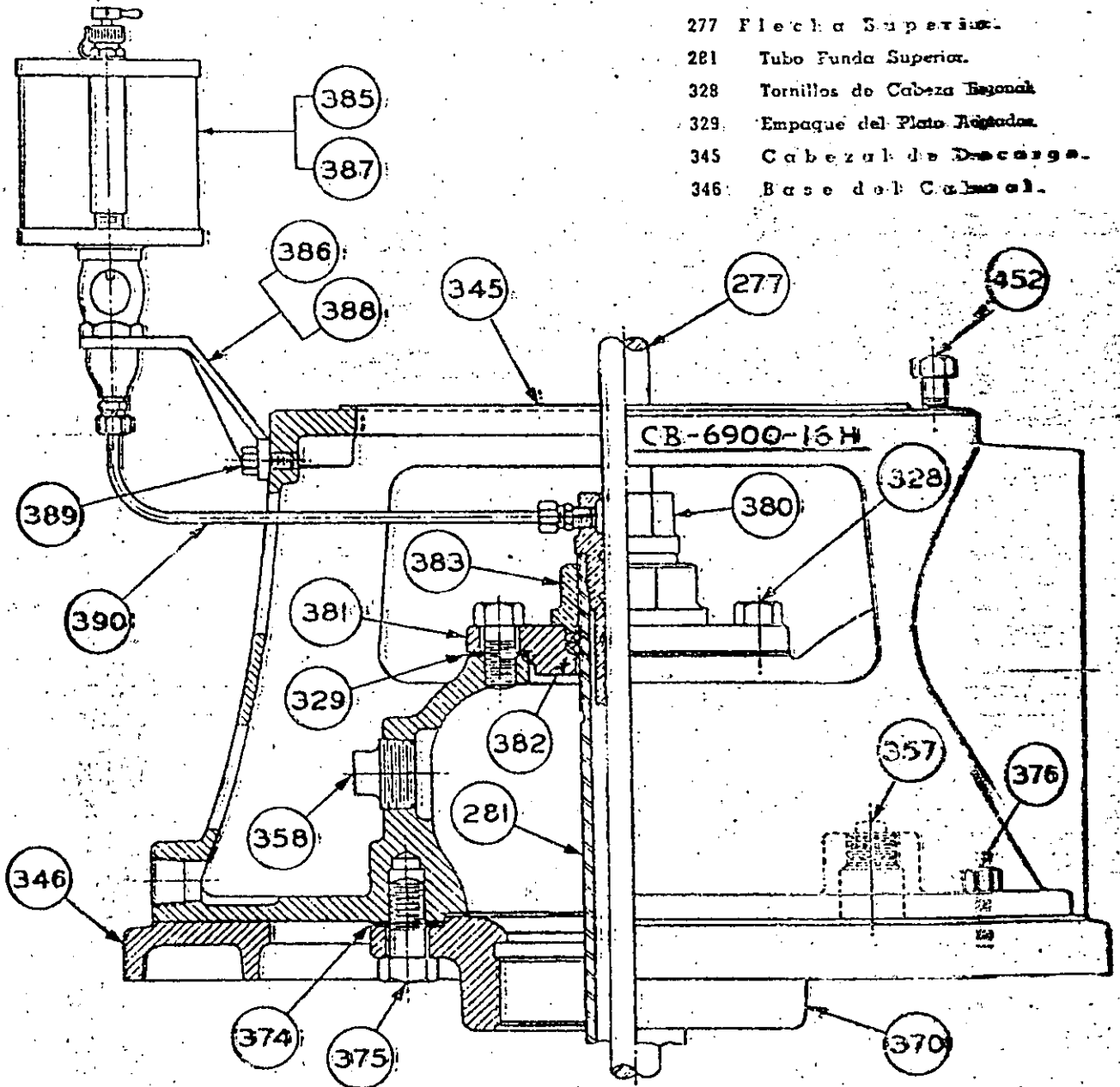


- | | | | |
|-----|---------------------------------|-----|--|
| 229 | Flecha Superior. | 345 | Cabezal de Descarga. |
| 230 | Manguito de la Flecha Superior. | 346 | Base del Cabezal. |
| 270 | Anillo de Soldadura de Plata. | 349 | Tubo de Conexión de la Cámara. |
| 317 | Anillo dispersor de Agua. | 350 | Válvula de Retención con Borte. |
| 318 | Estopero. | 354 | Grasera del Estopero. |
| 319 | Bujo del Estopero. | 357 | Tapón para facilitar prueba. |
| 320 | Tubo Aquielador. | 358 | Entrada del agua de pre-lubricación. |
| 322 | Glándula del estopero. | 370 | Brida de la Columna. |
| 325 | Empaque. | 374 | Empaque de la Brida 370. |
| 326 | Grasa para Empaque. | 375 | Tornillos de la Brida 370. |
| 327 | Tornillos Opresores. | 376 | Tornillos para fijar la Base 346. |
| 328 | Tornillos de Cabeza Exagonal. | 452 | Tornillos para fijar motor o Cabezal de Engranaje. |
| 329 | Empaque. | | |

46

ILUSTRACION No.
Partes del Cabezal de Descarga

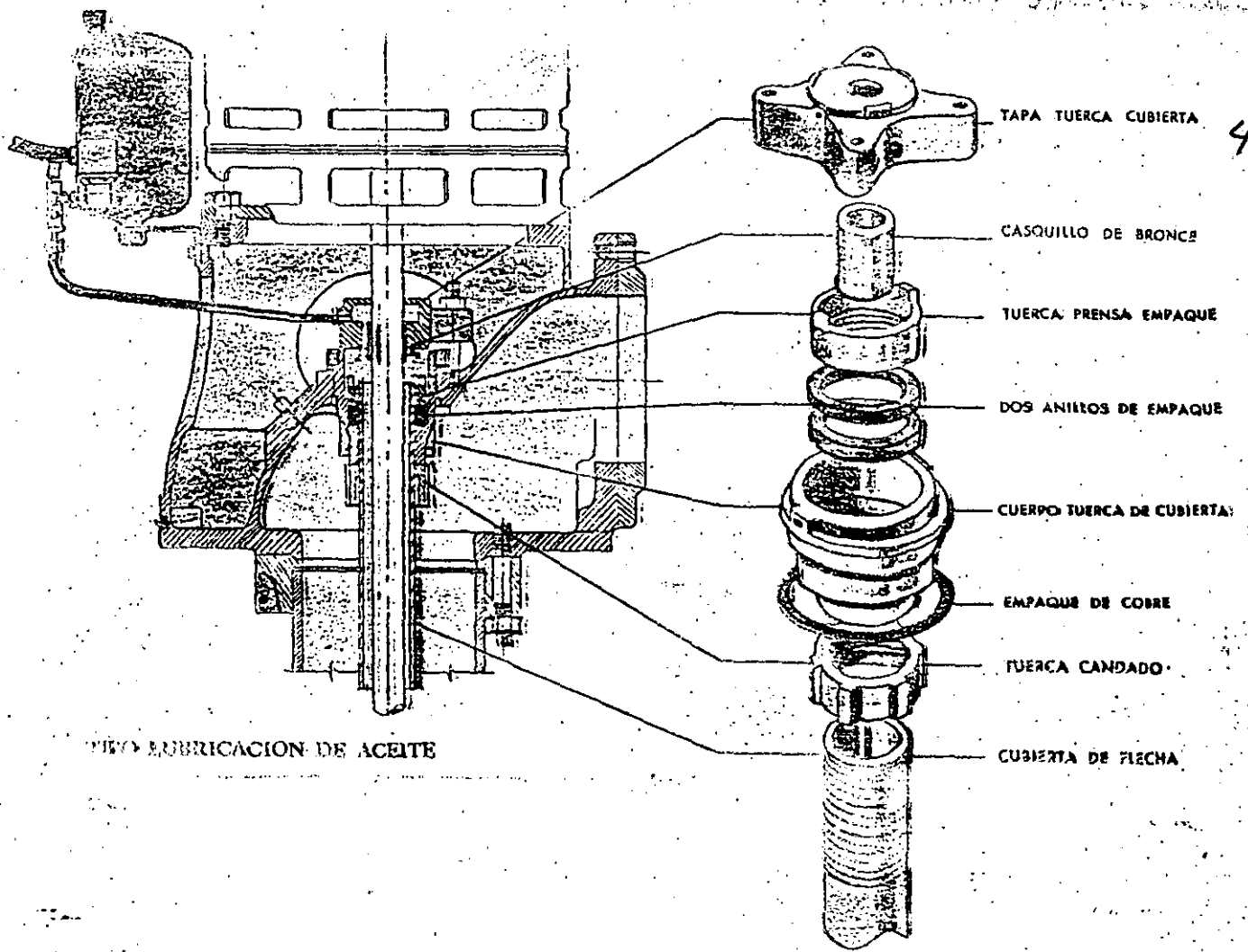
Fig. 6972 (Lubricación por ACEITE).



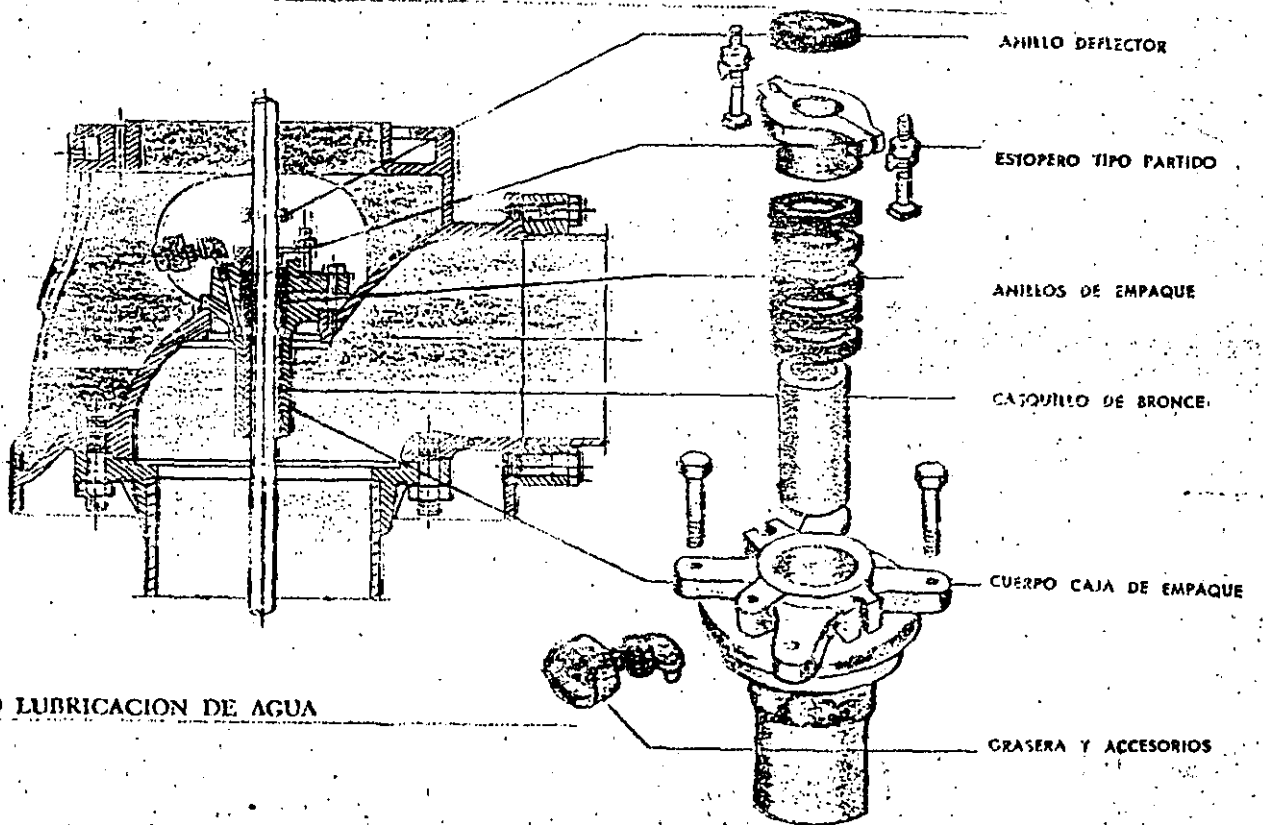
- 277 Flecha Superior.
- 281 Tubo Funda Superior.
- 328 Tornillos de Cabeza Beganak
- 329 Empaque del Plato Adaptador.
- 345 Cabezal de Descarga.
- 346 Base del Cabezal.

- 357 Tapón para Facilitar Pruebas.
- 358 Tapón.
- 370 Brida de la Columna.
- 374 Empaque para Brida 370.
- 375 Tornillos para Brida 370.
- 376 Tornillos para fijar Base 346.
- 380 Chumacera Superior.
- 381 Plato Adaptador.
- 382 Empaque.

- 383 Tuerca Tensora de Tubo Fuda.
- 385 Aceitera Manual.
- 386 Ménsula de la Aceitera 385.
- 387 Aceitera Automática (Sobredos).
- 388 Ménsula de la Aceitera 387.
- 389 Tornillos para Ménsula.
- 390 Tubo de Conexión.
- 452 Tornillos para fijar Metro-Cabezal de Engranaja.

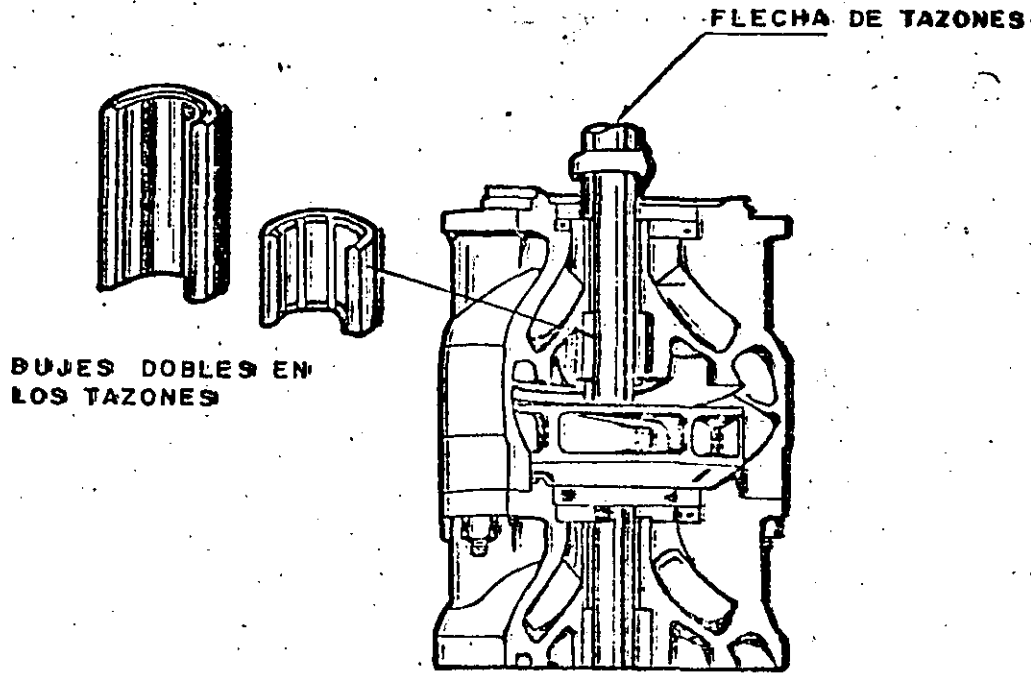


TIPO LUBRICACION DE ACEITE

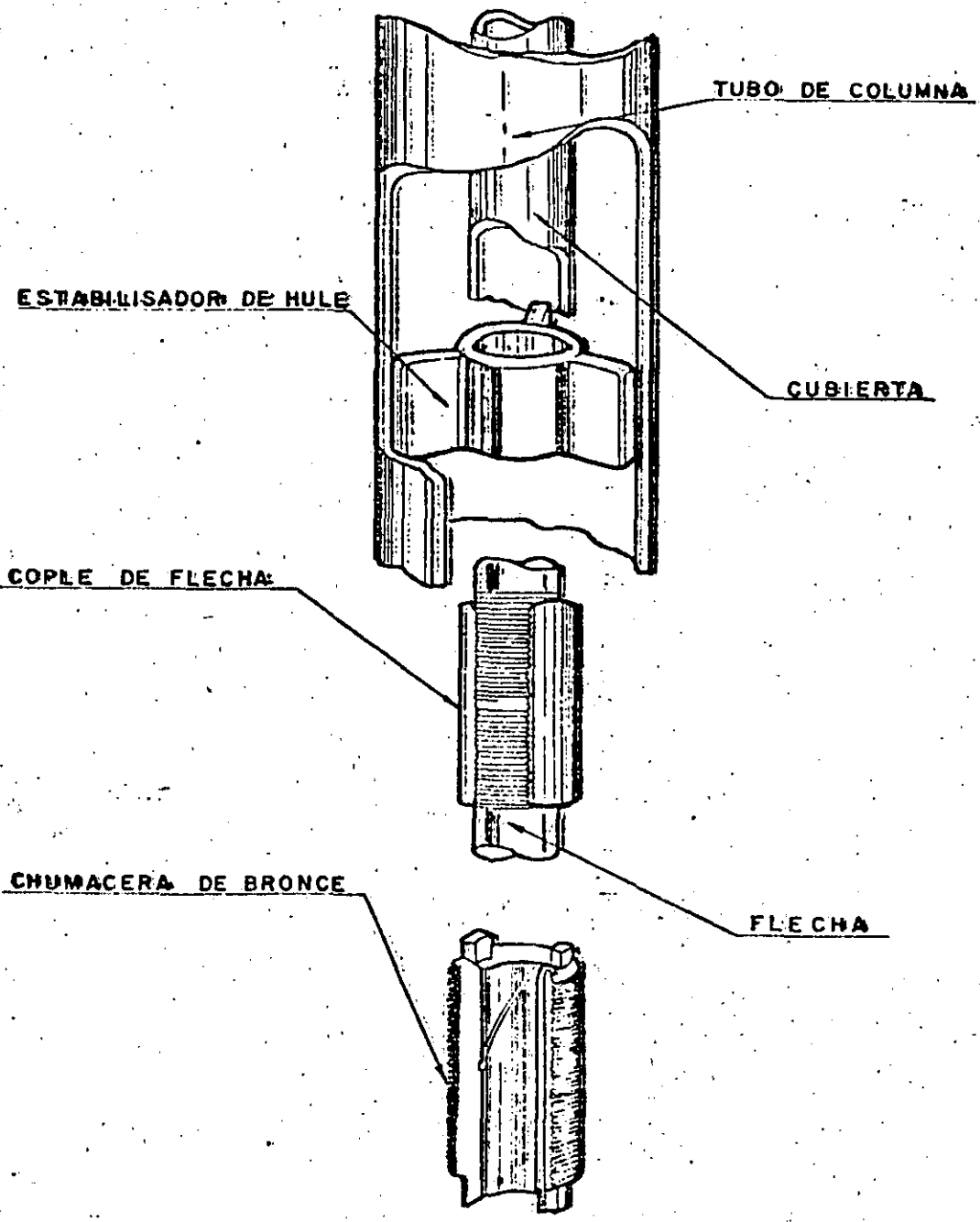


TIPO LUBRICACION DE AGUA

CONSTRUCCION DEL TAZON INTERMEDIO

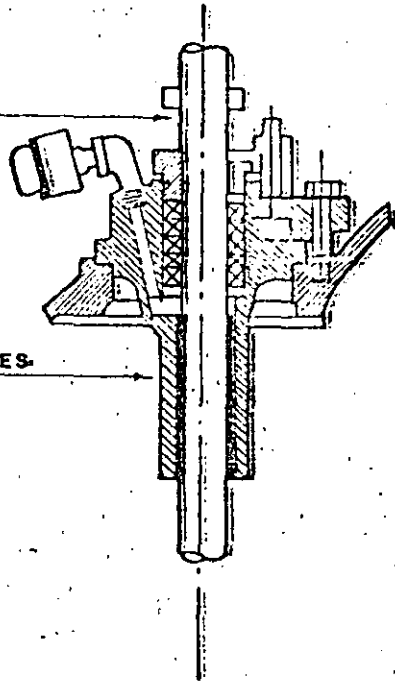


DETALLES DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE



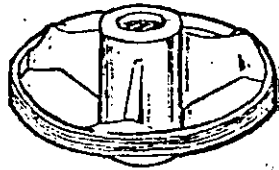
FLECHA MOTRIZ

CAJA DE EMPAQUES

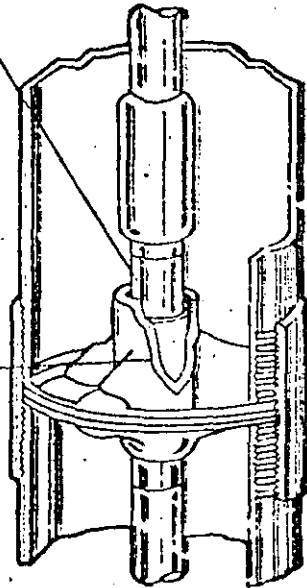


CONSTRUCCION DE LA COLUMNA

FLECHAS METALIZADAS

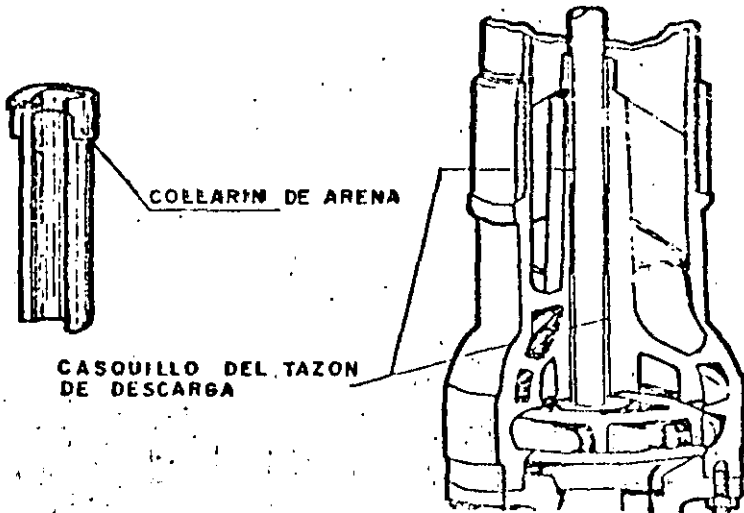


MARIPOSAS



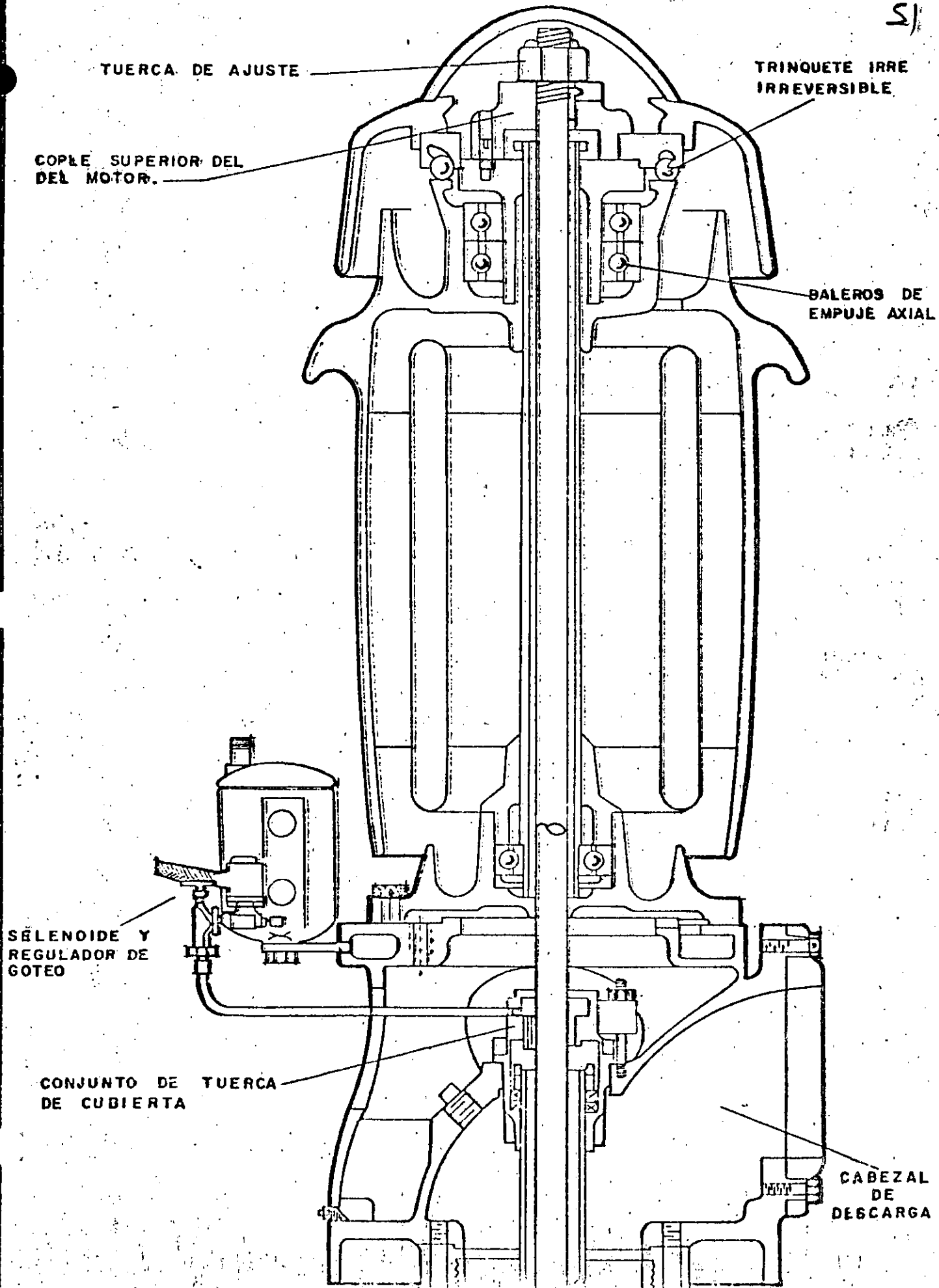
COLLARIN DE ARENA

CASQUILLO DEL TAZON DE DESCARGA



BOMBA VERTICAL TIPO TURBINA

51



52

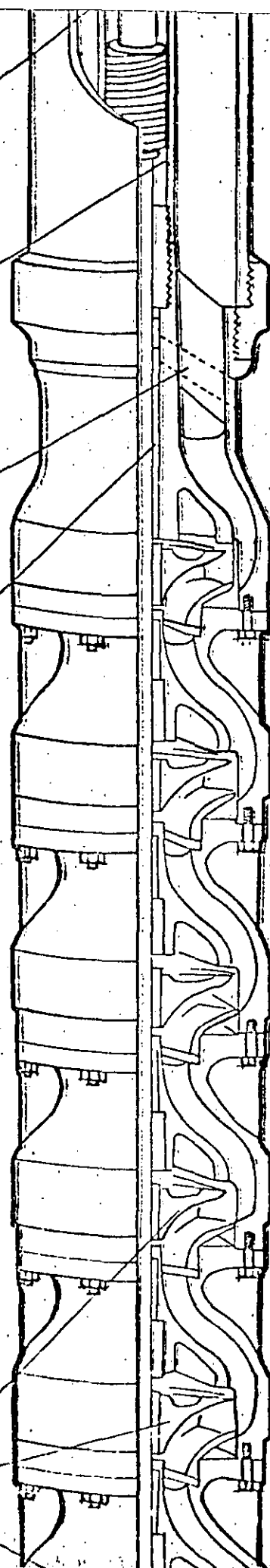
CUBIERTA

ADAPTADOR DE CUBIERTA

ORIFICIOS DE SALIDA

BUJE DE BRONCE

IMPULSORES



CABEZAL
DE
DESCARGA

53

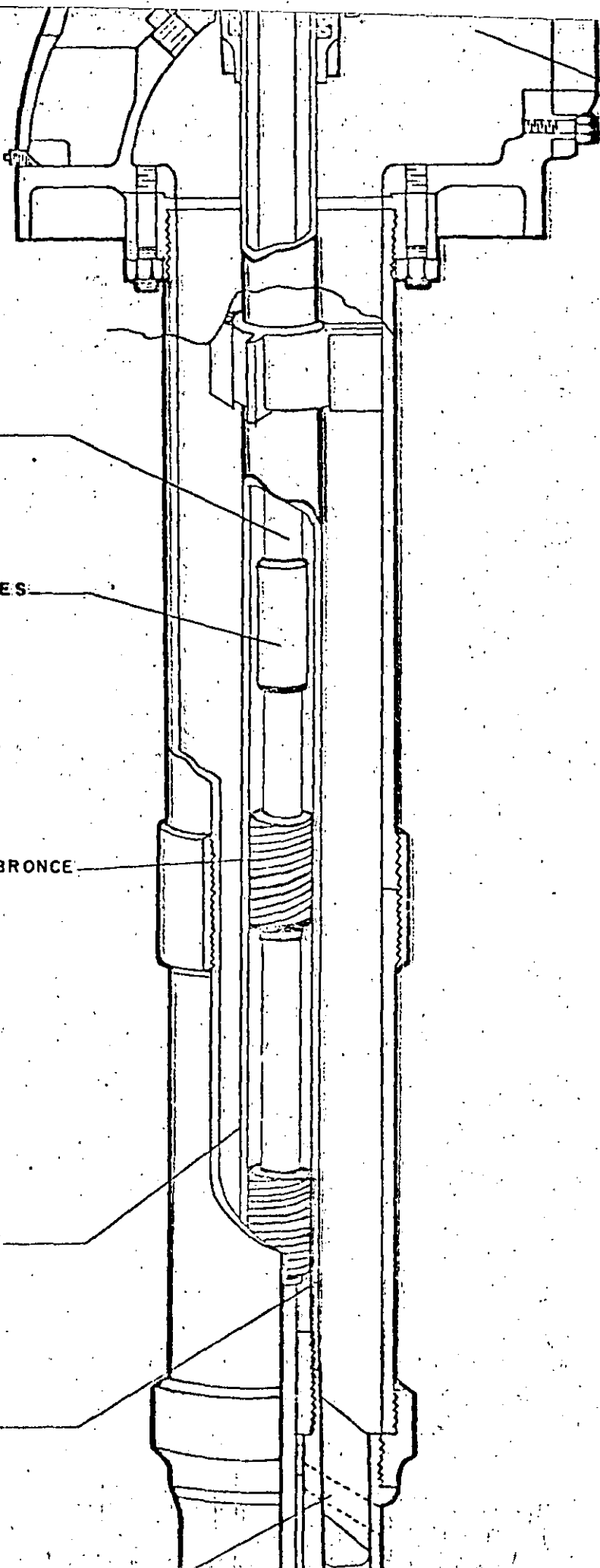
FLECHA

COPLES

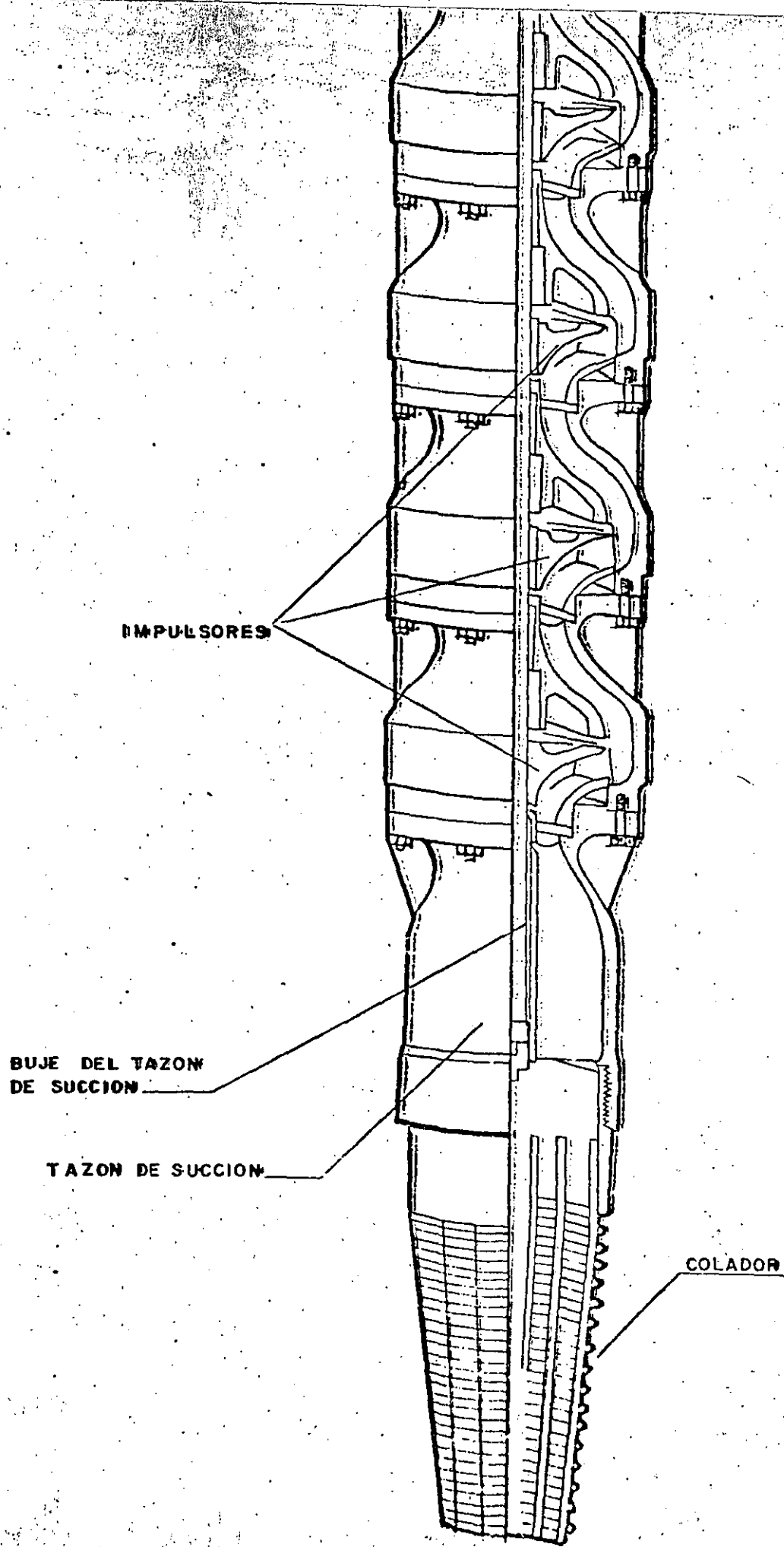
CHUMACERAS DE BRONCE

CUBIERTA

ADAPTADOR DE CUBIERTA



54



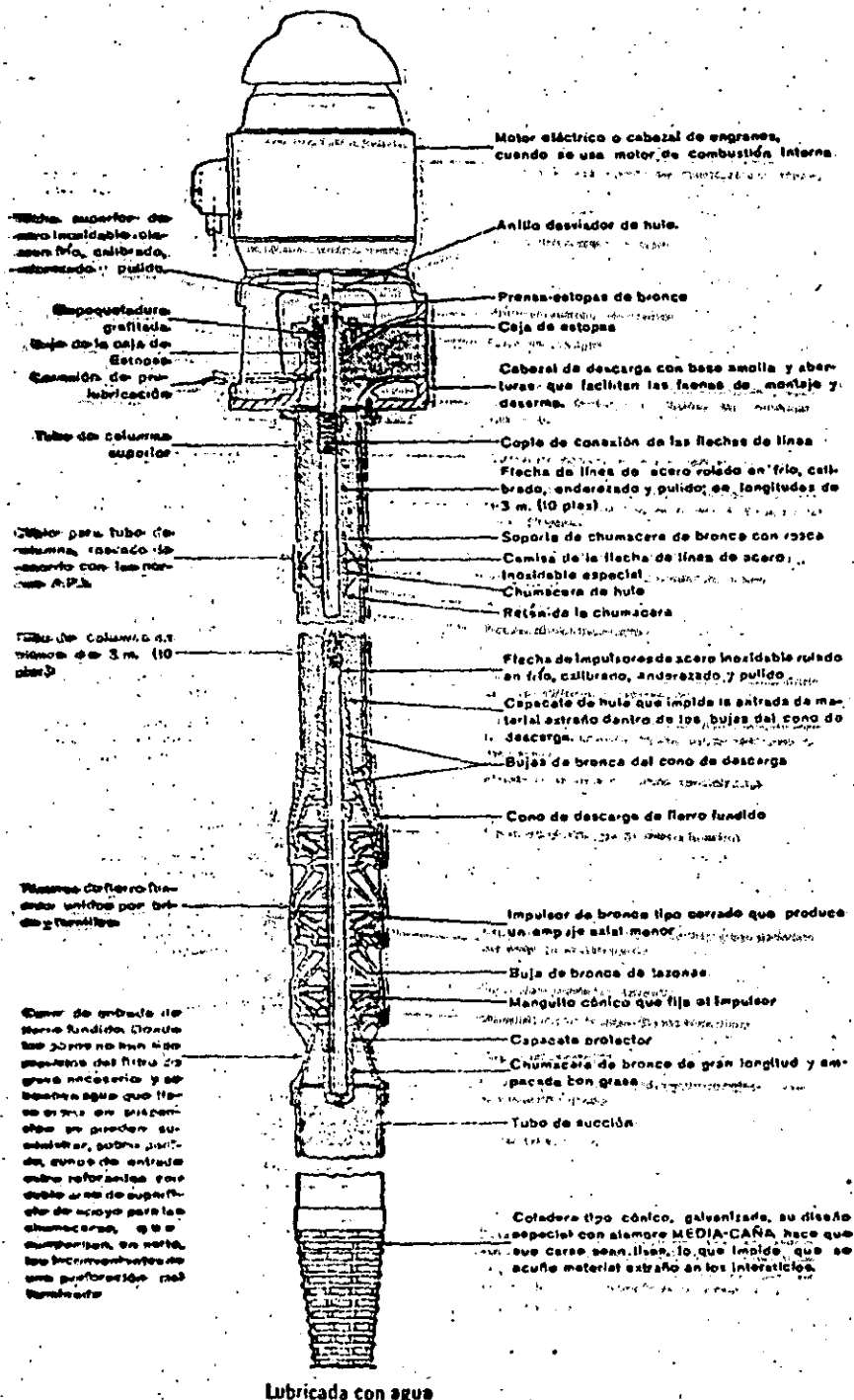
IMPULSORES

BUJE DEL TAZON
DE SUCCION

TAZON DE SUCCION

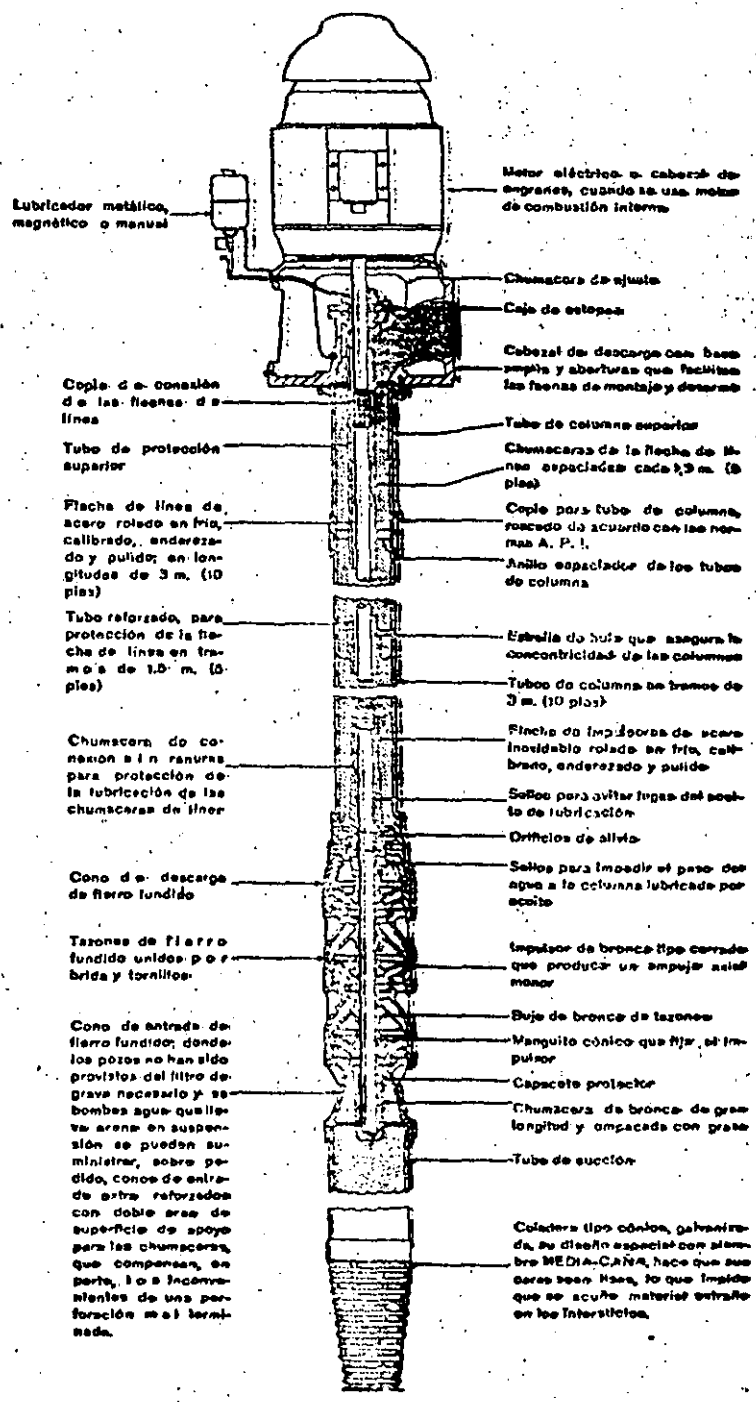
COLADOR

55



Lubricada con agua

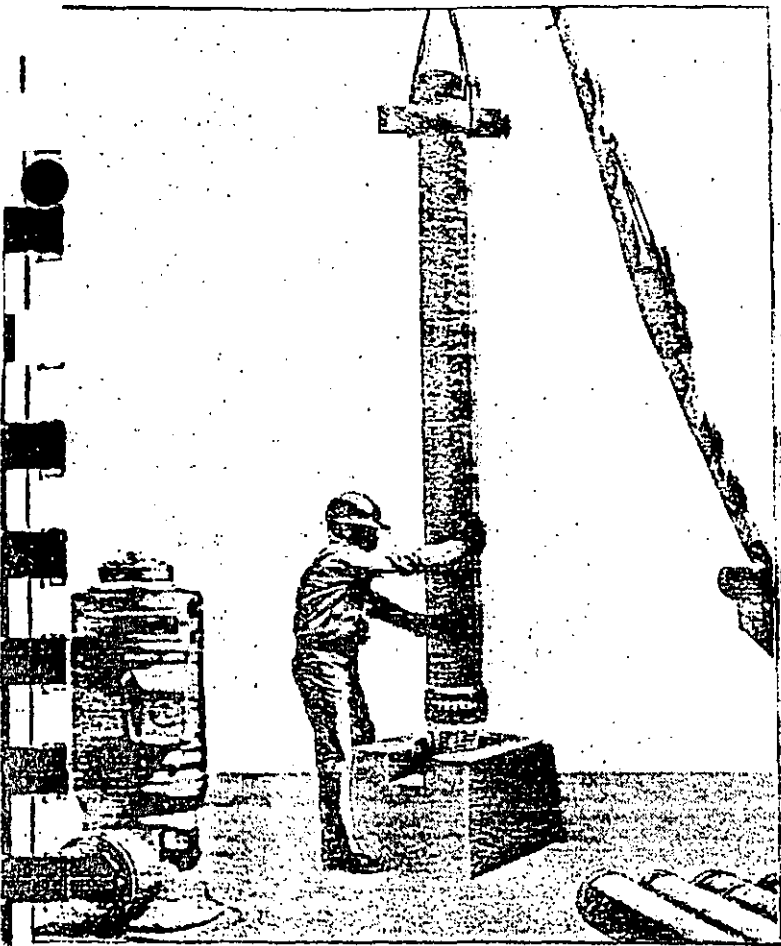
Bomba de pozo profundo lubricada con agua mostrando todas sus partes constructivas. (Cortesía Worthington.)



- Lubricador metálico, magnético o manual
- Motor eléctrico o cabezal de engranes, cuando se usa motor de combustión interna
- Chumacera de ajuste
- Caja de estopas
- Cabezal de descarga con base amplia y aberturas que facilitan las tareas de montaje y desarme
- Cople de conexión de las flechas de líneas
- Tubo de columna superior
- Tubo de protección superior
- Chumacera de la flecha de líneas espaciada cada 3 m. (8 pies)
- Flecha de línea de acero rolo en frío, calibreado, enderezado y pulido, en longitudes de 3 m. (10 pies)
- Cople para tubo de columna, roscado de acuerdo con las normas A. P. I.
- Anillo espaciador de los tubos de columna
- Tubo reforzado, para protección de la flecha de línea en tramos de 1.5 m. (5 pies)
- Estrella de hule que asegura la concentricidad de las columnas
- Tubos de columna en tramos de 3 m. (10 pies)
- Chumacera de conexión a la ranura para protección de la lubricación de las chumaceras de línea
- Flecha de impulsora de acero inoxidable rolo en frío, calibreado, enderezado y pulido
- Señales para evitar fugas del aceite de lubricación
- Orificios de alivio
- Cono de descarga de hierro fundido
- Señales para impedir el paso del agua a la columna lubricada por aceite
- Tazones de hierro fundido unidos por brida y tornillos
- Impulsor de bronce tipo cerrado que produce un empuje axial menor
- Buje de bronce de tazones
- Manguito cónico que fija el impulsor
- Capacete protector
- Chumacera de bronce de gran longitud y empacada con grasa
- Cono de entrada de hierro fundido, donde los pozos no han sido provistos del filtro de grava necesario y se bombea agua que lleva arena en suspensión se pueden suministrar, sobre pedido, conos de entrada extra reforzados con doble área de superficie de apoyo para las chumaceras, que compensan, en parte, los inconvenientes de una perforación mal terminada.
- Chumacera de bronce de gran longitud y empacada con grasa
- Tubo de succión
- Colector tipo cono, galvanizado, de diseño especial con el nombre MEDIA-CANA, hace que sus caras sean lisas, lo que impide que se acumule material extraño en los intersticios.

Lubricada con aceite

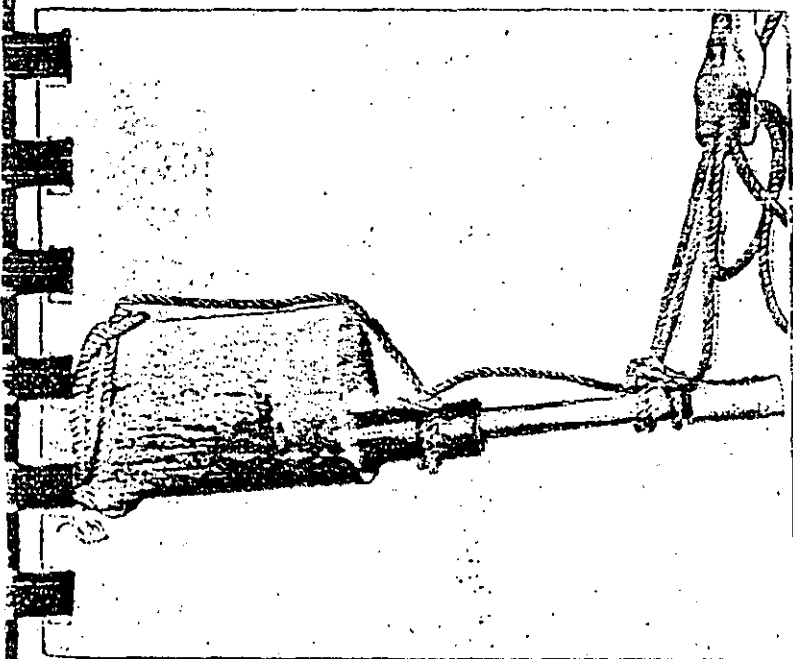
Bomba de pozo profundo lubricada con aceite, mostrando todas sus partes constructivas. (Cortesía Worthington.)



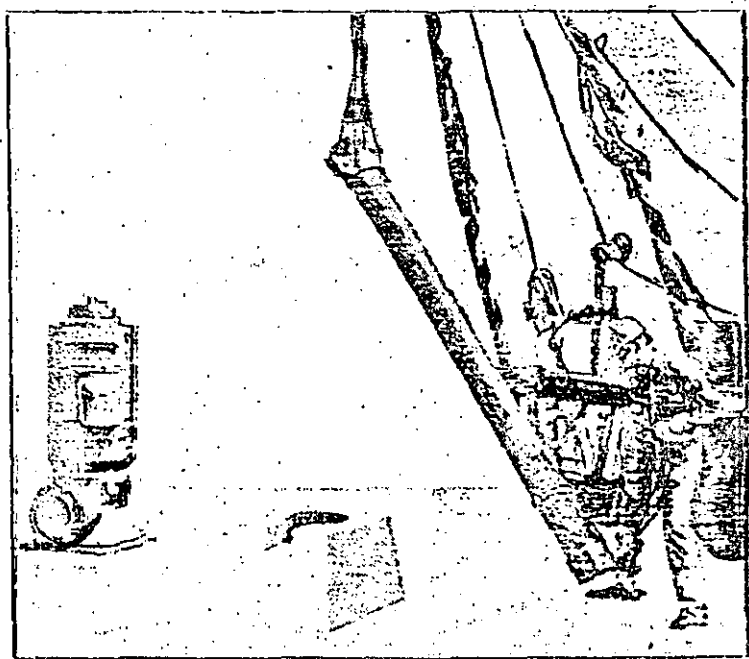
ILUSTRACION No. 3
Bajando el tubo de succión.



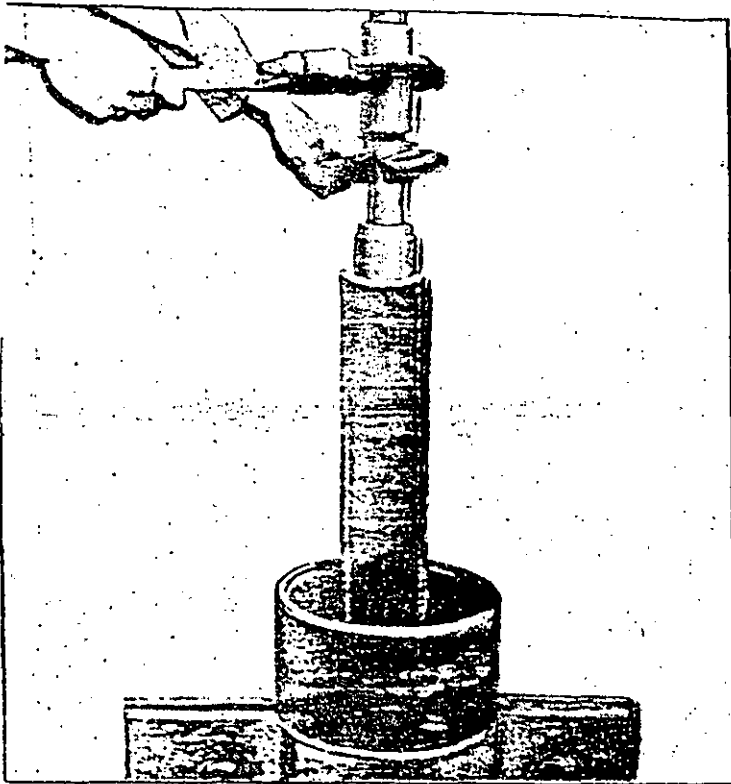
ILUSTRACION No. 4
Enroscando el juego de tazones al tubo de succión.



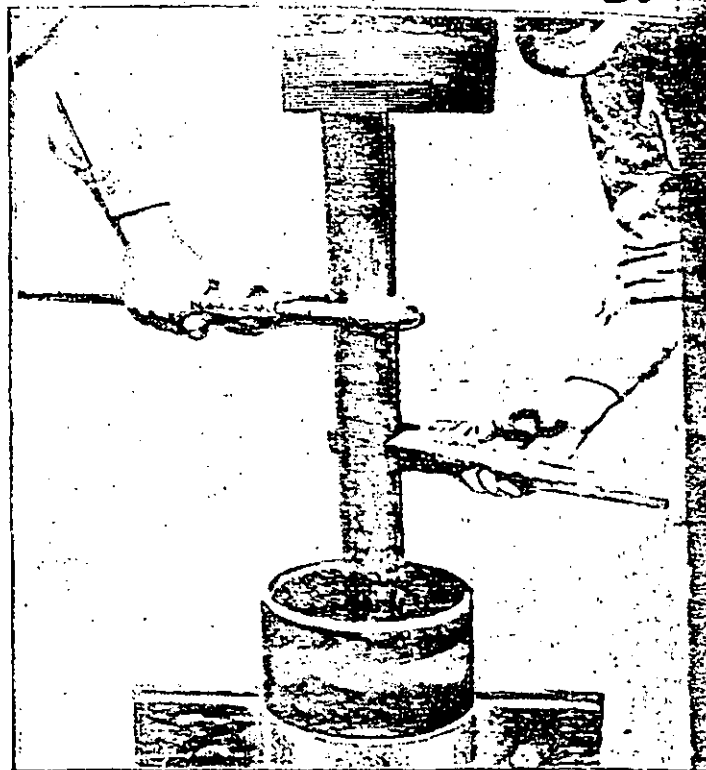
ILUSTRACION No. 5
Modo de atar las partes de una sección de columna antes de levantarla con la garrucha.



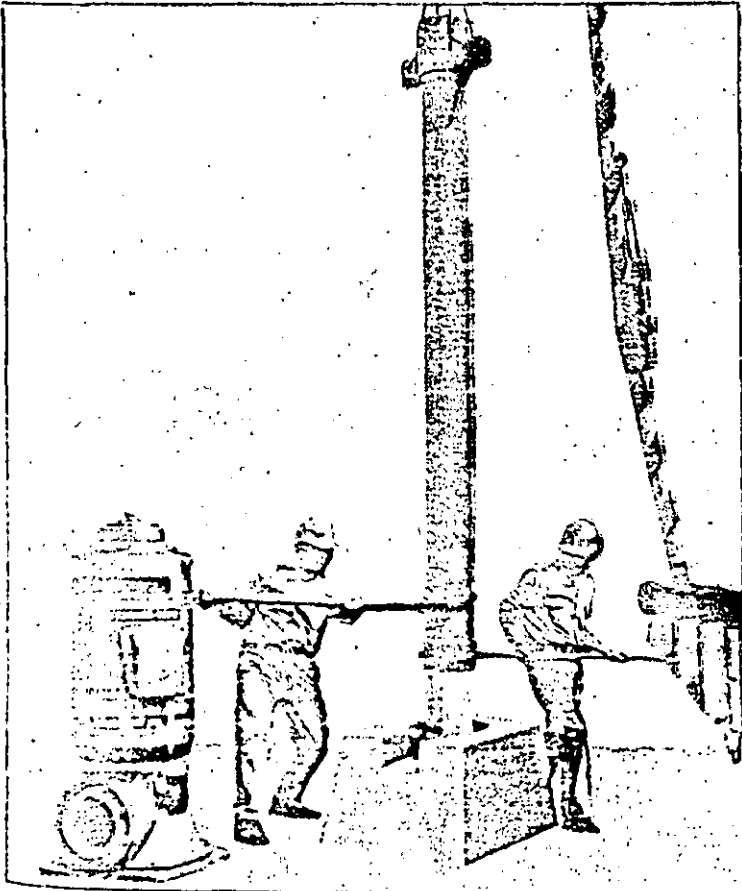
ILUSTRACION No. 6
Modo de detener la parte inferior de la sección de columna durante el proceso de levantarla.



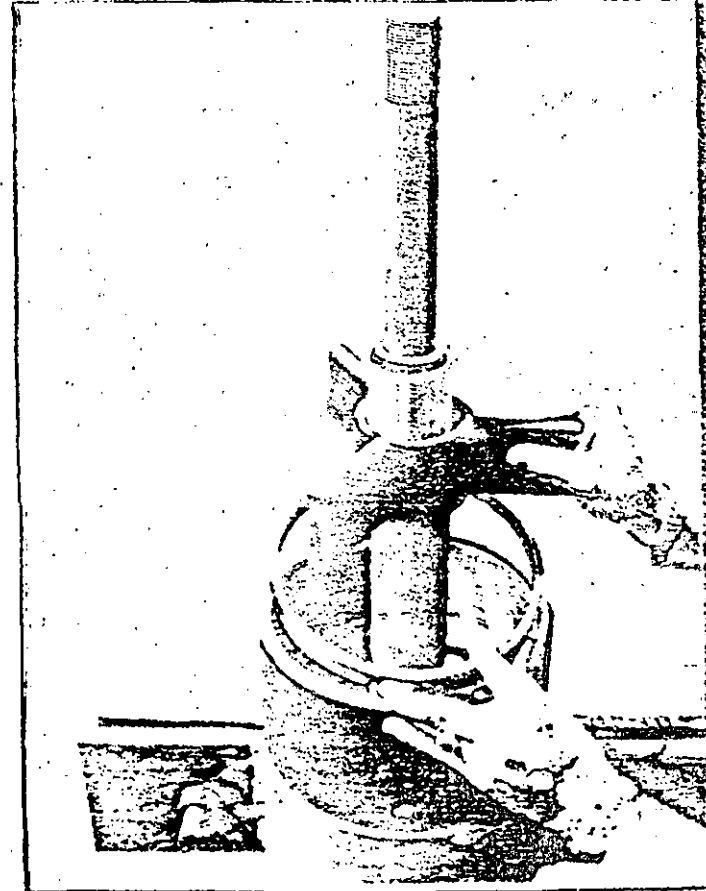
ILUSTRACION No. 7
 Modo de enroscar dos extremos de flechas.



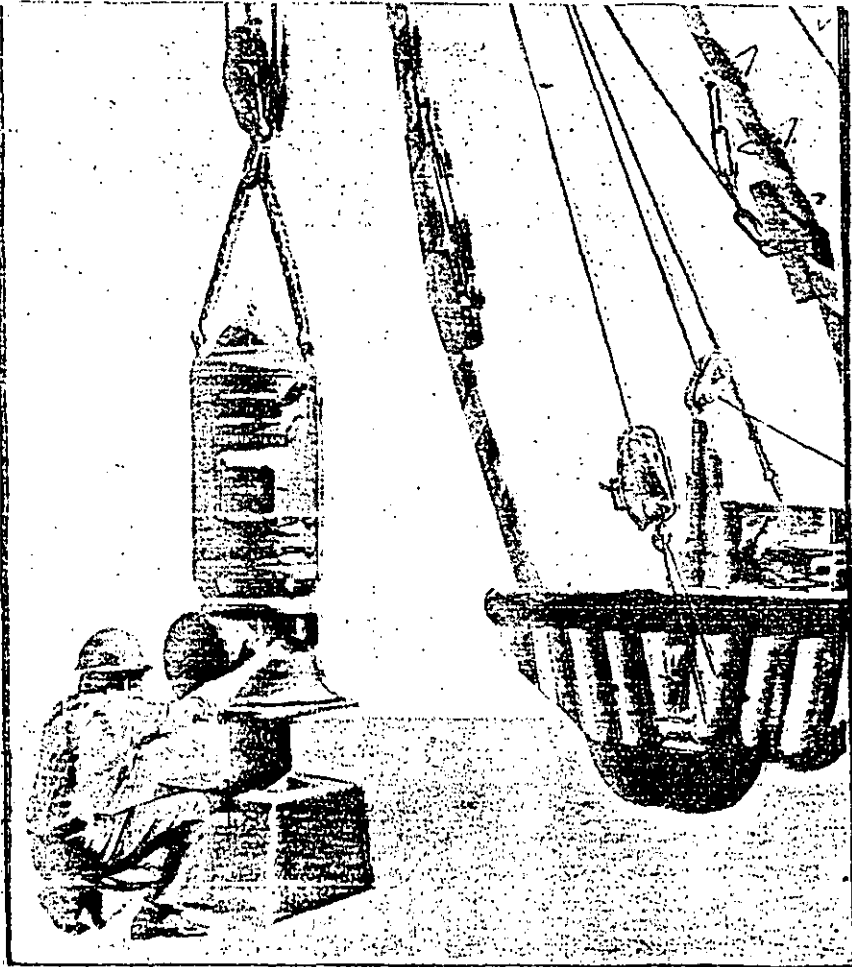
ILUSTRACION No. 8
 Modo de enroscar dos extremos de tubos de aceite (fundas).



ILUSTRACION No. 9
 Modo de enroscar dos secciones del tubo exterior evitando deformación de los tubos.

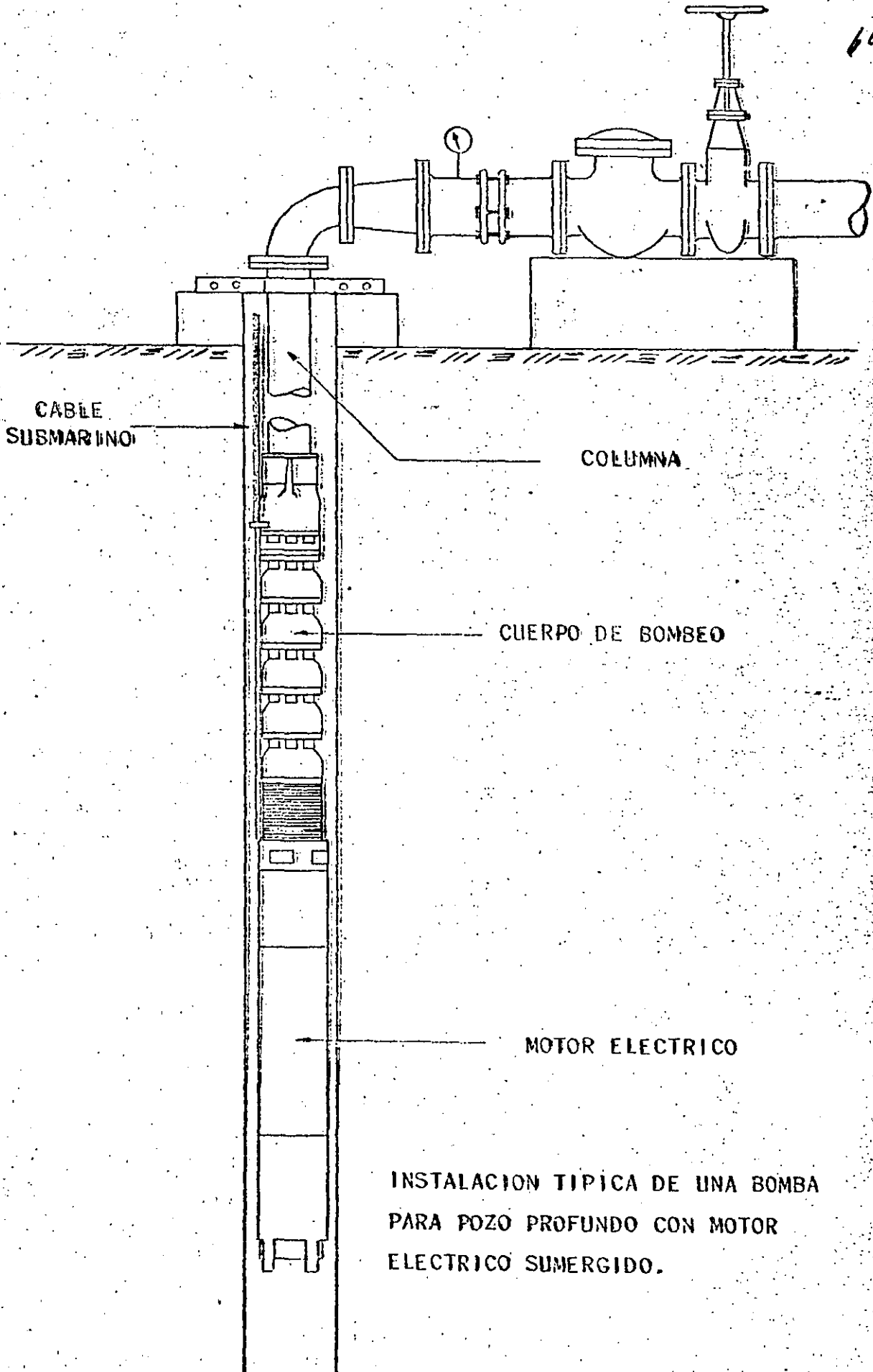


ILUSTRACION No. 10
 Colocando el anillo separador No. 275 y la araña de hule No. 276 en su lugar.



ILUSTRACION No. 10
Bajando la bomba completa al pozo.

60



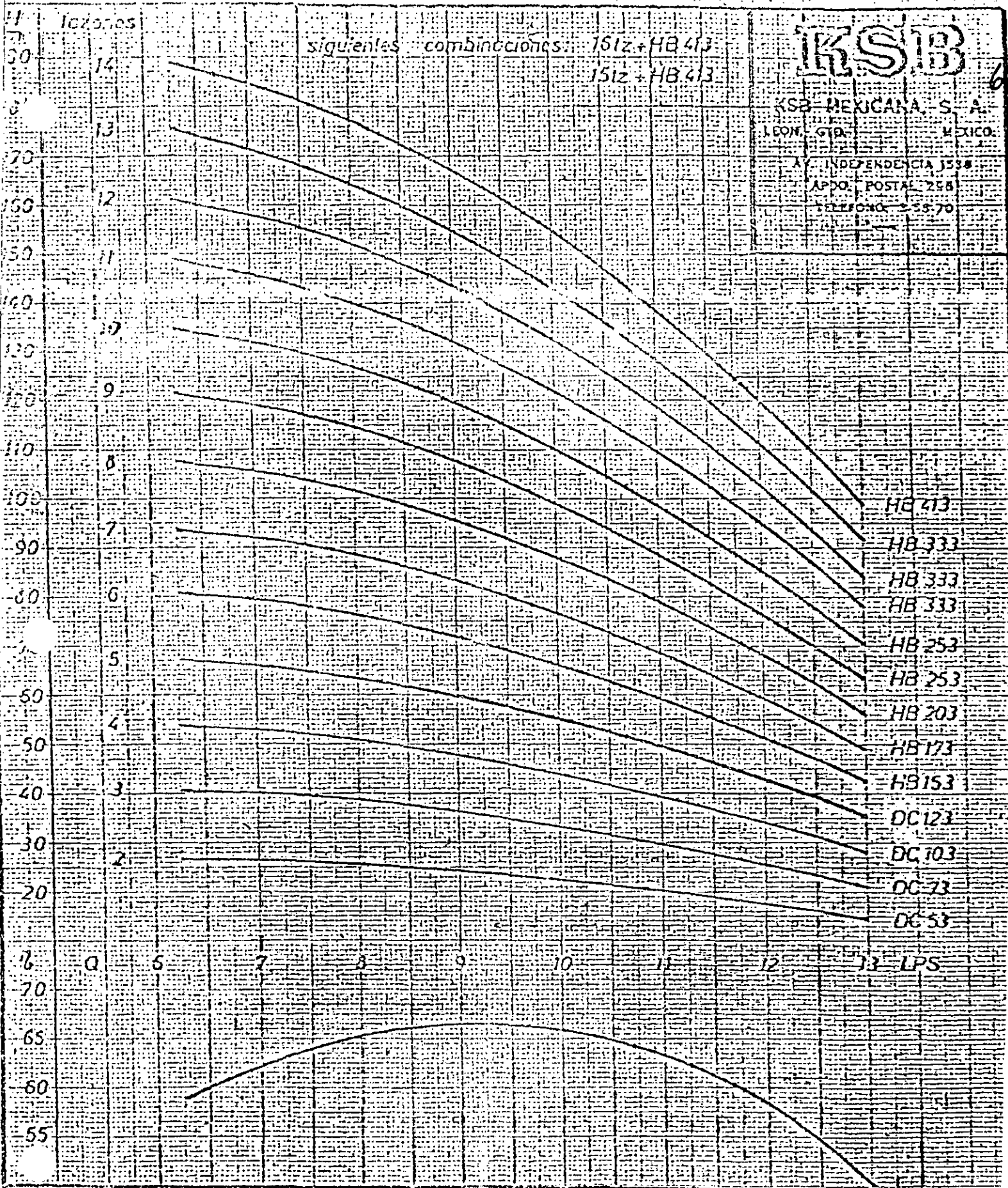
CABLE
SUBMARINO

COLUMNA

CUERPO DE BOMBEO

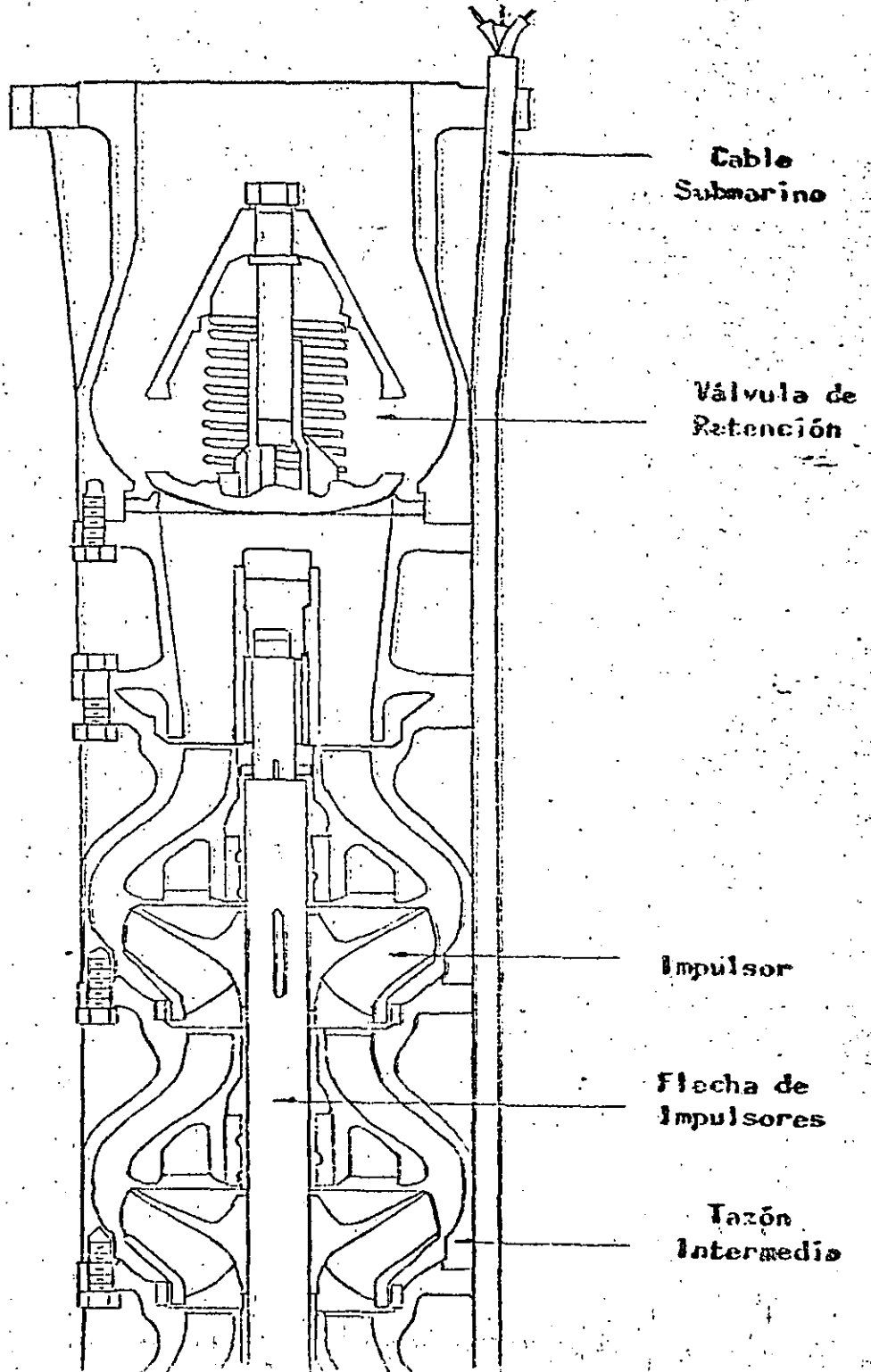
MOTOR ELECTRICO

INSTALACION TIPICA DE UNA BOMBA
PARA POZO PROFUNDO CON MOTOR
ELECTRICO SUMERGIDO.



Fecha: 31.12 1969	Número: 4007	N.º máximo de lazos: 16	60 cps	3500 rpm	Modelo: BPD 26
-------------------------	-----------------	-------------------------------	--------	----------	-------------------

BOMBA PARA POZO PROFUNDO CON
MOTOR ELECTRICO SUMERGIDO.



Tapón de Entrada
de Agua para
el Motor

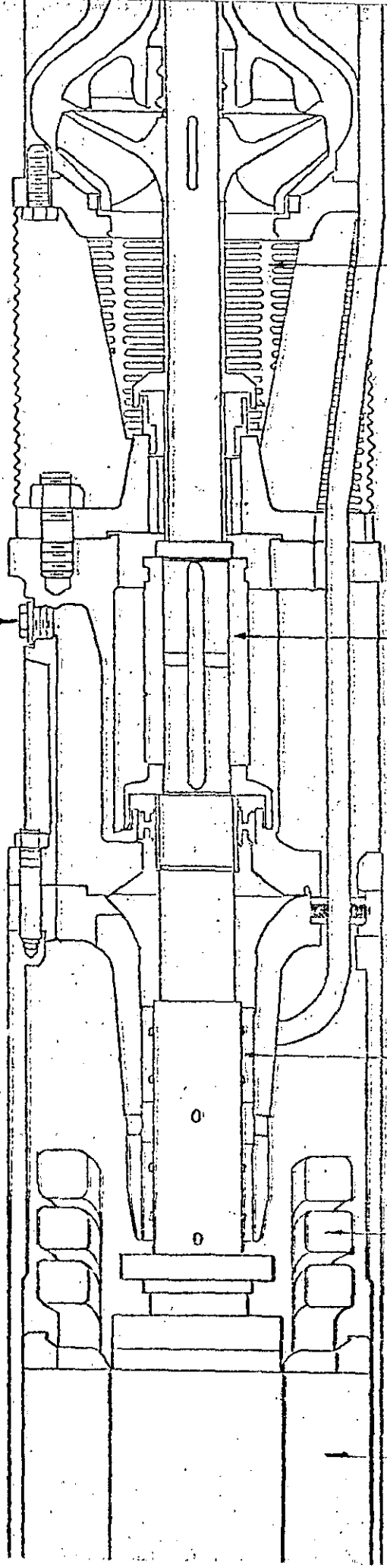
Rejilla

Cople de
Flecha

Bujes de
Bronce

Devanillos

Estator



64

Rotor

Devanado

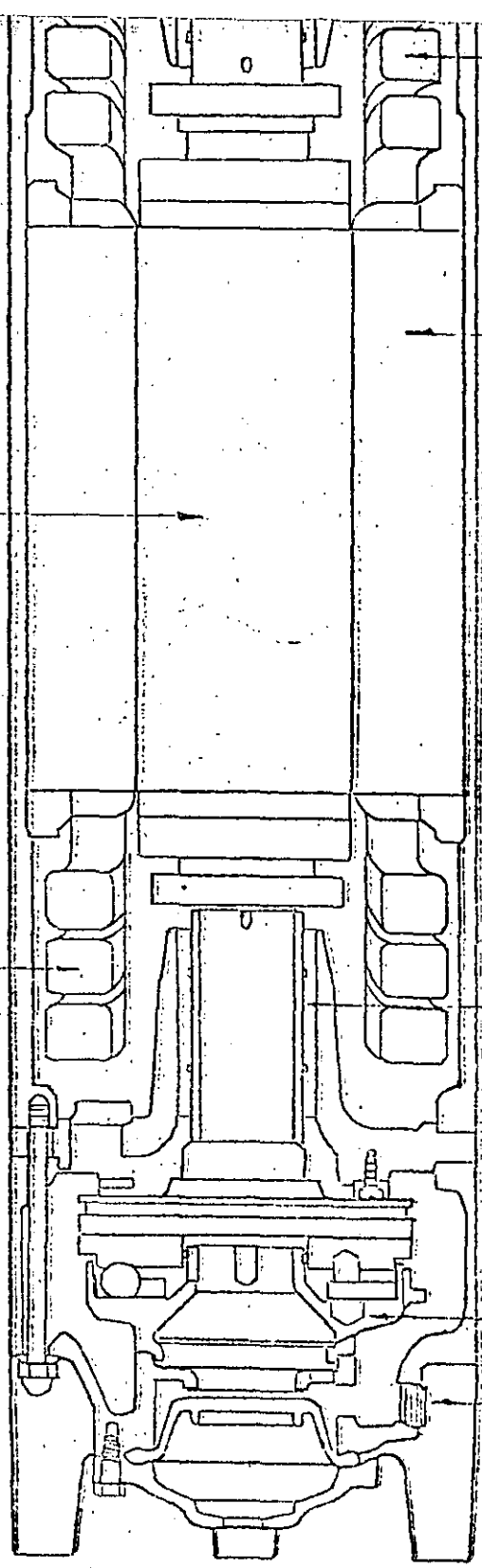
Devanado

Estator

Bujes de Bronce

Cojinete Axial

Tapón



65

B I B L I O G R A F I A

MANUAL 6900

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

MANUAL DE BOMBAS VERTICALES TIPO TURBINA
PEERLESS TISA, S.A.

MANUAL DE BOMBAS SUMERGIBLES
KSB MEXICANA, S.A.

MANUAL DE NORMAS DE PROYECTO PARA OBRAS DE APROVISIONAMIENTO
DE AGUA POTABLE EN LOCALIDADES URBANAS DE LA REPUBLICA
MEXICANA.

SECRETARIA DE ASENTAMIENTOS HUMANOS Y OBRAS PUBLICAS

INSTRUCTIVO DE CONTROL DE ACUIFEROS Y ESTRUCTURAS DE CAPTACION
(POZOS PROFUNDOS)

SECRETARIA DE ASENTAMIENTOS HUMANOS Y OBRAS PUBLICAS

CATALOGO DE BOMBAS

SISTEMAS DE BOMBEO, S.A. DE C.V.

CATALOGO DE BOMBAS

JACUZZI - UNIVERSAL, S.A.

PROYECTOS DE PLANTAS DE BOMBEO

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS

BOMBAS, TEORIA, DISEÑO Y APLICACIONES

ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

PLANTAS DE BOMBEO

ING. OCTAVIO VELASCO SÁNCHEZ

SEPTIEMBRE, 1984

PLANTAS DE BOMBEO .

- Aspectos Generales . -

A) . - Partes de una Planta de Bombeo .

Pueden definirse las plantas de bombeo , como el conjunto de las instalaciones que se requieren para conducir el agua mediante bombas de un punto a otro , - esto es , desde el suministro a la planta , hasta la entrega del agua bombeada.

Atendiendo a las diferentes partes que constituyen una planta de bombeo , se puede efectuar una relación de los elementos más importantes que deben considerarse para un diseño en general , agrupándolos dentro de la rama de la ingeniería de que se trata y así se tienen :

OBRAS DE INGENIERIA CIVIL .

- . Captación .
- . Alimentación .
- . Sección o cárcamo .
- . Conducción .
- . Descarga .
- . Casa habitación del personal .
- . Patio de maniobras .
- . Caseta de controles .
- . Oficinas y administración .
- . Caminos de acceso .
- . Protección de las instalaciones .
- . Otros .

OBRAS DE INGENIERIA MECANICA .

- . Equipo de bombeo .
- . Equipo hidromecánico de protección y control .
- . Accesorios y otros .
- . Equipo de medición del agua bombeada .
- . Equipo de operación y mantenimiento .
- . Equipo de suministro de combustible .

OBRAS DE INGENIERIA ELECTRICA .

- . Línea de transmisión .

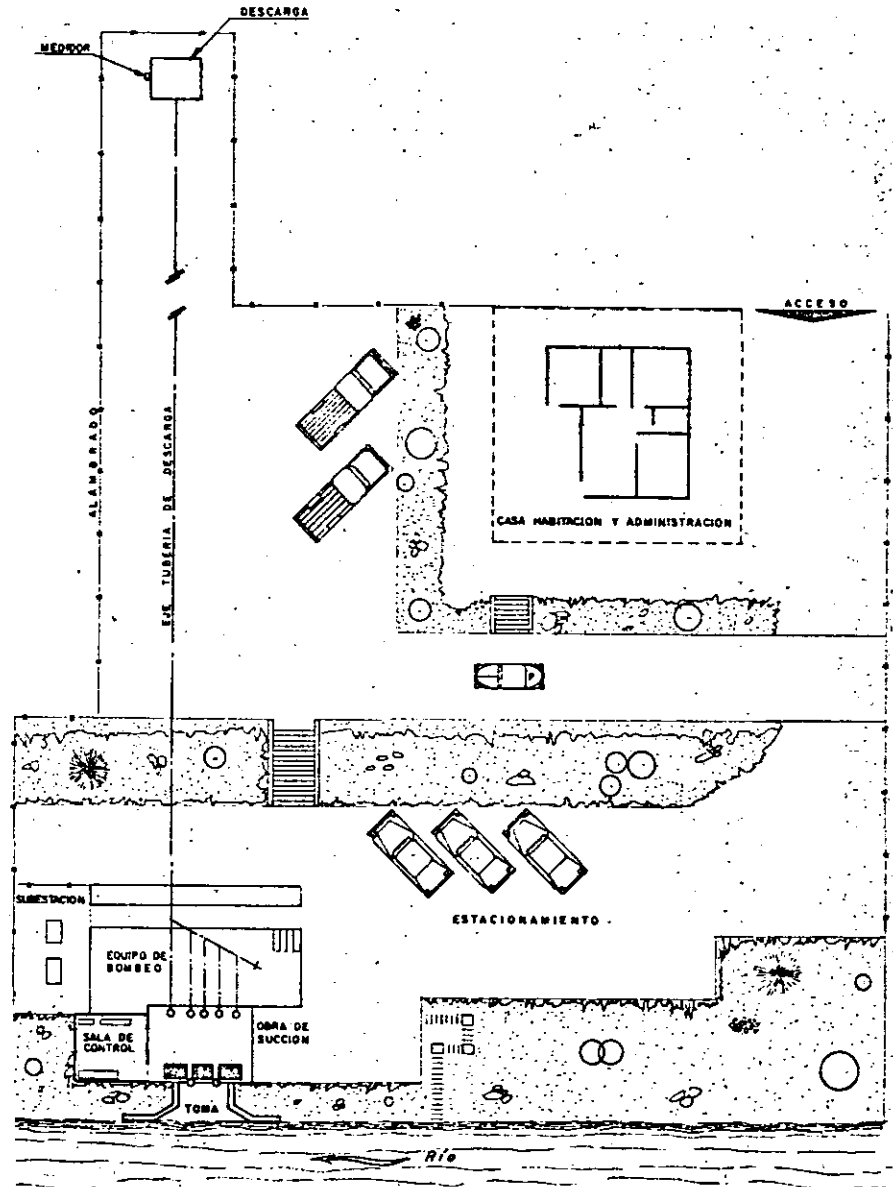


Fig. 1 ESQUEMA DE UNA PLANTA DE BOMBEO

①

- . Subestación .
- . Equipo de medición .
- . Equipo de control y protección .
- . Alimentación de baja tensión .
- . Alumbrado .

OTRAS OBRAS .

Dependiendo del destino del agua serán necesarias obras de otro tipo , las cuales se deben considerar al hacer el planteamiento del diseño del sistema de bombeo , ya que esas obras estarán íntimamente relacionadas con todo el sistema . Por ejemplo , cuando se trata de suministrar agua a poblaciones , a una planta potabilizadora o en el caso de una planta de tratamiento de aguas negras , serán necesarias las obras relativas a la Ingeniería Sanitaria .

La Fig. No. 1 , muestra esquemáticamente la disposición de una planta de bombeo con los elementos que se han citado .

DATOS FUNDAMENTALES PARA UN DISEÑO .

Para efectuar el diseño de una estación de bombeo , es necesario conocer varios datos de los cuales , los fundamentales se pueden relacionar como sigue .

- Datos fundamentales para un diseño .
- . Localización Geográfica .
- . Acceso al sitio .
- . Vías de comunicación .
- . Objetivo de la Planta .
- . Capacidad .
- . Características físico químicas del agua .
- . Geológicos .
- . Hidrológicos .
- . Topográficos .
- . Climatológicos .
- . Características hidrológicas del sistema .
- . Limitaciones del proyecto .
- . Energéticos disponibles y posibilidades futuras .
- . Equipo de emergencia necesario .

- . Materiales de construcción de la zona .
- . Factibilidad de mano de obra .

ESTUDIOS .

Como en toda obra hidráulica antes de proceder a la elaboración de un proyecto de bombeo será necesario efectuar una serie de estudios , mediante los cuales se conocerán los datos para hacer el proyecto y planear la construcción , operación y mantenimiento del sistema .

Es recomendable que las personas que tratan con algún aspecto en el proyecto de una planta conozcan los estudios realizados , la forma en que se efectuaron y las diferentes conclusiones de cada uno de ellos .

Los estudios necesarios y la rigurosidad de los mismos estarán supeditados a la magnitud de la obra y al uso del agua , debiéndose conocer la veracidad y confiabilidad de éstos , así como de la capacidad técnica de el personal encargado de su ejecución y la posible variación de los resultados con el transcurso del tiempo . En forma general los estudios previos pueden agruparse de la siguiente manera :

Estudios Previos :

- . Visita de inspección al sitio de proyecto .
- . Estudios socioeconómicos .
- . Estudios técnicos .
- . Anteproyecto y conclusiones .

Estudios Definitivos .

Servirán para determinar las características físicas del sitio , y en general los datos concretos para el diseño del proyecto más viable que se determinó con los estudios preliminares . Se agrupan en :

- . Topográficos .
- . Hidrológicos .
- . Geológicos .
- . Mecánica de suelos .
- . Agrológicos .
- . Socio-económicos .
- . Relativos al agua .

(2)

DISEÑO DE LAS INSTALACIONES.

Un aspecto importante en el proyecto de los elementos que forman las plantas, es el que se refiere a la ubicación de cada uno de ellos con respecto a las características generales del lugar en el que se construirá y considerando la forma en que operará ya que, de la buena disposición de ellos dependerá en gran parte el funcionamiento deseado e incluso la economía del sistema de bombeo.

En términos generales, en la localización se deben juzgar, tanto factores técnicos como económicos; de entre los primeros se tienen los relativos a excavaciones, protección natural de las obras y conservación, condiciones de succión, problemas en la línea de descarga, procedimiento de construcción, etc; y entre los segundos, principalmente el costo inicial de operación y mantenimiento. Fundamentalmente se debe poner especial atención a la ubicación de la alimentación, cárcamo y descarga de bombas, ya que la de los demás componentes quedarán en cierta forma definida por estos.

En el diseño de cada una de las partes de una planta de bombeo, se tendrán presentes las circunstancias del caso, como son: que el agua que se va a aprovechar va a ser bombeada y que todas las medidas previsorias que se consideren redundarán en la economía del sistema.

Captación, cárcamo y descarga.

En algunos casos, la obra de captación mediante la cual se toma el agua de la fuente de abastecimiento, se localiza lejos del sistema de bombeo, de tal manera que pueda tratarse en forma separada, como por ejemplo en el caso en captar el agua mediante una Presa de Almacenamiento o de Derivación, lejanas al sitio de bombeo. Cuando la fuente de alimentación está cerca del sistema de bombeo, las obras de captación y alimentación pueden tratarse en conjunto con las otras partes del sistema; por ejemplo, cuando se aprovechan las aguas de un río o de una laguna para riego, abrevaderos, agua potable, etc.

Considérese, como vía de ejemplo, el caso de construir la planta en la margen de un río; en este caso se puede pensar en que el cárcamo se alimente mediante una Toma Directa, que esencialmente consistirá en un canal de acceso, un sistema de rejillas para impedir el paso de cuerpos flotantes y un sistema de control del paso del agua. Fig. 2.

De pendiente del perfil del terreno y de las conveniencias que se puedan prever, una "Toma Directa" de alimentación podrá ubicarse adosada al cárcamo o cerca de él. Como las tomas directas, están expuestas a un fácil azolvamiento es fundamental su correcta localización con relación al tramo del río y los niveles del agua.

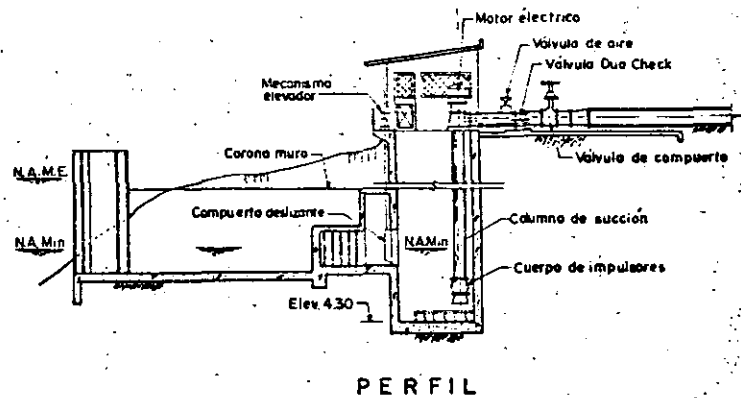
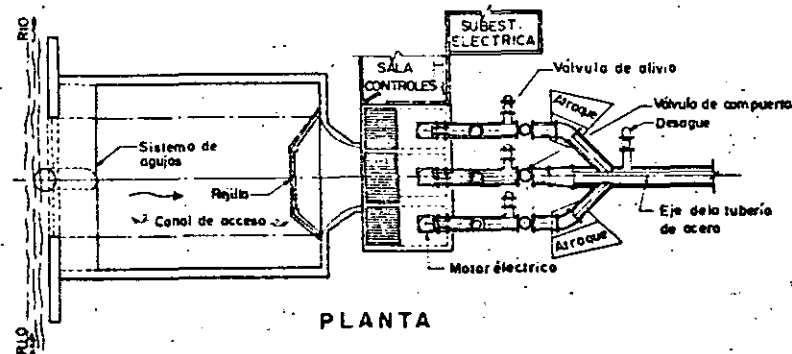


Fig. Nº2-Toma directa y cárcamo de bombeo

3

Por ejemplo, en las partes curvas del cauce las obras deberán localizarse en la parte cóncava de la curva, véase Fig. No. 3. Si es posible deberá escogerse el sitio más profundo del río para procurar un desarene o lavado con las crecientes.

Cárcamo de bombeo.

En el cárcamo se instalan las bombas, y en esta estructura se efectúa la succión de las mismas, iniciándose con ello el bombeo del agua.

Cuando se trata de instalar bombas horizontales, generalmente el cárcamo y la obra de succión queda formado por dos cámaras o compartimientos; una llamada cárcamo húmedo y la otra cárcamo seco. En la primera cámara, se descarga el agua de alimentación y se conectan las tuberías de succión de las bombas, y en la segunda, se instalan; el cuerpo de la bomba, el motor y, en ocasiones, se aprovecha para la colocación de elementos de control y operación, constituyendo así la llamada casa de máquinas. Las Figs. Nos. 4. y 5 muestran dos casos típicos de cárcamos para bombas horizontales.

Tratándose de bombas verticales, estas únicamente necesitan de cárcamo húmedo y se introducen directamente en el agua para su funcionamiento. En la Fig. No. 2 se muestra un cárcamo para bombas verticales.

En ocasiones, se emplean bombas verticales del tipo llamado de foso seco, las cuales necesitan de un cárcamo húmedo, como lo indica la Fig. No. 6. Estas bombas son empleadas con frecuencia para el bombeo de aguas residuales.

En algunos casos, pudiera suceder que en cierto modo se elimine el cárcamo, por ejemplo, cuando la succión de las bombas quedan conectadas directamente a una tubería de alimentación que se multiplica según el número de bombas. Este caso no puede considerarse como general y es más usual en rebombes. Fig. No. 7.

Ocasionalmente el cárcamo es eliminado cuando por las condiciones de la fuente de aprovechamiento y en general de todo el sistema de bombeo, se usan bombas inclinadas Fig. No. 8.

El cárcamo consiste en un depósito enterrado, construido de concreto o mampostería cuyas dimensiones y características estructurales están en función de la magnitud del equipo que se vaya a instalar y a veces también del procedimiento empleado en su construcción. En su diseño también se toma en cuenta la facilidad que se debe tener para su inspección y limpieza periódicas.

Con frecuencia, la localización del cárcamo de bombeo está obligada por las condiciones del sitio que se elija para la construcción de la planta y también por las características de alimentación a la misma.

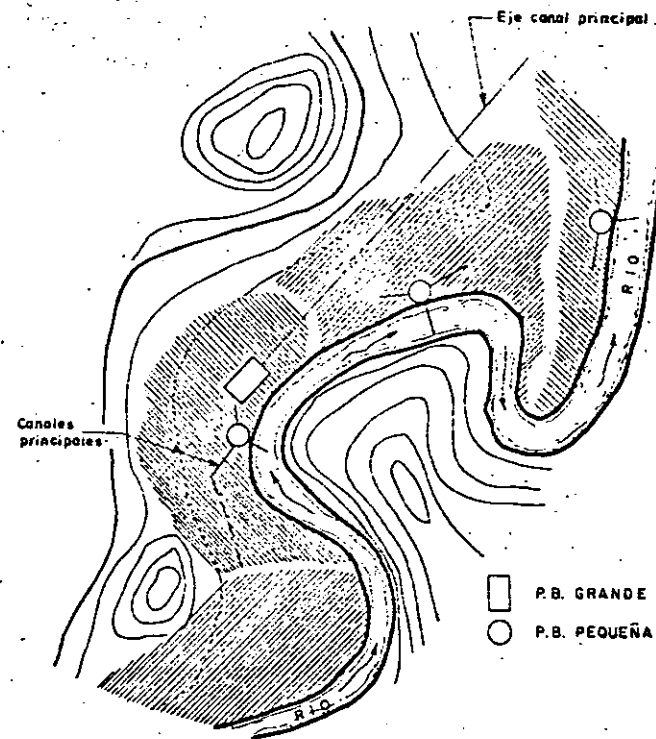


Fig. 3.— Localización de tomas, en curvas

(R)

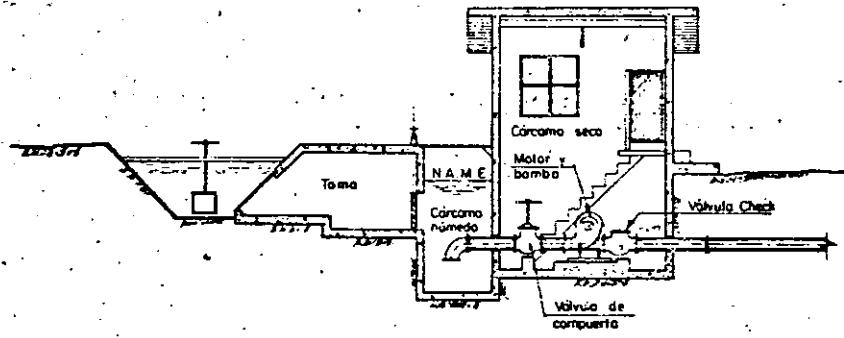


Fig. Nº 4.- Instalación típica de una centrífuga horizontal

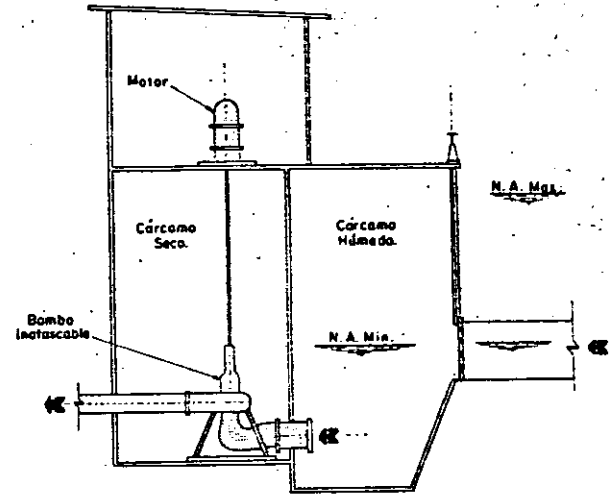


Fig-6 Bomba vertical instalada en cárcamo seco.

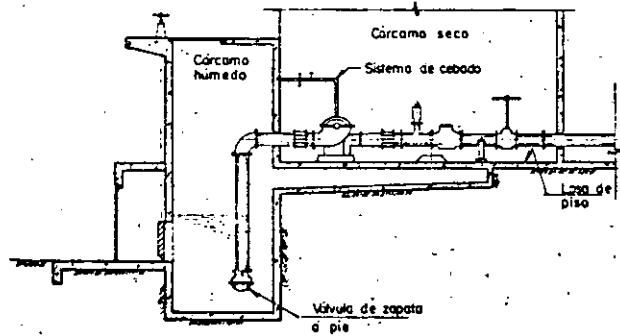


Fig. Nº 5.- Instalación típica de bomba horizontal con sistema de cebado.

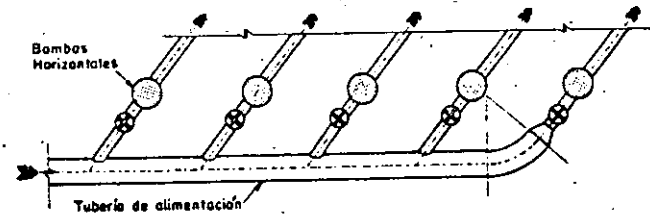


Fig-7 Bombas horizontales que se alimentan con una tubería común.

5

Tratándose de una planta sobre la margen de un río por ejemplo, se tendrá más libertad para elegir el mejor sitio de acuerdo con las circunstancias, y así se deben considerar las mejores condiciones físicas que ofrece el lugar donde ha de hacerse la instalación y su ubicación con respecto a las estructuras de toma y descarga. La combinación de estos factores permitirá elegir el sitio más conveniente y desde luego marcará la localización general del sistema de bombeo.

El cárcamo deberá ubicarse en un lugar estable, sin peligro de derrumbes, lejos de cruces con arroyos y en general en un terreno consistente. La falta de esta última característica se traduce en el aumento del costo de la estructura ya que no es igual excavar en un terreno rocoso que en una arcilla deleznable; se puede aseverar que para una misma profundidad los problemas de ademe serían mayores en el segundo caso.

Es recomendable situarlo en un lugar más alto de la traza que forma el nivel de aguas máximas del río con la ladera del cauce, a una distancia mínima que se obtiene conociendo o estimando el ángulo de reposo del material, Fig. No. 9.

En ocasiones, para la localización pueden influir factores especiales, como el acceso rápido a un camino existente cercano a la línea de conducción, a la facilidad para derivar la energía eléctrica de una línea que pasa en un lugar próximo, etc.

Ordinariamente el sitio de la descarga está más o menos obligado y se elige antes que el del cárcamo, lo mismo que la Toma, por lo que para saber la conveniencia de ubicarlo lejos, cerca o junto a una de estas estructuras, es necesario efectuar un estudio comparativo, de carácter económico, considerando las consecuencias de cada alternativa.

Se hace la observación que, siendo la finalidad de dicho estudio, la de conocer una conveniencia más para ubicar el cárcamo, pero que en general, no es determinante para elegir el sitio, el análisis que se hace no es del tipo exhaustivo sino más bien aproximado, por lo tanto, con el gasto de bombeo y el perfil de la conducción se puede calcular la magnitud aproximada de los otros elementos; cárcamo, tuberías etc. y se estará en la posibilidad de conocer la disposición que convenga emplear.

Un equipo de bombeo cerca de la captación, origina principalmente, la necesidad de instalar una tubería a presión para llevar el agua hasta el sitio requerido; consecuentemente, se tendrán durante la operación pérdidas de energía por fricción y las debidas a válvulas que será necesario instalar para el control y protección de la tubería de descarga, lo que redundará en la adquisición de un equipo más potente y seguro mente con gastos de operación y conservación mayores, que en el caso de tener las bombas junto al tanque de descarga. En el primer caso, en cambio, la longitud del conducto alimentado sería menor, el cárcamo tendría menos profundidad y naturalmente, los volúmenes de excavación en estas estructuras se reducirían. Por

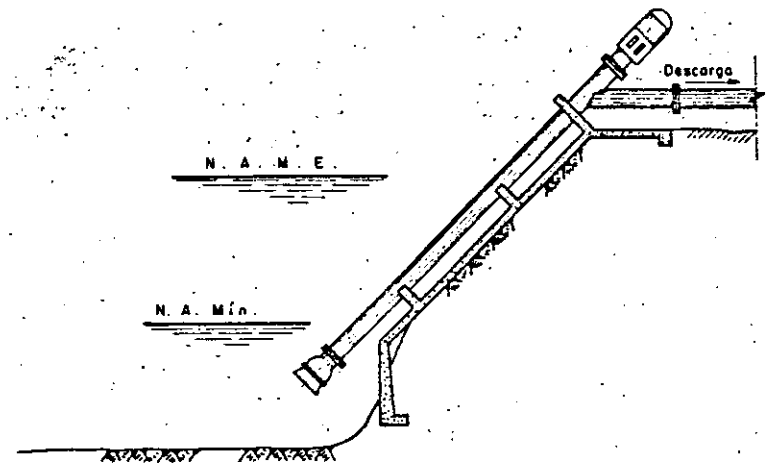


Fig. 8. - Bombas inclinadas instalada en la orilla de una laguna

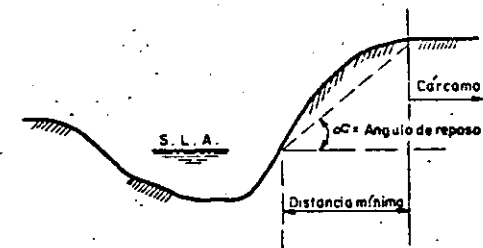


Fig. 9.- Localización cárcamo

9

otra parte ; la longitud de la tubería de succión se acortaría y esto para el caso de bombas horizontales es importante .

En el caso de tener el equipo junto a la descarga es obvio que el cárcamo y conducto crecen , comparativamente con el caso comentado arriba ; las tuberías de descarga practicamente se eliminan y probablemente ya no sean necesarias las válvulas de retención .

Desde el punto de vista de funcionamiento , cualquier alternativa puede ser buena y solo depende que lo sea , de un buen diseño , para lo cual deberán considerarse los factores citados . Sin embargo , es recomendable que en lo posible las bombas tengan una descarga inmediata para tener concentrada en un solo lugar su operación y el principio de la distribución del agua ; pero esto dependerá de las condiciones generales del proyecto .

Como se dijo anteriormente , la forma y dimensiones que se le asignan , se determinan principalmente con el tamaño y número de bombas , por lo que para su proporcionamiento definitivo previamente se deberá elegir el equipo de bombeo . Inicialmente las dimensiones pueden suponerse basándose en el diseño de otros proyectos similares o fijando las características del equipo de acuerdo con lo existente en el mercado .

La forma adoptada para la planta del cárcamo suele ser rectangular , circular o una combinación de éstas ; en ocasiones , se prefiere la circular por las ventajas que ofrece esta geometría para su construcción ; por ejemplo , en terrenos blandos , donde es factible hincar anillos de concreto (tipo pozo indio) que a la vez sirven de ademe durante su excavación .

Una de las condiciones que es recomendable cumplir en la alimentación de la planta es que , la velocidad debe ser baja a la entrada del cárcamo donde succionan las bombas . Esta velocidad puede estimarse alrededor de 60 cm/seg.

En general la entrada del agua al cárcamo puede adquirir cualquier forma con tal de tener una baja velocidad . Cuando el cárcamo es alimentado por una tubería a presión , deberá disiparse la energía antes de entrar al pozo de succión ya sea , mediante algún dispositivo amortiguador o bien multiplicando la descarga de la tubería con diámetros convenientes .

Desde el punto de vista hidráulico la geometría del cárcamo depende fundamentalmente del tamaño y gasto de las bombas .

El Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos propone el uso de un ábaco para determinar la geometría de un cárcamo de bombeo , Fig. No. 10 . Las Figs. 11 y 12

indican algunas experiencias que el Estandart de Hidráulica de los Estados Unidos ha tenido en los diseños de cárcamos .

Se hace la observación que las dimensiones que se encuentran en la Fig. No. 10 son las mínimas recomendables para el buen funcionamiento de las bombas , pero por necesidades de instalación y otros menesteres pueden ser mayores .

Una práctica recomendable en el proporcionamiento del cárcamo húmedo es considerar como dimensiones mínimas las que resulten mayores de comparar , los resultados obtenidos con este monografía y las dimensiones mínimas que exige el proveedor de las bombas y , además considerar otras necesidades de espacio -- para maniobras .

Las dimensiones principales que se pueden observar en los catálogos de bombas son :

Separación entre el eje de bombas .	= 2 D
Distancia del fondo del cárcamo a la entrada de la campana de succión .	= D/2
Distancia entre la pared opuesta a la dirección del flujo del agua que alimenta al cárcamo y el eje de la bomba .	= D
Diámetro de la campana de succión .	= D.

B-63.

Planeación de una toma (de agua que se va a bombear)
Del Standard of the Hydraulic Institute de EE. UU.

La función de un depósito del cual se va a tomar agua , en cualquier parte que esté localizado , ya sea en un canal abierto o en un túnel que tenga un perímetro húmedo a cien por ciento , es para proporcionar en todos los casos la distribución del flujo del agua hacia la campana de succión ; una distribución desigual del flujo caracterizada por fuertes corrientes locales favorece la formación de torbellinos y con bajos valores de sumergencia puede introducir aire en la bomba reduciendo su capacidad y produciendo mucho ruido . Una distribución desigual también puede aumentar el consumo de energía , con un cambio total en la uniformidad de la carga se podrán producir remolinos que no aparecen en la superficie y esto puede tener resultados adversos .

Una velocidad desigual en la distribución , conduce a la rotación de porciones de la masa de agua a lo largo de la línea de succión en forma turbulenta que podrá poner en movimiento la línea central .

(7)

La distribución desigual del flujo puede ser causada por la geometría del depósito de succión y la manera en que el agua se introduce en el cárcamo.

Calculando un promedio de velocidad bajo, no es una base propia para juzgar la excelencia de la toma. Altas velocidades locales en las corrientes y remolinos, se pueden presentar en las tomas que tengan un promedio bajo de velocidad. Efectivamente, la distribución desigual que representan, ocurre menos en flujos de altas velocidades con bastante turbulencia para oponerse a la formación gradual de un vórtice más y más grande en cualquier región. Se pueden presentar pequeños y numerosos remolinos que no causarán inconvenientes.

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia dependen, principalmente, del acceso a la toma y del tamaño de la bomba. Los fabricantes de bombas, generalmente proporcionan información de los problemas específicos, cuando el diseño del cárcamo es en forma preliminar, y si este diseño contiene todos los dibujos necesarios para la instalación que proporcionen las limitaciones físicas del lugar.

Un análisis completo de las estructuras de los depósitos, es mejor que este acompañado con estudios de modelos a escala (véase párrafo B-65).

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares, para casos en particular y para la operación de una bomba, como las que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de las siguientes recomendaciones.

1. - El acondicionamiento ideal del acceso, es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar torbellinos. La campana de succión debe estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la base o piso del pozo de succión.

2. - El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente, siempre que esto se pueda evitar, si las bombas tienen que estar localizadas en las líneas del flujo, se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflectar el agua hacia arriba. El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar estos requisitos.

3. - En lo que sea posible, la trayectoria del flujo deberá ser en forma que reduzca el arrastre de remolinos tras la bomba y obstruccionar la corriente del flujo.

4. - Figura BF-36 (10) ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas, en vista de que estos

valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas; no deberán ser tomados como valores absolutos, sino, únicamente, como guías básicas a posibles variaciones.

5. - La dimensión " C " es un valor promedio que puede ser mayor o menor y está sujeto a consultas con el fabricante de la bomba.

6. - La dimensión " B " se ha sugerido como máxima que puede depender en cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la campana de succión propuesto por el Constructor; la orilla de la campana debe de estar lo más cercana posible a la pared trasera del depósito o cárcamo; algunas veces la posición de la campana de succión está sujeta al espacio que requiere el motor en el piso superior, si esto aumenta la dimensión " B ", excesivamente, deberá instalarse un muro falso.

7. - Dimensión " S " es la mínima para el ancho del depósito para la instalación de una sola bomba, esta dimensión puede ser aumentada pero si se hace menor deberá consultarse con el fabricante para saber si es la adecuada.

8. - La dimensión " H " es el valor mínimo y está basada en el nivel normal del agua en la campana de succión de la bomba, tomando en consideración las pérdidas por fricción a través de la pichanca, rejilla y acceso a la toma; esta dimensión puede ser considerablemente menor, momentáneamente, o con poca frecuencia sin que por eso se produzca un grave daño para la bomba. Sin embargo, deberá recordarse que esta situación no representa la sumergencia. La sumergencia se ha estimado por medio de la dimensión " H " menos " C " esto representa la altura física del nivel del agua arriba de la entrada de la campana de succión.

La sumergencia efectiva de la bomba es un poco menor que ésta, desde el momento en que la abertura del impulsor está a cierta distancia arriba de la entrada de la campana de succión, posiblemente de 3 a 4 pies. Para el propósito de proyectar un buen diseño para el depósito, en relación con el proyecto se sobreentiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las indicaciones especificadas, Figs. BF-32, BF-34, y BF-35 (no se presentan estas figuras N. del T.); la sumersión referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la formación de remolinos.

9. - Dimensiones " Y " y " A " son las recomendadas como valores mínimos; estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee, pero deberán estar limitadas a las restricciones indicadas en la curva. Si el diseño no incluye la rejilla, se puede considerar la dimensión " A " más grande, las dimensiones de anchura y de la altura de la rejilla no deberán ser, substancialmente, menores que " S " y " H ", respectivamente.



10.- Si la velocidad de la corriente principal, es mayor que 2 pies por segundo, será necesario construir en la línea recta, separadores en el canal de acceso, aumentar la dimensión "A", hacer un ensayo con un modelo de la instalación o idear una combinación de estos factores.

11.- Todas las dimensiones que se muestran en la Fig. BF-36 (10) están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo con la carga. Cualquier aumento en la capacidad arriba de éstos, deben ser momentáneos o por tiempo muy limitado. Si las operaciones con una capacidad aumentada se practica durante períodos considerablemente largos de tiempo, se deberá usar la capacidad máxima para obtener las dimensiones efectivas del diseño del cárcamo.

Todas las condiciones anteriores también son aplicables cuando se trata de instalaciones múltiples de bombas, en las cuales "S" viene a ser el ancho para una celda individual de una bomba o sea la distancia de centro entre dos bombas, si no se usan muros de división.

Las dimensiones recomendadas en la Fig. BF-36 (10) también son aplicables como se dice arriba, pero deberán agregarse las siguientes determinaciones:

Figura BF-37 (11a) - Para el diseño del cárcamo se recomienda en primer lugar, que el agua simultáneamente llegue a todas las bombas con baja velocidad y con flujo recto y uniforme. Las velocidades cerca de la bomba deberán ser alrededor de un pie por segundo. No se recomiendan cambios bruscos en el tamaño del tubo de succión, en el cárcamo y en el tubo de alimentación.

Figura BF-37 (11b) - Un número de bombas determinado trabajando en el mismo cárcamo, operará mejor sin muros divisorios a menos que todas las bombas estén en operación al mismo tiempo, en cuyo caso el uso de muros de separación no es perjudicial. Si se usan paredes de separación con fines estructurales y las bombas van a operar intermitentemente, déjese un espacio atrás de cada pared, partiendo del piso del cárcamo por lo menos hasta la altura del nivel del agua. Si es necesario usar estas paredes aumentese la dimensión (S) por medio de la anchura de la pared para corregir el espacio.

Figura BF-37 (11f) - Una alternativa para (b) es establecer respiraderos en las paredes laterales, partiendo del centro al punto más bajo del nivel mínimo del agua; esto permitirá desalojar el flujo de las cámaras donde no existe el bombeo.

B-64 CORRECCION DE LOS CARCAMOS EXISTENTES.

Se ha establecido definitivamente que la turbulencia en los cárcamos para la succión de bombas, es perjudicial para las bombas, para la toma y para las estructuras. También es una verdad, que es de una magnitud pequeña la fuerza

que puede desarrollar u originar un remolino. Mientras se puedan evitar los fenómenos en el nuevo diseño de estructuras ya existentes y en las cuales los problemas son ya aparentes o cuando se necesita hacer una ampliación del cárcamo, es necesario aplicar medidas de corrección. La revisión de las diversas medidas para corregir en particular, los problemas de los cárcamos, se muestra en la Figura BF-12. En muchos casos, las modificaciones que se hacen en el campo son muy caras y no garantizan el éxito y se recomienda que el modelo de cárcamo debe ser probado hasta el punto de que, se tenga la seguridad de su funcionamiento efectivo para hacer los cambios aprobados.

Figura BF-38 (a) 12 - Reducción de la velocidad de entrada desparramado el flujo en un área de gran tamaño o cambiar la dirección y la velocidad de entrada por medio de regularizadores.

1.- Levantar el piso en forma de que se extienda arriba del nivel mínimo del flujo.

2.- Suspendiendo y extendiendo alternativamente cerca del piso y cerca del nivel mínimo del flujo.

Figura BF-38 (b) 12 - Cambiar la localización de las bombas en relación con la toma.

Figura BF-38 (c) 12 - Cambiar la dirección del flujo agregando separadores en el piso y en la pared posterior del depósito, bajo el eje central de la bomba.

1.- Paralelos al flujo de entrada.

2.- Ajustarlos a la campana de la bomba si el piso es inaccesible.

Figura BF-38 (d) 12 - Proveer interruptores para "detener el flujo" en caso de cárcamos de bombas múltiples y separados por paredes que tengan terminales en forma redonda u ojival.

Figura BF-38 (e) 12 - Eliminar las paredes de separación.

Figura BF-38 (f) 12 - Eliminar los cortes rectos en las esquinas amortiguar dolas en las compuertas, rejillas, etc., haciendo rellenos para obtener contornos suaves.

6

Figura BF-38 (g) 12 - Reducir la velocidad del flujo y eliminar las molestias, añadiendo a la campana de succión una placa de extensión y un separador.

Figura BF-38 (h) 12 - Colocar tarimas reticulares de madera alrededor de la columna de la bomba para impedir los remolinos superficiales.

Figura BF-38 (i) 12 - Usar esferas grandes para impedir los remolinos superficiales.

Figura BF-38 (j) 12 - Mejorar la velocidad del modelo de la bomba para reducir la posibilidad de la formación de remolinos.

Figura BF-38 (k) 12 - Cambiar la dirección de la entrada del flujo gradualmente por medio de paletas curvas paralelas.

En general:

1. - Conservar el flujo de entrada abajo de 2 pies por segundo.
2. - Conservar el flujo en el cárcamo abajo de 1 pie por segundo.
3. - Evitar el cambio de dirección del flujo de la toma a la bomba.
4. - Cambiar la dirección, gradualmente, en forma suave e independiente.

Cualquiera de estas alteraciones, ya sean individualmente o en combinación, ayudarán a crear un flujo mejor en el cárcamo; si persisten las molestias será necesario limitar el flujo total o cambiar tanto las velocidades como el tamaño de la bomba.

B-65 TRUENA CON LOS MODELOS DE ENTRADA.

Muy a menudo, el análisis de los diseños propuestos sólo se puede obtener haciendo pruebas con modelos a escala de la toma. Los ingenieros responsables para el diseño de un estación de bombas, deben consultar con el fabricante de la misma para establecer uno omás arreglos de la entrada. Las pruebas para un modelo de cárcamo deberán ser, en este caso, dirigidas por la Universidad o por el fabricante de la bomba. Las pruebas del modelo de cárcamo pueden mostrar modificaciones en la estructura o en el arreglo de los amortiguadores cuando sea necesario y algunas veces las pruebas de modelos de cárcamo muestran lo considerable de la economía que se puede hacer en el diseño de la estructura de la entrada. El modelo deberá ser bastante extenso para incluir todas las partes del canal que puedan afectar el flujo cerca de la bomba, incluyendo rejillas y compuertas.

Pueden producirse diferentes entre el modelo y el prototipo, en vista de que

todas las consideraciones de similitud no pueden producirse simultáneamente; por consiguiente el rango de niveles y velocidades debe de ser estudiado hasta reducir; en lo posible cualquier acontecimiento desfavorable o indeseable que parezca, a la simple vista, insipiente en condiciones matemáticas análogas.

El flujo comparable en el modelo que se considera, puede ser obtenido por medio de los números de Froude, sobre esta base:

$$V_m = V_p \sqrt{R}$$

En donde:

V_m = Es la velocidad del agua en el modelo.

V_p = Es la velocidad del agua en el prototipo.

R = Es la relación lineal entre el modelo y el prototipo, δ .

$$\frac{L_m}{L_p}$$

donde:

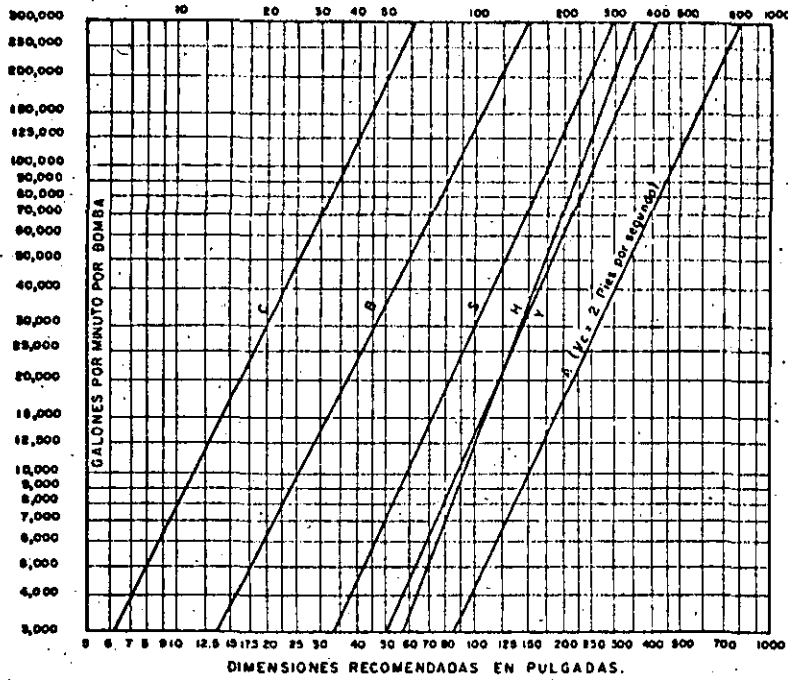
L_m = Es cualquier dimensión lineal en el modelo.

L_p = Es la dimensión en el prototipo que corresponde a cualquier dimensión L_m en el modelo.

Varios investigadores han encontrado una gran aproximación entre el modelo y el prototipo cuando las velocidades son iguales y cuando estas velocidades están de acuerdo con el número de Froude; por de pronto establece, y con artículo de precaución, que toda la gama de velocidades deberá ser estudiada en el modelo de prueba.

(Hasta aquí el artículo del Estandar de Hidráulica, N. del T.)

10



Véanse notas explicativas en el texto del artículo parte B-63. Dimensiones aplicadas en aguas limpias. Para líquidos que contienen sedimentos pidáanse especificaciones al fabricante.

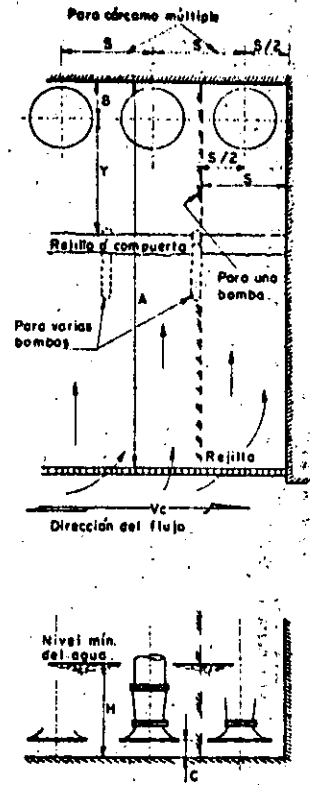


Fig. BF-36(1)
 ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
 DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO

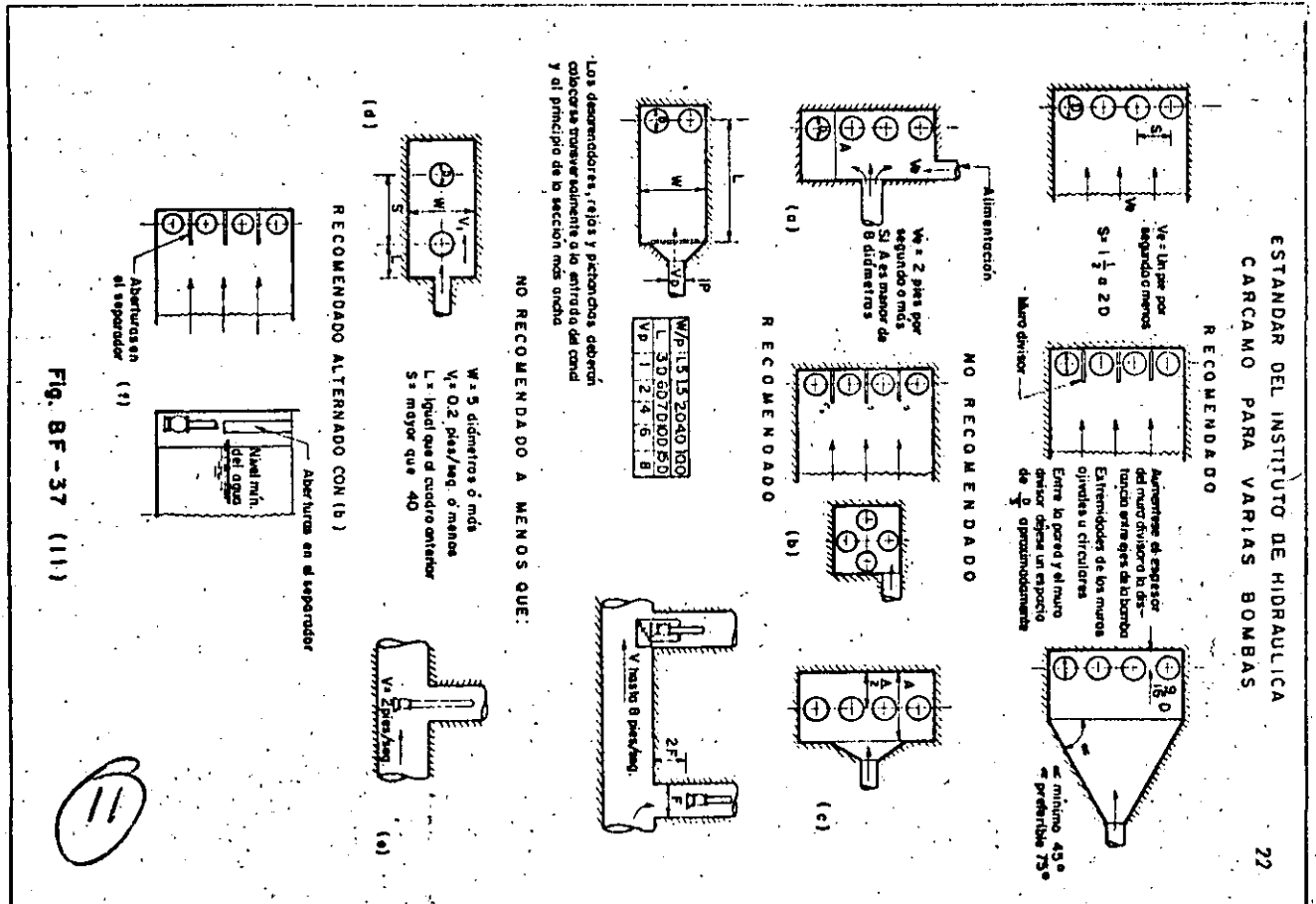


Fig. BF-37 (11)

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
CORRECCION A CARCAMOS EXISTENTES

23

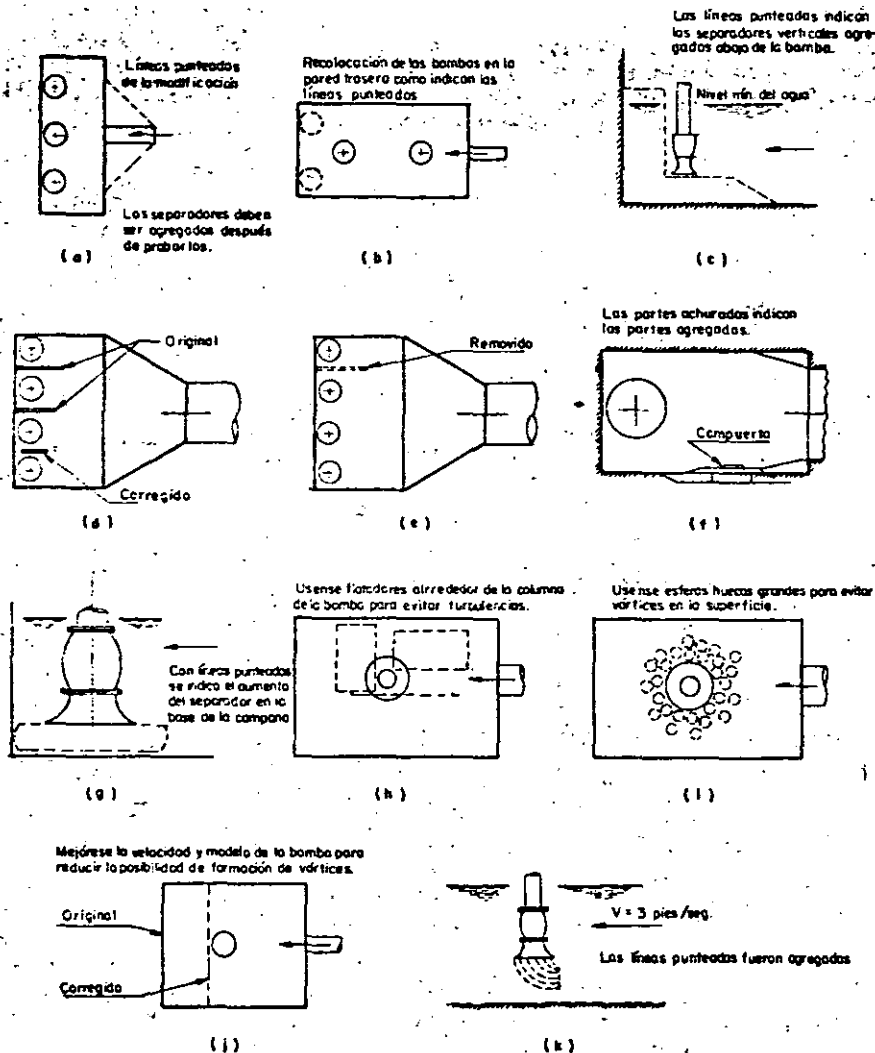


Fig. BF-38 (12)

Descarga :

El diseño de la descarga comprenderá la disposición, magnitud y otros detalles de instalación de todos los elementos que se requieren para conducir el agua, desde la salida de las bombas, hasta el lugar donde se inicie su distribución o se termina el bombeo.

Básicamente la descarga comprende el conjunto de tuberías y el depósito o dispositivos donde se entregue el agua bombeada.

Las dimensiones de un tanque de descarga dependerán principalmente ; de las tuberías que llegan a él y de la energía cinética del agua que deberá ser en la mayoría de los casos amortiguada, también de la distribución que se le vaya a dar al agua, así como de algunas otras condiciones que se requieran en el tanque dependiendo del destino del agua.

Otros elementos .

Un dato muy importante en la operación y mantenimiento de un planta de bombeo es medir el agua bombeada, esto es obvio, ya que cada gota entregada a la descarga redundará en la economía del sistema.

Los medidores pueden quedar ubicados en la descarga individual de cada bomba, en la tubería general o en el depósito de descarga.

Existen en el mercado medidores de varios tipos para medir el gasto hidráulico en un canal o en tuberías, La elección del tipo de medidor dependerá de las condiciones del bombeo y de la efectividad que ofrezcan para cada caso particular.

La ubicación, magnitud y características de otros elementos de la planta, como son: casas habitación para el personal, oficinas y administración, etc, deberán determinarse en función de los otros elementos de la planta, procurando tener una interconexión de fácil acceso, comodidad, seguridad, etc.

En general deberá tenerse presente el contar con servicios sanitarios y de agua potable en estas instalaciones.

(12)

Equipo de bombeo .

Uno de los problemas que se presenta en el proyecto de una planta es el de la elección del equipo de bombeo que esencialmente queda constituido por las bombas , - los motores y los accesorios para su arranque y protección .

El procedimiento más recomendado para elegir un equipo , es el que combina , el conocimiento del ingeniero , tanto del problema como de los productos que existen en el mercado , con las proposiciones que ofrecen los fabricantes de bombas y motores .

Básicamente una elección de este tipo comprende los siguientes puntos:

- . Datos del problema .
- . Número de unidades .
- . Capacidad de las bombas .
- . Condiciones hidráulicas del sistema .
- . Elección de la bomba tipo . Características .
- . Elección del motor .
- . Composición del equipo de bombeo .
- . Diseño de la instalación .
- . Propuestas de los fabricantes .
- . Características del equipo elegido y costo .

En forma resumida y general , los siguientes factores influyen directa o indirectamente en la selección de las bombas , una vez que se hayan establecido y definido las características hidráulicas de un sistema .

- . Factores técnicos .
- . Número de unidades .
- . Características de operación .
- . Eficiencia máxima y de la zona contigua a la curva característica .
- . Motor requerido .
- . Accesorios .
- . Tamaño y peso de las unidades .
- . Garantías del fabricante .
- . Servicio de refacciones .
- . Alguna característica especial de la bomba .

Factores económicos .

- . Costo inicial del equipo .
- . Costo de instalación .
- . Costo de operación .

- . Costo de operación y mantenimiento .
- . Vida útil estimada de cada unidad .
- . Posible sustitución de refacciones con otras marcas .
- . Prestigio , cercanía y tiempo entrega de la casa vendedora .

. - Tuberías y accesorios .

Descargas cortas .

Cuando la descarga se hace inmediatamente el cárcamo , lo más conveniente es que cada bomba desfogue individualmente a un tanque o pileta , mediante una tubería que resulta ser corta y cuyo diámetro se elige igual al diámetro de la descarga de la bomba , que en el caso de bombas verticales será el codo cabezal . Esto generalmente se usa para evitar piezas especiales de reducción o ampliación que no se justifica dado la longitud de la tubería .

Descargas largas .

Cuando la descarga se localiza lejos del equipo de bombeo y se tengan varias bombas , cada una de ellas también puede descargar individualmente , no obstante , es usual por razones económicas , conectarlas a una tubería común de mayor diámetro y con ella conducir el gasto total hasta el sitio elegido . En ocasiones será necesario o conveniente más de una tubería común , lo cual dependerá de la magnitud del gasto , del número de bombas y de la forma que se prevea para combinar la operación del sistema , de tal manera que el gasto suministrado esté de acuerdo con las necesidades .

Las características de la tubería de descarga , como son : diámetro , material , espesor , etc . , se determina mediante un estudio técnico - económico que permita elegir aquella que ofrezca mayor seguridad contra los esfuerzos a que estará sometida , previendo todas las contingencias ; pero que además , se tengan los mínimos costos , tanto iniciales como de conservación .

Respecto al diámetro debe considerarse que para un gasto (Q) y clase de tuberías dadas , en una de menor diámetro se tienen mayores pérdidas de energía por fricción y consecuentemente esto origina un aumento de la carga de descarga del sistema y por lo tanto en la potencia requerida por la bomba , lo cual se traduce en el aumento de los costos de operación . No obstante , el costo de esta tubería es menor y los accesorios , como son las válvulas , piezas especiales , etc . , también lo serán . Una tubería de diámetro mayor cuesta más inicialmente , pero al producirse en ella menos pérdidas de energía , se puede tener un ahorro en la potencia , que a la larga y en muchas ocasiones es mayor que el costo adicional en su precio inicial , comparado con otra de menor diámetro .

(3)

recomendable en la elección del diámetro de la tubería de descarga, un análisis más o menos detallado, especialmente cuando se trata de una longitud grande, pues en ocasiones las pérdidas por fricción que se puedan tener en ella, ocasionan una variación en el valor de la carga manométrica, en tal forma, que puede influir notablemente en la elección del tamaño del motor y en los costos operativos de la planta, esto independientemente de otros factores intangibles del proyecto en cuestión.

En cuanto al material y espesor de las tuberías, éstos dependerán principalmente de los esfuerzos a que estarán sometidas debido a las presiones normales de trabajo y las que se tienen al producirse el fenómeno llamado "golpe de ariete" que se presenta en el arranque y paro de las bombas. Las tuberías empleadas con mas frecuencia son las de asbesto cemento, acero, hierro y concreto.

Elementos de control y protección en la conexión de bombas.

En las descargas largas, ya se trate de una sola unidad de bombeo o de varias unidades conectadas a una tubería común, casi siempre es necesario el empleo de ciertos elementos cuyo objetivo es, la de algunos, controlar la descarga de las bombas y la de otros, proteger a las tuberías y al equipo de bombeo en general, principalmente del fenómeno llamado "golpe de ariete".

A continuación se comentará en forma somera, la función de los elementos de control y protección que se usan con más frecuencia en las plantas de bombeo, para lo cual se considera como vía de ejemplo la figura No. 13 que muestra un caso práctico de tres bombas conectadas, para operar en paralelo, a una línea de descarga.

Juntas flexibles.

Son recomendables para absorber algunos movimientos ocasionados por el trabajo de la bomba, así como pequeños desalineamientos durante el montaje del conjunto; también se aprovechan para desconectar con facilidad la unidad de bombeo cuando se requiera. Generalmente son empleadas las Juntas Dresser y Gibault o algún otro elemento similar.

Válvulas eliminadoras de aire.

a. - Algunas se instalan con el objeto de expulsar el aire retenido en la succión cuando la bomba no trabaja. Esta expulsión se efectúa luego de iniciarse la operación de la bomba. Se ubican inmediatamente a la descarga de la bomba, generalmente después de la junta flexible.

Uno de los tipos más usados es el que muestra la figura No. 14-1 a la cual puede aco-

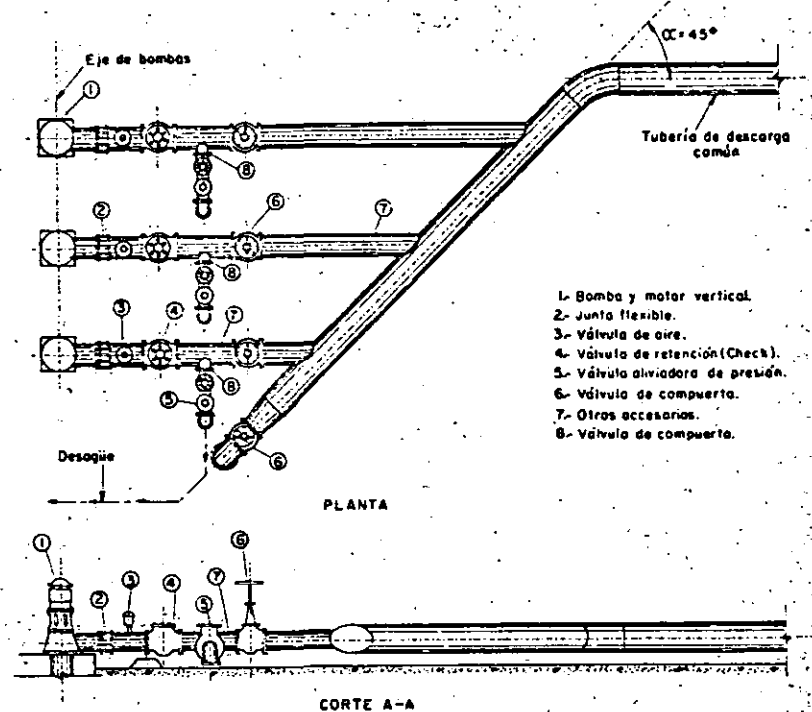


Fig. No. 13- Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos de control y protección.

14

plársele a una válvula Check con el objeto de amortiguar el golpe del agua para prolongar su vida útil y evitar ruidos desagradables. La instalación de ésta Check es optativa pero recomendable.

El diámetro y características de esta válvula se elige principalmente en función del gasto de la bomba y de la presión en la tubería. Se puede seleccionar consultando los catálogos de las casas vendedoras de estos dispositivos.

b. - También se instalan válvulas de aire a lo largo de las tuberías de descarga muy largas y cuando son relativamente cortas pero con quiebres bruscos. Esto último, no obstante que siempre se trate de evitar, en ocasiones son necesarios debido a las condiciones topográficas del terreno por donde pasará la tubería.

La ubicación de estas válvulas y sus características también se pueden determinar consultando los catálogos de sus fabricantes y efectuando además un estudio del perfil del eje de la tubería. En la figura No. 14-2 se muestra un tipo de esta válvula.

Válvulas de Retención.

Se usan con el objeto de retener la masa de agua que se encuentra en la tubería cuando la bomba suspende su operación y, con el fin de evitar esfuerzos excesivos en las bombas debido al fenómeno de golpe de ariete. Esto no quiere decir que estas válvulas eliminen el efecto de ese fenómeno, sino que únicamente lo atenúan.

Existen varios tipos en el mercado, pudiéndose observar algunos de ello en la figura No. 14-3-4-5. La primera representa la válvula Check tradicional y comúnmente empleada llamada de columpio. La segunda se denomina Duo-Check y consta esencialmente de dos medias lunas conectadas a un eje vertical, que se abren y se cierran según el sentido del escurrimiento. La tercera se trata de una Check cuya característica es efectuar un cierre más o menos lento con lo cual se consigue prolongar la vida de la válvula y casi eliminar el ruido que producen los otros tipos. Esto último es ventajoso para ciertos casos dada la ubicación de la obra; suele llamársele Check -Silenciosa.

La selección del tipo de Check para una determinada instalación dependerá del diámetro de la válvula a emplear, de las presiones a que operará y de su costo en el mercado.

En varios proyectos, el tiempo de entrega que ofrecen sus fabricantes puede ser determinante para el tipo elegido.

Válvulas Roto - Check.

La figura No. 14-6 muestra la sección según el eje longitudinal de la tubería de la válvula llamada Roto-Check, cuya operación es semejante a la de columpio, como puede observarse en la figura.

Por su diseño y procedimiento de construcción (se fabrica por mitades y se une con pernos) compete en costo con la válvula Check tradicional y es especial para cuando se requiera diámetros grandes. Tiene la ventaja, además de efectuar un cierre lento y más hermético.

Válvulas de compuerta.

La válvula de compuerta se emplea con el objeto de aislar en un momento dado, algún elemento o sección de la instalación para poder efectuar una reparación, inspección o dar mantenimiento, sin que se interrumpa totalmente el servicio de bombeo. También se evita con esta válvula, el regreso del agua por alguna bomba que no esté operando debido a la operación parcial del equipo.

En una conexión como la figura No. 13 esta válvula se instala en la descarga de cada bomba, después de la válvula Check y antes de la válvula de alivio; sin embargo, pudieran ser necesarias otras en otro sitio o disminuir el número de ellas, según el proyecto de la conexión que se haga, de acuerdo con la flexibilidad de operación que se prevea en el sistema de bombeo.

La válvula de compuerta señalada con el número 6 de la figura No. 14 ubicada en el extremo inicial de la tubería de descarga, es recomendable para vaciar la tubería de tiempo en tiempo. Esta práctica permite efectuarle a dicha tubería una especie de lavado, ya que así se extraen las arenas y lodos que se depositan a lo largo de ella, según se ha podido observar. La presencia de estos eszolves es desventajosa para el funcionamiento de la planta de bombeo en general, y sobre todo cuando se ha dejado de operar el equipo por algún tiempo y se reanuda el bombeo. El diámetro de la válvula de compuerta para estos fines es la mitad del de la tubería de descarga.

También se instalan válvulas de compuerta con fines de desagüe, en las depresiones o columpios más o menos largos de la tubería de descarga. Esta instalación se hace mediante una "T" de acero o fierro fundido proveyéndole a la válvula una caja de protección y fácil inspección, así como de un desagüe rápido de acuerdo con la topografía del terreno en donde se localice.

El tipo de válvulas de compuerta más empleado es el que muestra la figura No. 14-1 y se caracteriza por ser brida y con vástago saliente, es decir que éste se desplaza según su eje vertical. Esto tiene la gran ventaja de que el operador se cerciore con la facilidad, si la válvula está abierta o cerrada.

Conviene recordar que la válvula de compuerta está diseñada propiamente para ser operada cuando se requiera un cierre o abertura total, y no se recomienda para usarse como reguladora de gasto, salvo para casos eventuales y tiempos cortos.

Válvulas de Mariposa.

Las válvulas de mariposa, como la mostrada en la figura # 14-8 puede sustituir a la de compuerta cuando se requieren diámetros grandes y para presiones bajas en la línea; tienen la ventaja de ser más ligeras, son de menor tamaño y más baratas. Estas válvulas se operan por medio de una flecha que acciona un disco haciéndolo girar centrado en el cuerpo de la válvula; la operación puede ser manual, semiautomática o automática, mediante dispositivos neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la descarga de una bomba, figura No. 14-8

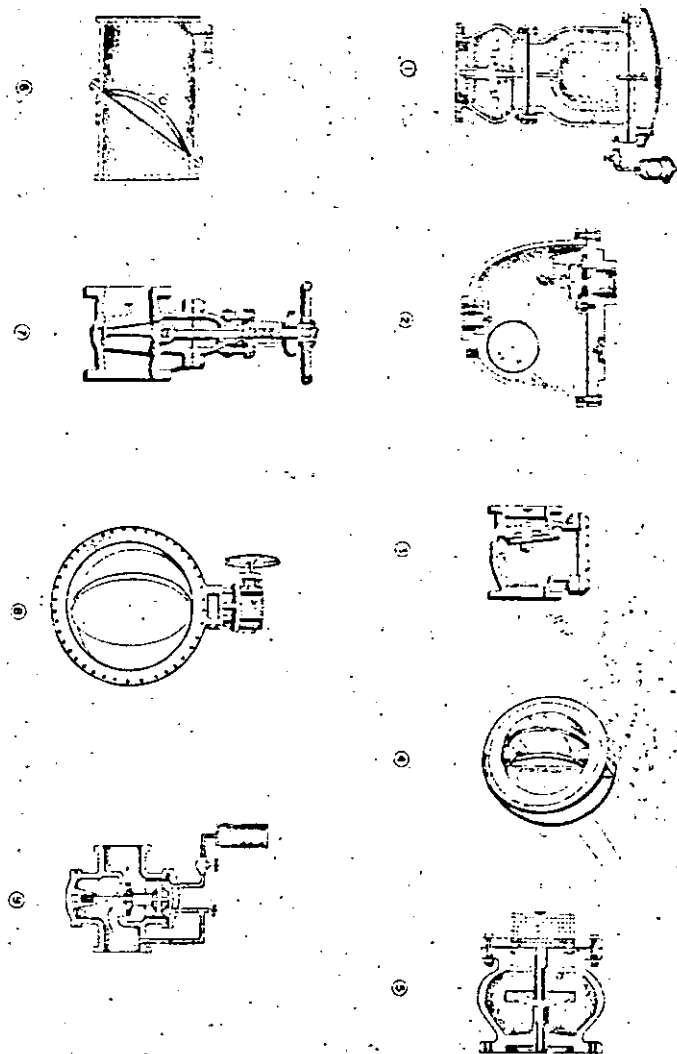
Válvulas de alivio contra golpe de ariete.

Las válvulas aliviadoras de presión son empleadas para proteger el equipo de bombeo, tuberías y demás elementos en la conexión, contra los cambios bruscos de presión que se producen por el arranque o paro del equipo de bombeo. La válvula está diseñada de tal manera, que puede abrirse automáticamente y descargar al exterior cuando la presión en el sistema, es mayor que aquella con la que fue calibrada, lográndose con ello el abatimiento de la línea piezométrica. El cierre de esta válvula también es automático y se logra cuando la presión en la línea llega a ser menor que la de su ajuste o calibración.

De acuerdo con lo anterior, el empleo de esta válvula dependerá de la magnitud de las presiones que se tengan debidas al golpe de ariete y de la conveniencia que surja al haber hecho un estudio económico, considerando la posibilidad de emplear elementos (tuberías, válvulas, etc.) resistentes a las presiones que se van a presentar. -- Figura No. 14-9

Su ubicación se elige después de los elementos de control o al principio de la tubería de descarga común. En una instalación como la figura No. 13 en la cual se ha instalado una válvula de alivio a cada bomba, se sitúa entre la Check y la de Compuerta,

LAMINA 14 VALVULAS 1-4 de Ancho 2-6 de Ancho 3-Check 4-Check 5-Check 6-Check 7-Check 8-Check 9-Check 10-Check 11-Check 12-Check 13-Check 14-Check



14

mediante una " T " de acero o hierro fundido .

El desfogue de la válvula de alivio deberá diseñarse sin posibilidad de ahogamiento y guiar la descarga hacia aguas abajo de la fuente de abastecimiento .

Como puede observarse en la figura No. 13 para el montaje de los accesorios de control y operación, son necesarias las llamadas " piezas especiales " que pueden ser de hierro fundido o de acero, como son : codos, tes, reducciones o ampliaciones, carretes, extremidades, etc.

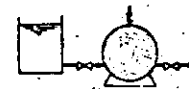
Equipo de cebado .

Cuando se emplean centrífugas horizontales, lo más recomendable es hacer una instalación tal, que el nivel del agua en la succión, se tenga siempre arriba del eje de la bomba; con la finalidad de evitar problemas de cebado, figura No. 4 sin embargo pudiera suceder que, dadas las características del bombeo convenga -- ubicar la bomba arriba de dicho nivel y entonces será necesario contar con un -- equipo adicional para cebar a las bombas .

Existen varios sistemas de cebado, uno de los más simples es, empleado un tanque elevado para llenar la bomba y una válvula de aspiración, llamada también de pie o de zapata, la cual no es más que una especie de válvula Check diseñada para instalarse en una tubería vertical. Este sistema no es muy eficiente porque la válvula con el tiempo o por el contenido del agua no cierra perfectamente y constantemente puede vaciarse la columna de succión. Este sistema es más indicado para cuando se manejan aguas muy limpias y para pequeños gastos de bombeo .

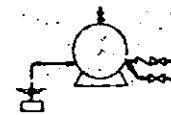
En el mercado existen ya sistemas de cebado de los cuales mencionamos los tanques cebadores, los eyectores y las bombas de vacío.

La Fig. No. 15 (a-h) indica los sistemas típicos más empleados para el cebado de las bombas centrífugas y señala también el fundamento de cada sistema .



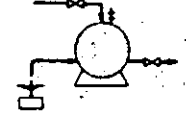
a

Mediante succión Sumergida.



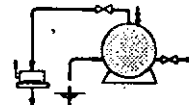
b

Aprovechando el agua de la descarga.



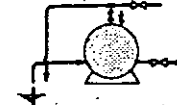
c

Válvula de pie y fuente exterior.



d

Con bomba auxiliar.



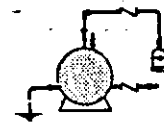
e

Con eyector.

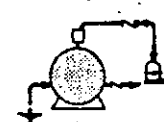


f

Con tanque de llenado suficiente.



g



h

Con sistema de vacío.

Fig. 15 Sistemas Típicos de Cebado Para Centrífugas.

(12)

laciones de Máquinas y detalles complementarios.

El soporte o apoyo de las bombas deberá ser rígido, con el fin de garantizar un mejor funcionamiento de ellas.

Cuando se trata de bombas verticales, el cabezal de descarga, ya sea con descarga bajo o sobre la superficie, generalmente se apoyan sobre perfiles laminados de acero estructural. Será conveniente formar bastidores para lograr mejor rigidez en el apoyo, aún cuando estructuralmente pueden ser suficientes dos viguetas paralelas, Fig. No. 16.

En el cálculo estructural del apoyo de los equipos, deberá considerarse el peso de cada unidad de bombeo y lo que se llama empuje axial de la bomba, esto último es más importante en bombas verticales. Si los apoyos de las unidades de bombeo, forman parte de la estructura de la plataforma de un cárcamo, se deberá considerar la carga viva y otras fuerzas que actúan en esos elementos.

También se instalan sobre plataformas de concreto, ahogando los pernos de anclaje en lechadas de cemento, Fig. No. 17. En algunos casos, cuando se usan motores de combustión, estos pueden resultar de gran tamaño y peso, por lo que en lo posible se recomienda buscar una distribución de bombas tal, que estas máquinas puedan apoyarse directamente sobre el terreno a fin de evitar estructuras de sostén costoso.

En el diseño del apoyo de las bombas verticales, deberá tomarse en consideración que en cualquier momento la extracción de las bombas sea fácil, por lo tanto la separación de los perfiles que la sostendrán estarán en función de la placa de apoyo -- del cabezal y del diámetro máximo del tazón.

En la mayoría de los casos los motores eléctricos pueden ser de los llamados, tipo intemperie y no será necesario colocarlos bajo una caseta, no obstante si se construye ésta, las dimensiones de altura se fijarán atendiendo a las dimensiones verticales del motor y tramos comerciales de columna de succión que se vayan a instalar. Muchas veces se proveen vanos en el techo de la casa de máquinas para facilitar la operación de extracción.

En general, tanto para bombas verticales como horizontales, se deberá tener espacio suficiente para maniobras de extracción, reparación y mantenimiento, independientemente de las que se requieran para la succión de las bombas, desde el punto de vista hidráulico.

Tratándose de bombas horizontales, casi siempre los espacios entre ejes de las tuberías de succión quedan supeditadas a los espacios necesarios para la instalación de motores y espacios requeridos para maniobras en la Casa de Máquinas.

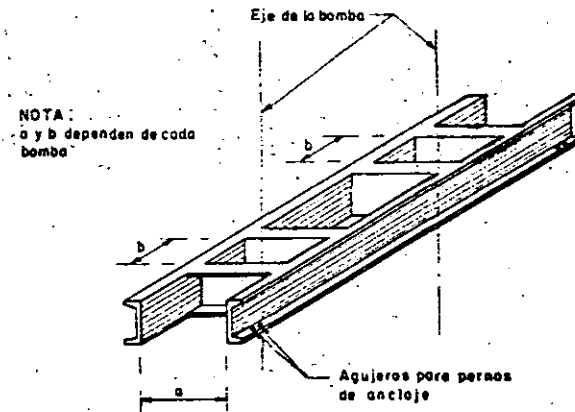


Fig. 16 Apoyo de bomba vertical.

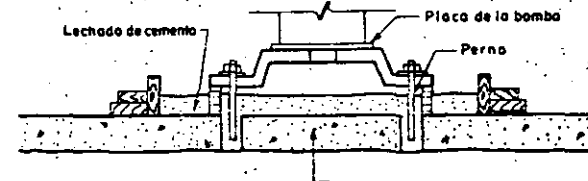


Fig. 17 Apoyo de bomba horizontal

18

Detalles Complementarios

Dentro de los detalles complementarios pueden quedar incluidas la ubicación y diseño de elementos tales como: escaleras de acceso, atraques de válvulas, silleras para tuberías, localización de cunetas y desagües, etc. También se incluyen el diseño y ubicación de las grúas para la maniobra de instalación y mantenimiento de equipos.

Cabe mencionar aquí, que en ocasiones, sobre todo cuando se manejan aguas con materias en suspensión, conviene contar para el mantenimiento de la planta con un equipo a base de bombas sumergibles o de otro tipo similar para efectuar una limpieza periódica a ciertas partes de la planta que están expuestas a la acumulación de azofores cuando no se bombea, tales como la obra de toma y cárcamo de bombeo. Esto desde luego es independiente del tipo de bomba que se elija para la operación del sistema, considerando el agua que se va a manejar.

En los planos constructivos deberán indicarse los detalles necesarios para la instalación de las tuberías de descarga. Por ejemplo, si se emplean tuberías de asbesto-cemento se fijarán las dimensiones de las cepas, camas de grava, forma de enterrar la tubería etc. Lo recomendable es consultar los instructivos que al respecto han formulado los fabricantes de este material.

La figura No. 18 muestra un atraque que se aconseja para la válvula Check. Este atraque se sitúa en el extremo aguas arriba de la válvula y esencialmente consta de una placa de acero con horadación igual a la sección interior a la tubería, ahogada en el concreto del piso y con agujeros que se corresponden con los de las bridas del tubo y de la válvula; con esto se puede desmontar la válvula por cualquier motivo sin desalinear el conjunto.

Los machones o atraques de codos o cambios de dirección, deberán diseñarse cuidadosamente basándose en la fuerza total resultante que se tenga debido a la presión hidrostática y la resultante originada por el impulso y la reacción que ejerce el agua sobre el codo. También deben considerarse las fuerzas de rozamiento, la reacción del terreno, etc.

Básicamente se tienen los atraques que muestra la figura No. 19.

Las figuras No. 20 y 21 muestran un tipo de silleras que se usan con frecuencia para el apoyo y atraques de las tuberías.

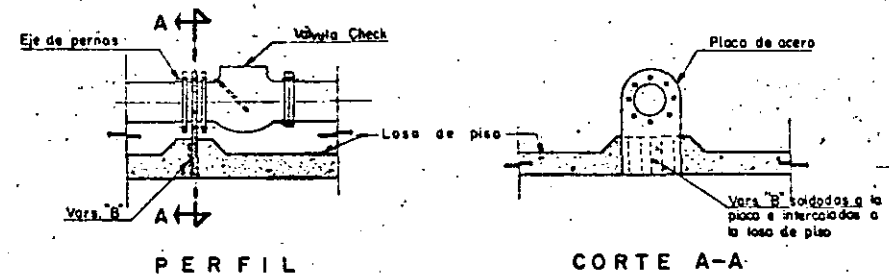


Fig. 18 Atraque para válvula check.

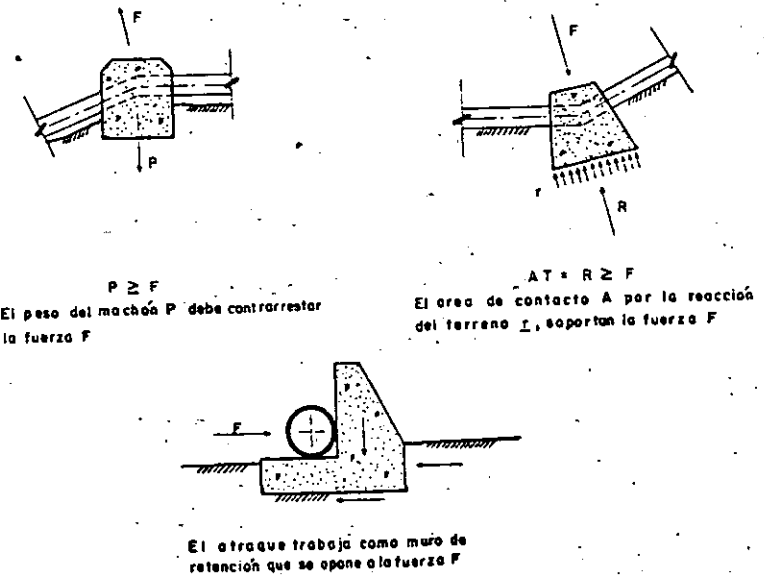


Fig. 19 - Atraveses típicos en tuberías.

19

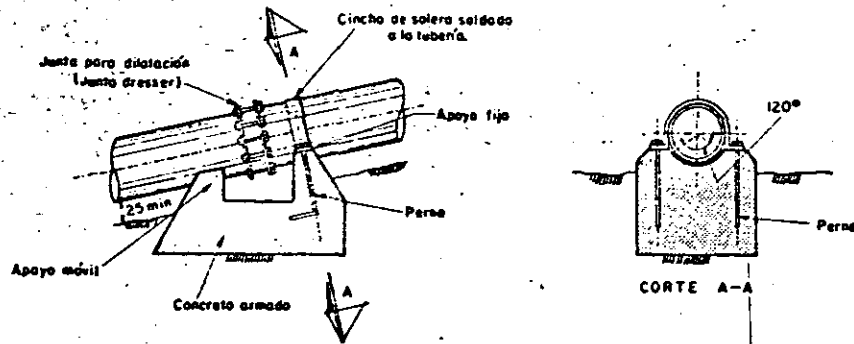


Fig.- 20 Silleta para apoyo fijo y móvil



Fig. 21 Silleta para apoyo móvil

ABASTECIMIENTO , ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y

PROTECCION CONTRA INCENDIO .

Los sistemas de bombeo para abastecimiento de agua en los edificios, se emplean con el objeto de dar las presiones y gastos mínimos requeridos de servicio .

Se emplean con más frecuencia los sistemas hidroneumáticos y los sistemas de bombeo de programación automática pero en ambos casos se recomienda hacer un diseño de tal manera que en cualquier momento , se tenga un equipo de emergencia con el objeto de cubrir la falla , ya sea parcial o total de la instalación y no interrumpir el servicio de abastecimiento . Con esto se consigue facilitar el mantenimiento , mejorando también la eficiencia del sistema, ya que estará en la posibilidad de operar el equipo alternadamente .

Los sistemas hidroneumáticos se localizan generalmente en la infraestructura de los edificios , con el objeto de tener fácil acceso a las instalaciones , y así mismo darle servicio y mantenimiento . Esencialmente consiste en una cisterna , el equipo de bombeo , el tanque de presión , un sistema para mantener el aire balanceado (compresor) y un sistema de controles eléctricos . El agua que succionan las bombas de la cisterna , se bombea al tanque de presión y de este salen las redes de tuberías para llevar el agua a las partes deseadas , Fig. No. 22 .

En lugar del tanque de presión , y dependiendo de un estudio económico , el equipo de bombeo eleva el agua hasta un tanque localizado en la azotea del edificio y de éste se efectúa la distribución del agua por gravedad . Fig. No. 23 .

Un sistema de bombeo programado es más recomendable en edificios altos o conjuntos habitacionales grandes e industrias , en los cuales los gastos de demanda de agua son más o menos grandes y muy fluctuantes . Fundamentalmente consiste en una cisterna o cárcamo de succión , equipo de bombeo , control programado de arranque y paro , tanque de presión y supercargador de aire . Este sistema también se localiza en los sótanos de los edificios . Fig. No. 24 .

Una vez que se hayan determinado las demandas de agua , el almacenamiento conveniente en la cisterna , las limitaciones de succión , y las cargas de fricción del sistema , se estará en posibilidad de hacer el diseño de las instalaciones y de la selección del equipo más conveniente del caso .

En los sistemas de acondicionamiento de aire es empleado con frecuencia lo que se llama un sistema central indirecto , cuyo objeto es el de proporcionar aire a temperatura adecuada en los diferentes locales del edificio . En este sistema ,

20

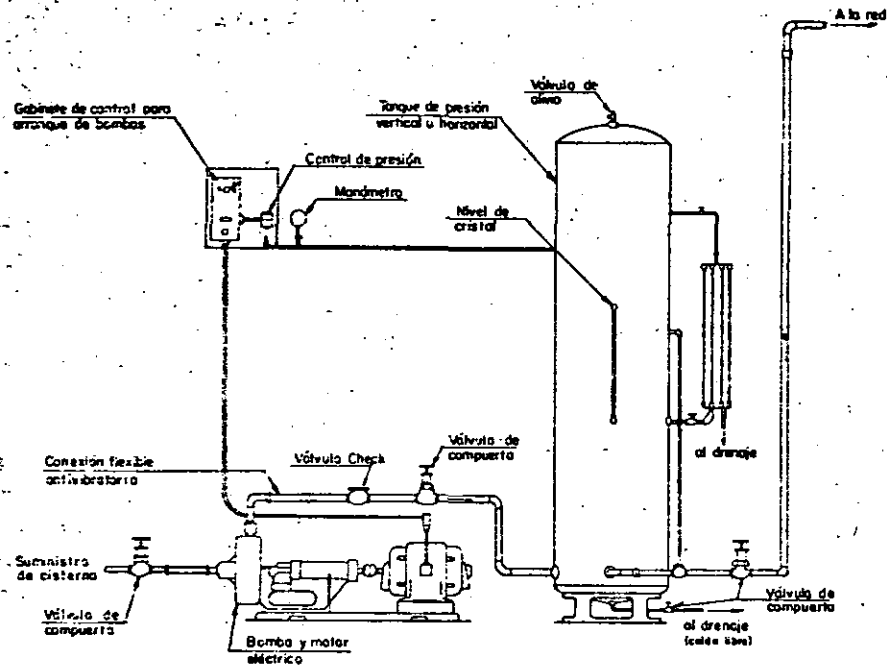


Fig. 22 Sistema típico hidroneumático para abastecimiento de agua

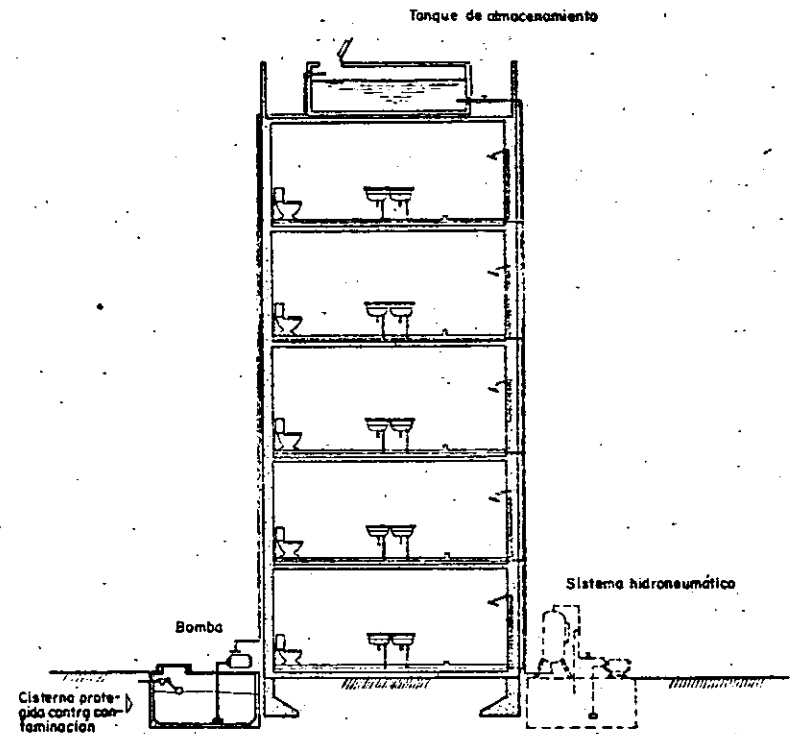


Fig.-23 Croquis de un abastecimiento de agua, indicando dos sistemas, hidroneumático y por gravedad

El equipo de bombeo viene a formar parte del sistema general del acondicionamiento de aire y por lo tanto, para la determinación adecuada de las bombas y su instalación, primeramente se deberán considerar las necesidades generales del sistema de aire para tratar el problema de bombeo conjuntamente con dicho sistema. La fig. No. 25 muestra un esquema del caso típico de un sistema central indirecto de ventilación.

Basicamente su funcionamiento consiste en que, mediante la máquina de refrigeración, el agua se enfría (agua helada) y al salir de ella se envía hasta los manejadores de aire, con el objeto de enfriar a éste, por lo cual sale con temperatura mayor (agua caliente), retornando a la bomba de agua helada. Los vapores de esa agua caliente se elevan hasta el tanque de expansión que sirve para amortiguar las presiones de ese vapor y además mantener un gasto constante de alimentación a la bomba, efectuándose así el circuito de recorrido del agua.

La alimentación de agua fría a la máquina de refrigeración se efectúa mediante el circuito; torre de enfriamiento, bomba de condensado, máquina de refrigeración y torre de enfriamiento nuevamente.

Entre los sistemas empleados para la protección contra incendios, se tienen los sistemas de hidrantes y los de rociadores automáticos de agua, que se instalan estratégicamente de acuerdo con ciertas normas en los edificios, fábricas, almacenes, etc., a los cuales se les va a dar esta protección.

Un sistema de hidrantes consiste fundamentalmente en la instalación estratégica de éstos, tanto en el exterior (toma siamesa) como en el interior de los edificios de tal manera, que el chiflón de su manguera cumpla con el alcance especificado con el objeto de cubrir el área protegida.

El sistema de rociadores automáticos consiste en una red de tuberías instaladas cerca de los techos y que alimenta a rociadores que se colocan a espacios iguales. La red de tuberías que alimentan a los rociadores están conectadas con la tubería del sistema de bombeo. Los rociadores se abren cuando el fusible que los controla se funde por efecto del calor, descargando agua en el edificio.

En general la operación de estos sistemas requieren de cierta presión y gasto para operar eficientemente cuando sea necesario. Es por esto que las presiones requeridas, se proporcionan generalmente, con un sistema de bombeo cuyo diseño depende del sistema de hidrantes o de rociadores, para lo cual se han estableci-

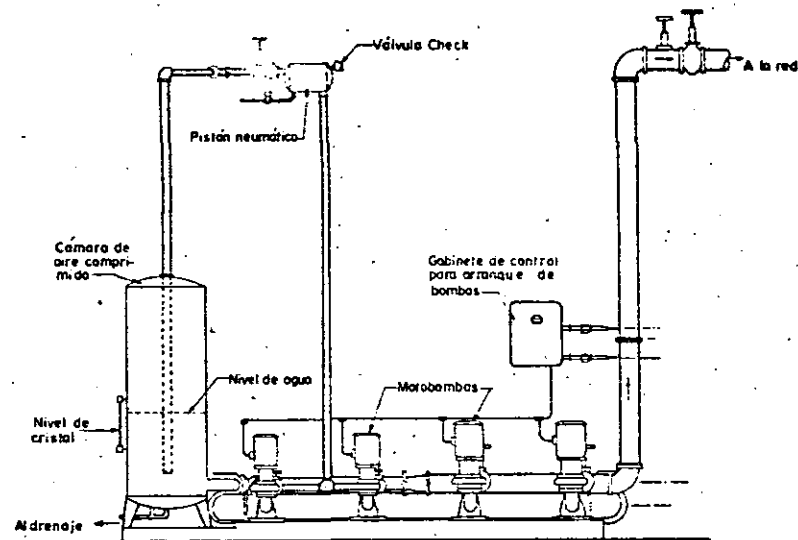


Fig. No. 24.-Instalación típica de un sistema automático de bombeo programado.

22

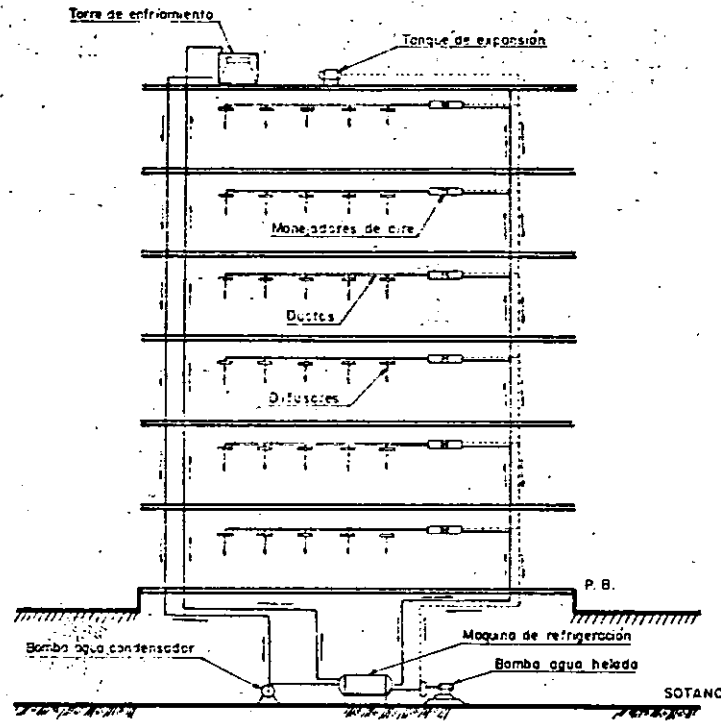


Fig. Nº25- Instalación típica de un sistema central de acondicionamiento de aire

do especificaciones y normas de acuerdo con la **localidad** en donde se vayan a instalar .

En el diseño de un sistema de bombeo para estos fines , se siguen las mismas -- recomendaciones y lineamientos que se han estudiado , para estos objetivos en lo que se refiere a la determinación de cargas , tipos de bombas , características de succión etc, y únicamente deberá considerarse las especificaciones y normas que señalan los reglamentos que a este respecto (protección contra incendio) tienen-- consignados el reglamento de la localidad .

Asi por ejemplo el D.D.F. en sus normas de proyectos señal.. en detalle las recomendaciones y especificaciones que se deben cumplir en los proyectos contra incendio .

Como ejemplo en lo relativo a hidrantes , se presenta la clasificación y distribución de los mismos (fig. No. 26) , y de los rociadores una distribución de ellos, presión y gasto de rociadores y diámetro de las tuberías de alimentación Fig. -- Nos. 27 y 28 .

La presión del agua en la red de hidrantes , deberá ser suficiente para probarse -- simultáneamente en el chiflón de los dos hidrantes más altos y en el chiflón de los hidrantes más alejados con sus válvulas completamente abiertas .

CLASIFICACION DE HIDRANTES																	
HIDRANTES	BOQUEL		MANGUERA		TUBERIA		PRESION		LONGITUD DE CHORRO		GASTO		NUMERO DE FUENTES				
	VALVULA A ISO m DEL PISO	CHORRO	REGADERA	NEBLINA	DIAMETRO EN mm	LARGO EN m	INCENDIOS CLASE		INCENDIOS CLASE		UN HIDRANTE	NUMERO DE FUENTES					
							A	B y C	A	B y C		UNA	DO S				
DIAMETRO EN mm		MANGUERA		TUBERIA		PRESION		LONGITUD DE CHORRO		GASTO		NUMERO DE FUENTES					
CHICOS		MEDIANOS		GRANDES		EQUIVALENCIAS											
38	51	58	58	38	30	63	51	1.76	3.51	6	3	140	280	84	33.6	46.8	67.2
51	51	51	51	51	30	76	63	2.11	3.51	6	3	240	480	144	57.6	76.8	115.2
63	63	63	63	63	30	101	76	2.11	3.51	10	3	630	1300	39	156	76	312
EQUIVALENCIAS		mm	11	13	14	18	23	28	38	51	63	76	101				
		in	7/16	1/2	9/16	23/32	1 1/8	1 1/2	2	2 1/2	3	4					

DISTRIBUCION DE HIDRANTES		
TIPO DE EDIFICIO	SUPERFICIE PARA CADA HIDRANTE EN m ²	RADIO DE ACCION EN m
Ciudades, consultorios medicos, bancos, hospitales y escuelas	500	30
Tendas de auto servicio, fabricas de automoviles, industria de metales, de papel, carton y electronica	300	15
Fabricas de aceite, aserraderos, pinturas, fabricas de artefactos de hule y madereras	200	15
Fabricas de lacas de piroxilina, bodegas de gudyule y fibras de lino, fosforos y explosivos	150	12.5

En estos casos, la proteccion del edificio se logra combinando los radios de accion de los extinguidores y de los hidrantes, segun conviene de acuerdo con el edificio especifico que se estudia.

Fig. 26 Clasificación y distribución de hidrantes contra incendio.

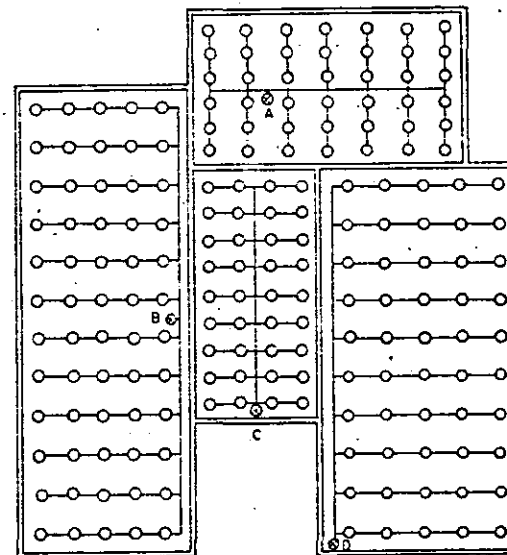


Fig. 27 Localización típica de rociadores contra incendio

- A) Con tubo central de alimentación
- B) Con tubo lateral
- C) Con tubo en la cabecera
- D) En la esquina
- O) Rociador

24

PRESION Y GASTO DE ROCIADORES

PRESION		GASTO
1.406	Kg.-cm ²	94.62 Lt. min.
1.757	"	105.98 "
2.460	"	128.69 "
3.515	"	155.18 "
5.272	"	189.25 "
7.030	"	219.53 "

DIAMETROS DE TUBERIAS PARA ALIMENTACION
PRINCIPAL DE ROCIADORES

De mm. ø	1. Pulg.	2 rociadores
De 25 mm. ø	1 1/4 "	3 "
De 32 mm. ø	1 1/2 "	5 "
De 50 mm. ø	2 "	10 "
De 65 mm. ø	2 1/2 "	30 "
De 75 mm. ø	3 "	60 "
De 90 mm. ø	3 1/2 "	100 "
De 102 mm. ø	4 "	Sin limite superior

Fig. 28 Datos relativos a rociadores contra incendio.

25



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SISTEMAS DE MEDICION DE GASTOS

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

SEPTIEMBRE, 1984

El gasto en la sección de una tubería se puede medir de varias formas:

a) Con dispositivos que afectan el flujo

b) Con dispositivos que no afectan el flujo

en ambos casos los aparatos de medición constan de elementos primarios y secundarios.

Los elementos primarios propiamente dichos, son aquellos que reciben directamente la acción del flujo, mientras que los secundarios son aquellos que integran la señal de los primarios indicando el gasto, directa ó indirectamente.

Figura 1.

El caso que principalmente nos ocupa está enfocado a la medición del gasto bombeado, que comunmente será agua limpia con material en suspensión, sin embargo muchos de estos aparatos tienen aplicación en otros tipos de fluidos (como gases, vapor, aceites, resinas, etc.).

a) DISPOSITIVOS QUE AFECTAN EL FLUJO

Estos aparatos se basan en modificar las condiciones de escurrimiento de un flujo, para que en función de los cambios originados, determinan el gasto que está atravesando una sección. Los dispositivos mas comunmente usados son:

1.- Provocando estrangulamientos en la sección transversal de la tubería, que involucran cambios de presiones y en función de éstos determinar el gasto. Estos tipos pueden clasificarse como:

1.1.- Venturímetros.- Consiste de un estrangulamiento brusco de la tubería y una ampliación gradual hasta la sección original. En la figura 2 se presenta un corte longitudinal de un venturímetro para una tubería, con algunos detalles de su geometría y en el Anexo 1, se indica la deducción de la fórmula para determinar el gasto.

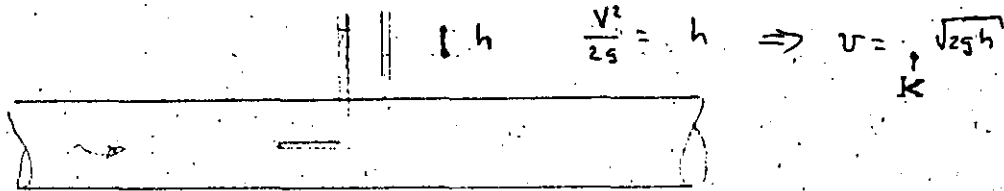
Su aplicación no tiene límite en cuanto a gastos, pues se les encuentra de diámetros de 51 mm (2") hasta 1.81 m (72"), presentan la limitante de trabajar con fluidos que no tapen las tomas piezométricas, las pérdidas que originan son en general grandes y su aplicación principal es en agua, aceite y otros líquidos comunes. Figs. 3 y 4

1.2.- Diafragmas.- Consisten en placas donde se practica un orificio de área A., la cual se inserta dentro de la tubería en la sección deseada y son útiles en sistemas donde se permita una gran pérdida de energía. Las tomas piezométricas deben estar 2.5 cm antes y después de la placa. Fig.5 y 6

1.3.- Toberas.- Son placas diseñadas aerodinámicamente, para reducir los esfuerzos que provoca el empuje del agua contra la placa, su utilidad es principalmente para $D > 30$ cm; normalmente se colocan en tramos rectos con una longitud de 10 a 40D antes y 5D después de los mismos. Fig. 7, 8 y 9.

2.- Introduciendo un sensor que mide directamente el cambio de la energía cinética en energía de presión; funcionan bajo el principio del tubo Pitot y su diseño obedece a modificaciones de éste con el objeto de lograr mediciones

mas estables. El ejemplo típico de este tipo de medidores corresponde al del ANNUBAR.



cuyo diseño principal se muestra en la Fig. 10

3.- Medidores de Hélice o Turbina.- Este tipo de medidores trabajan por el movimiento que comunica el agua al hacer girar una hélice o turbina montada sobre un eje del cual se transmite el movimiento al elemento secundario o registrador. Figs. 11, 12, 13, 14 y 15

4.- Oscilación Hidrodinámica.- Se basan en el efecto natural que ocurre cuando en un fluido en movimiento se modifican las trayectorias de las líneas de corriente al introducir en él un objeto, provocando la formación de vórtices.

Los vórtices formados por segundo serán directamente proporcional a la velocidad del flujo.

4.1.- Sensores Térmicos.- Son aquellos que detectan las fluctuaciones de velocidad asociadas con los vórtices formados. Estos sensores son termistores, cuya resistencia depende de la temperatura; cuando son alimentados por una corriente eléctrica aumentan su temperatura a una superior a la del fluido y son sensibles al efecto refrescante del flujo y los cambios de velocidad del fluido causan cambios en los efectos de temperatura, resistencia y voltaje del sensor. Fig. 16 y 17.

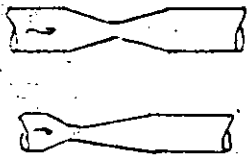

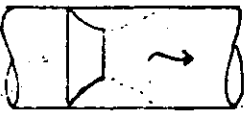
4.2.- Presión diferencial (disco oscilatorio).- Estos constan de un pequeño disco que se introduce en el flujo y transmite las variaciones de velocidad como variaciones de presión en una pequeña placa o celda de presión. Fig. 18 y 19.


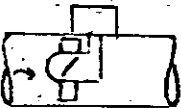
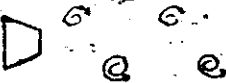
5.- Magnéticos.- En estos dispositivos se genera una corriente con una frecuencia predeterminada cuya amplitud es directamente proporcional al rango del gasto. Estas señales son demoduladas y convertidas en una señal estandard de 4 - 20 mA de corriente directa, la cual es integrada para definir la velocidad del flujo. Fig. 20

6.- De resonancia magnética.- Estos dispositivos se hacen por fuera del tubo del flujo, utilizando las propiedades de resonancia magnética de los fluidos que se miden. Fig. 21

7.- De flujo ultrasónico.- Consisten de una unidad que producen ondas ultrasónicas que pasan a través de la corriente y una unidad receptora, del otro lado del tubo que recibe. El gasto se mide al determinar la diferencia en el lapso de tiempo entre las ondas ultrasónicas mientras viajan aguas arriba y aguas abajo del flujo. Fig. 22 y 23

8.- De codo.- En este tipo se aprovecha la diferencia de presiones que se originan entre el intrados y el extrados de un codo que normalmente existen en una línea de conducción. En la Fig. 24 se esquematiza las tomas piezométricas para determinar la diferencia de presiones.

APARATO	AFECTAN EL FLUJO	PERDIDAS ORIGINADAS	DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA	TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN	OBSERVACIONES
1.-Venturímetro 	SI	MUY VARIABLES.	DESDE 51 mm (2") HASTA 1.81 m -- (72") comerciales	GASES, AGUA Y LIQUIDOS NO MUY VISCOSOS SIN SÓLIDOS EN SUSPENSIÓN	No sirven para aguas que puedan provocar taponamiento en las tomas piezométricas. Requieren tramos rectos de tubería antes y después del aparato, cuya distancia depende del fabricante.
2.-Diafrágmata 	SI	MUY GRANDES	< 30 cm	GASES, AGUA, LIQUIDOS NO MUY VISCOSOS SIN SÓLIDOS EN SUSPENSIÓN	No se deben usar en fluidos con altas velocidades pues presentan problemas de cavitación, ni con algún tipo de sólidos pues el diafragma funciona como una trampa que provoca variaciones grandes en los tubos piezométricos.
3.-Toberas 	SI	MUY GRANDES	> 30 cm	GASES, AGUA, LIQUIDOS	No se deben usar en fluidos con altas velocidades, pues presentan problemas de cavitación ni con sólidos, pues afecta el coeficiente de descarga. Requieren de tramos rectos de 10 a 40D antes de ellos y por lo menos 5D después de ellos mismos.

APARATO	AFECTAN EL FLUJO	PERDIDAS ORIGINADAS	DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA	TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN	OBSERVACIONES
4.-Annubar 	SI	MUY PEQUEÑAS	DESDE 51 mm (2") HASTA 1.52 m -- (60") COMERCIALES	GASES Y LIQUIDOS NO VISCOSOS, SIN SOLIDOS	Muy económicos, se pueden usar hasta con velocidades del orden de 3 a 5 m/seg, fácil instalación, líquidos sin sólidos, sobre tramos rectos a 9D antes del sensor y 3D después en codos o tees, 8D antes del sensor y 3D después de reducciones, 24D antes del sensor y 4D después de válvula reguladora.
5.-Hélice o propela 	SI	MUY GRANDES	DESDE 51 mm (2") HASTA 0.91 m -- (36")	AGUA LIMPIA O -- CON MUY PEQUEÑAS PARTICULAS	Bajo costo de adquisición, su uso principalmente es como medidor de volúmenes. Su rango de velocidad es de 0.3 a 3 m/seg y las cargas hasta de 12.0 kg/cm ² .
6.-Oscilación Hidrodinámica (vórtices) 6.1.- Sensores termales 	SI	GRANDES	DESDE 25.4 mm (1") HASTA 2.74 m (108")	GAS, ACEITES, -- AGUA LIMPIA Y -- OTROS LIQUIDOS - NO MUY VISCOSOS	Alto costo, hasta presiones de 70 kg/cm ² trabaja con gran rango de temperaturas de 185° hasta 205°C

ANEXO 1

Aplicando la expresión de Bernoulli, se tiene

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots 1; \quad Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots\dots 2$$

$$h = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} - z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \quad \text{que substituída en 1}$$

$$\text{nos resulta } h = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) \text{ pero } v_1 = \frac{A_2 v_2}{A_1}$$

$$H = \frac{v_2^2}{2g} \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right) \text{ y de aquí } v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

y finalmente

$$Q = A_2 v_2 = \frac{A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

Con el objeto de tomar en cuenta las pérdidas originadas por la reducción y ampliación, se introduce un coeficiente que toma en cuenta las pérdidas provocadas quedando finalmente

$$Q = \frac{Cd A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

El coeficiente Cd varia con el grado del estrangulamiento, los efectos y la rugosidad del tubo.

Los fabricantes de estos dispositivos proporcionan los valores de Cd así como su característica de aplicación.

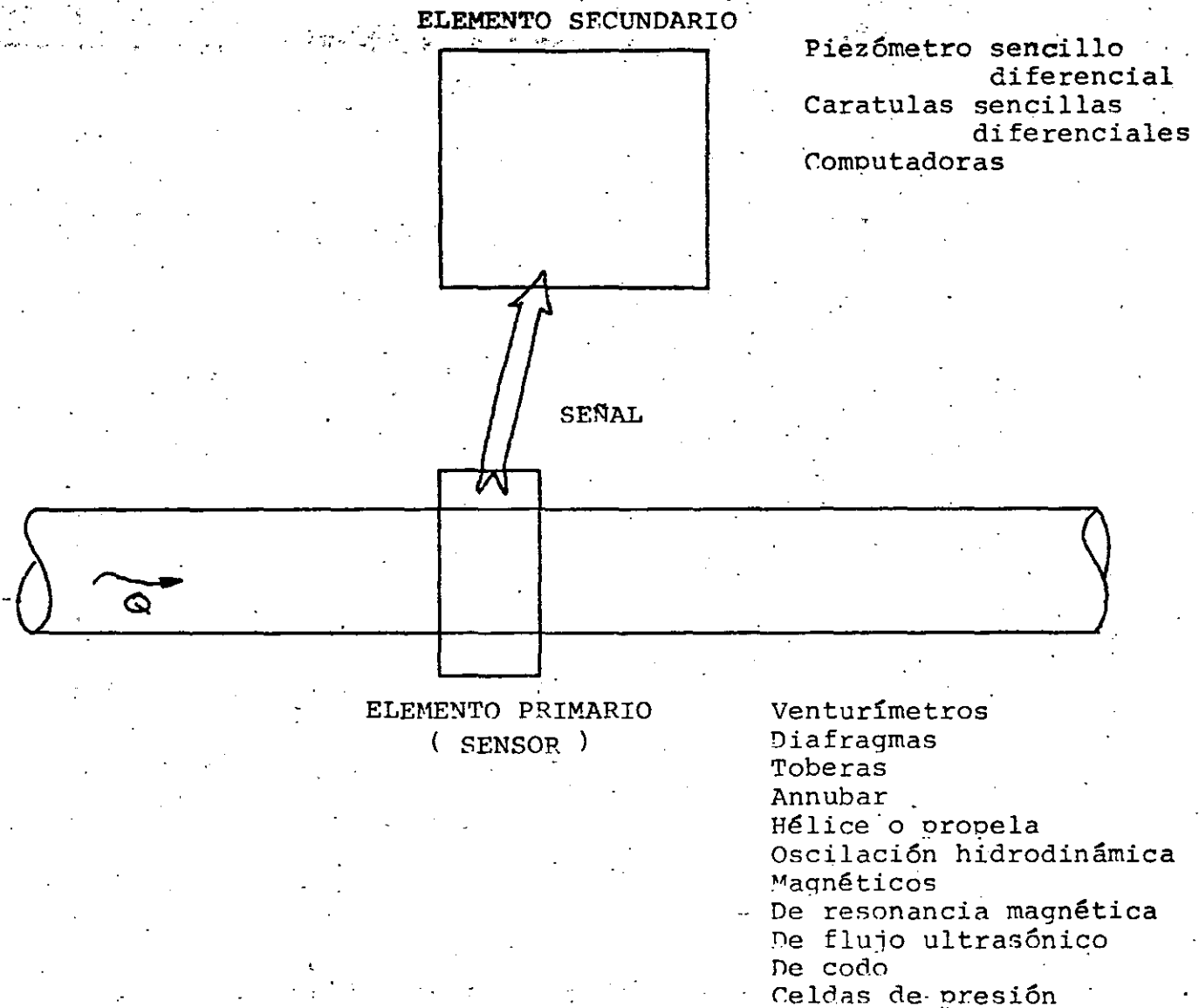


Fig. 1

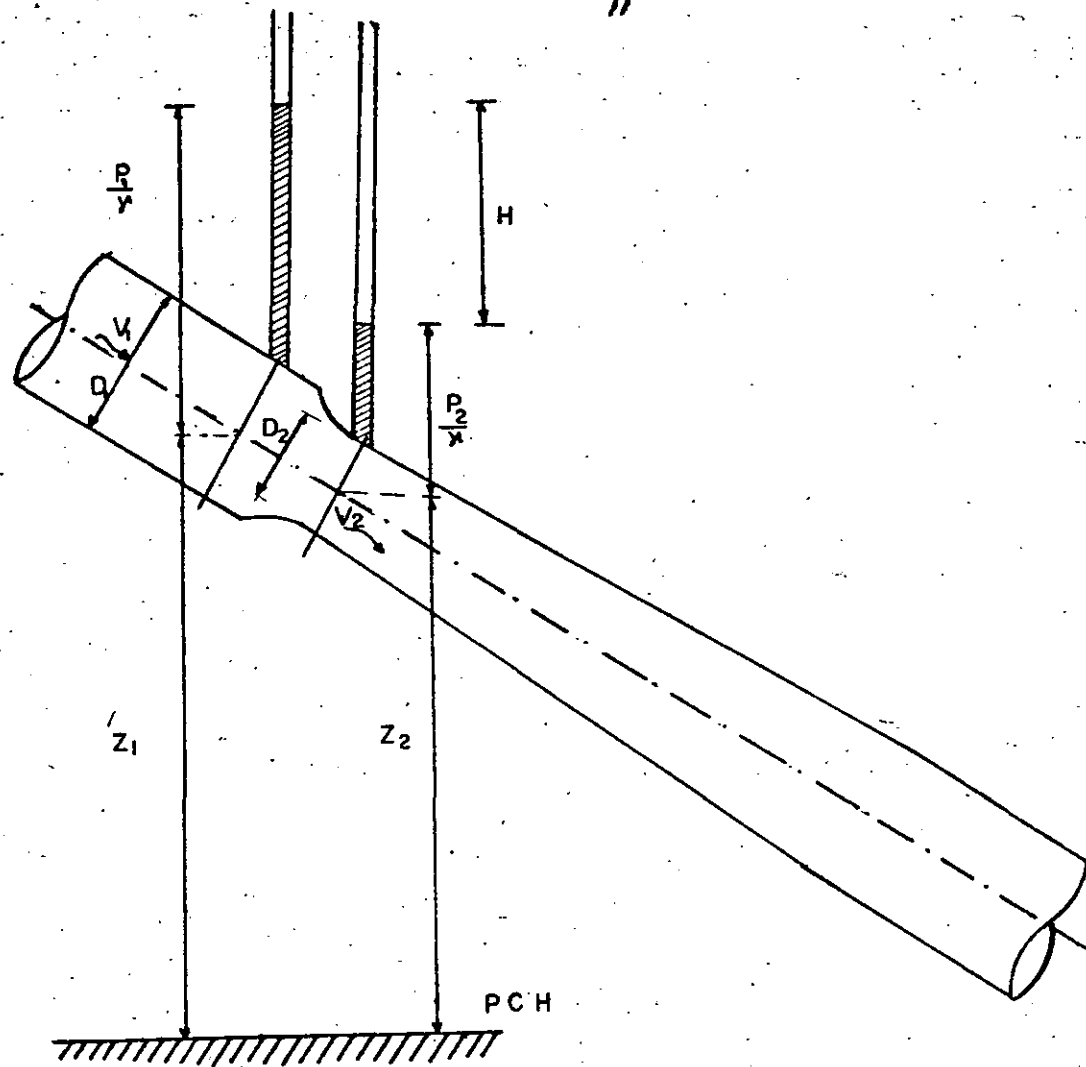
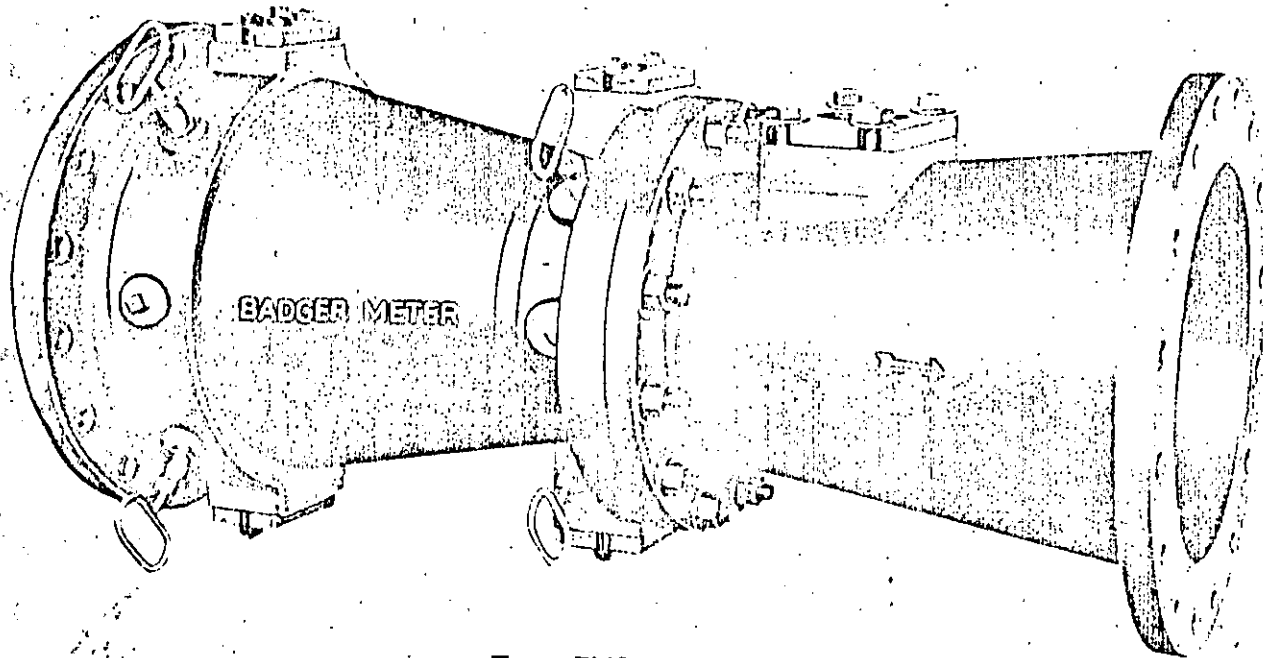


Fig. 2 Venturímetro

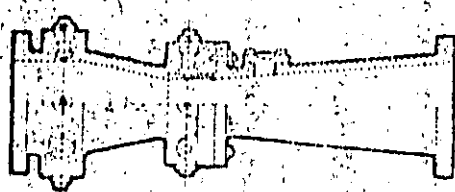


Type PVS — Cast Iron.
Ends may be flanged, bell
and spigot or plain for
mechanical coupling.

Fig. 3 Venturímetro

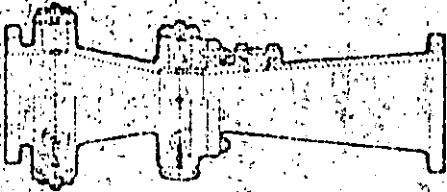
CAST IRON INSERT FABRICATED

TYPE PVW



For metering clear fluids, the type PVW has bronze bushed multiple piezometer holes at the main and throat sections which are connected to their respective annular chambers. Each piezometer bushing is carefully machined and reamed square with the axis and finished flush with the internal tube surfaces.

TYPE PVS



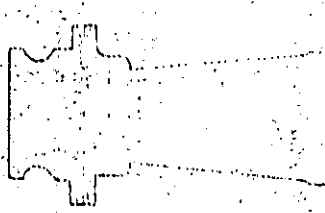
The type PVS with annular chambers and multi taps is recommended for metering raw water and sewage. Piezometer cleanout rods, continuous purge and/or disconnect flushing plus the inspection openings, serve to keep the metering connections clear.

TYPE PVSL



When metering slurries, sludges and other solids-bearing fluids with the type PVSL single tap, the annular chambers are omitted. Manually operated stainless steel cleanout rods are used to clean the piezometer openings. Continuous clear water purge is also used to keep the piezometers clear.

TYPE PVIT



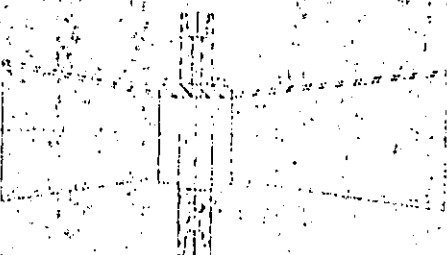
The PVIT design has both the main and the throat metering taps integral in the flange, thus eliminating the necessity for the precise location and careful machine work required when tapping the main pipe line wall.

TYPE PVI



With operating conditions encountered in metering certain fluids, it is necessary to have the main tap located in the pipe wall. The PVI style is recommended for these applications. For utmost accuracy, a factory made filler piece is recommended to assure exact location and proper machining of upstream tap.

TYPE PVIF



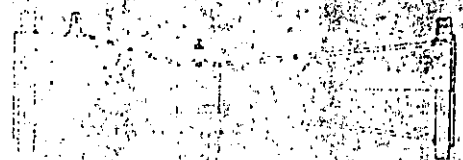
Insert style has the advantage of minimum weight, cost and laying length. Weld-in style made with minor modifications.

TYPE PVFS (SINGLE TAP)



Recommended for metering solids-bearing fluids when used in conjunction with piezometer manual cleanouts and/or clear purge. Constructed in a pipe section when maximum structural strength is required.

TYPE PVFU (SINGLE TAP)



Also recommended for solids-bearing fluids under conditions as described above (PVFS). The outside pipe shell is eliminated to effect weight and cost savings, when structural strength is a major consideration.

TYPE PVFM (MULTI-TAP)



Multiple piezometer holes at both pressure locations level into averaging annuli. Encased in pipe section for maximum structural strength.

Fig. 4 Diversos tipos de Venturímetros.

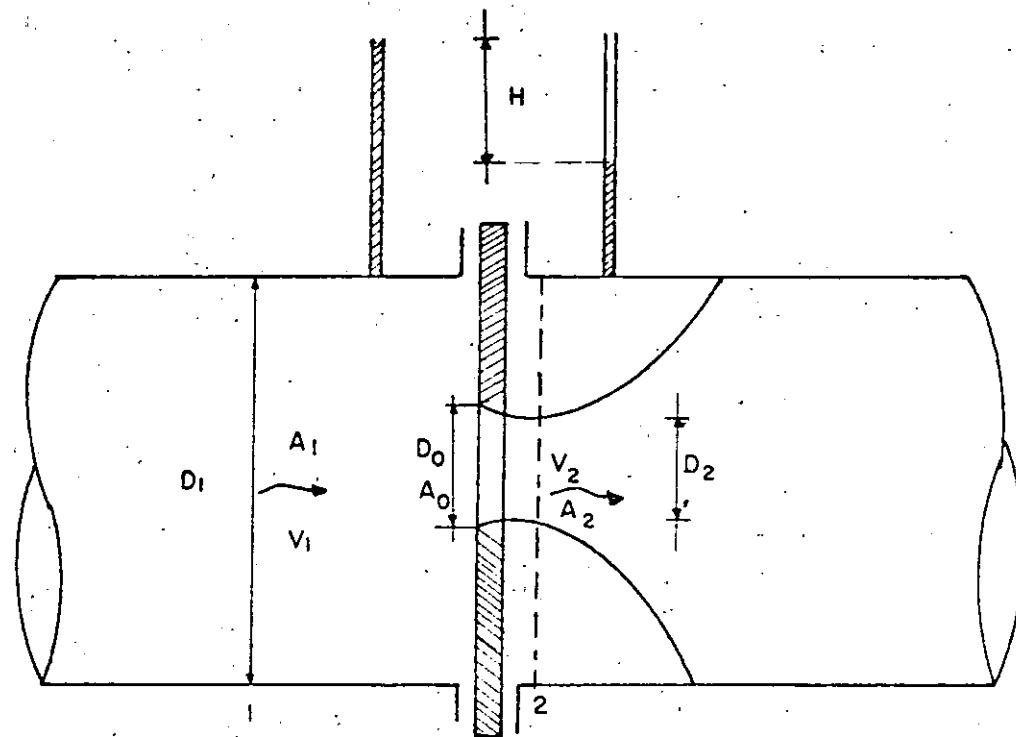


Fig. 5 Diafragmas

ORIFICE PLATE OUTSIDE DIAMETERS (inches)

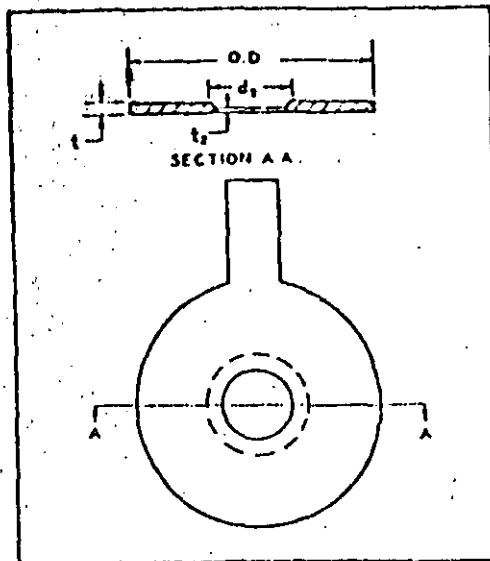


Figure 6. Orifice Plate Dimensions

Pipe Size Inches	FLANGE CLASSIFICATION				
	125 = C.I. 150 = F.S.	250 = C.I. 300 = F.S.	400 = F.S.	600 = F.S.	1500 = F.S.
1-1/2	3-5/16	3-11/16	3-11/16	3-11/16	3-13/16
2	4-1/16	4-5/16	4-5/16	4-5/16	5-9/16
2-1/2	4-13/16	5-1/16	5-1/16	5-1/16	6-7/16
3	5-5/16	5-13/16	5-13/16	5-13/16	6-13/16
3-1/2	6-1/4	6-3/8	6-1/4	6-1/4	
4	6-3/4	7	6-7/8	7-1/2	8-1/8
5	7-5/8	8-3/8	8-1/4	9-3/8	9-7/8
6	8-5/8	9-3/4	9-5/8	10-3/8	11
8	10-7/8	12	11-7/8	12-1/2	13-3/4
10	13-1/4	14-1/8	14	15-5/8	17
12	16	16-1/2	16-3/8	17-7/8	20-3/8
14	17-5/8	19	18-7/8	19-1/4	22-5/8
16	20-1/8	21-1/8	21	22-1/8	25-1/8
18	21-1/2	23-3/8	23-1/4	24	27-5/8
20	23-3/4	25-5/8	25-3/8	26-3/4	29-5/8
24	28-1/8	30-3/8	30-1/8	31	35-3/8

C.I. — Cast Iron
F.S. — Forged Steel

undissolved gases or vapors, the eccentric orifice is located at the top of the pipe.

Segmental orifices are designed for use in fluid streams carrying a high percentage of undissolved solids, to prevent the accumulation of heavy material which settles out.

Experimental data for eccentric and segmental orifices are very limited; consequently metering accuracies comparable to concentric orifices cannot be expected. The pressure taps should be located 180° away from the point at which the orifice is tangent or flush with the inside pipe wall. All other specifications for concentric orifices should be followed.

ORIFICE FLANGE UNIONS

Orifice Flanges are furnished in the threaded, slip-on welding, welding neck, and socket welding types. Threaded semi-steel flanges can be supplied in 250 lb. rating. All types can be supplied in forged steel in 300, 400, 600, 900, and 1500 lb. ratings, suitable for a wide range of applications. Flanges up to, and including 600 lb. rating have 1/2 inch pipe taps, while flanges of higher rating have 3/4 inch pressure taps. Comprehensive data on orifice flange unions is given in Bristol Product Data No. F1632-2.

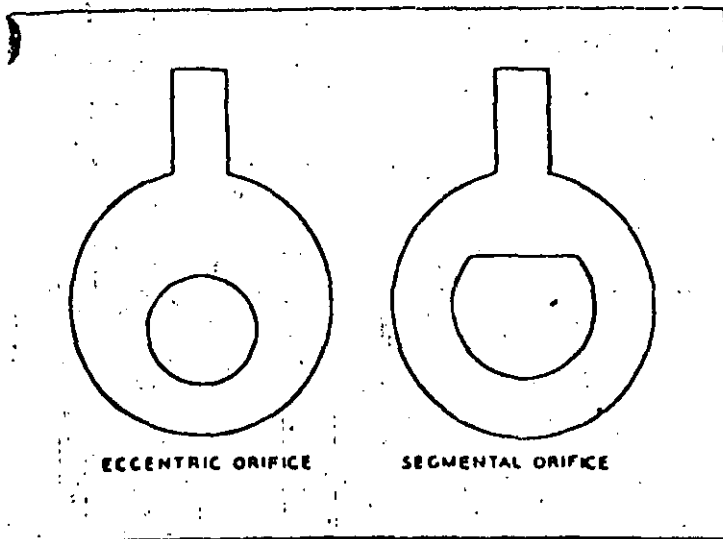


Figure 3. Eccentric and Segmental Orifices

ECCENTRIC AND SEGMENTAL ORIFICES

The eccentric orifice is sometimes used to provide unobstructed flow for gases carrying liquid condensates or for liquids carrying small quantities of undissolved solids. When used with liquids carrying

Fig. 6. Diafragmas

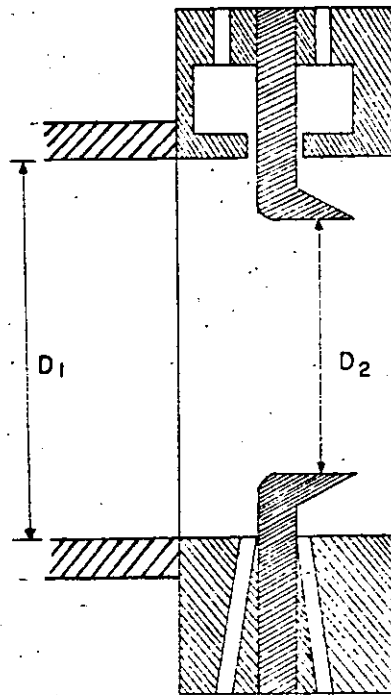


Fig. 7 Tobera

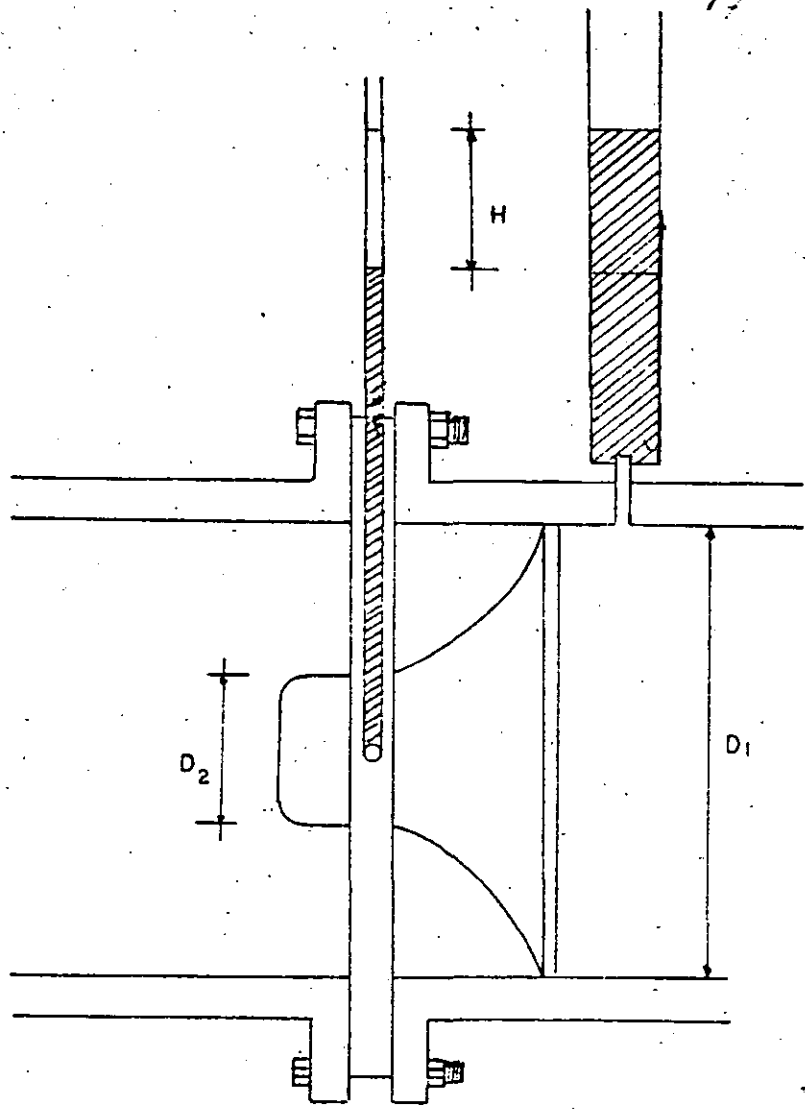


Fig. 8 Toberas

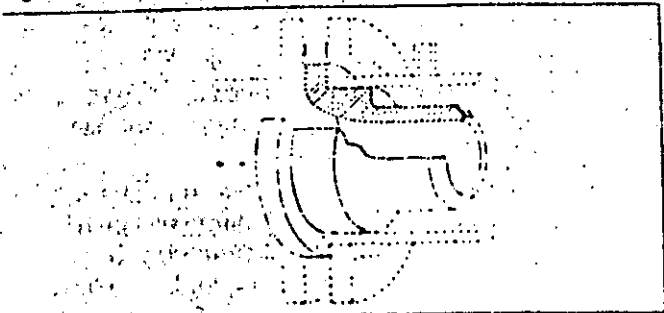
Flow Nozzles Data

meter flow nozzles are accurately calculated, sized and manufactured in accordance with ASME standards for long radius flow nozzles. This assures optimum performance. The nozzles are available for installation in pipe sizes from 2" through 48" and can be furnished with beta (throat-to-pipe diameter) ratios of 0.2 to 0.8.

Badger's nozzles are available in several different styles, shown in the illustrations to the right. They can be made almost any commercially available material, carbon steel, stainless steel and chrome-molybdenum steel being the most common.

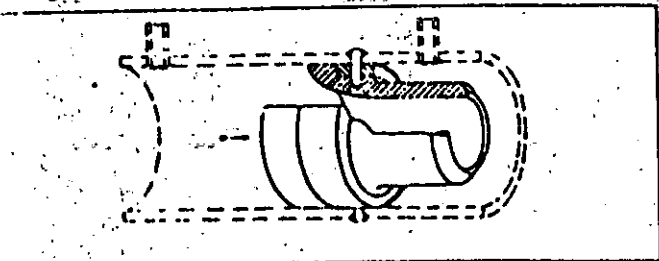
MODELS AVAILABLE

STYLE F Flanged Flow Nozzle



Designed with a flange at the entrance of the nozzle. This permits installation between pipe flanges with the nozzle set concentric to the inside of the pipe. May be furnished with clamping between any series of raised face pipe flanges, gasket face, tongue and groove, ring joint or any other style preferred.

STYLE W Welding Holding Ring Type Flow Nozzle



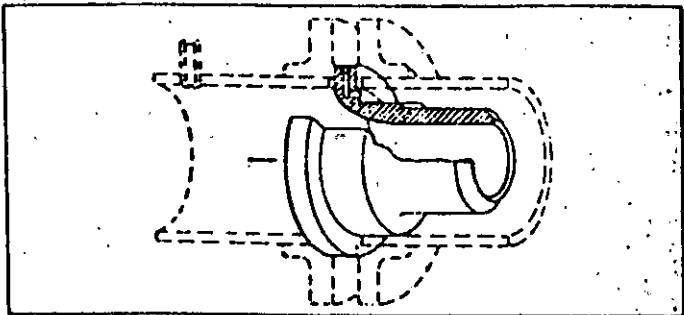
Installs in a pipe without the use of flanges. Section of pipe selected carefully to eliminate boring. A welded holding ring permanently holds the nozzle in place.

STYLE FS Fabricated Flow Nozzle



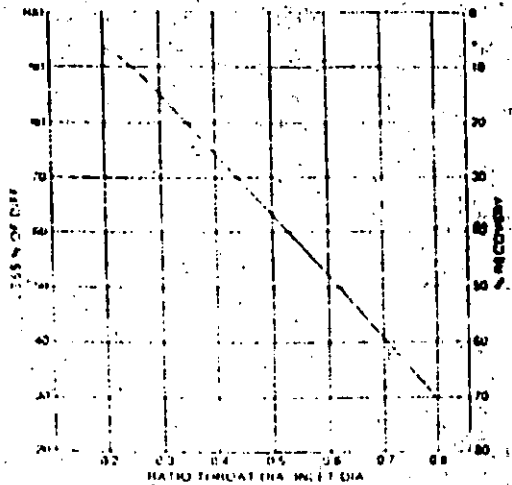
Ideal for a pipe I.D. 6" through 48". The Style FS fabricated nozzles meet ASME contour and tolerance specifications. Welded externally to the nozzle section and holding flange are supporting rods which serve to center and stabilize the nozzle in the pipe. The light weight of these nozzles make them easier to handle than the forged types.

STYLE FT Flanged Flow Nozzle



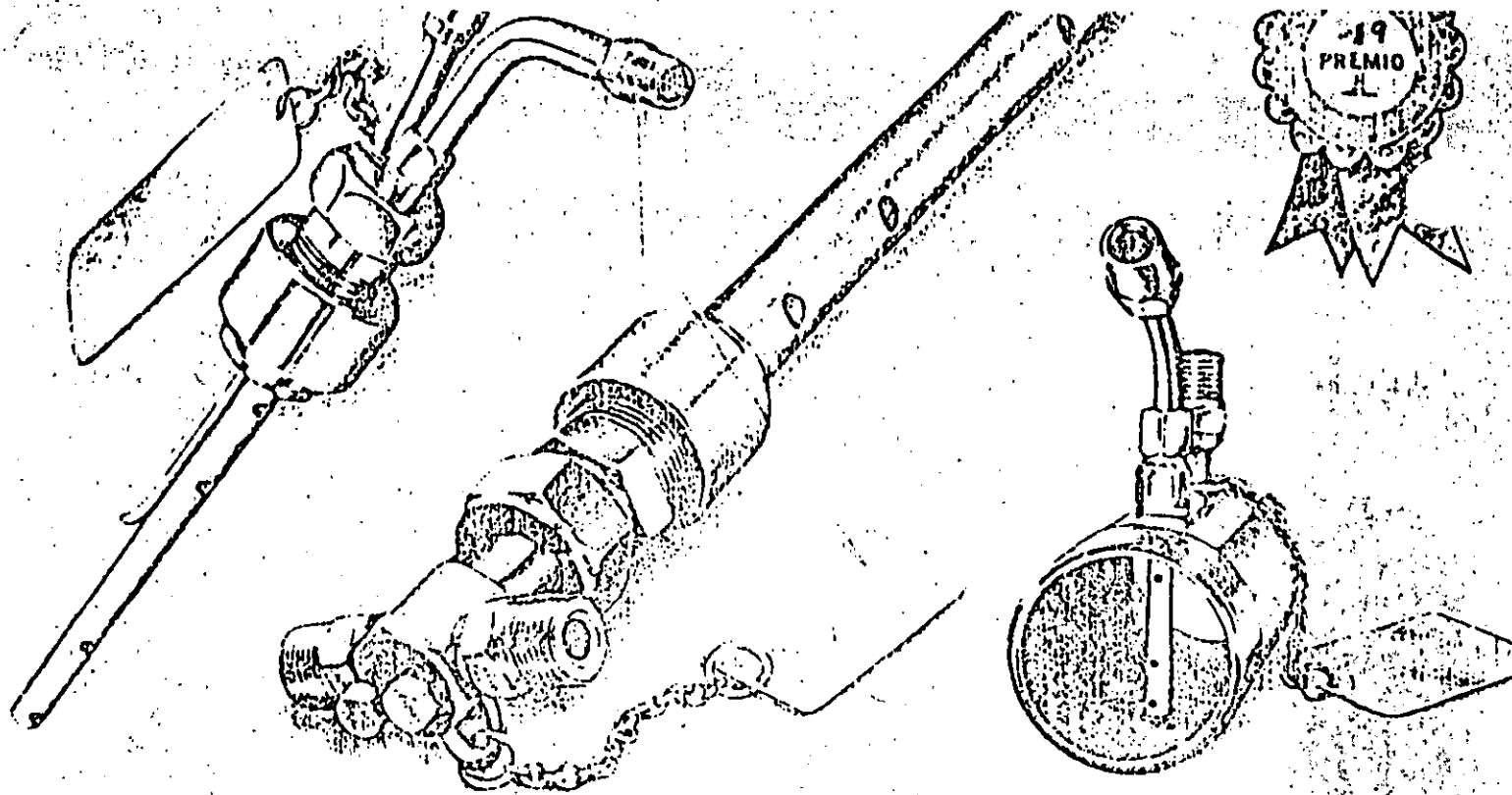
Similar to the Style F except the flange is thicker. This model provides an integral downstream tap, which is brought out through the edge of the flange. Eliminates the need for drilling and tapping the pipe for a connection. Used when the normally located downstream tap would pass through the pipe flange.

FLOW NOZZLE CURVE

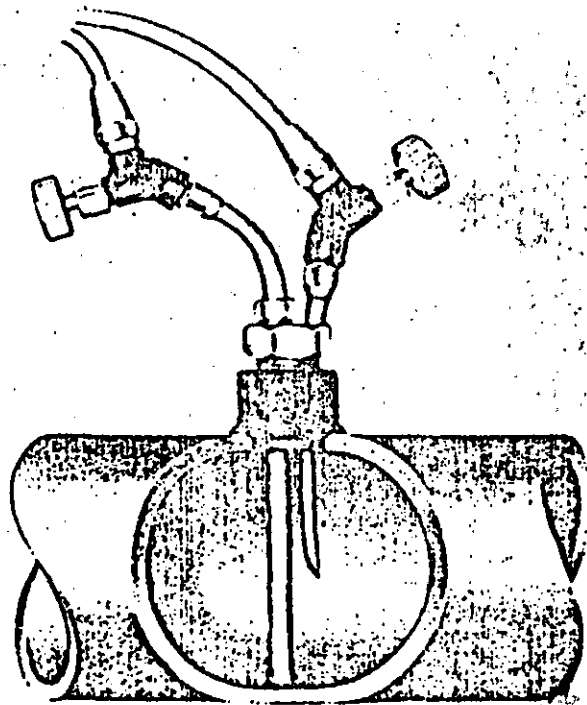


B Badger Meter, Inc. Precision Products Division
6116 East 15th Street, Tulsa, Oklahoma 74112
(918) 836-8411

Fig. 9



El diseño de ANNUBAR obtuvo el premio JOHN C. VAALER en 1970-1971. Este premio, patrocinado por la revista Chemical Processing, certifica a los elementos primarios ANNUBAR como una importante contribución hacia operaciones más eficientes y efectivas en industrias de proceso químico.



ANNUBAR

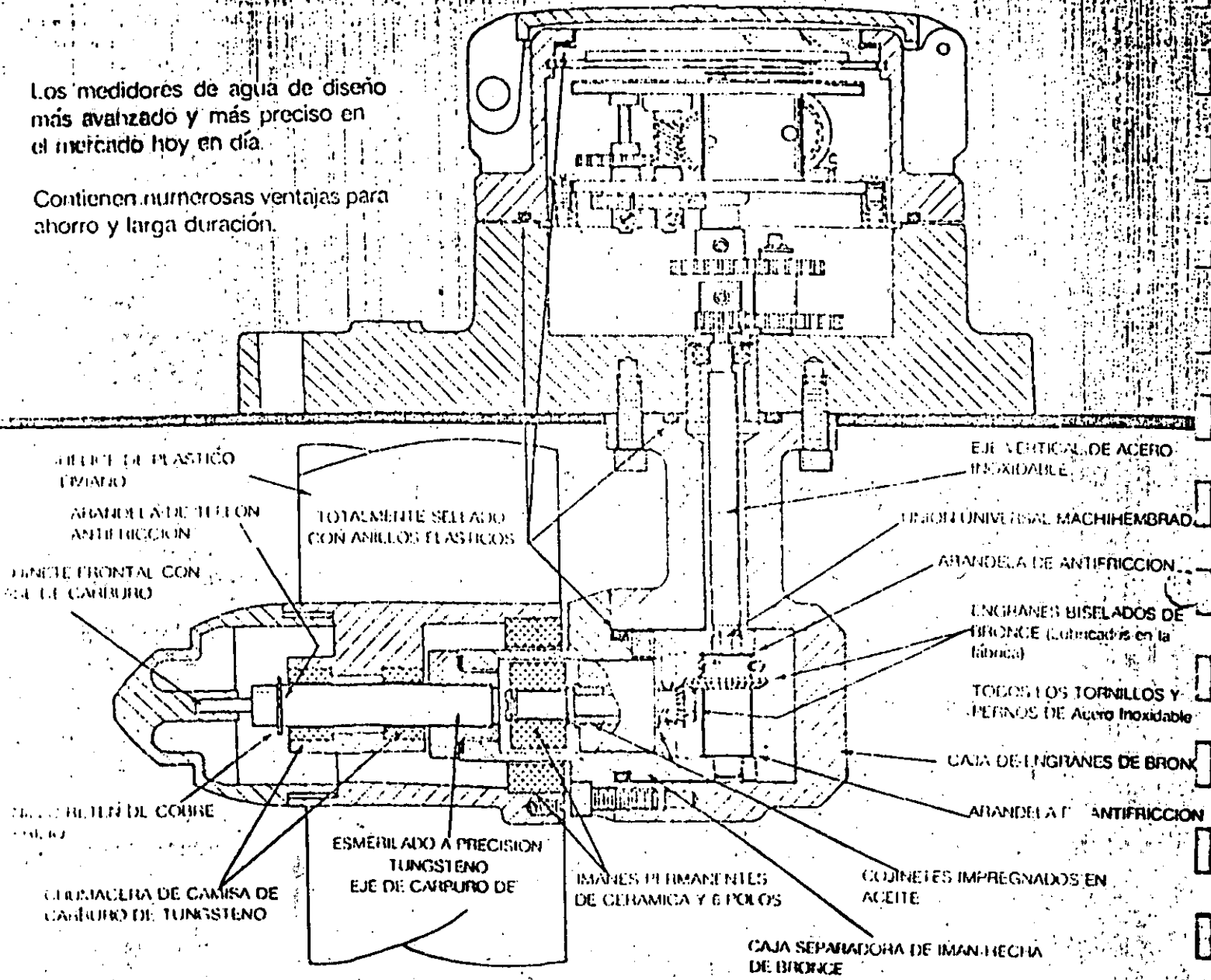
ELEMENTOS PRIMARIOS PARA MEDICION DE FLUJOS

Fig. 10 Annubar

LOS MEDIDORES DE AGUA MUESCO-RATE A FLOW

Los medidores de agua de diseño más avanzado y más preciso en el mercado hoy en día.

Contienen numerosas ventajas para ahorro y larga duración.



MEDIDORES INDUSTRIALES
Y MEDICOS, S. A. DE C. V.
AV. GARCERAN No. 1130-301 APO. POSTAL 44070
TEL. 874-95-12 - 874-95-79
MEXICO D. F.



MUESCO, INC.

Apartado Postal #14239
Houston, Texas 77021
U.S.A.

Teléfono: (713) 923-9111

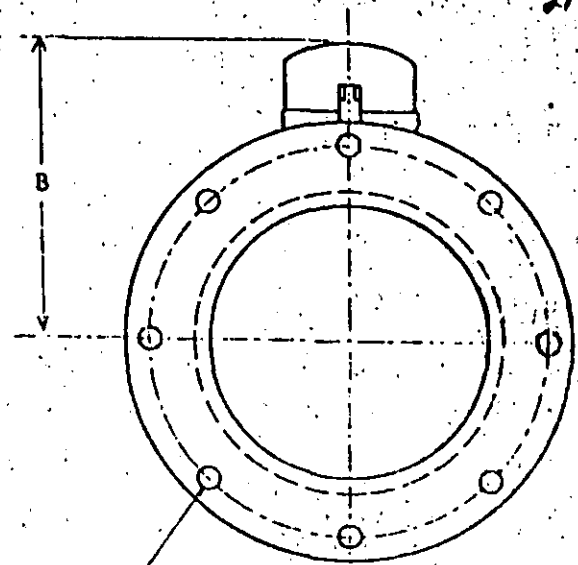
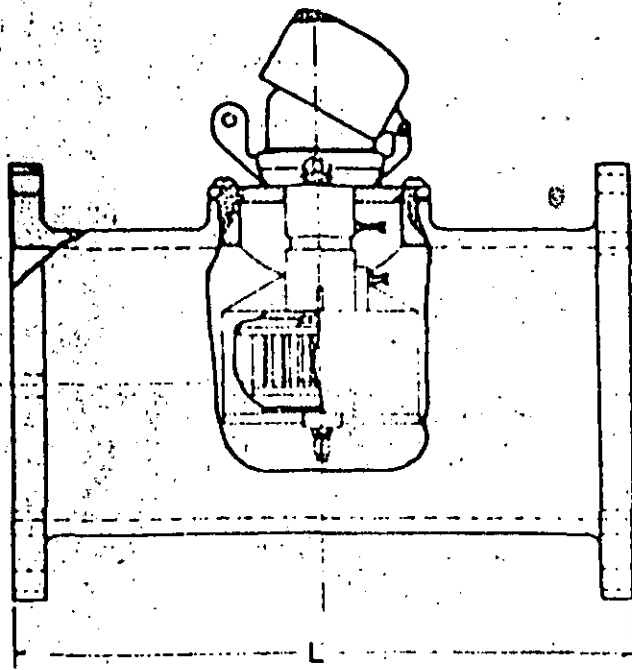
de TWX: 910-881-5533 MUESCO-110U



Fig. 11 Medidores de Hélice

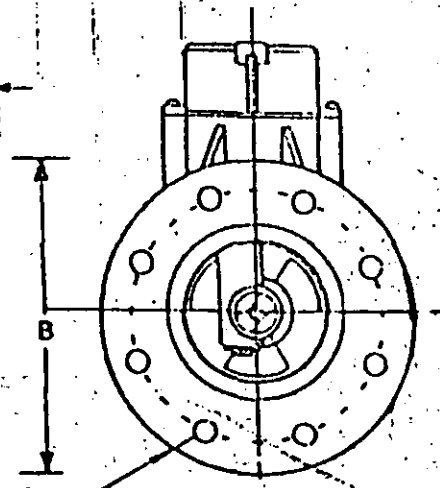
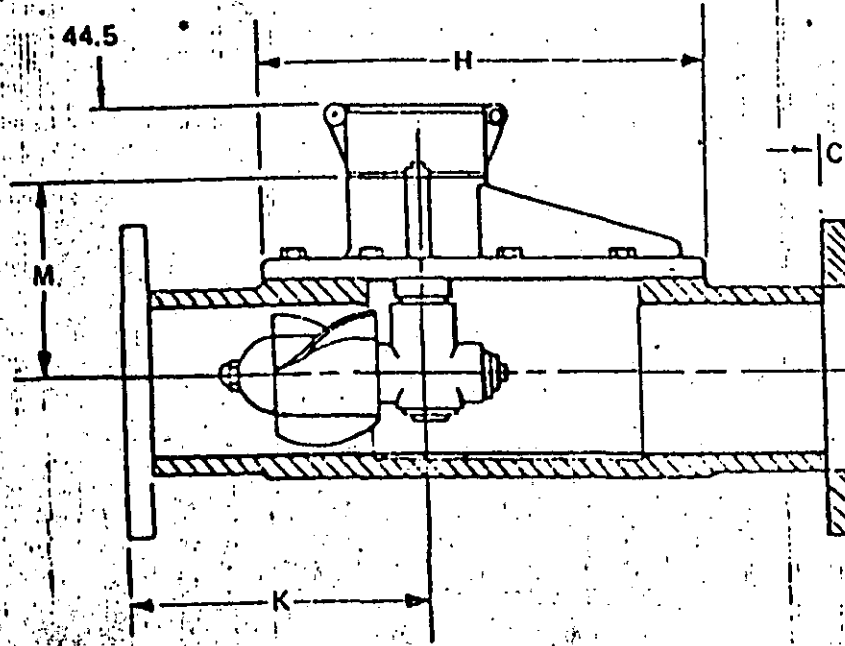
MODELO MDIM-F
 100-200 mm.
 (4-10")

21



E = DIAMETRO DEL CIRCULO DE PERNOS
 F = NUMERO DE PERNOS
 G = MEDIDA DE PERNOS

MODELO MLFT
 51 - 100 mm.
 (2", 3" y 4")

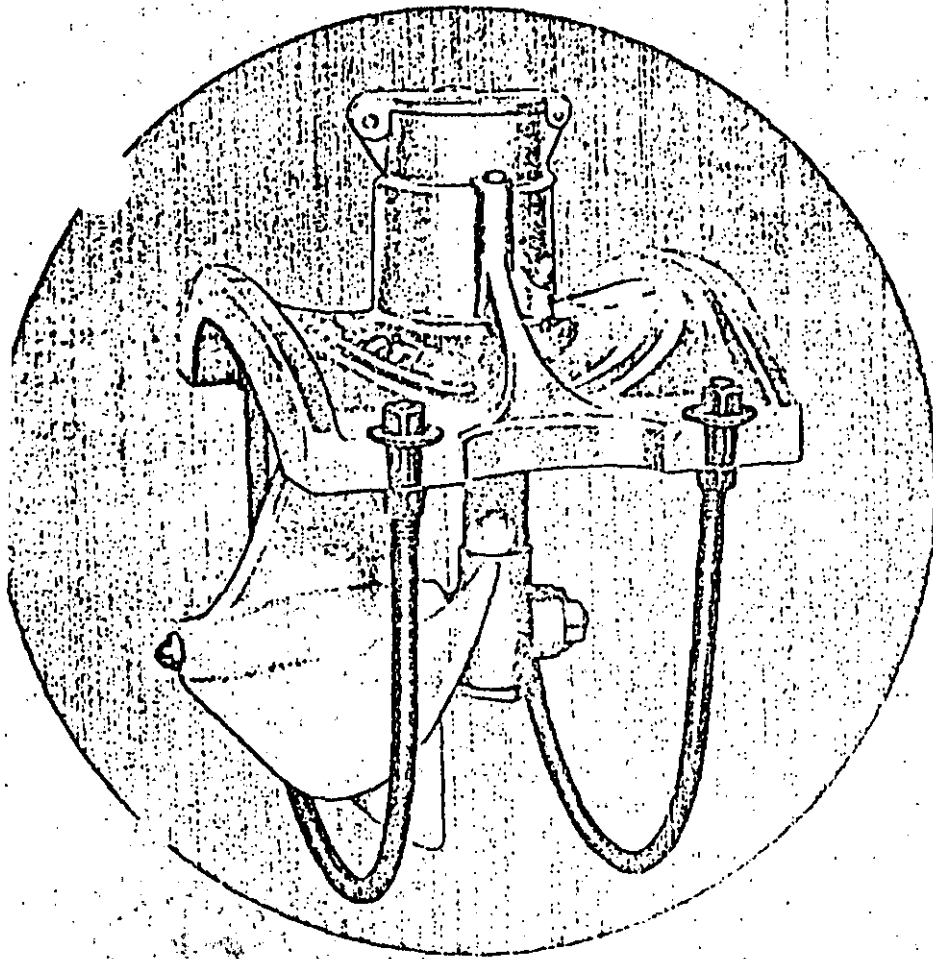


E = DIAMETRO DEL CIRCULO DE PERNOS
 F = NUMERO DE PERNOS
 G = MEDIDA DE PERNOS

MODELO L P S

100-350 MM.

(4"-14")



MODELO MLFST

50 - 350 mm.

(4 - 14")

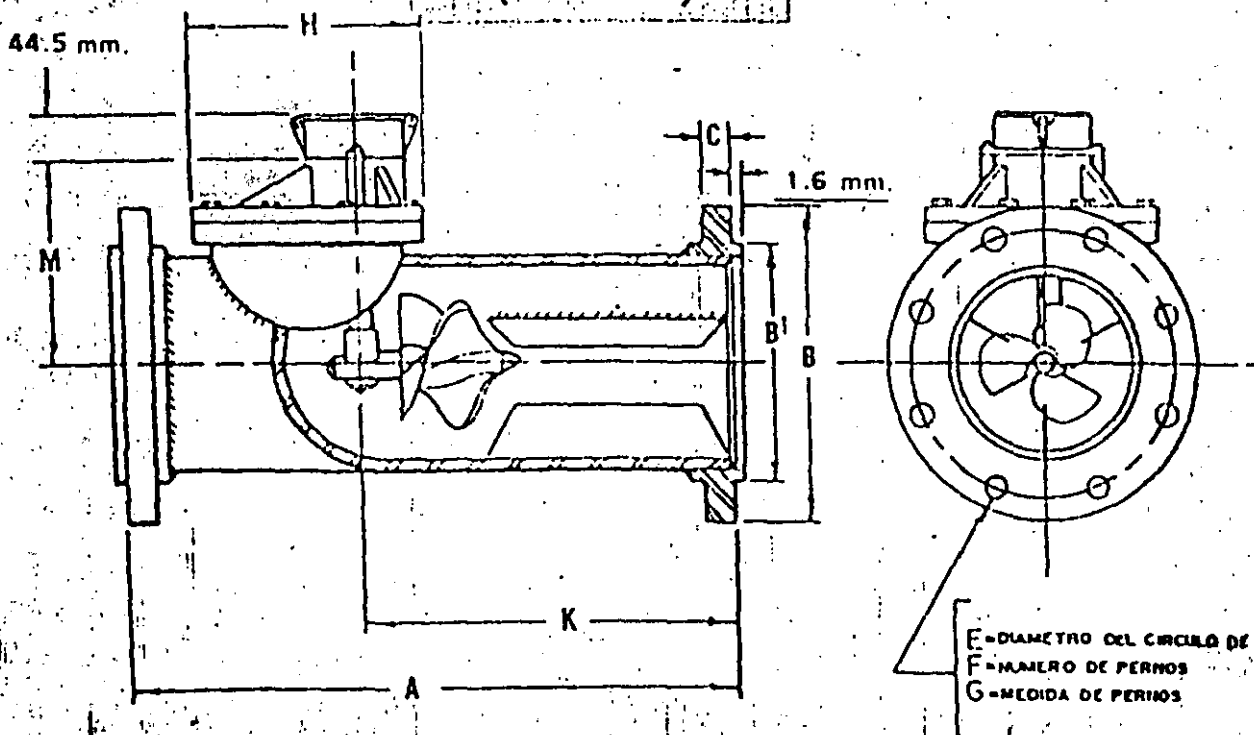
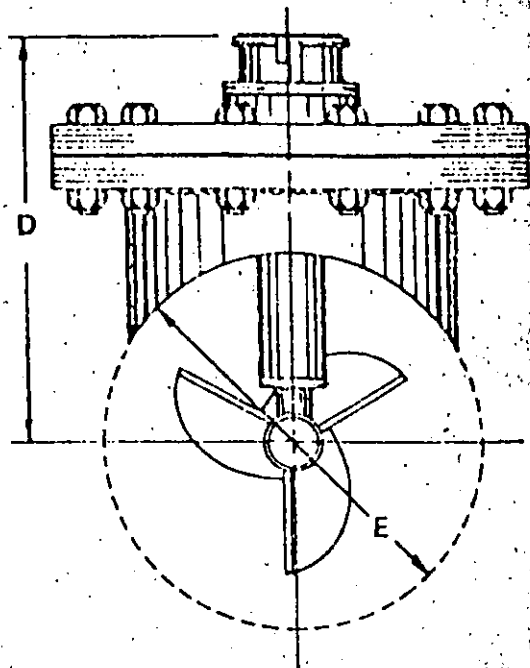
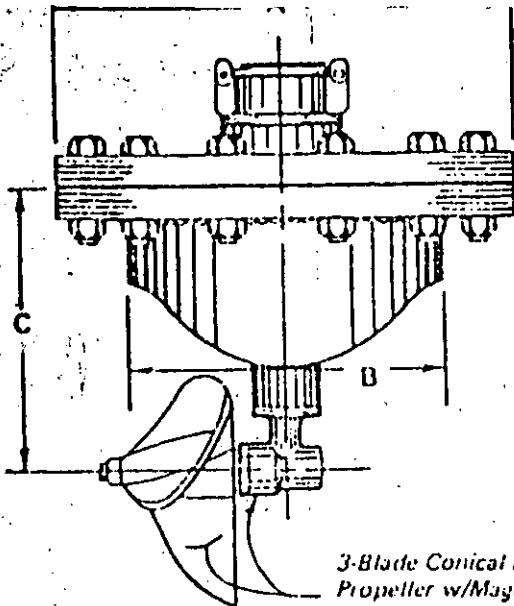


Fig. 13 Medidores de Hélice



3-Blade Conical Plastic Propeller w/Magnetic Drive To Hermetically Sealed Gearbox

METER SIZE	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"	36"
A	8-5/8"	11"	11"	11"	13-1/2"	17"	17"	17"	17"	17"	17"
U	6-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	10-3/4"	14"	14"	14"	14"	14"	14"
C	5-1/16"	6-1/16"	7-1/8"	8-1/8"	8-3/4"	10"	11"	12"	14"	17"	20"
D	8-1/2"	9-1/2"	10-3/4"	11-3/4"	12-1/4"	14-1/8"	15-1/8"	16-1/8"	18-1/8"	21-1/8"	24"
E	6-5/8"	8-5/8"	10-3/4"	12-3/4"	14"	16"	18"	20"	24"	30"	36"
SHIPPING WEIGHT	50 #	55 #	60 #	65 #	85 #	130 #	145 #	155 #	170 #	195 #	220 #
NORMAL FLOW RANGE - U.S. GPM	90 - 900	100 - 1200	125 - 1600	150 - 2250	250 - 3000	350 - 3800	450 - 4500	500 - 5500	700 - 8000	1200 - 12000	1500 - 15000

ACCURACY & HEAD LOSS CURVES

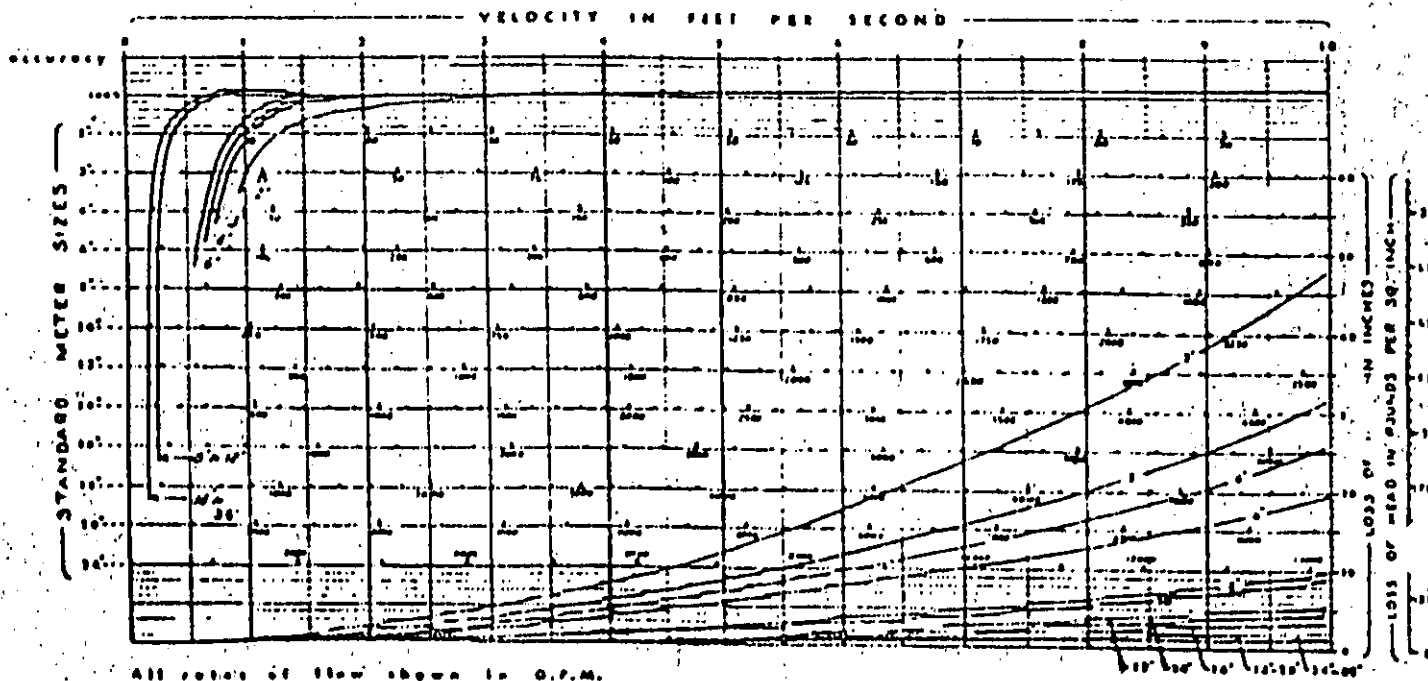
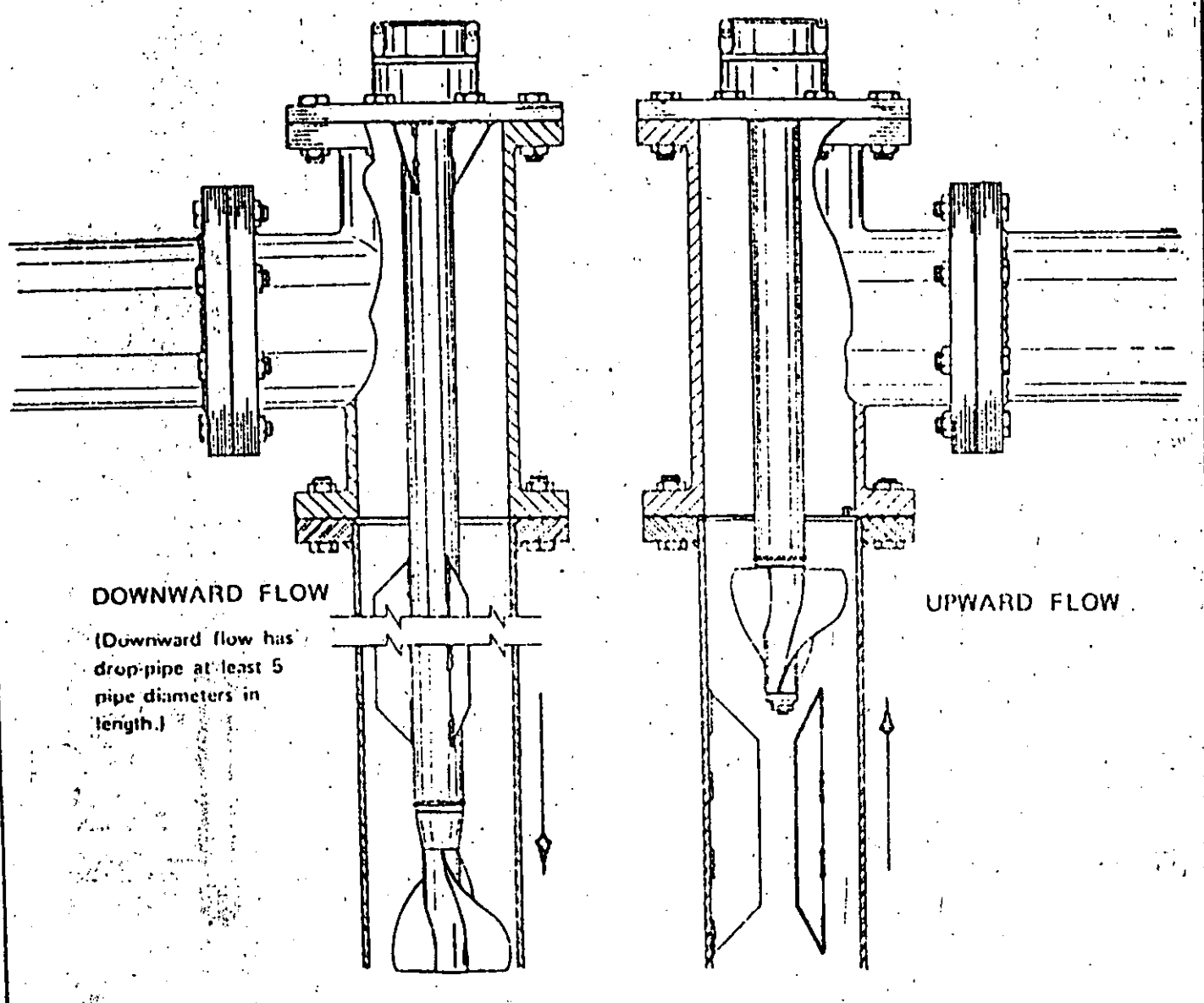


Fig. 14 Medidores de Hélice



WARRANTY: MUESCO warrants its meters and accessories to be free from defects in material and workmanship for a period of one year from date of shipment. Any Rate-A-Flow meter or part found to be defective within such period will be repaired or replaced, without charge, or the purchase price refunded upon return to the factory, transportation charge prepaid.

Fig. 15 Medidores de Hélice

PRINCIPLES OF VORTEX SHEDDING

FLOW MEASUREMENT BY VORTEX SHEDDING

Eastech flow transmitters measure flows of liquids and gases with a unique combination of accuracy, operating range, dependability and economy by employing the technique of vortex shedding - a simple and long-known method that has become practical as a result of Eastech's development work on primary element design and vortex sensing methods.

THE VORTEX SHEDDING PHENOMENON

Vortex shedding is the name given to the natural effect that occurs when a gas or a liquid flows around a blunt or non-streamlined object. The flow, unable to follow the shape on its downstream side, separates from the surface of the object, leaving a highly turbulent wake that takes the form of a continuous series of eddies forming and being swept downstream. Each eddy or vortex first grows and then becomes detached or *shed* from the object - hence, the name given to the phenomenon, vortex shedding.

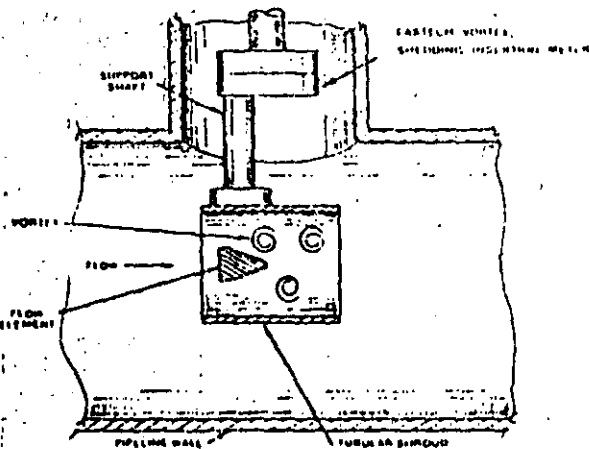
The effect can be seen in the flow around and behind a rock in the bed of a stream or in the fluttering of a flag in the wake generated by the wind and the flagpole.

is determined only by the dimensions of the flow element and the pipeline. It does not depend on fluid gravity, viscosity, pressure or temperature, neither does it depend on whether the fluid is a gas or a liquid.

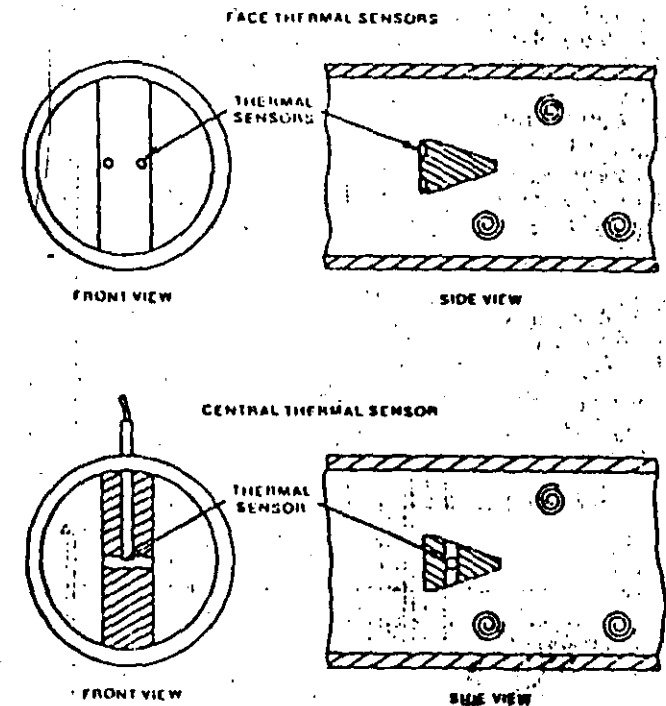
In the 2600 Series Flow Transmitters, sensing of the vortices is carried out using thermal sensors to detect the velocity fluctuations associated with the vortex shedding.

These thermal sensors are resistors whose resistance depends on temperature. When supplied with electrical current, they become self-heated to a temperature slightly above that of the flowing fluid. They then become sensitive to the cooling effect of flow. These changes in flow velocity cause changes in sensor temperature, resistance and voltage.

In one arrangement, two glass-coated sensors are epoxy bonded into the front face of the flow element. The vortex shedding behind the flow element affects the direction of the flow impinging on the face, causing out of phase velocity variations at the sensors. A pre-amplifier takes the difference between the two sensor outputs and amplifies the result to provide a sine wave type signal.



If the vortex-generating object is correctly shaped and placed in a circular shroud with the correct relative dimensions, it forms a primary flow element that generates pulse signals over very wide flow ranges at a frequency proportional to the velocity approaching it. Shown is a preferred geometry used in the meter and the resulting regular flow pattern. The triangular-shaped flow element extends across the tubular shroud of this insertion flow transmitter rather than across the main pipeline as it does in Eastech's full pipeline type meters. The approaching flow separates from the flow element and the vortices form and shed alternately on either side of the triangular shape. As the flow velocity increases, the speed with which each vortex forms and sheds increases at the same rate. As a result, the number of vortices generated per second is directly proportional to the flow velocity. Furthermore, the calibration factor, or pulses per second per foot per second,



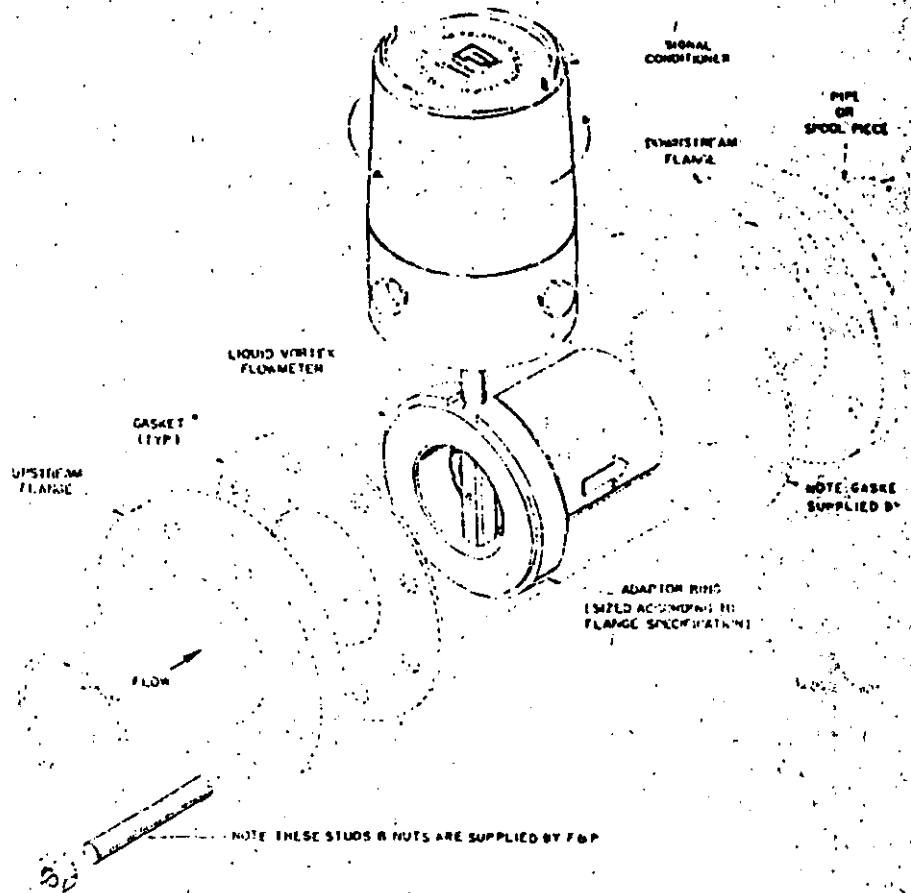
A second arrangement utilizes a passage through the flow element. The generation of the vortices alternately at either end of the passage causes flow to move back and forth across a single, glass-coated sensor welded into a removable sensor assembly pointed through one end of the flow element. In this case, the differential action is provided by the flow itself and only a single channel of the preamplifier is required.

Fig. 16 Sensores Térmicos

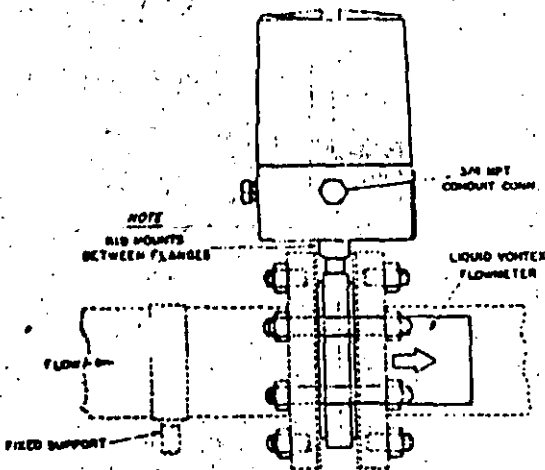
Fig. 2

RECOMMENDED INSTALLATION*	
For upstream configuration	use inlet pipe
After a single elbow	10 dia.
After two elbows in the same plane	10 dia.
After two elbows in different planes	10 dia.
After larger pipe upstream	10 dia.
After smaller pipe upstream (use an elbow or double elbow to break up jet)	10 dia.
After partially opened upstream valve	15 dia.
Before downstream valve or contraction	3 dia.

*Flow straightener is not required.



STANDARD



OPTIONAL

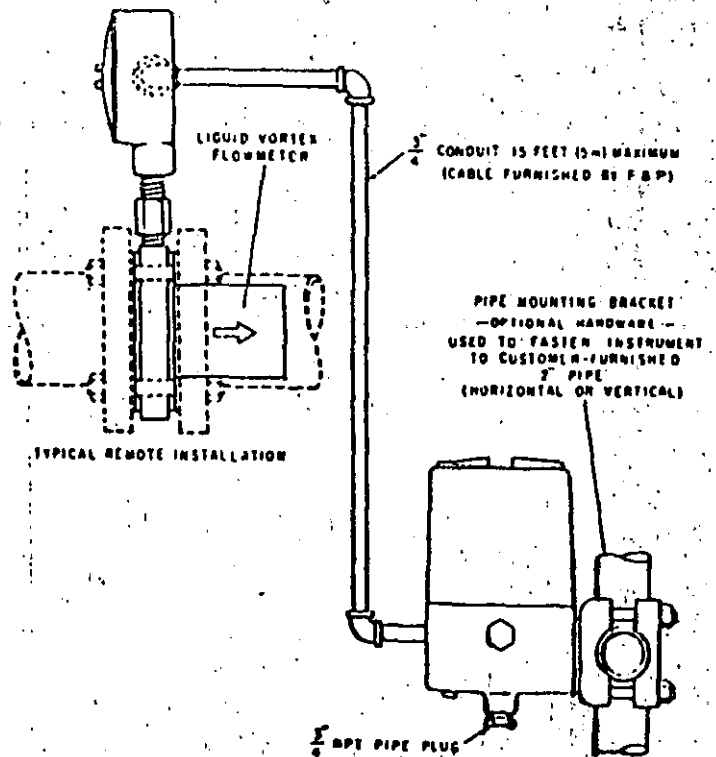


Fig. 17 Sensores Térmicos

Where cost rules out the use of full pipeline size meters ... or where it is necessary to remove the metering element for inspection or pipeline pigging, Eastech insertion meters offer high accuracy and long term dependability.

These meters utilize a shrouded flow element which is inserted into the pipe via a shaft that passes through a sealed mounting flange.

Two basic insertion meters are available: Series 2600 meters with front face thermal or central vortex sensors, and Series 3600 with oscillating disc vortex sensor.

Fixed, adjustable and hot tap versions are available as follows:

Type	2600 Series	3600 Series
Fixed	Model 2610	Model 3610
Adjustable, Hot Tap	Model 2620	Model 3620
High Pressure, Hot Tap	Model 2630	Model 3630
Adjustable	Model 2640	Model 3640

Key Specifications

- Accuracy is $\pm 2\%$ of reading for Reynolds numbers above 5,000 (based on shroud diameter).
- Repeatability is $\pm 0.1\%$.
- Calibration accuracy is $\pm 1\%$.
- For 2600 models, turndown ratios of 10 to 1 and 100 to 1 are standard, up to 200 to 1 optional. Series 3600 insertion meter provide 10 to 1 turndown.
- Fluid temperature range is 300° to 400° F (-185° to $+205^\circ$ C for 2600 series meters; and -450° to 800° F (-270° to $+430^\circ$ C) for 3600 series meters.

APPLICATIONS

Typical applications include process vent gas, custody water services, effluent discharge systems, cooling water systems, utilities and air monitoring systems.

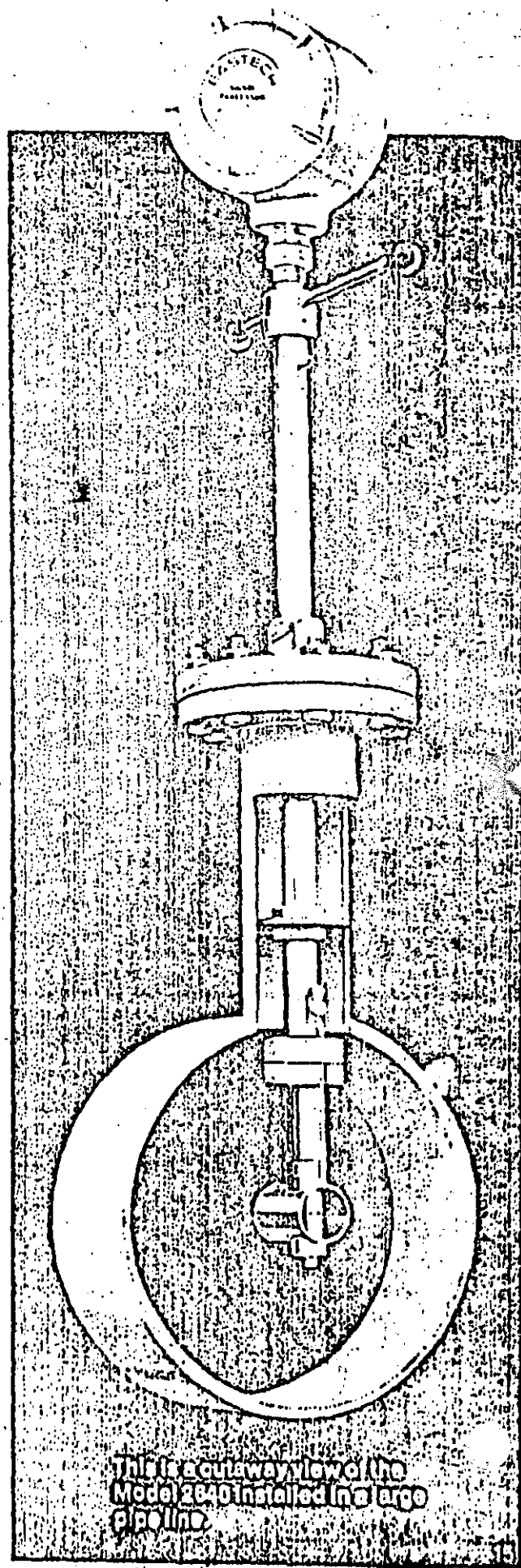
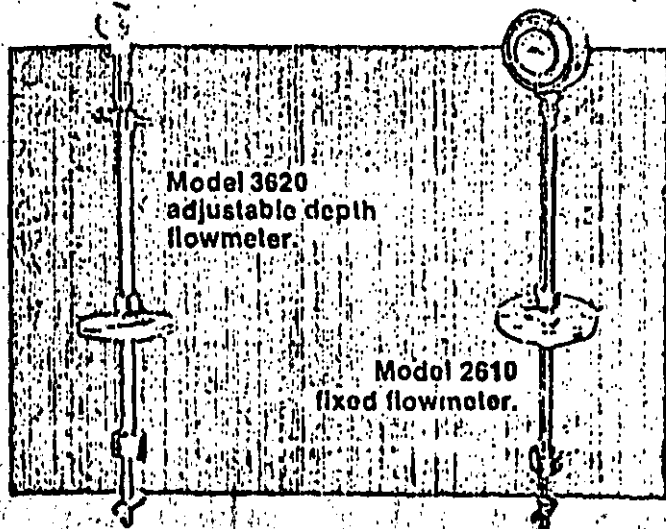
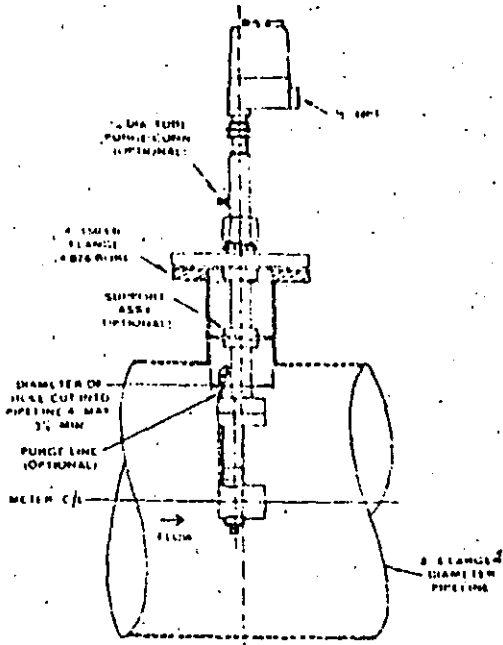
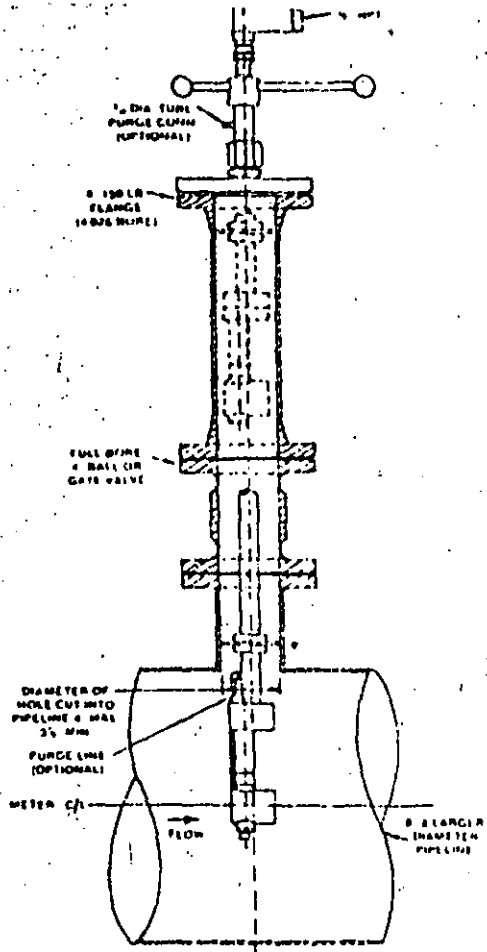


Fig. 18



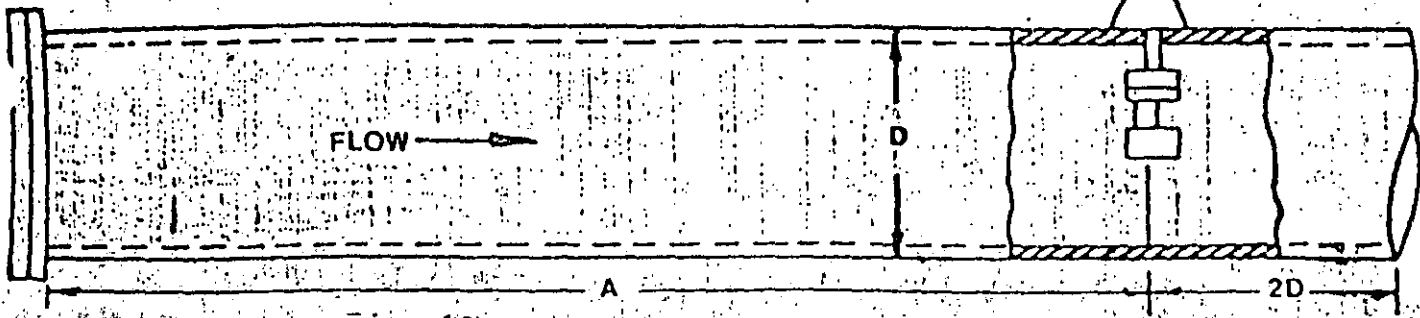
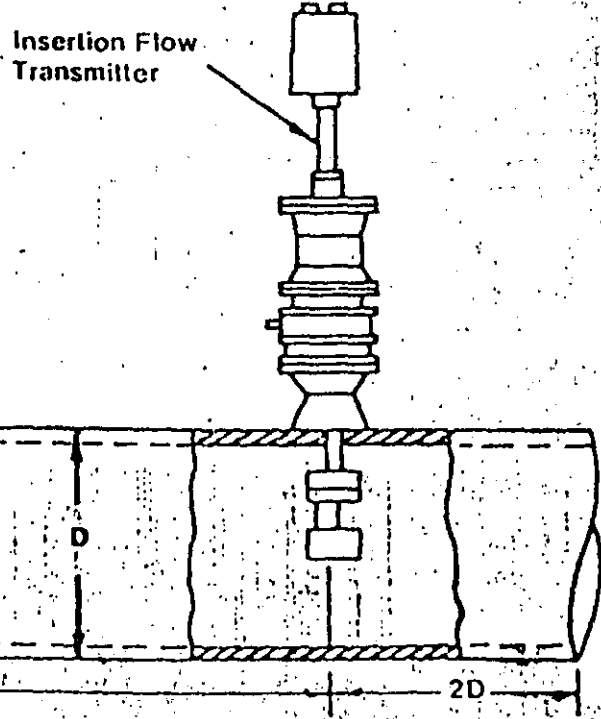
INSTALLATION RECOMMENDATIONS

To insure that an insertion flow transmitter performs to its full capability, it is necessary to provide a straight, unobstructed run of upstream and downstream piping. The values listed in the accompanying table are absolute minimums for the conditions stated. Fifty percent longer upstream runs are recommended whenever circumstances permit. When there are several fittings or unusual obstructions ahead of the transmitter, refer to Eastech for guidance. Use of an adequate amount of straight pipe ensures that the velocity profile entering the transmitter is uniform and free of distortions (See TD-6). Gaskets upstream should not protrude into the flow.

If required, a pressure tap should be located within four pipe diameters upstream of the transmitter, and a temperature tap should be close downstream but not less than two pipe diameters (if not incorporated in the flow transmitter).

In situations where an insertion flow transmitter cannot be located anywhere other than close downstream of a fitting or obstruction, a screened-nozzle arrangement can be provided on the flow element shroud to get a repeatable, but not necessarily accurate output from the instrument. Refer to Eastech for further information and guidance.

Upstream Fitting or Obstruction	Recommended Diameter A Within 4 Diameters
90° Elbow	20 D
Two 90° Elbows Same Plane	25 D
Two 90° Elbows Different Planes	40 D
Reduction in Pipe Diameter	20 D
Expansion in Pipe Diameter	40 D
Valve Partially Closed or Recirculator	50 D



PITOT-TYPE MAGNETIC FLOWMETER

TYPE 10F1430

The 10F1430 Pitot-type Magnetic Flowmeter is an inferential flow measuring device for use in very large pipes, channels or ducts where it is not economically feasible or physically possible to sense the flow of the entire stream. This magnetic flowmeter combines a streamlined design with the unique Short Form Characterized Coil feature to minimize flow velocity profile distortion. It is available in 10-inch size only and is completely submersible.

The output of this unit is a flow modulated carrier at a power frequency in which the amplitude is directly proportional to the flow rate. These output signals are demodulated and converted to standard 4-20 or 10-50 mA dc signals when the pitot-type magnetic flowmeter is used with F&P converters (types 50ED & 50SF) or large case indicators and recorders (type 1100DC).

DESIGN FEATURES

- **SUBMERSIBLE:** Field coils are encapsulated in the lining material affording maximum protection for continuous submergence and exterior damage.
- **STURDY:** Rugged, all-steel body secured to a support suspension and welded to a 24-inch man-hole cover. Carefully designed to withstand normal process stress.
- **REPLACEABLE ELECTRODES:** Electrodes can be field replaced with a minimum of down-time.
- **LOW POWER CONSUMPTION:** New coil design substantially reduces power expenditure.
- **POSITIVE ZERO RETURN:** Available with Fischer & Porter Signal Converter or Large Case Potentiometer.

ENGINEERING SPECIFICATIONS

PERFORMANCE (At Reference Conditions)

Accuracy of liquid velocity thru 10F1430A:
±0.5% for maximum flow velocity 3 to 31

ft/sec. with 51-1100DC, 50ED4000 and 50SF2000 series readouts; 11% for maximum flow velocity of 1 to 3 ft/sec.

OUTPUT: Compatible with F&P types 50ED, 50SF & 1100DC secondaries.

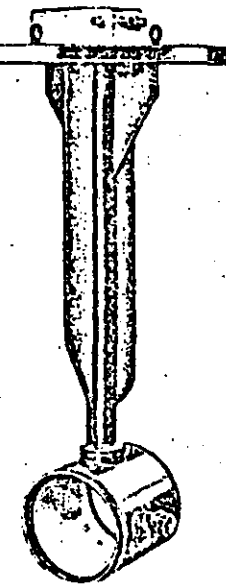
OPERATIONAL LIMITS

Fluids: Water or sewage only
Conductivity: 5 micromhos or greater
Pipe Size: 36 inches in diameter and larger.

CONSTRUCTION

Liner Material: polyurethane or neoprene
Electrodes: 316 stainless steel (optional materials available).
Meter Size: 10" nominal inside diameter.
Recommended Process Pipe Line Size: 36" (minimum).
Support Suspension Length: 15 feet maximum (1 foot minimum).
Flange Size (for adaption to existing connection): 24", 150# ASA rated.

Fig. 20



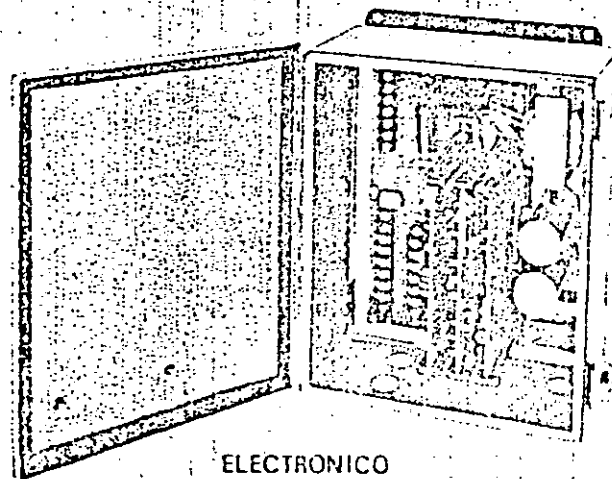
SPECIFICATION

10F1430*

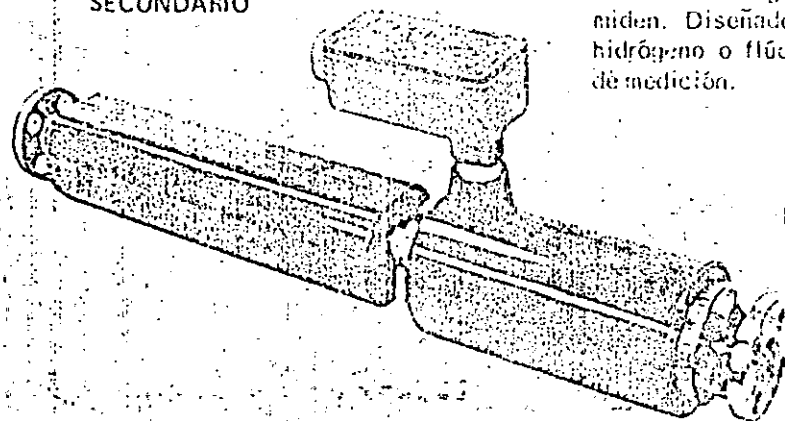
File:
Section
10D

29

MEDIDOR DE FLUJO DE RESONANCIA MAGNETICA



ELECTRONICO
SECUNDARIO



MRF PRIMARIO

**UN NUEVO CONCEPTO
EN MEDICION . . .
NINGUN MECANISMO
DENTRO DEL FLUJO**

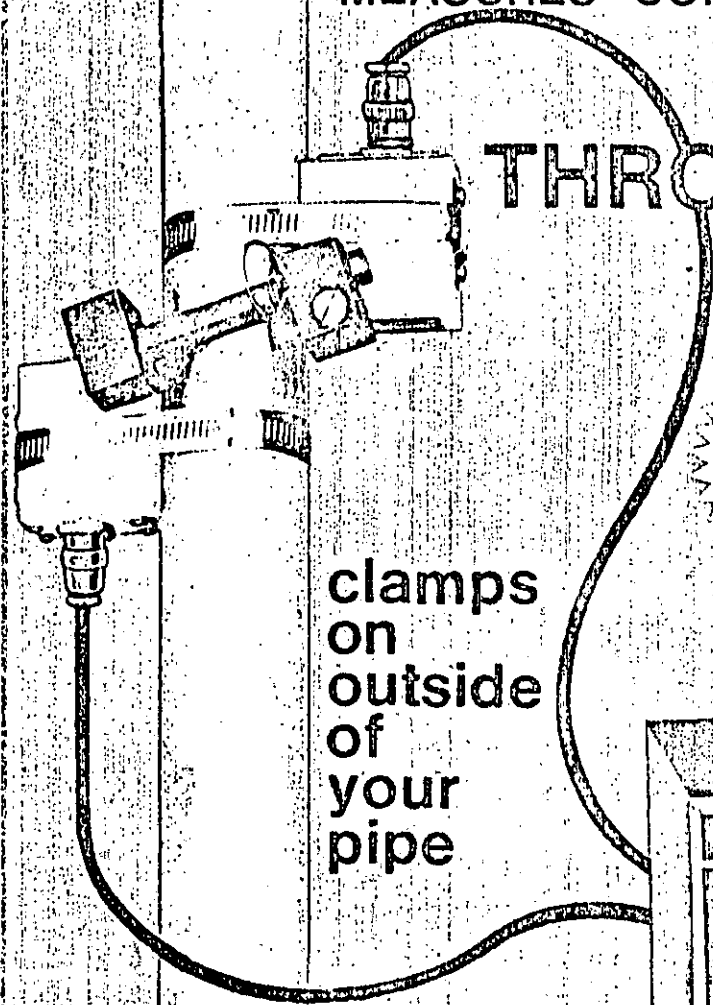
El Medidor de Flujo Badger, de Resonancia Magnética, representa un notable adelanto en la Técnica de medir líquidos. No hay piezas móviles, probadores o rotres en la cámara del flujo que se desgasten, atoren o corroan. La medición se hace por fuera del tubo de flujo utilizando las propiedades de resonancia magnética de los fluidos que se miden. Diseñado para fluidos que contienen hidrógeno o flúor en cantidades susceptibles de medición.

Fig. 21

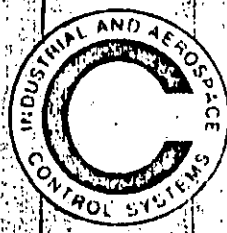
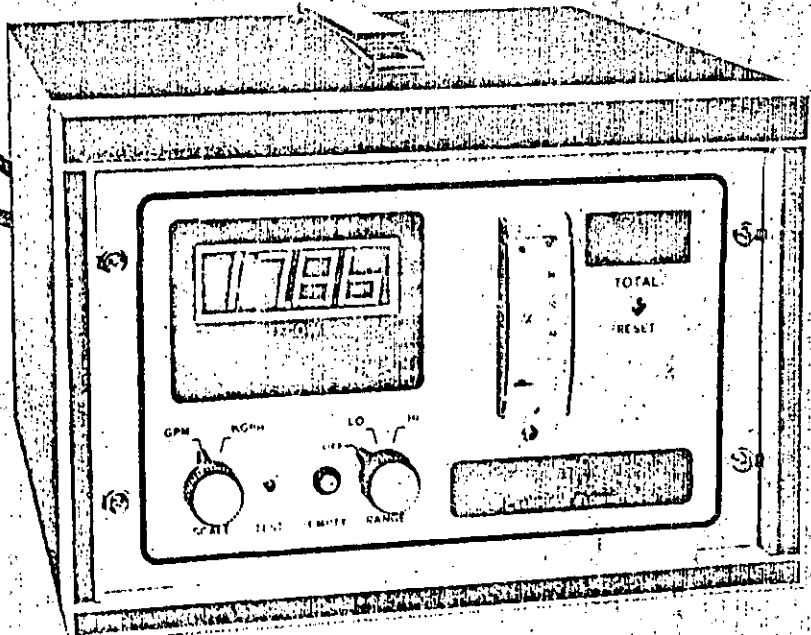
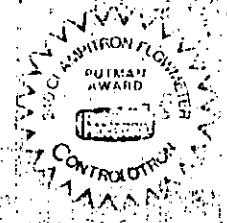
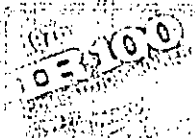
CLAMPITRON FLOWMETER

MEASURES—CONTROLS—TOTALIZES—ALARMS

LIQUID FLOW THROUGH PIPE WALL



clamps
on
outside
of
your
pipe



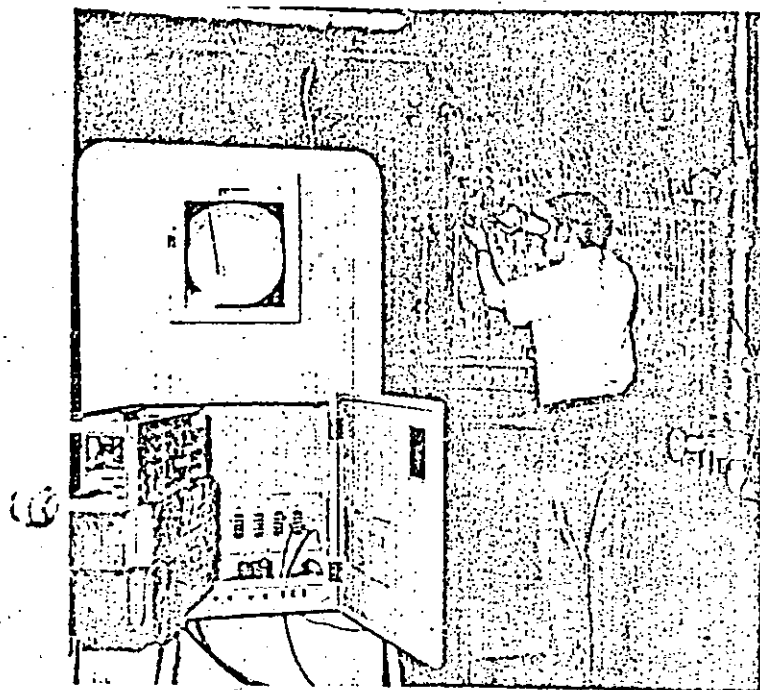
CONTROLOTRON CORPORATION

155 PLANT AVENUE, HAUPPAUGE, L.I., NEW YORK 11787 • (516) 231-3600

Fig. 22

7 MEDIDOR DE FLUJO ULTRASONICO

32



INSTALACION DE UN MEDIDOR DE FLUJO ULTRASONICO
(UNIDAD ELECTRONICA Y REGISTRO EN LA PARTE DELANTERA)

Fig. 23

Mediante un acuerdo bajo licencia, Badger Meter, Inc. comercializa medidores de flujo ultrasónicos para tuberías principales para agua, de diámetros de un pie o mayores. Con este tipo de medidor, dos probadores se amarran alrededor de la tubería, y luego se transmiten ondas ultrasónicas a través de la corriente. El medidor se puede instalar sin costosas pérdidas de tiempo o interrupción del flujo. El gasto se mide al determinar la diferencia en el lapso de tiempo entre las ondas ultrasónicas mientras viajan aguas-arriba y aguas-abajo. Boletín UF-100.

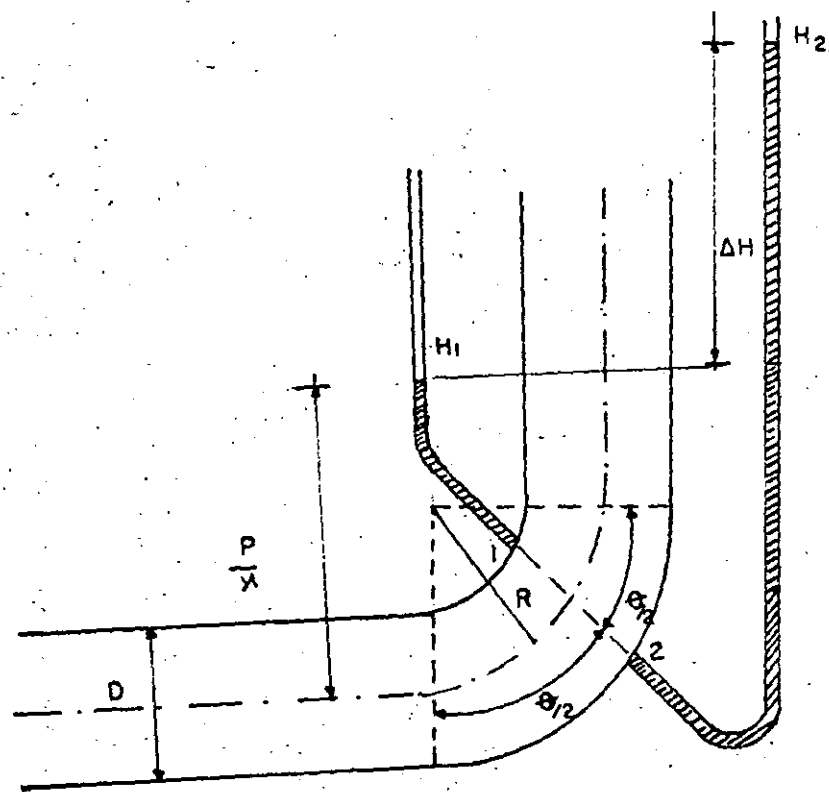


Fig. 24 Medidor de codo



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBEO Y ALMACENAMIENTO

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

SEPTIEMBRE, 1984

10.1 Sistemas de bombeo y almacenamiento.

Puede definirse que un sistema de bombeo y almacenamiento es - aquel que está constituido por una o varias estaciones o plan-
tas de bombeo y por uno o varios tanques de almacenamiento:

Estos sistemas pueden diseñarse para manejar distintos tipos - de aguas con el objeto de satisfacer determinadas necesidades o requerimientos, sin embargo, su uso mas frecuente y amplio - es en los sistemas de abastecimiento. Por lo tanto, las insta-
laciones de bombeo y almacenamiento sólo se ejemplificarán en base a dichos sistemas, teniendo en cuenta que el diseño bási-
co de los volúmenes de almacenamiento se verá mas adelante y - que el diseño de las estaciones o plantas de bombeo así como - la selección de los equipos de bombeo y de control se han vis-
to en otros temas de este curso.

Convencionalmente los sistemas de bombeo y almacenamiento uti-
lizados generalmente en sistemas de abastecimiento pueden cla-
sificarse en primarios y secundarios.

Los sistemas primarios son aquellos que toman el agua de algu-
na fuente de abastecimiento y la descargan en las unidades de
una planta potabilizadora, en algún tanque de almacenamiento o
en una combinación de ambos.

Los sistemas secundarios son aquellos que trabajan con un gas-
to producido por un sistema primario y permiten aumentar la --
presión o el gasto requerido. Estas instalaciones también se -
denominan sistemas de rebombeo, elevadoras de potencial hidráu-
lico o "booster". Las obras que integran estos sistemas pueden

variar desde una simple bomba elevadora de presión colocada - en un conducto generalmente con alimentación constante y de - operación casi siempre automática, hasta un sistema mas o me- nos complejo de tanques de almacenamiento y equipos de bombeo que permitan satisfacer las necesidades del problema por re- solver.

Por lo que toca a los sistemas primarios, de acuerdo con el tipo de instalaciones que los integran, se pueden considerar tres clases de sistemas: con tanque elevado; con bombeo di- recto o "sistema sin tanque" y con tanque a presión o siste- ma hidroneumático. Este último comúnmente sólo se utiliza pa- ra el suministro de agua a pequeños abastecimientos indivi- duales ya sean habitacionales, comerciales o industriales.

1) Sistema con tanque elevado.

Pueden presentarse los siguientes casos que se explican por sí mismos en cada una de las figuras correspondien- tes:

- a) Con planta potabilizadora, Fig. 10.1
- b) Con bombeo directo a través de la red, Fig. 10.2
- c) Con bombeo directo al tanque elevado, Fig. 10.3

Podría quizá tenerse otro caso si en el sistema se tuvie- ran pozos dentro de la red de distribución, pero este ca- so puede asimilarse al presentado en la Fig. 10.2 con la condición adicional de que en estas ocasiones muchas ve- ces conviene hacer el control de la operación de los po- zos de acuerdo con las presiones que se tengan en la zo- na inmediata servida por éstos.

Debe recordarse que el diseño de las instalaciones com--
puestas por un sistema combinado de bombeo y de almacenam
miento depende casi siempre en última instancia de un --
análisis económico comparativo, por lo que deberán estud
diarse las diferentes soluciones que satisfagan las neces
sidades del problema con el objeto de seleccionar la mas
económica.

2) Sistema con bombeo directo a la red o "sin tanque".

Estos sistemas no tienen un tanque de almacenamiento pa-
ra efectuar la regulación de los gastos o las presiones.
(Fig. 10.4) La variación en el gasto de demanda es absorb
bida con el funcionamiento del equipo (ya sea cambiando
su velocidad o aumentando o disminuyendo las bombas en -
operación) el cual entrega el gasto dentro de un rango,
prestablecido de presión.

Estos sistemas generalmente son controlados en forma au-
tomática y si están diseñados y operados adecuadamente -
son bastante confiables, sin embargo, por sus mismas ca-
racterísticas, resultan costosos tanto en su instalación
como en su operación. Por esta razón en nuestro país - -
prácticamente no se usan, excepto en pequeñas instalacion
es para servicio de emergencia.

3) Sistemas con tanques a presión o hidroneumáticos.

Estos sistemas, como antes se dijo, se emplean principalm
mente para abastecimientos individuales de tipo doméstic
co, institucional, comercial o industrial.

Básicamente están integrados (Fig. 10.5) por un tanque cerrado que contiene a presión un cierto volumen de agua y otro de aire en una relación predeterminada dentro de ciertos límites, una bomba y un compresor.

El volumen y presión de agua se mantienen por medio de la bomba y del compresor de manera de satisfacer adecuadamente las necesidades del abastecimiento.

Estos sistemas pueden automatizarse completamente a fin de obtener un servicio satisfactorio y presentan además algunas otras ventajas.

El diseño de una instalación de este tipo consiste simplemente en determinar el tamaño del tanque de presión de acuerdo con los requerimientos de gasto y en definir el tipo y capacidad de la bomba así como la capacidad del compresor en función de las necesidades de gasto y de presión. En la práctica se encuentran varias firmas comerciales que proporcionan dimensiones adecuadas de los equipos al solicitar la cotización para una instalación dada.

10.2 Necesidad de almacenamiento.

En muchas ocasiones, cuando se tiene un sistema de bombeo, es necesario almacenar el agua por diversas razones algunas de las cuales pueden ser:

1. Para agua potable.

a) Equilibrar el suministro y la demanda.

b) Proporcionar agua para necesidades urgentes tales

5
como el uso contra incendio o en caso de averías -
accidentales.

- c) Igualar presiones en el sistema de distribución.
- d) Reducir el consumo de energía eléctrica en las ho-
ras de su máxima demanda.
- e) Igualar el rendimiento de las bombas.

2) Para aguas residuales.

- a) Permitir el trabajo adecuado de los equipos de bom-
beo en una estación de bombeo de este tipo de --
aguas.
- b) Suministrar un gasto constante (hasta donde sea po-
sible) a una planta de tratamiento.
- c) Amortiguar los gastos excesivos de aguas residua--
les (pluviales principalmente) y entregar un gasto
constante y mas pequeño en el punto de disposi- --
ción, con el objeto de reducir la carga contaminan-
te o para evitar descargar a niveles altos en el --
cuerpo receptor.
- d) Reducir al mínimo las fluctuaciones de carga de --
las bombas.

3) Para agua de riego.

Excepto por lo que se refiere al proyecto de las pre-
sas o embalses de almacenamiento para este tipo de --
aguas, generalmente no se acostumbra el disponer de --
almacenamiento en las plantas o estaciones de bombeo
para aguas de riego. En este caso las dimensiones --
del cárcamo fundamentalmente se diseñan para permitir
la instalación de los equipos de bombeo considerados

y para facilitar su operación y mantenimiento. Esto mismo puede aplicarse en el caso en que se tiene un sistema de bombeo para aguas de drenaje agrícola.

10.3 Hidrograma de entrada y salida

Básicamente el diseño de un cierto volumen para almacenamiento de agua se funda en conciliar las leyes de suministro o de entrada y de demanda o de salida, de los gastos de agua que se estén considerando en un problema dado.

Ahora bien, tanto la ley de entrada como la ley de salida pueden ser de tipo uniforme o de tipo variable y la manera más usual de representarlas es por medio de un hidrograma.

Un hidrograma consiste en la representación gráfica de las variaciones de un gasto o flujo con relación al tiempo. En la fig. 10.6 se muestra un hidrograma que representa una ley de entrada o de salida de tipo uniforme y en la fig. 10.7 se muestra el hidrograma que representa una ley de entrada o de salida de tipo variable.

Los hidrogramas pueden trazarse para representar el gasto con relación al tiempo que escurre en una sección de una corriente natural, de un canal, de una tubería, etc. Por tanto, para cualquier tipo o número de conductos que entren o salgan de un determinado volumen de almacenamiento, generalmente un tanque o un cárcamo, se puede conocer el hidrograma respectivo, ya

sea que se determine mediante mediciones directas o que se suponga para fines de diseño.

Si se tiene el hidrograma correspondiente a una sección de un escurrimiento, el área bajo la curva del hidrograma entre dos tiempos representa el volumen de agua escurrido por esa sección en ese intervalo, o sea:

$$\text{Area} = \int_{t_1}^{t_2} Q dt = \text{volumen escurrido entre los tiempos } t_1 \text{ y } t_2$$

Si para dos tiempos de un hidrograma se define un rectángulo cuyos lados coincidan con estos tiempos y que tenga la misma área que la encerrada por el hidrograma, el eje de las abscisas y las ordenadas de los tiempos considerados, la altura de este rectángulo representará el gasto medio de ese escurrimiento (fig. 10.8).

De acuerdo con lo anterior, uno de los usos principales de los hidrogramas es para calcular los volúmenes que pasan por una sección dada de un escurrimiento. Sin embargo, el hidrograma como tal no es útil para conocer como es la variación de los volúmenes acumulados con relación al tiempo, que es lo que nos interesa saber en cuanto a los volúmenes de entrada y salida para el diseño de un tanque o cárcamo de almacenamiento, para esto se acostumbra utilizar la gráfica denominada "curva masa".

La curva masa consiste en una gráfica que representa volúmenes acumulados escurridos en una sección con rela--

ción al tiempo (Fig. 10.9).

Características de la curva masa:

1. La diferencia de ordenadas para dos tiempos dados mide el volumen escurrido en el intervalo (Fig. 10.10), o sea:

$$Y_2 - Y_1 = \text{volumen escurrido entre los tiempos } t_1 \text{ y } t_2$$

2. La pendiente de la tangente en un punto (un instante) de la curva masa representa el gasto en ese momento (Fig. 10.11), o sea:

$$Q = \frac{dv}{dt}$$

por lo tanto, en una curva masa no pueden tenerse pendientes negativas, cuando mucho se tendrán pendientes iguales a cero (recta horizontal).

3. Si se unen dos puntos (dos instantes) de la curva masa mediante una recta, su pendiente representa el gasto medio entre esos dos puntos o momentos (Fig. 10.12), o sea:

$$Q \text{ medio} = \frac{\text{volumen escurrido}}{t_2 - t_1}$$

Cuando en un sistema de bombeo se tiene el caso de un volumen de almacenamiento (tanque o cárcamo) que recibe agua a través de varios conductos de entrada y que además tiene varios conductos de salida para satisfacer diferentes variaciones de demanda, se pueden hacer combinaciones de las curvas masa correspondientes a cada conducto de entrada y de salida, de manera de

sumar por un lado las curvas masa de los conductos de entrada y por el otro las referentes a los conductos de salida, lo que dará como resultado final únicamente dos curvas masa, una para los volúmenes acumulados de entrada y otra los volúmenes acumulados de salida.

La suma de varias curvas masa ya sea para la entrada o para la salida, consiste simplemente en sumar las ordenadas correspondientes a cada una de las curvas para la misma ordenada de tiempo. Los puntos obtenidos con los valores de las ordenadas resultantes de las sumas para los tiempos considerados, definen la curva masa producto de la suma (Fig. 10.13).

10.4 Cálculo del volumen de almacenamiento.

Para el caso de los abastecimientos, los volúmenes requeridos de almacenamiento casi siempre se calculan para efectuar una regulación diaria de los volúmenes de entrada y salida, con la particularidad de que estos volúmenes deben ser iguales, o sea que el volumen diario de entrada debe ser igual al volumen diario de salida a fin de satisfacer adecuadamente las necesidades de la población, y la variación de los gastos de entrada y de salida se acostumbra representar en forma horaria o sea que la unidad de tiempo para el hidrograma o la curva masa correspondiente es una hora.

La SARH fija como especificación el determinar la capacidad del tanque en función del gasto máximo diario y

de la ley de demandas de la localidad, calculándose ya sea por métodos analíticos o gráficos.

Cuando no se conoce la ley de demandas, se puede aceptar la ley de demandas medias, para la República Mexicana según estudios realizados por el Banco Hipotecario y de Obras Públicas, S. A. que se resume en la tabla siguiente:

Hora	Demanda	Hora	Demanda	Hora	Demanda
0 - 1	45	8 - 9	150	16-17	130
1 - 2	45	9 - 10	150	17-18	120
2 - 3	45	10 - 11	150	18-19	100
3 - 4	45	11 - 12	140	19-20	100
4 - 5	45	12 - 13	120	20-21	90
5 - 6	60	13 - 14	140	21-22	90
6 - 7	90	14 - 15	140	22-23	80
7 - 8	135	15 - 16	130	23-24	60

SUMA TOTAL 2400 por ciento horario.

Si la alimentación se efectúa por bombeo, generalmente es continua durante un cierto tiempo, que coincide con turnos o medios turnos de trabajo por facilidad administrativa; pero en todos los casos, conviene estudiar la hora en que debe iniciarse así como su duración, para que resulten mínimos, tanto la capacidad del tanque, como el costo y mantenimiento del sistema.

Si se adoptan las demandas recomendadas por la institución bancaria antes mencionada, la capacidad del tanque según los distintos tiempos de almacenamiento, se encuentran multiplicando el volumen medio horario del día de máximo consumo por los porcentajes indicados en la siguiente tabla:

Horas de alimentación continua.	Alimentación		Porcentaje horario	Capacidad de regulación en porcentaje horario
	Hora inicial	Hora final		
24	0	24	100	405
20	4	24	120	200
16	6	22	150	425
12	6	18	200	795
8	6	14	300	1325

a) Procedimiento analítico para determinar el volumen de regulación.

El cálculo se simplifica auxiliándose con un cuadro en el que se tabulan las horas del día y los porcentajes horarios correspondientes, tanto de la alimentación como las de la demanda. Con los valores de estos porcentajes, se encuentra la diferencia alimentación-demanda, pudiendo ser positivo o negativo; en otra columna, se acumulan algebraicamente estas diferencias. De esta columna, se buscan los valores positivo y negativo máximo para sumarlos en valor absoluto; este resultado es el porcentaje horario que se multiplica por el volumen medio horario para obtener la capacidad de regulación del tanque, El valor positivo del porcentaje representa la parte de la capacidad que debe tener el tanque para almacenar

el agua que le llega y el negativo la parte adicional para que se efectue el funcionamiento sin deficiencias.

b) Procedimiento gráfico para determinar volúmenes de regulación.

El procedimiento es similar al utilizado en el análisis de funcionamiento hidráulico de un vaso de almacenamiento. Se representan las leyes de demanda y de alimentación en un sistema coordinado tiempo-volumen acumulado y se hace que la ley de alimentación sea tangente a la demanda en sus puntos más sobresalientes. El volumen de regulación se encuentra por el valor de la ordenada que está comprendida entre las dos tangentes así halladas. (Fig. 10.14)

Cuando la alimentación es constante durante las 24 horas, está representada por una línea recta que se inicia en el origen del sistema coordinado y termina en un punto cuyas coordenadas son 24 horas - volumen diario.

Para el caso de que se tengan menos de 24 horas de alimentación, se procede a representar esta ley iniciándola en el origen de los ejes coordinados para moverla paralelamente hasta encontrar el volumen mínimo, fijándose así la hora inicial y final de dicha alimentación.

El valor del volumen se encuentra sumando la ordenada que a partir del punto inicial de alimentación, corta a la curva representativa de las demandas, con las ordenadas comprendidas entre el punto final de la alimentación y la ley de demandas.

10.5.- Volumen de emergencia.

Este volumen se acostumbra en poblaciones medianas y grandes y tiene como finalidad el asegurar la continuidad del servicio de agua potable en caso de interrumpirse la alimentación al tanque.

Este volumen normalmente es un porcentaje de la capacidad reguladora o bien el correspondiente a cierto tiempo de consumo. Los valores que normalmente se toman son el 25% y cuatro horas respectivamente.

10.6.- Volumen contra incendio.

En localidades de pocos habitantes no se considera el volumen contra incendio por resultar demasiado grande en relación con el netamente de consumo, siendo los motivos económicos los justificativos de suprimir este volumen. Sin embargo la SARH, establece dentro de sus normas técnicas el definir las siguientes capacidades cuando se justifique:

Capacidad adicional del tanque igual a 2 horas o mas de acuerdo al estudio realizado en cada caso del consumo para incendio en m³, siendo el consumo de incendio como el número de hidrantes en uso simultáneo por el gasto por hidrante, de acuerdo con la siguiente tabla:

Población miles de habitantes	Hidrantes de incendio de uso simultáneo lps	Localización del hidrante
De 20 a 50	2 de 12.6	uno en el punto mas alejado al punto de alimentación y otro en la zona comercial

Población miles de habi- tantes	Hidrantés de incendio de uso simultáneo lps	Localización del hidrante
De 50 a 200	1 de 31.6	Uno en la zona co- mercial o en el -- punto mas alejado de la red.
Mas de 200	2 de 31.6	Uno en la zona co- mercial y otro en el punto mas aleja do al punto de ali- mentación.

La presión mínima en cualquier hidrante no será menor a 3 m y el diámetro mínimo deberá ser de 4".

OPERACION: Los detectores de nivel en el tanque de agua potable operan las bombas de bajo impulso y las alarmas de alto y bajo nivel en este tanque. Los detectores de presión operan las bombas de alto impulso y la alarma de nivel alto o bajo en el tanque elevado.

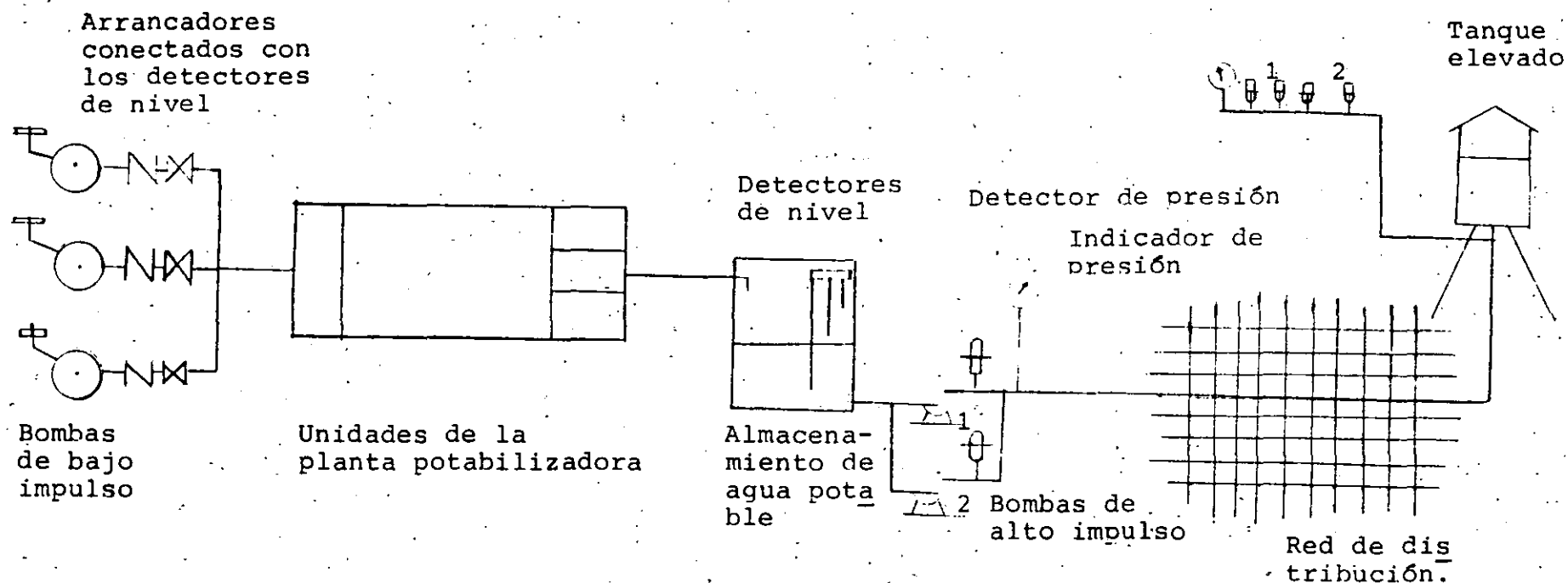


Fig. 10.1 Esquema muy simplificado de un sistema de bombeo-almacenamiento con tanque elevado y planta potabilizadora.

OPERACION:
Los detectores de presión operan a control remoto el equipo de bombeo.

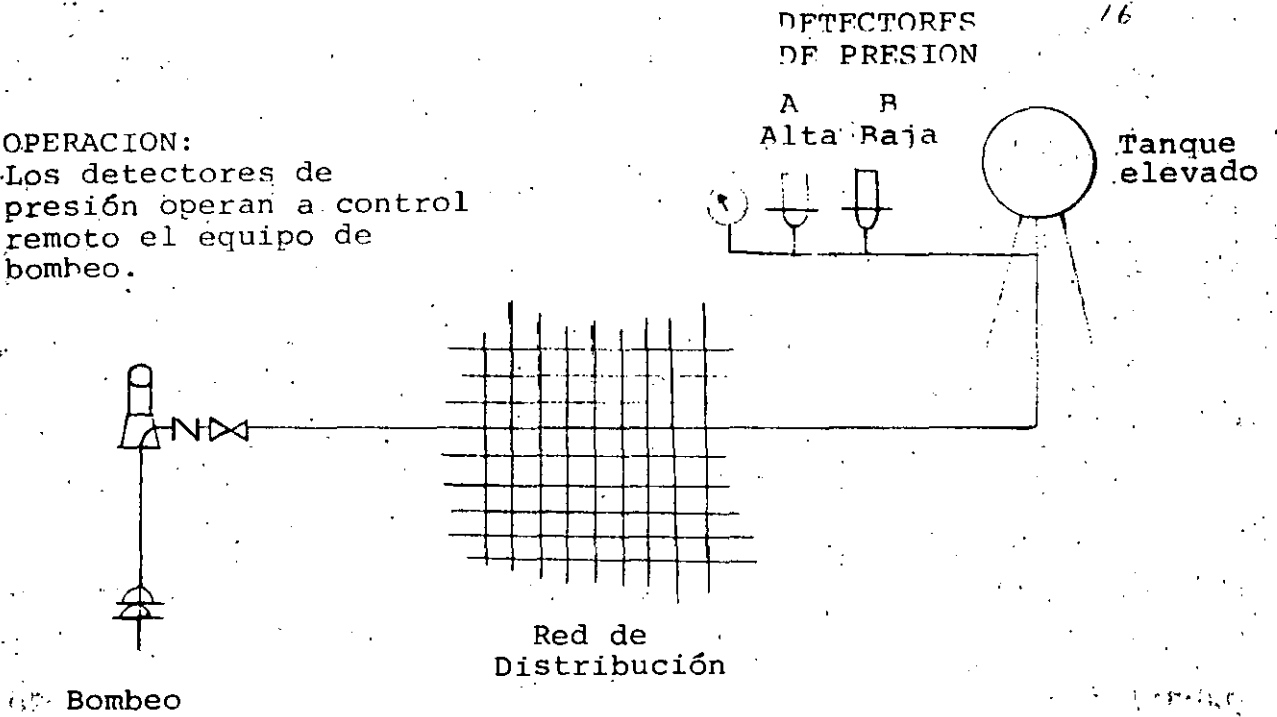


Fig. 10.2 Sistema bombeo-almacenamiento con tanque elevado y bombeo directo a través de la red.

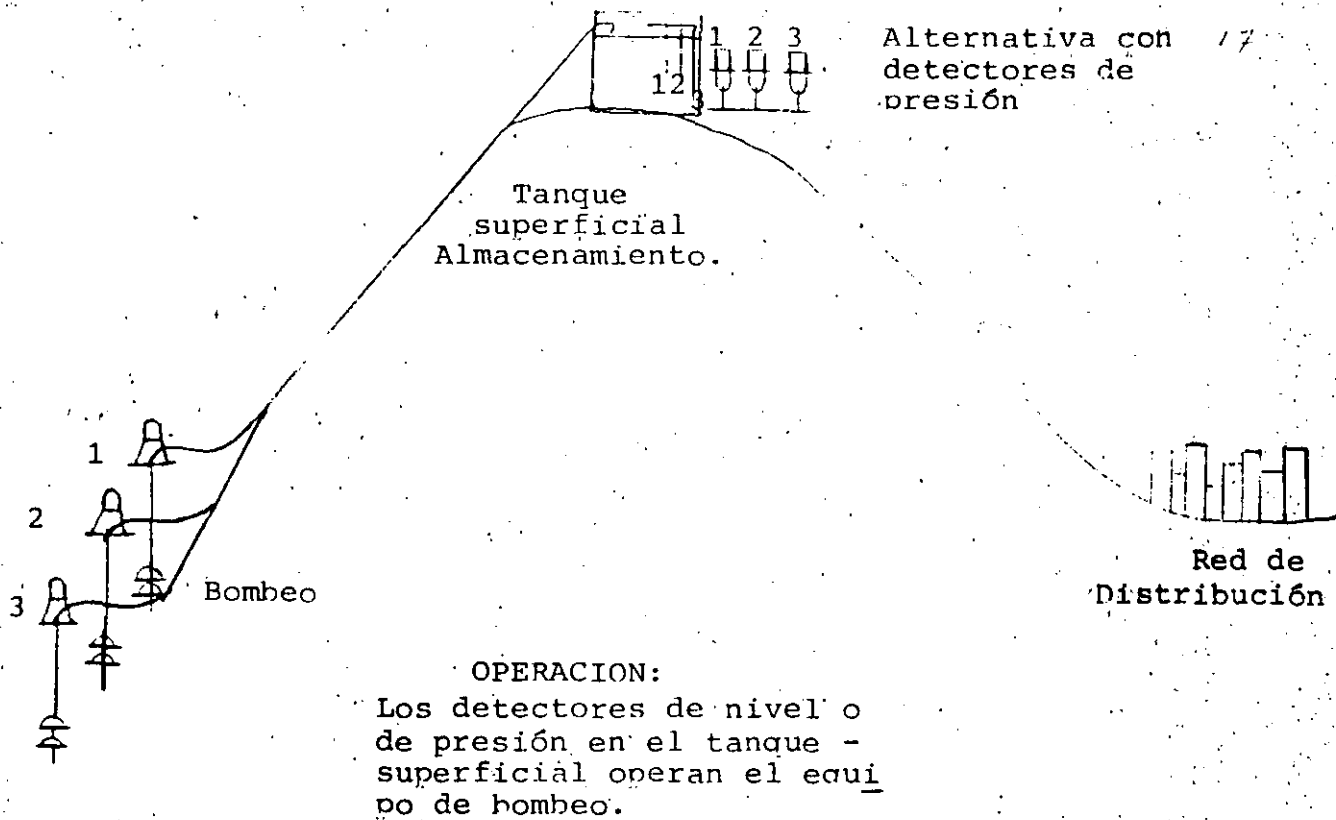


Fig. 10.3 Sistema de bombeo-almacenamiento con bombeo directo al tanque elevado (en este caso es superficial).

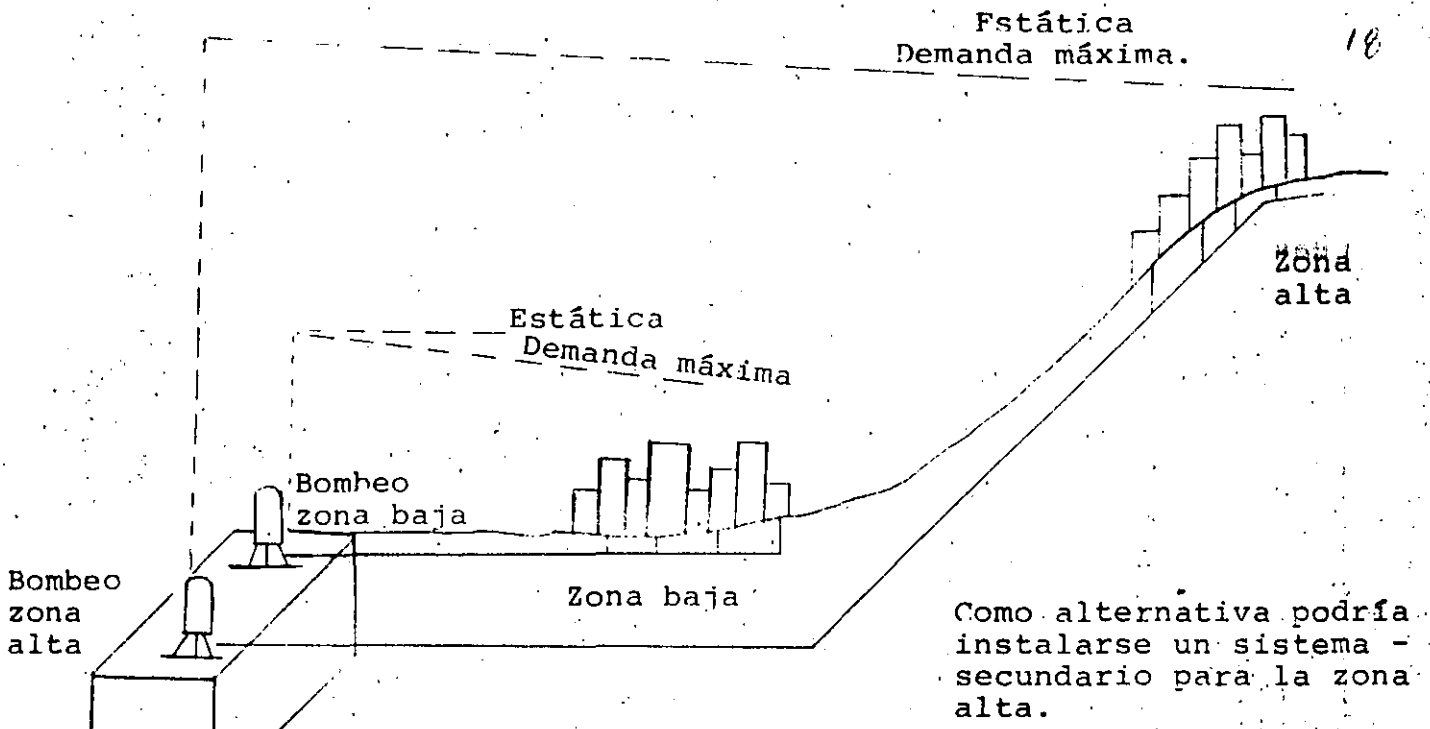


Fig. 10.4 Sistema de bombeo-almacenamiento con bombeo directo a la red de distribución.

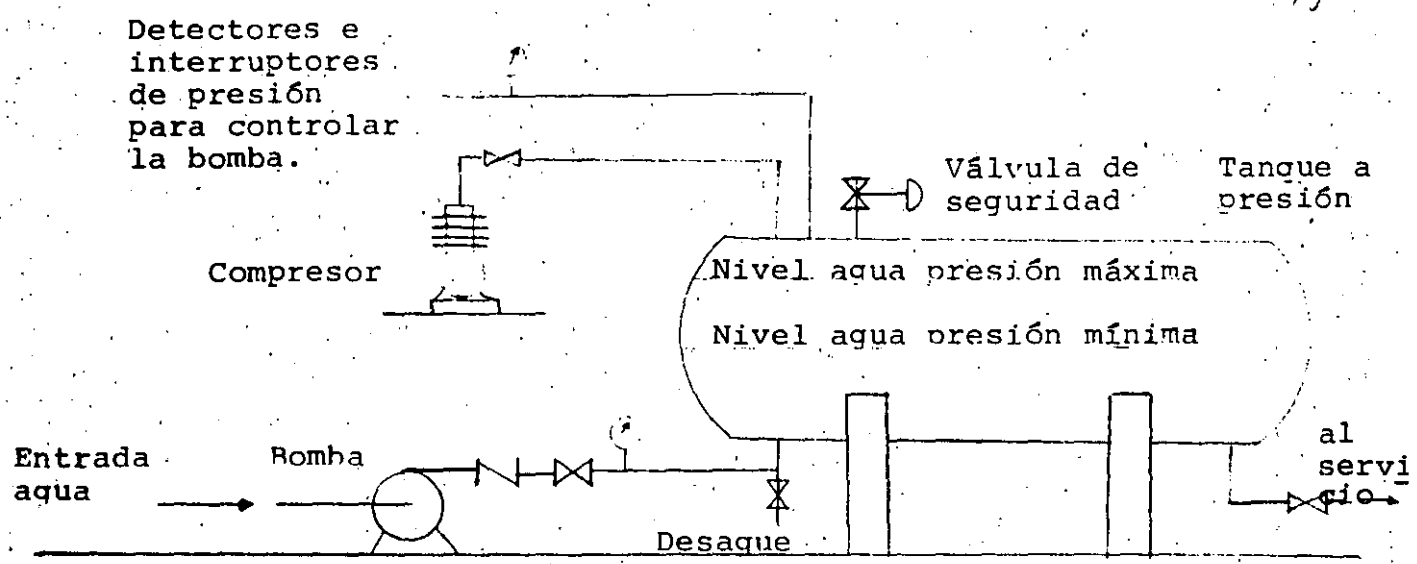


Fig. 10.5 Sistema hidroneumático.

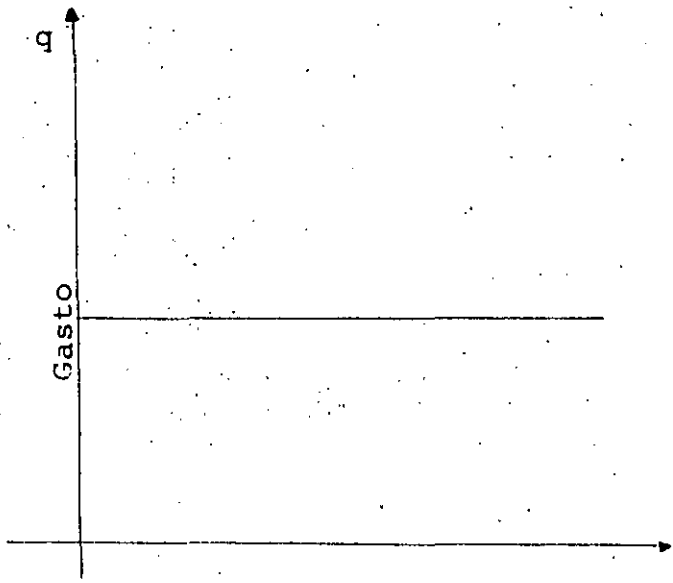


Fig. 10.6 Hidrograma para gasto uniforme

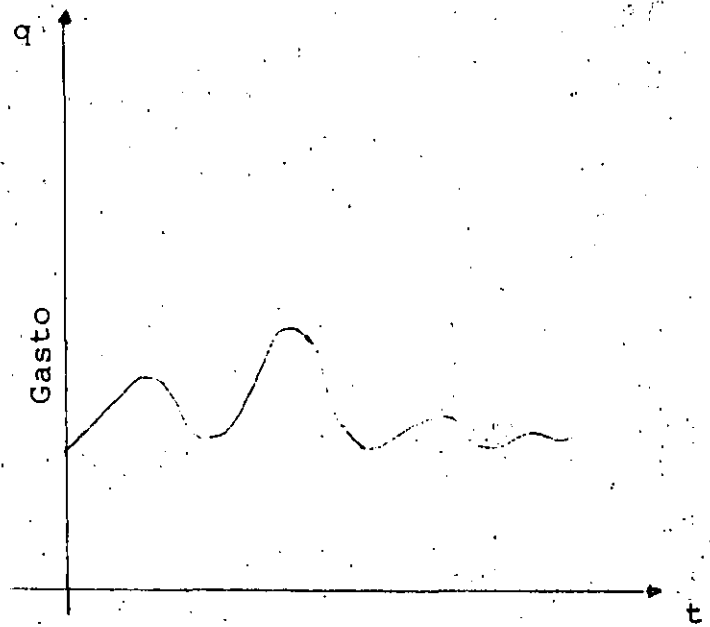


Fig. 10.7 Hidrograma para gasto variable

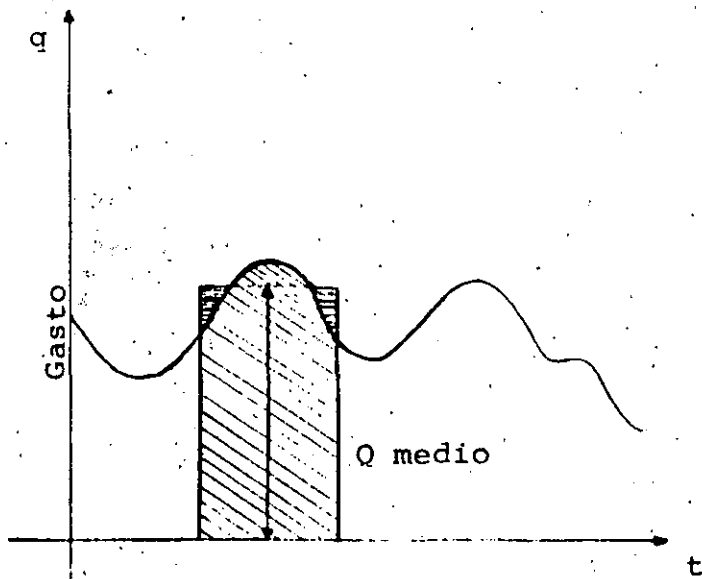


Fig. 10.8 Determinación del gasto medio entre dos tiempos para la sección considerada, mediante igualación de áreas.

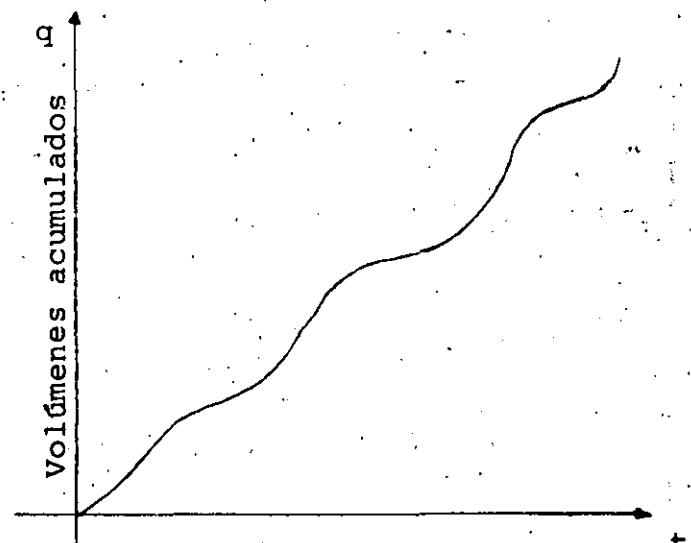


Fig. 10.9 Diagrama de Rippl o curva masa

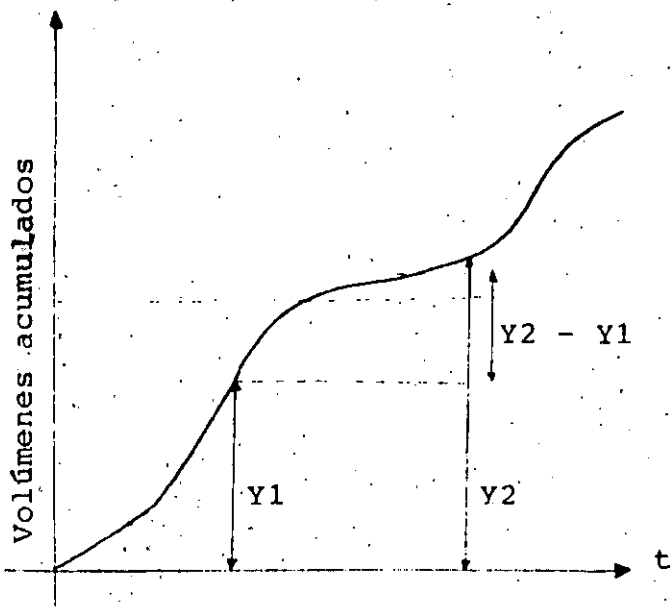


Fig. 10.10 Volumen escurrido en un intervalo de tiempo.

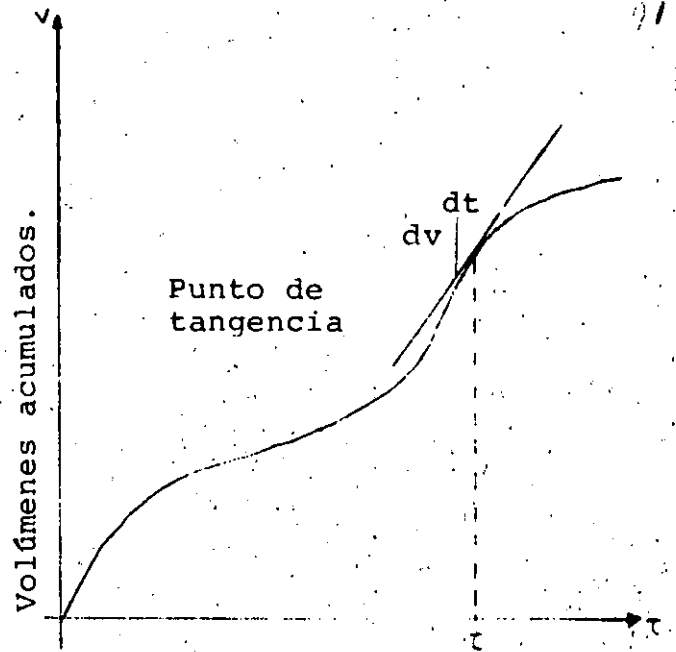


Fig. 10.11 La pendiente de la tangente en un instante de la curva masa representa el gasto en ese instante.

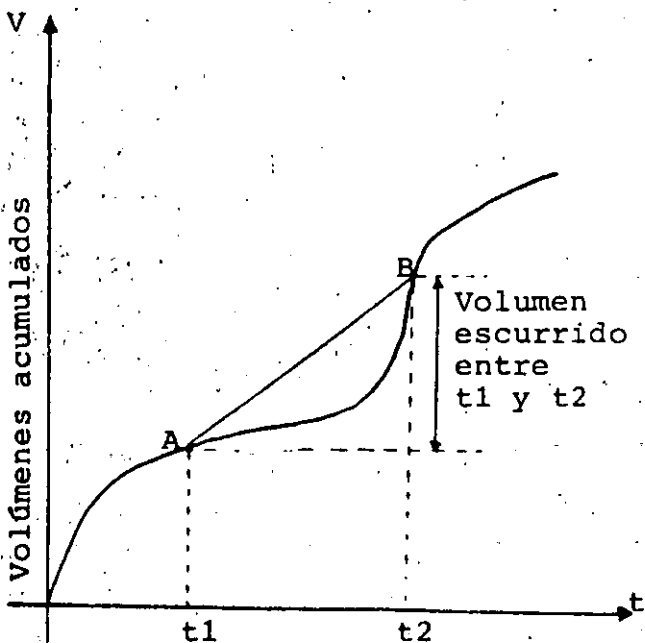


Fig. 10.12 La pendiente de la recta AB representa el gasto medio entre los instantes t_1 y t_2 .

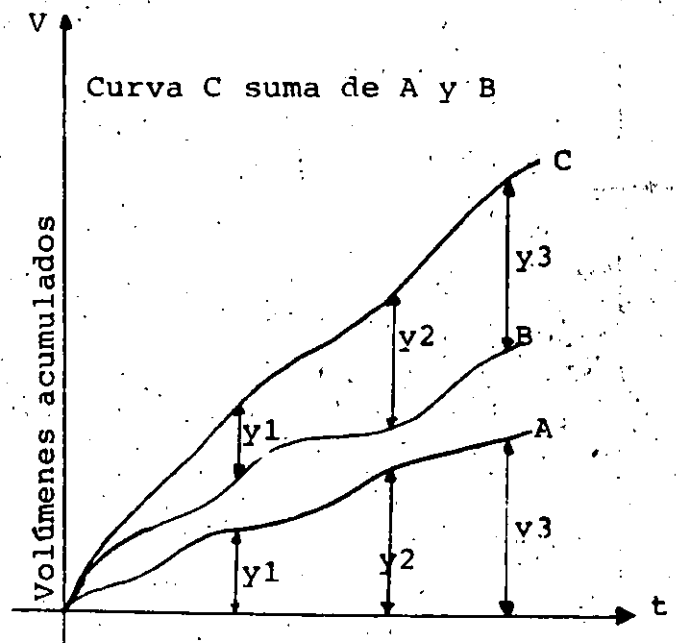


Fig. 10.13 Suma de curvas masa.

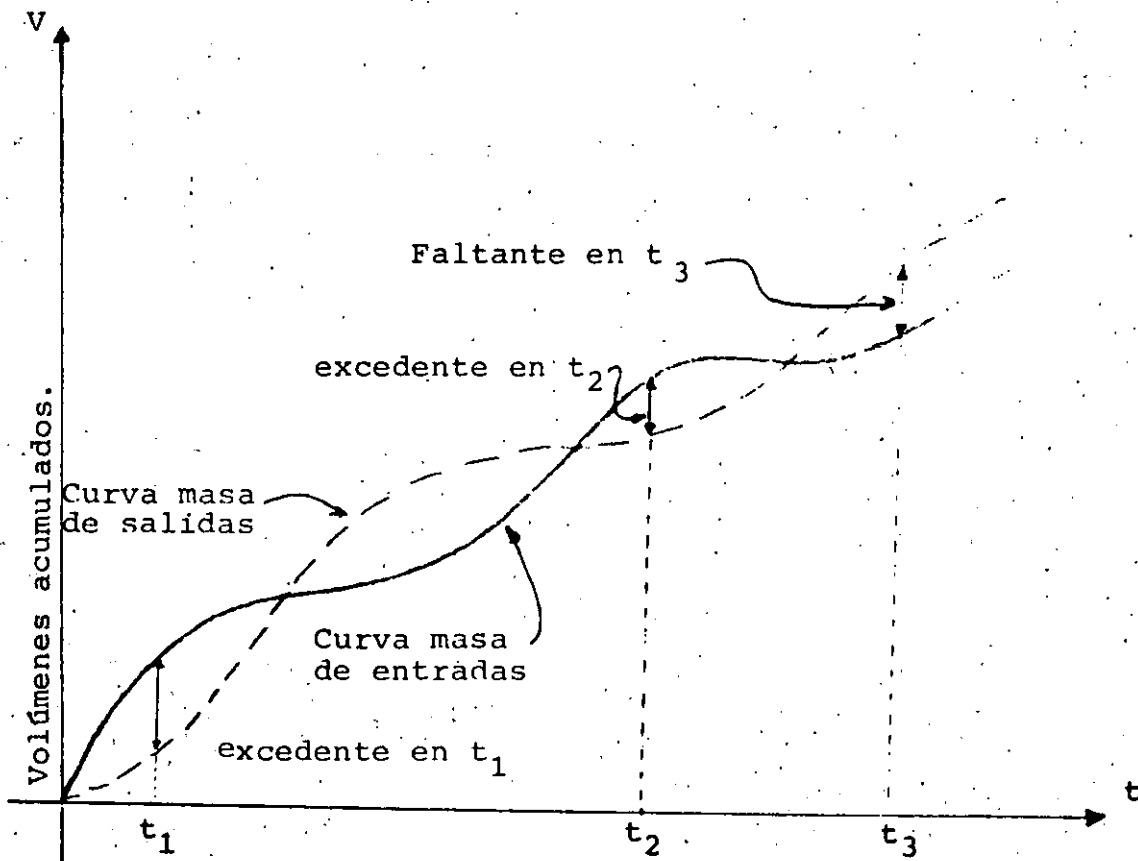


Fig. 10.14 Combinación de curvas masa de entradas y salidas



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

EQUIPO DE BOMBEO, APLICACIONES PRACTICAS

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

SEPTIEMBRE, 1984

EQUIPOS DE BOMBEO

APLICACIONES PRACTICAS.

Por: Ing. Federico Alcaraz L.

1) INSTALACIONES

Antes de iniciar cualquier instalación debemos estar conscientes de los materiales que emplearemos.

1.1) Tuberías.

- En los anexos 5101 y 5102 se detallan las propiedades de las tuberías de acero y sus accesorios.
- En el anexo 5103 se detallan las propiedades de la tubería de cobre.
- En los anexos 5115, 5116 se detallan las propiedades de la tubería de asbesto cemento.
- En los anexos 5120 y 5121 se detallan las propiedades de las tuberías de P.V.C. y sus accesorios.

1.2) Válvulas.

Hay varias clases de válvulas.

1.2.1) Válvulas de globo. (Fig. 1.2.1).

Se caracterizan por un cuerpo bridado, roscado ó soldado en cuyo centro tiene una cavidad esférica donde está el asiento. Son útiles, pues pueden controlar el gasto, pero sus pérdidas de energía son muy grandes por lo que no se recomiendan en instalaciones importantes.

1.2.2) Válvulas de compuerta (Fig. 1.2.2)

Que consisten en un cuerpo que puede ser obstruido al bajar o subir un disco. Como dejan libre el paso del agua, sin cambio de dirección, sus pérdidas de energía son bajas. No son adecuadas para controlar el flujo, por lo que casi siempre se usan ó abiertas ó próximas al cierre.

1.2.3) Válvulas de retención (Fig. 1.2.3)

Se usa para permitir el flujo en un solo sentido sin permitir, automáticamente, el retorno del fluido. Las más comunes son las de columpio y las de asiento móvil. Es importante cuidar la dirección y la posición (horizontal ó vertical) de la válvula pues no son intercambiables.

1.2.4) Válvulas macho. (Fig. 1.2.4)

Consisten en un cuerpo atravesado por una espiga la que tiene un agujero con un diámetro igual al de la válvula. La espiga puede girar de manera que el agujero quede alineado o nó con la válvula, permitiendo así el control del flujo.

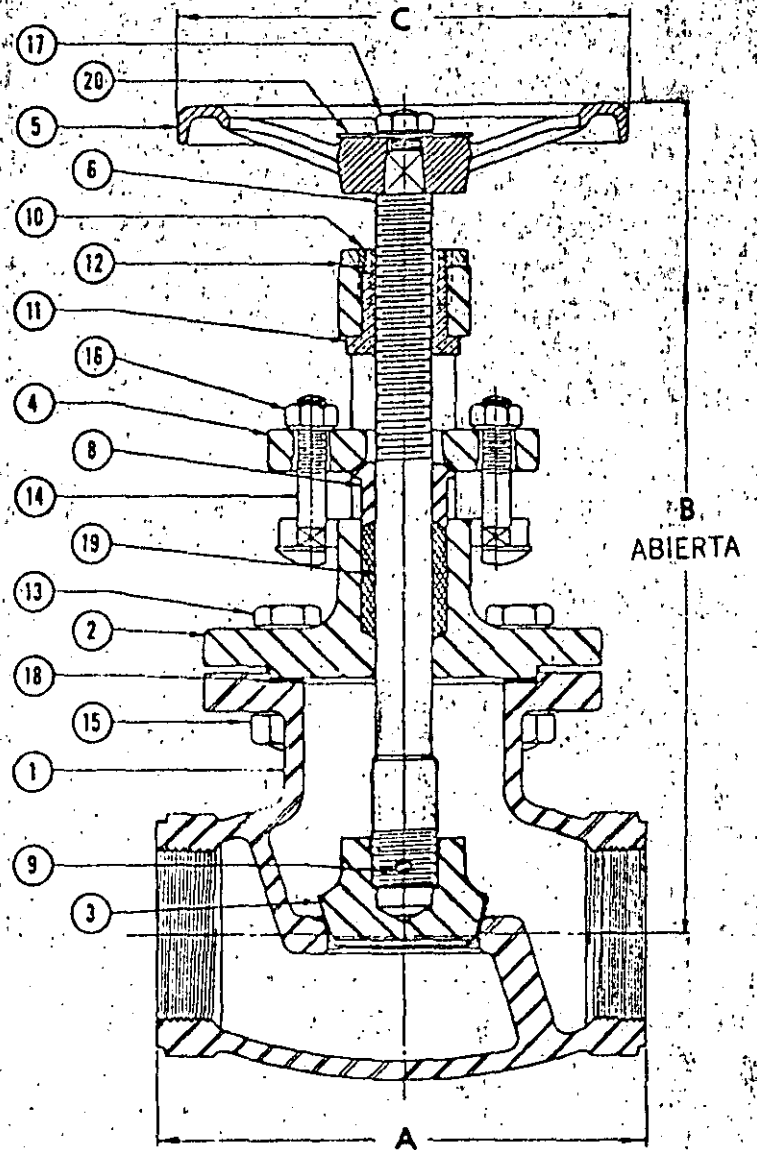
Estas válvulas son económicas y sirven también para controlar el flujo. Son muy recomendables, entre sus variedades se encuentra:

- La válvula de bola: con la espiga en forma esférica.
- La válvula macho lubricada: que se puede engrasar interiormente lo que la hace perfectamente estanca.

1.2.5) Válvula de mariposa (Fig. 1.2.5)

LISTA DE PARTES

- 1 CUERPO
- 2 BONETE
- 3 DISCO
- 4 PRENSA ESTOPA
- 5 VOLANTE
- 6 VASTAGO
- 8 ESTOPERO
- 9 PERNO DISCO
- 10 PERNO DEL YUGO
- 11 YUGO
- 12 TUERCA DEL YUGO
- 13 TORNILLO BONETE
- 14 TORNILLO ESTOPERO
- 15 TUERCA BONETE
- 16 TUERCA ESTOPERO
- 17 TUERCA VOLANTE
- 18 JUNTA
- 19 EMPAQUE
- 20 PLACA DE IDENTIFICACION

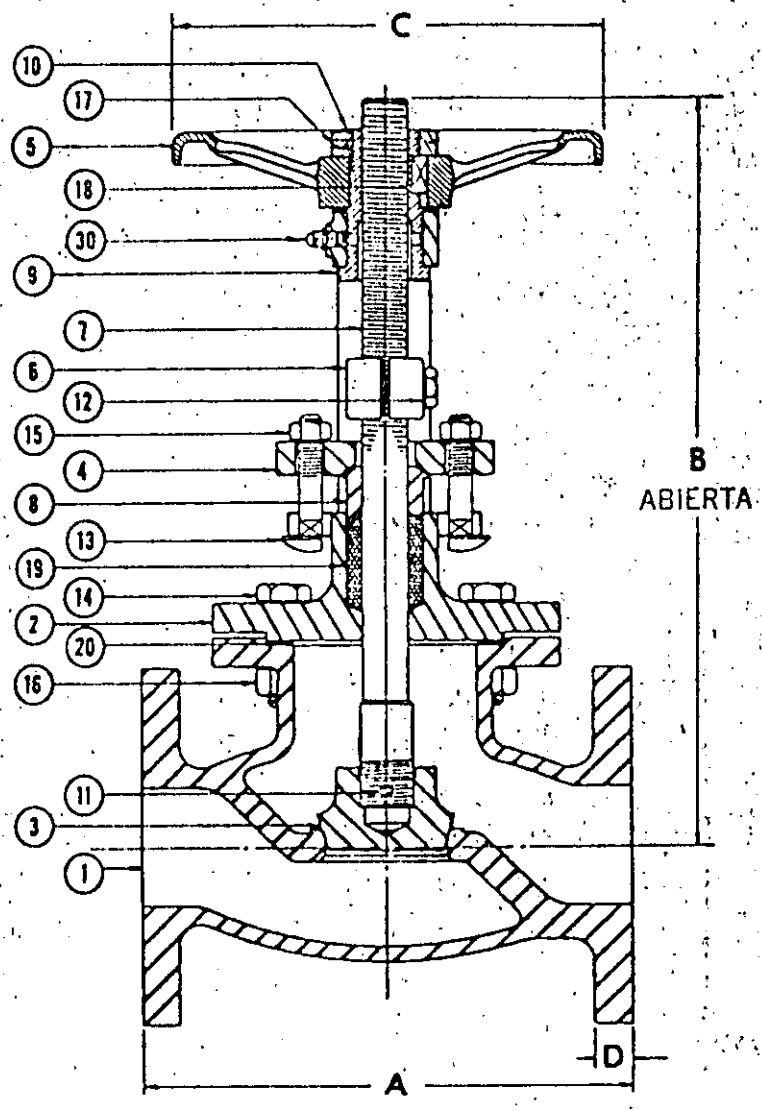


VALVULA DE GLOBO

Fig. 1.2.1 a

LISTA DE PARTES

- 1 CUERPO
- 2 BONETE
- 3 DISCO
- 4 PRENSA ESTOPA
- 5 VOLANTE
- 6 CUÑERO
- 7 VASTAGO
- 8 ESTOPERO
- 9 YUGO
- 10 TUERCA DEL YUGO
- 11 DISCO PERNO
- 12 TORNILLO CUÑERO
- 13 TORNILLO ESTOPERO
- 14 TORNILLO BONETE
- 15 TUERCA ESTOPERO
- 16 TUERCA BONETE
- 17 PRISIONERO
- 18 VOLANTE CUÑERO
- 19 EMPAQUE
- 20 JUNTA

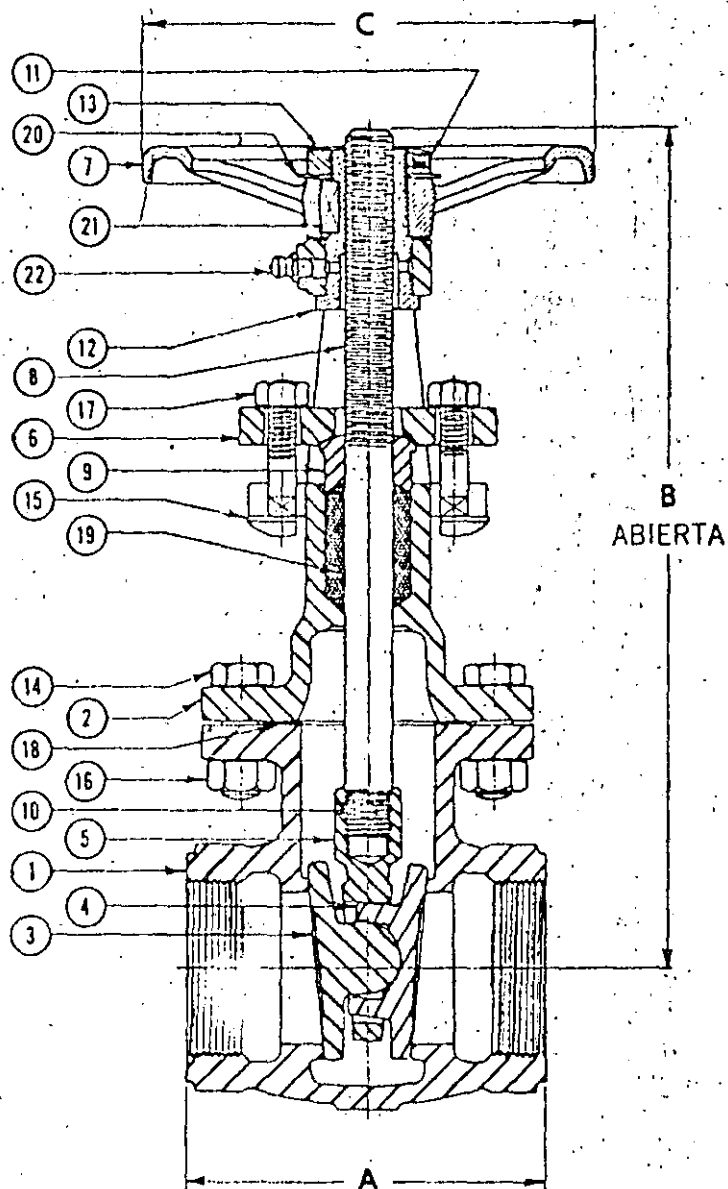


VALVULA GLOBO BRIDADA

Fig. 1.2.1 b.

LISTA DE PARTES

- | | |
|----|-------------------------|
| 1 | CUERPO |
| 2 | BONETE |
| 3 | PORTA COMPUERTA |
| 4 | COMPUERTA MACHO |
| 5 | COMPUERTA HEMBRA |
| 6 | PRENSA ESTOPA |
| 7 | VOLANTE |
| 8 | VASTAGO |
| 9 | ESTOPERO |
| 10 | PERNO |
| 11 | PRISIONERO |
| 12 | YUGO |
| 13 | TUERCA DEL YUGO |
| 14 | TORNILLO BONETE |
| 15 | TORNILLO ESTOPERO |
| 16 | TUERCA BONETE |
| 17 | TUERCA ESTOPERO |
| 18 | JUNTA |
| 19 | EMPAQUE |
| 20 | PLACA DE IDENTIFICACION |
| 21 | CUÑERO VOLANTE |
| 22 | GRASERA |

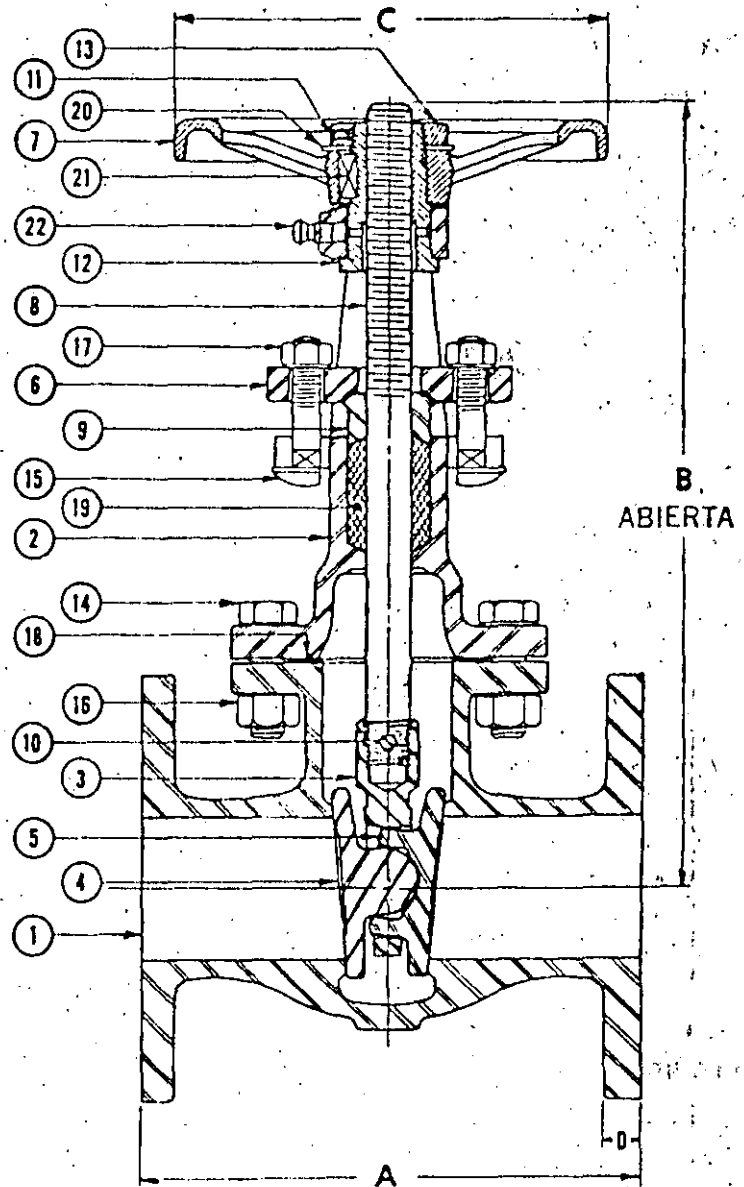


VALVULA DE COMPUERTA

Fig. 1.2.2 a

LISTA DE PARTES

- 1 CUERPO
- 2 BONETE
- 3 PORTA COMPUERTA
- 4 COMPUERTA MACHO
- 5 COMPUERTA HEMBRA
- 6 PRENSA ESTOPA
- 7 VOLANTE
- 8 VASTAGO
- 9 ESTOPERO
- 10 PERNO PORTA COMPUERTA
- 11 PRISIONERO
- 12 YUGO
- 13 TUERCA DEL YUGO
- 14 TORNILLO BONETE
- 15 TORNILLO ESTOPERO
- 16 TUERCA BONETE
- 17 TUERCA ESTOPERO
- 18 JUNTA
- 19 EMPAQUE
- 20 PLACA DE IDENTIFICACION
- 21 CUÑERO VOLANTE
- 22 GRASERA

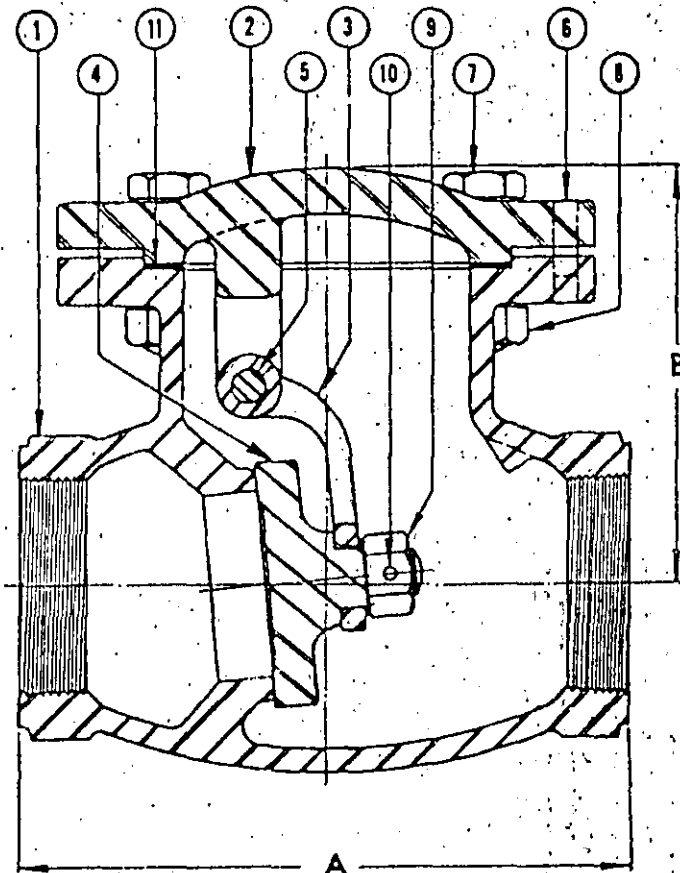


VALVULAS COMPUERTA BRIDADA

Fig. 1.2.2 b

LISTA DE PARTES

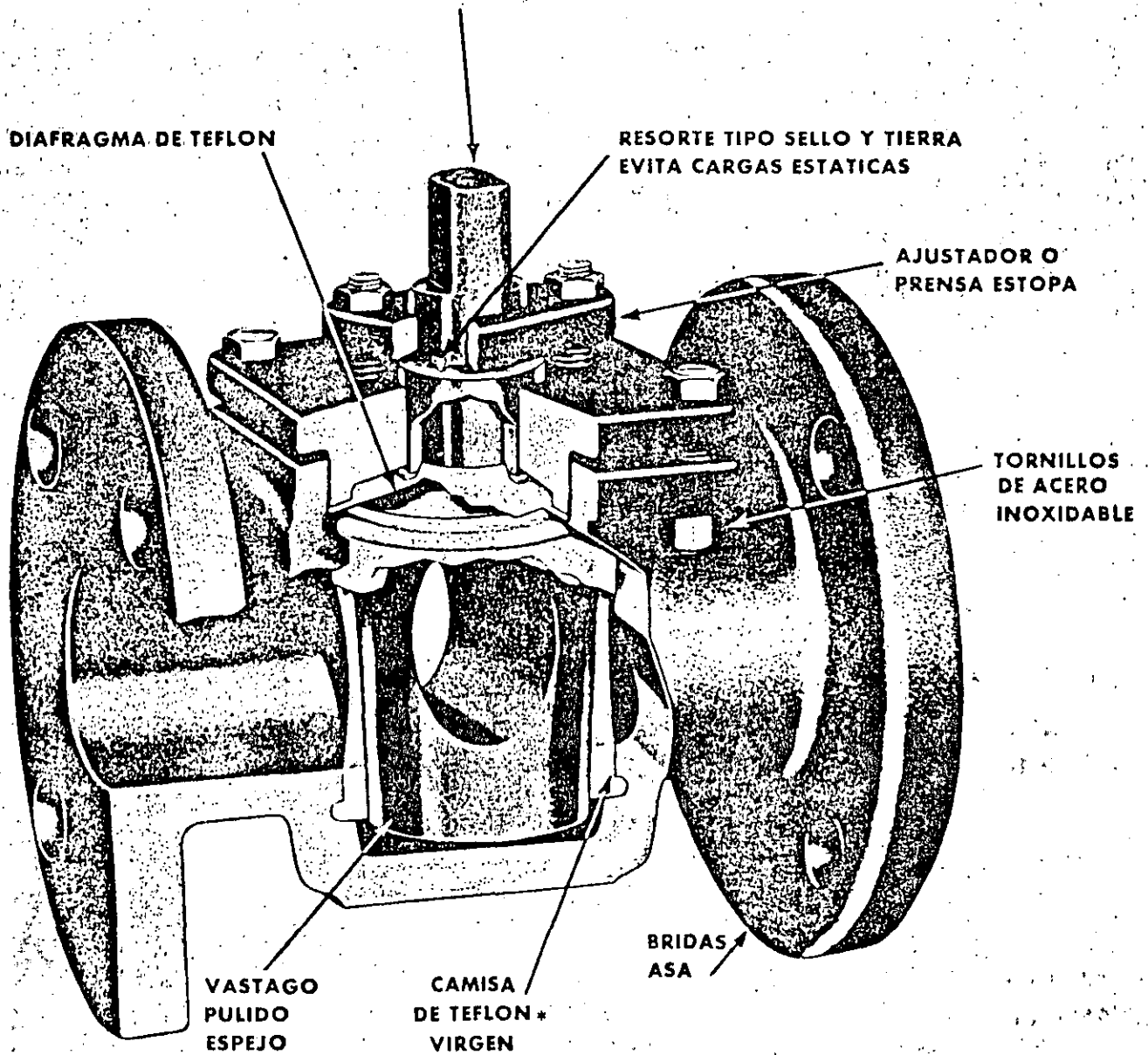
- 1 CUERPO
- 2 TAPA
- 3 BRAZO DISCO
- 4 DISCO
- 5 FLECHA BRAZO
- 6 PERNO TAPA
- 7 TORNILLO TAPA
- 8 TUERCA TAPA
- 9 TUERCA DISCO
- 10 PERNO DISCO
- 11 JUNTA



VALVULA DE RETENCION

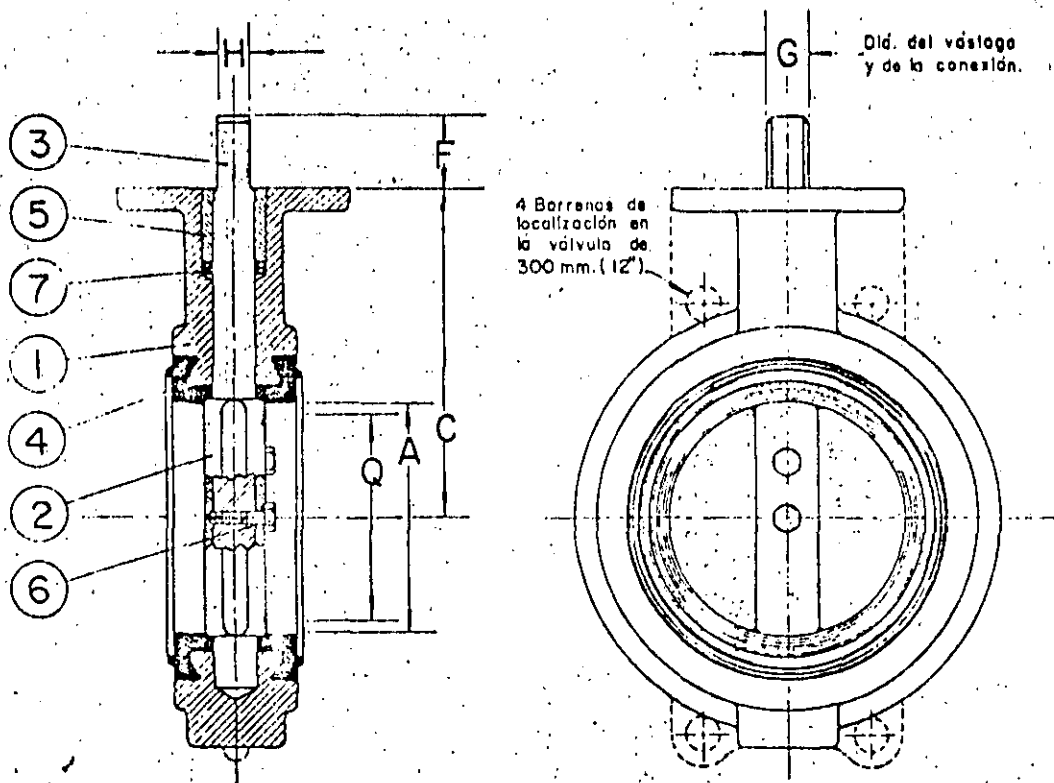
Fig. 1.2.3

PUEDE OPERARSE NEUMATICA O ELECTRICAMENTE SIN MODIFICAR EL VASTAGO U OPERARSE CON PALANCA MANUAL



VALVULA MACHO

Fig. 1.2.4



PIEZA N°	DESCRIPCION	CANT.	PARTE N°.	OBSERVACIONES
1	CUERPO	1	203 - III	
2	DISCO	1	204 - III	
3	VASTAGO	1	205 - III	
4	ASIENTO	1	206 - 100	150 mm. a 300 mm. 206 - III
5	BUJE	1	207 - III	
6	TORNILLO	2	905 - III	300 mm. 3 Piezas.
7	EMPAQUE	1	928 - III	

VALVULA DE MARIPOSA

Fig. 1.2.5

Esta válvula consiste en un cuerpo dentro del cual hay un disco el que puede girar sobre un eje para colocarse perpendicular o paralelamente al flujo con lo que hacen el control. Generalmente son muy económicas y fáciles de operar.

1.2.6) Otras.

Como la válvula de diafragma, la válvula deslizante, las de tubo elástico, etc. que tienen pocas aplicaciones en instalaciones de bombeo.

1.3) Soportes.

Hay una gran variedad de soportes, una buena selección se describe en los siguientes anexos.

- Separación entre soportes en el anexo 5201, hoja 1/2.
- Separación entre tuberías de diferentes diámetros en el anexo 5201, hoja 2/2.
- Diferentes tipos de soportes:
 - a) Soporte en U en los anexos: 5202, 5203, 5204 y 5205.
 - b) Angulo vertical en el anexo 5206
 - c) Angulo horizontal en el anexo 5207
 - d) Abrazaderas en el anexo 5208, 5210, 5211, 5218 y 5219
 - e) Soportes a columnas en anexo 5209
 - f) Rodetes para tubo en anexo 5212
 - g) Varillas para soporte en anexo 5213
 - h) Fijadores y aseguradores en anexos 5214 y 5215
 - i) Soportes de gancho en anexo 5217

1.4) Instalaciones típicas.

- 1.4.1) Bombeo a la red con excedencias al tanque. Se detalla en anexo 5612, donde se ve una válvula de compuerta en la succión (se debe poner con el eje horizontal para evitar la entrada de aire), y en la descarga una válvula de retención para evitar que regrese el agua al parar la bom-

ba y se pierda presión en la red. Para poder reparar la bomba ó la válvula, adelante de ésta se coloca otra válvula de compuerta.

1.4.2) Instalaciones típicas de bombas.

Se detallan en anexo 5611, especialmente en la succión se debe poner especial cuidado en evitar las cámaras de aire. En el anexo 3505 se detallan los controles e -
léctricos.

1.4.3) Determinación de gastos.

Se detalla en artículo anexo, el método de Hunter.

1.4.4) Volúmen del tanque elevado.

Se detalla en un artículo anexo, la determinación del volúmen mínimo.

1.4.5) Volúmenes de cisterna, para n bombas.

Se detalla en anexo 5614 el método para determinar los volúmenes y posiciones de los electronivelés de control.

1.4.6) En equipos de construcción.

En anexo 5900 se detalla el sistema de bombeo de una petrolizadora.

En anexo 5901 se detalla el sistema del hidráulico co -
mún en un equipo de construcción.

1.4.7) Factores que influyen en la selección de una bomba.

Se detalla en anexo 5610.

1.4.8) Símbolos.

Se detallan en anexos 5601, 5602, 5603 y 5604.

2) CALCULOS

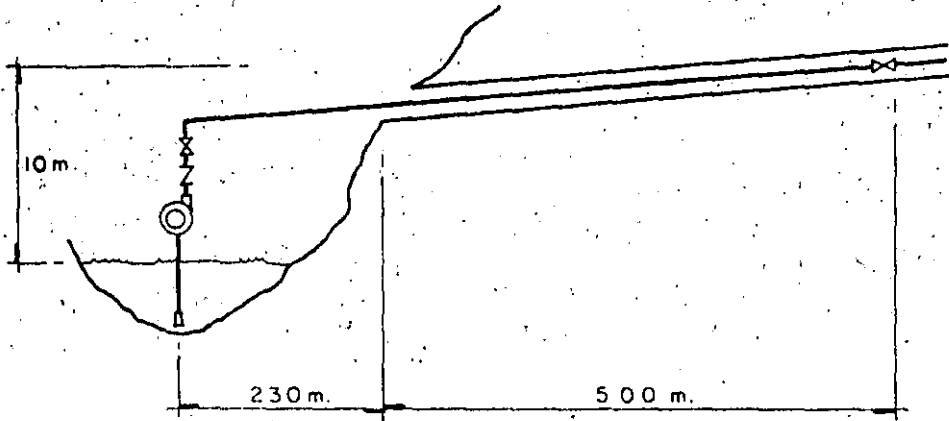
2.1 Pérdidas en tuberías

Estas se detallan para diferentes materiales y condiciones:

- En tuberías de acero en anexo 5311
- En tuberías de asbesto cemento en anexo 5312
- En tuberías de P.V.C. en anexo 5313
- En conexiones en anexo 5314.

2.2.1) EJEMPLO DE CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO

Supongamos un túnel cuyo frente esté a 500 m de la entrada y la bomba se localiza a 230 m afuera.



La instalación tiene las siguientes características :

- Longitud de tubería exterior : 230 m
- Accesorios:
 - 1 válvula de retención.
 - 2 válvulas de compuerta.
 - 3 codos de 90°
- Gasto requerido: 10 l. p. s. a 1.0 Kg/cm²
- Material: Cédula 80
- Logitud total:

Exterior:	230 m
Interior :	500 m
	730 m
	730 m

Longitud equivalente de accesorios :

Suponiendo 4" : (norma 5314)

2 válvulas compueta : 2 x 1.8 = 3.6 m

1 válvula retención:		21.0 m
3 codos 90°	3 x 7 =	<u>21.0 m</u>
		45.6 m
		<u><u>45.6 m</u></u>

Longitudes:

Tubería	730 m
Accesorios	<u>45.6 m</u>
	775.6 m

De la tabla de pérdidas por fricción en tuberías de cédula 40: (5311):

para 10 l. p. s. y 4":

$$hf/ced. 40 = 1.46 \text{ m}/100 \text{ m}$$

$$\text{velocidad}/ced. 40 = 1.22 \text{ m}/\text{seg}$$

Corrección por diámetro:

diámetro tubería de 4":

$$\text{cédula 40: } 102.3 \text{ mm}$$

$$\text{cédula 80: } 97.2 \text{ mm}$$

$$hf/ced. 80 = 1.46 \frac{102.3^5}{97.2^5} = 1.89 \text{ m}/100 \text{ m}$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = 1.22 \times \frac{102.3^2}{97.2^2}$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = \underline{1.35 \text{ m}/\text{seg.}}$$

pérdidas totales por fricción:

$$hf = \frac{1.89 \times 775.6}{100} = 14.66 \text{ m}$$

carga de velocidad:

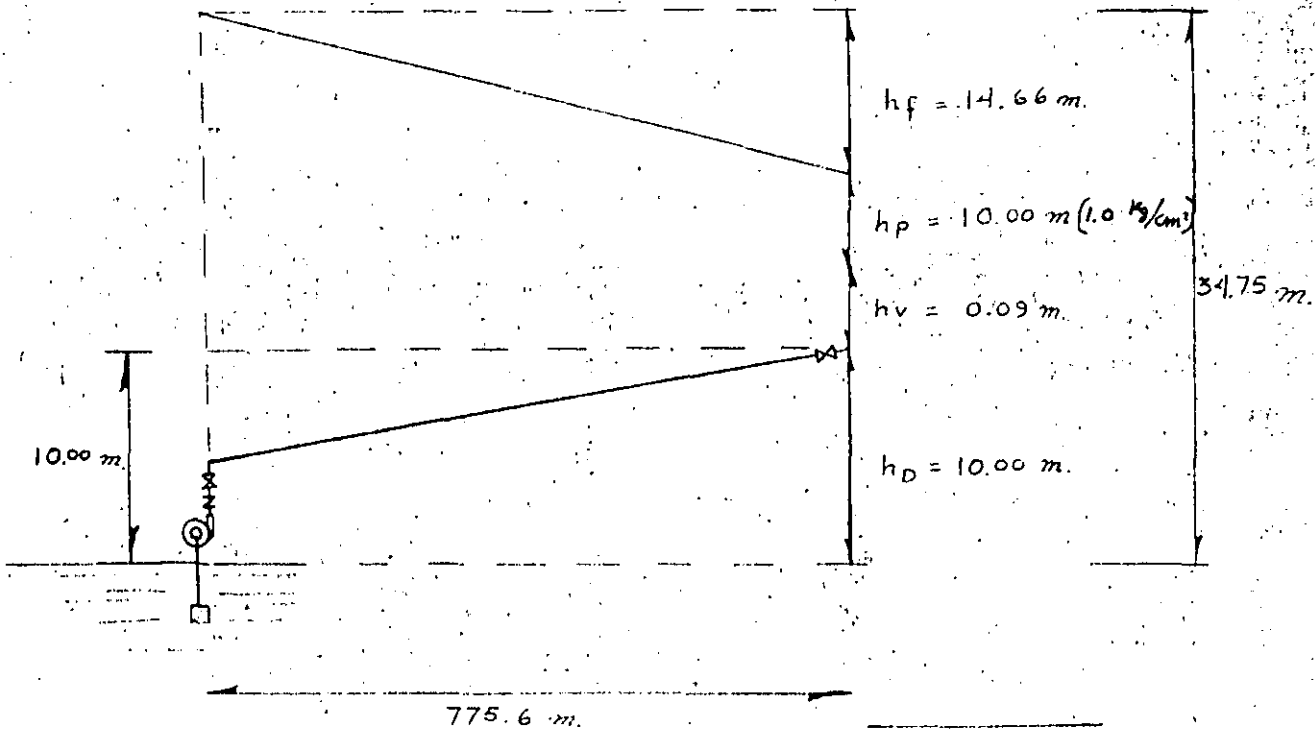
$$h_v = \frac{v^2}{2g} = \frac{(1.35)^2}{2 \times 9.81} = 0.09 \text{ m}$$

Para los 230 m. exteriores:

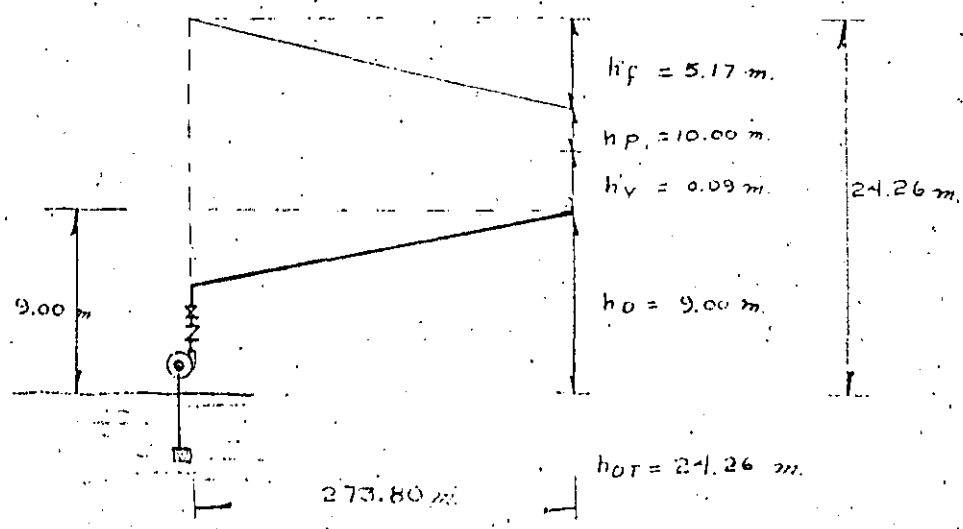
14

L =	230
1 válvula retención:	21.0
1 válvula compuerta:	1.8
3 codos de 90 °:	<u>21.0</u>
	273.80
	=====

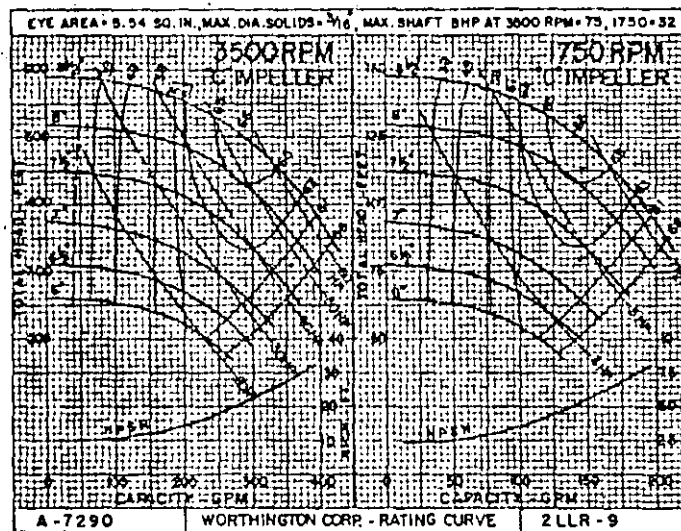
$$h_f = \frac{1.89 \times 273.8}{100} = 5.17$$



CONDICION FINAL



CONDICION INICIAL

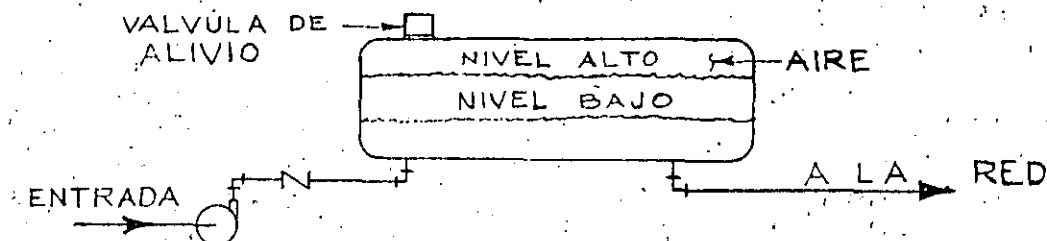


- LA BOMBA DEBE SER EFICIENTE PARA BOMBEAR 10 l.p.s. CONTRA UNA ALTURA QUE VARIA ENTRE 25 y 35 m.

2.2.2) Hidroneumáticos.

2.2.2.1) Descripción:

Un hidroneumático consiste en una bomba, de mayor capacidad que la demanda, conectada a un tanque con suficiente capacidad de regulación.



2.2.2.2) Funcionamiento:

Empecemos un ciclo del hidroneumático con el agua en el nivel alto y la bomba parada. El agua sale del tanque hacia la red hasta que alcanza el nivel bajo, entonces arranca la bomba, como su capacidad es mayor que la demanda, el agua sube en el tanque hasta alcanzar el nivel alto y para la bomba, reiniciando el ciclo. Con el fin de mantener el colchón de aire, que tiende a salir disuelto en el agua, se le suministra una suficiente cantidad de aire a la parte alta del tanque. Este aire, que puede venir de un compresor, se controla por medio de un switch de presión. Al bajar la presión arranca el compresor y al alcanzar la presión máxima se para.

Esta presión máxima se puede alcanzar cuando el agua está abajo del nivel alto y al subir el agua levantará la presión arriba de la máxima. Para evitar esto se usa una válvula de alivio que deja escapar aire automáticamente al alcanzar la presión máxima.

2.2.2.3) Diseño.

Ilustraremos el diseño con un ejemplo.

Gasto:	10 l.p.s. = 600 l.p.m.
Altura mínima:	28 m = 2.8 Kg/cm ² (40 psi.)
Presión diferencial:	20 psi.
Presión máxima:	60 psi.

Solución:

En la curva 556, entramos considerando una reserva del 10% del volumen del tanque, seguimos horizontalmente hasta encontrar la presión mínima (40 psi.), seguimos entonces la línea de presión más próxima (35 psi. en este caso) hasta intersectar la línea vertical correspondiente a la presión máxima (60 psi.) y leemos horizontalmente el porcentaje del volumen del tanque que corresponde al nivel alto (34%). Esto nos deja un volumen de bombeo del 24%. Si el tanque es horizontal, leemos el porcentaje de la altura, que corresponde a los porcentajes de volumen (10 y 34%), en la gráfica 463.

Así: 10 % equivale a 15.7 % del diámetro.
34 % equivale a 37.4 % del diámetro.

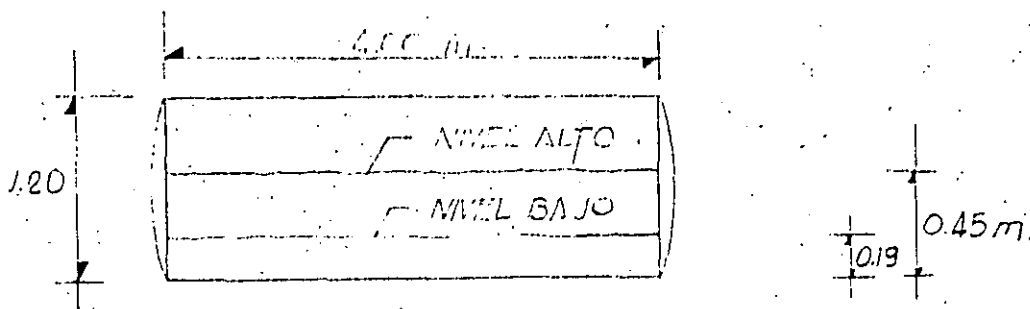
El tamaño del tanque depende de la relación entre el gasto de la bomba y el gasto requerido, y de el número de arranques por hora de la bomba (ciclos de bombeo). Entre más ciclos, menor es el tamaño del tanque ya que tiene que almacenar menos en cada ciclo, aunque es conveniente menos de 10 ciclos para evitar arranques frecuentes de la bomba.

La gráfica 557 nos da el factor por el que tenemos que multiplicar el gasto (en litros por minuto) para obtener el tamaño del tanque. En nuestro ejemplo entramos con el volumen de bombeo de 24 % y bajamos hasta intersectar la curva del número de ciclos (hemos escogido 8), y de ahí seguimos horizontalmente hasta leer el factor de multiplicación 97.6 en nuestro ejemplo. Para un gasto de bombeo igual al doble de la demanda.
Volumen total del tanque = $7.6 \times 600 = 4560$ lits.

Usaremos un tanque de 1.20 m de diámetro por 4.00 m de largo.

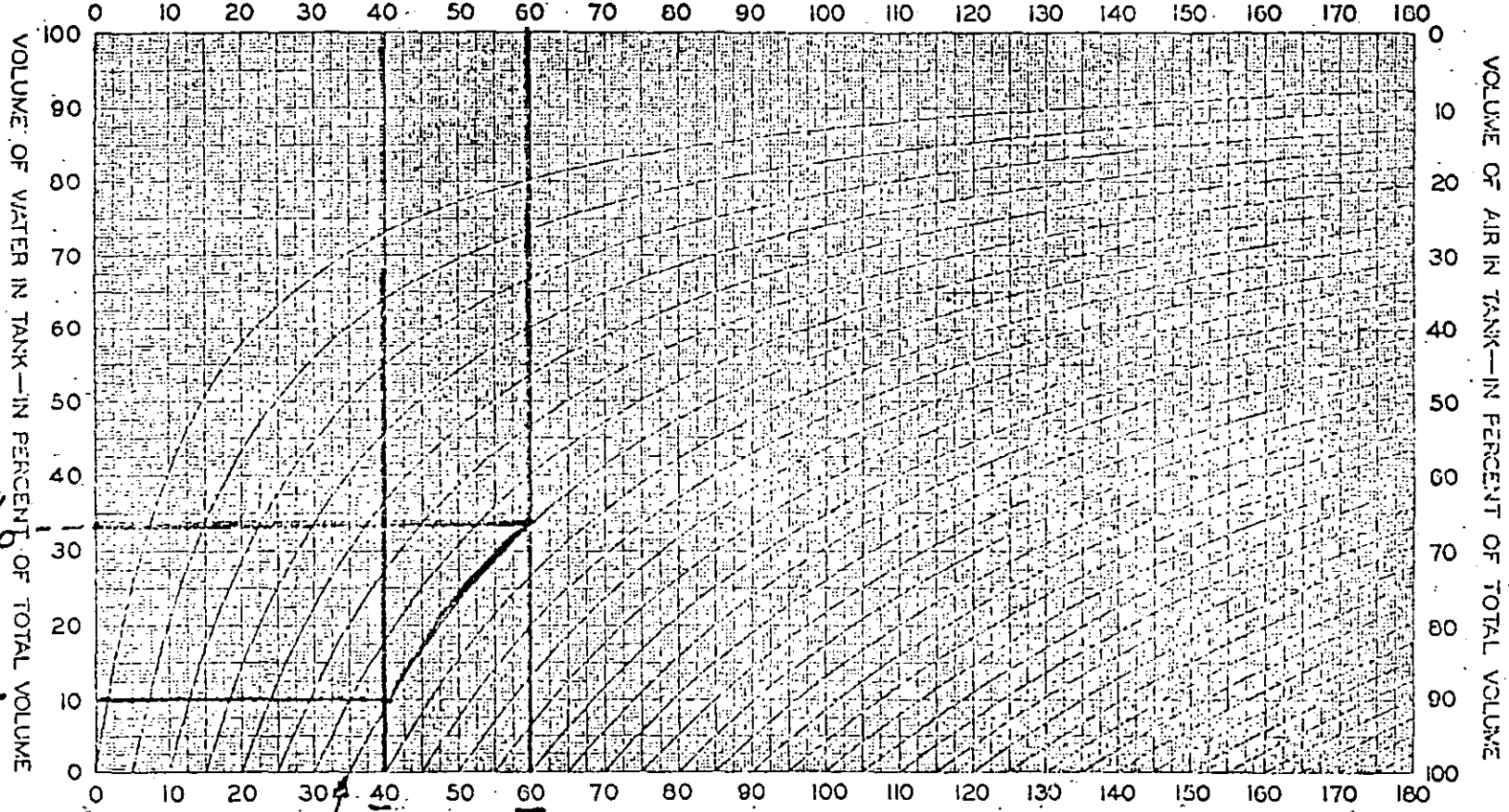
Nivel bajo : $0.157 \times 1.20 = 0.19$ m

Nivel alto : $0.374 \times 1.20 = 0.45$ m



PRESSURE AND VOLUME DIFFERENTIALS
FOR HYDRO-PNEUMATIC TANKS

PRESSURE IN TANK—IN POUNDS PER SQUARE INCH—GAUGE

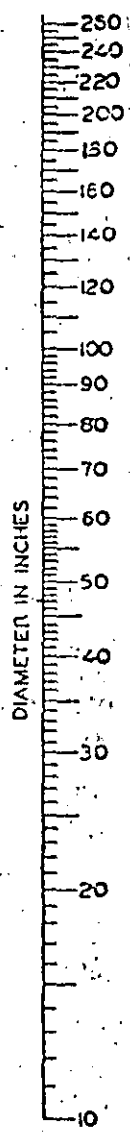
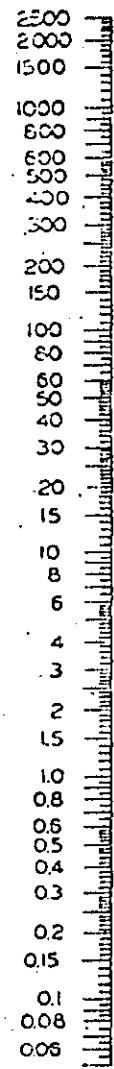
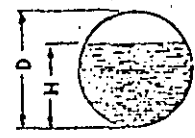
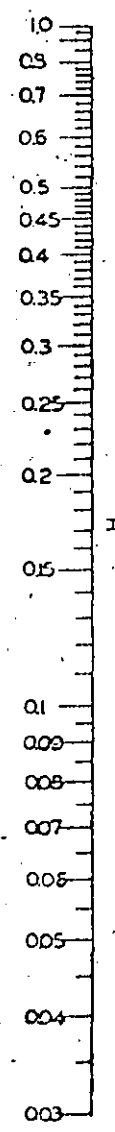
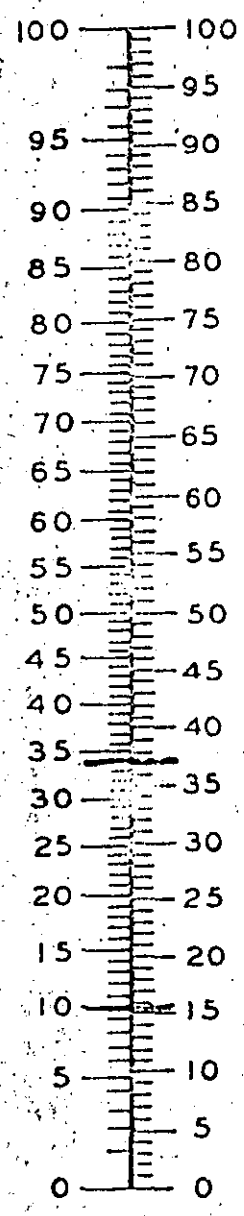


34%

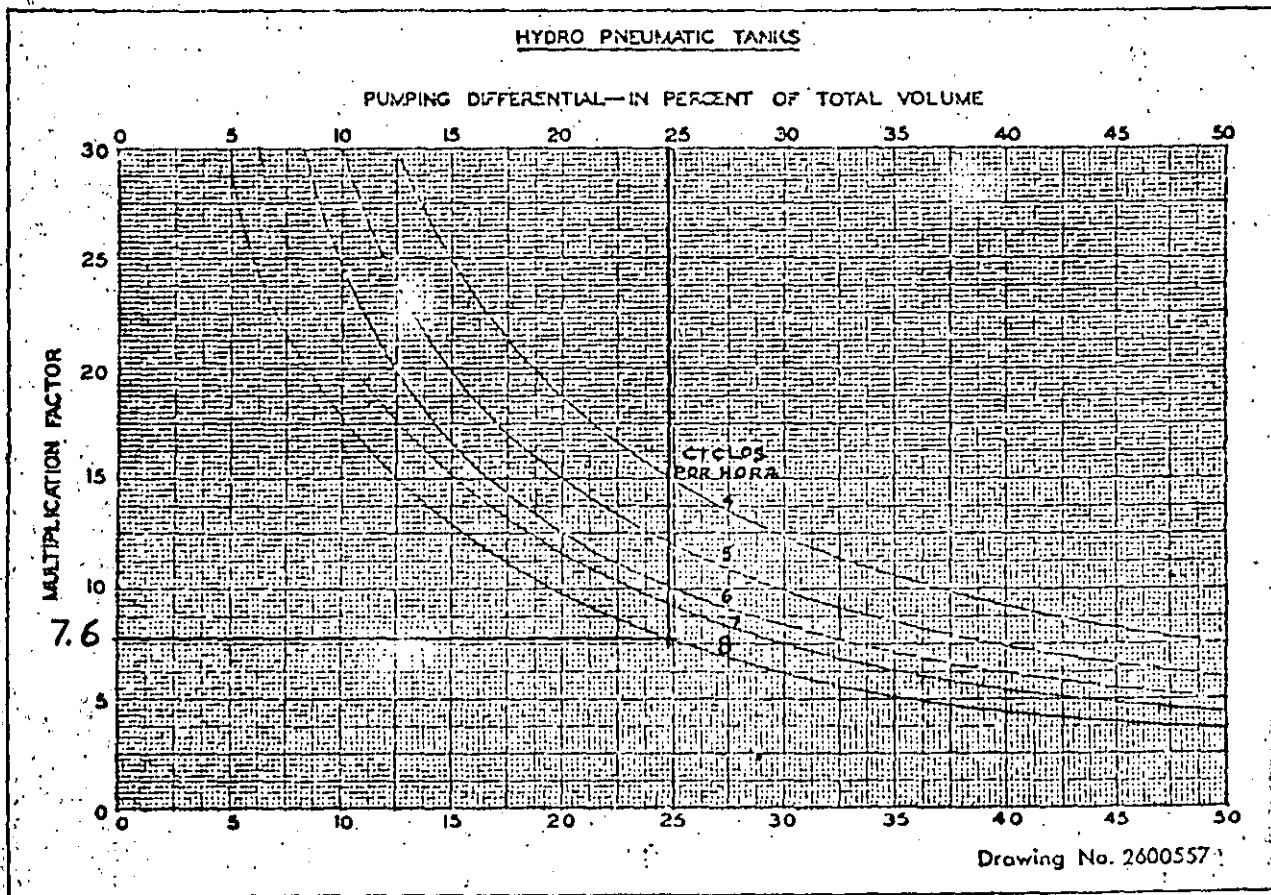
35

Drawing No. 2600556

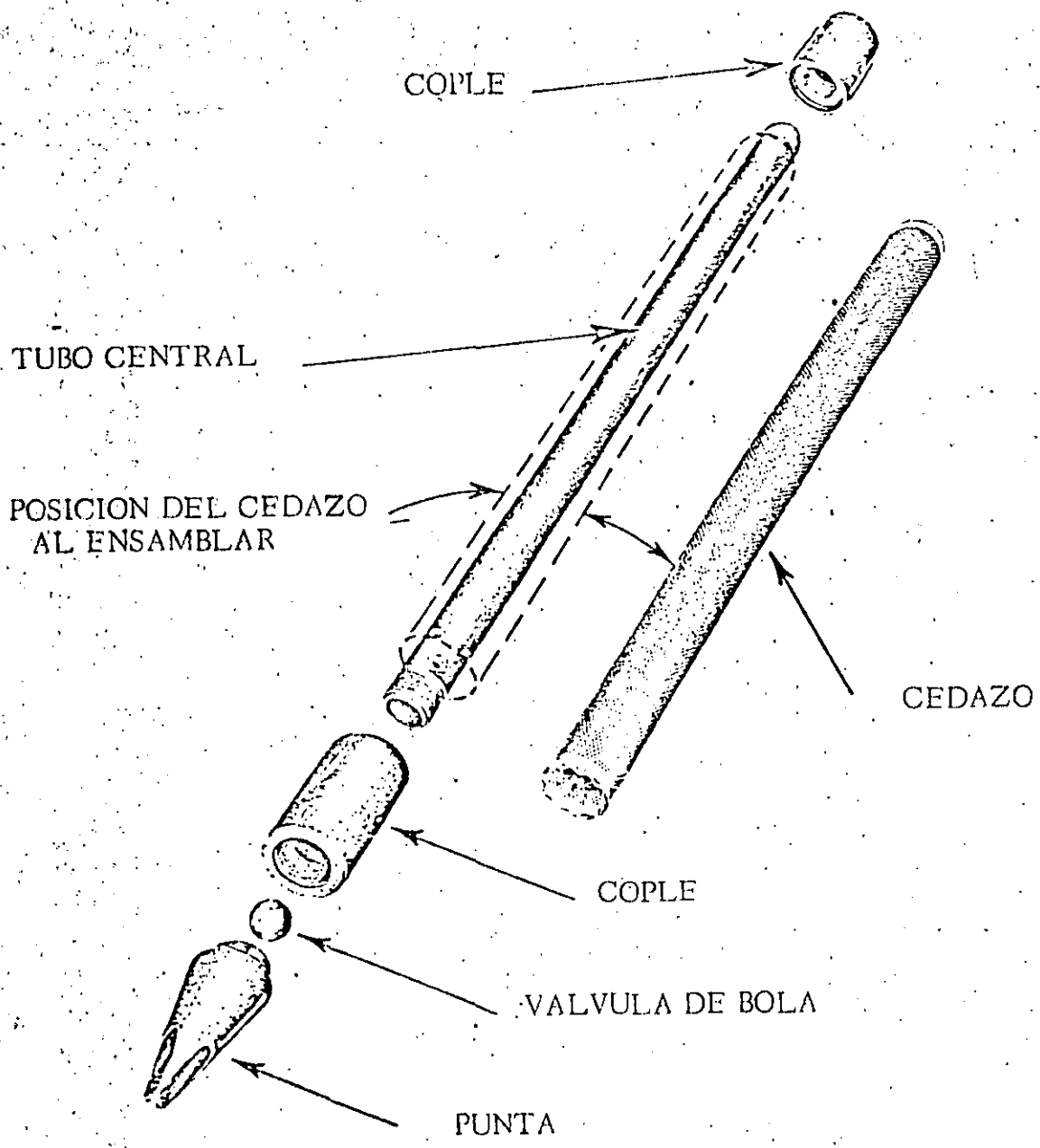
VOLUMES IN HORIZONTAL TANKS

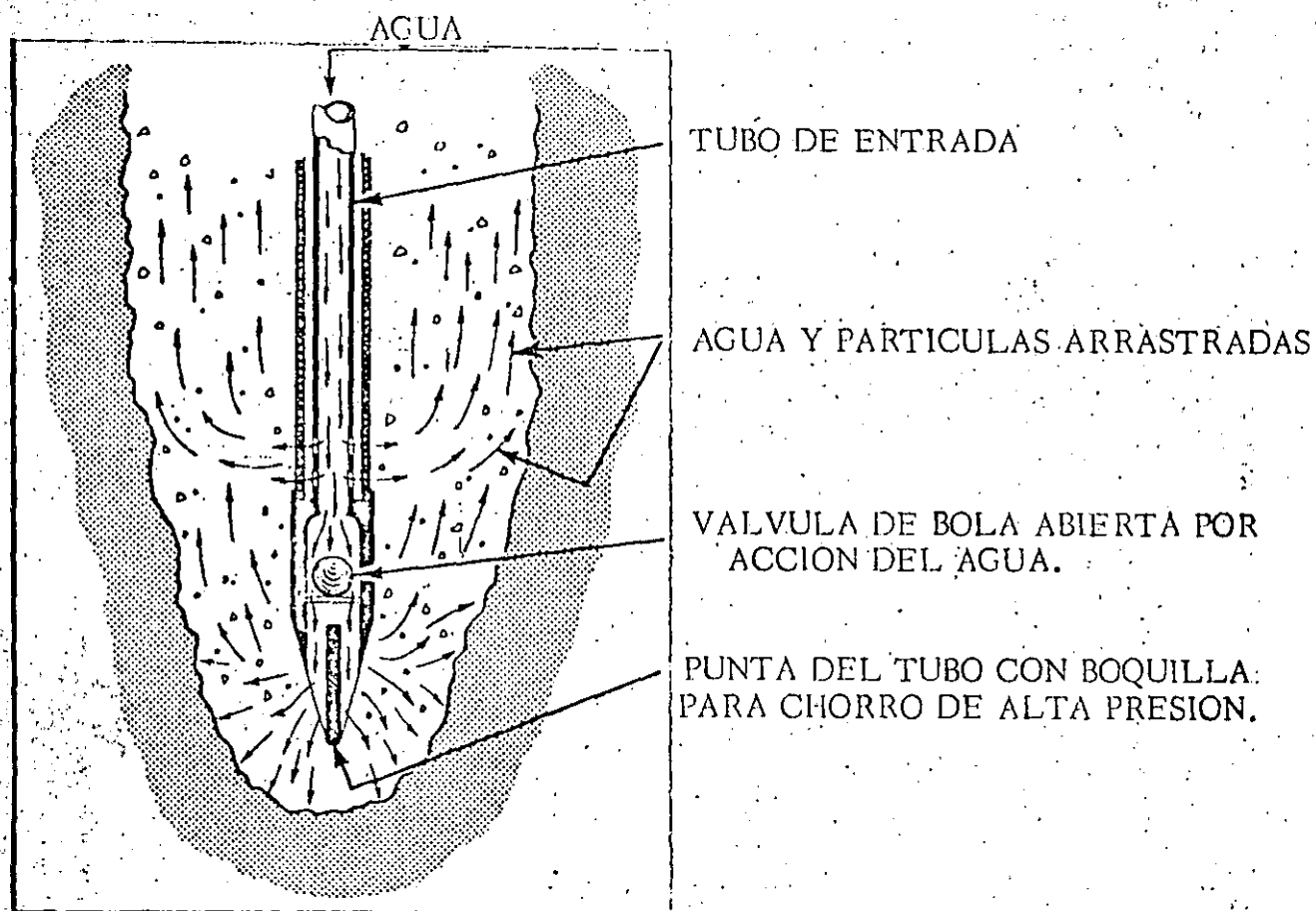


VOLUMES IN HORIZONTAL TANKS

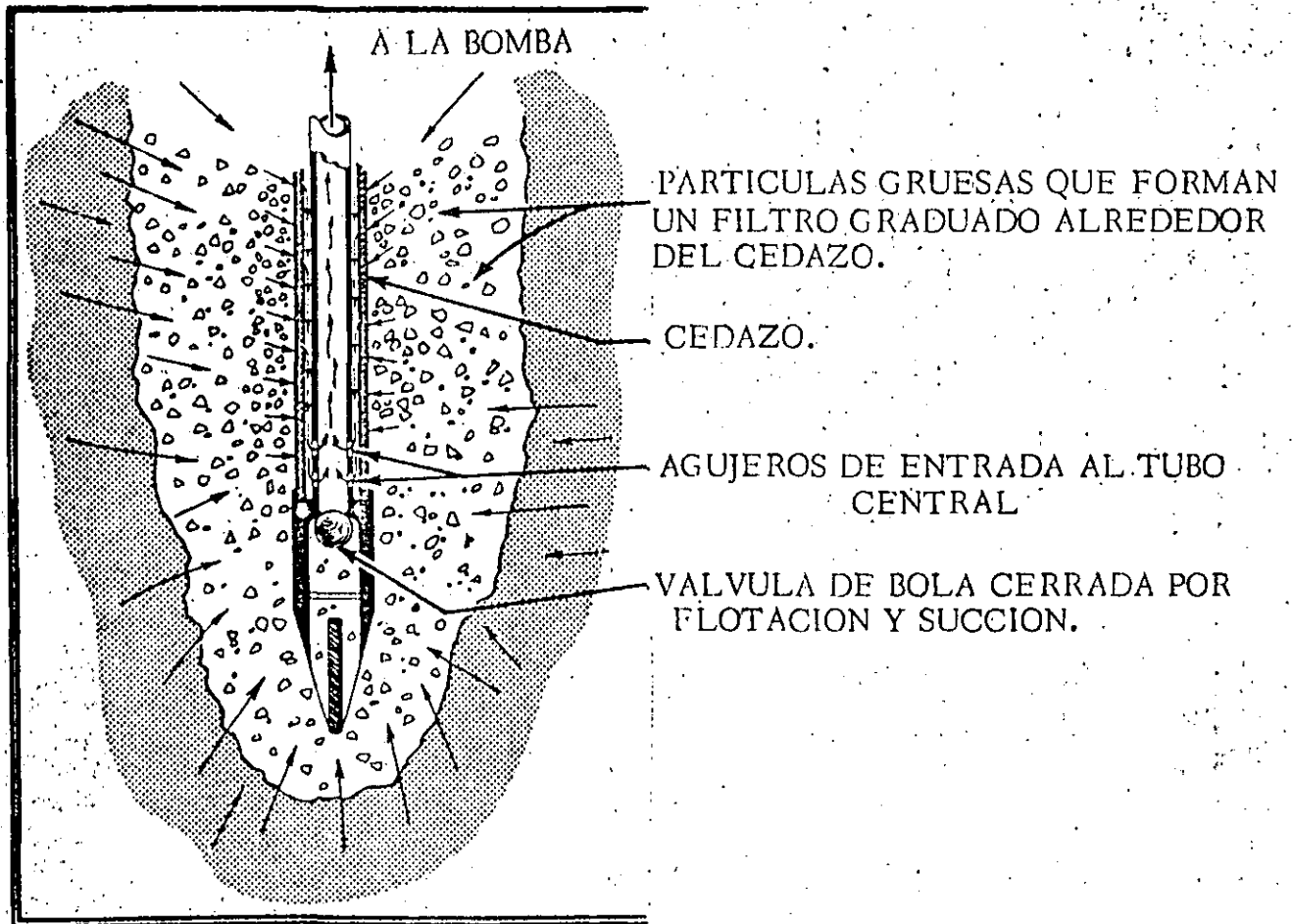


2.2.3) Well Points.

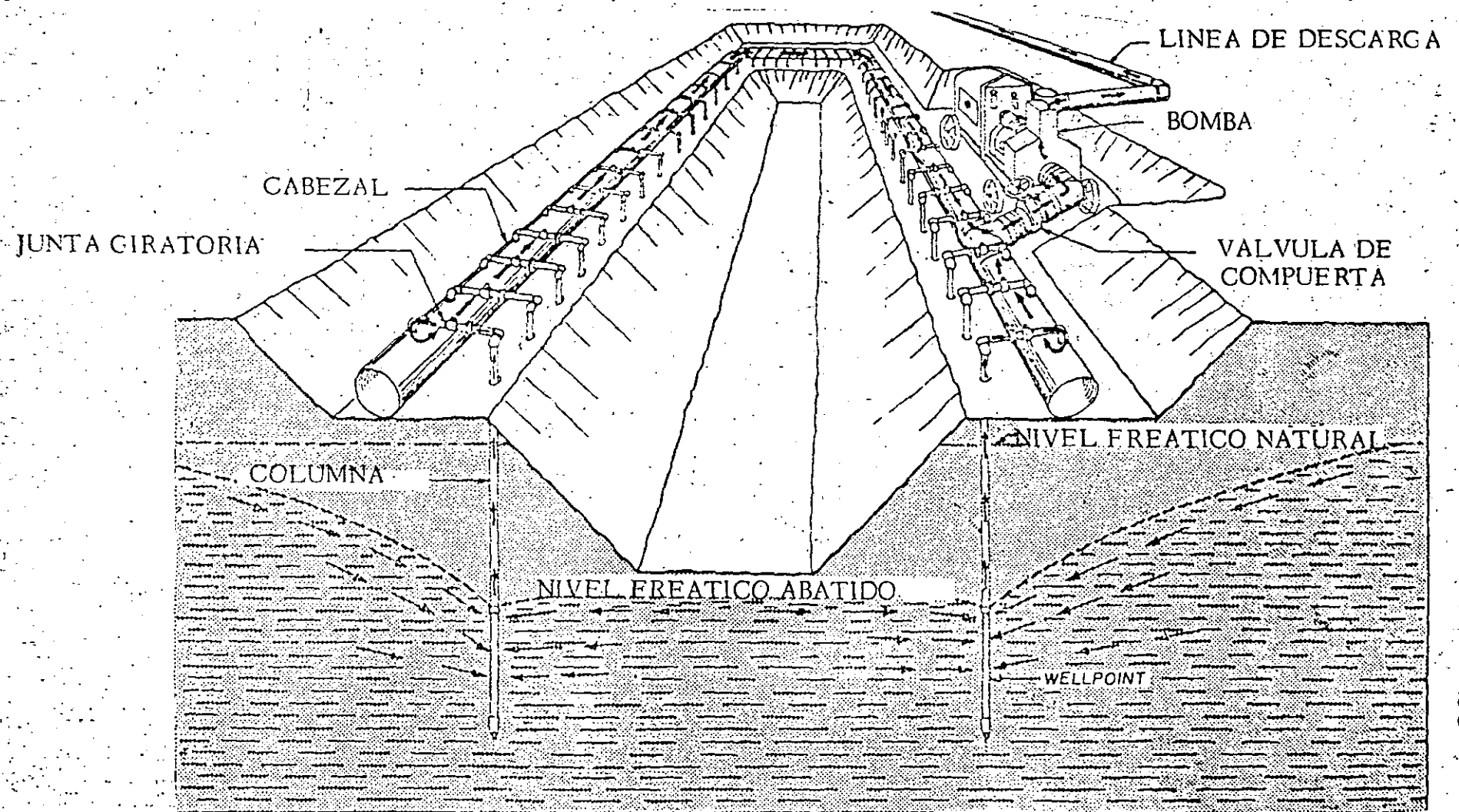




WELLPOINT AL CLAVARLO EN SITIO.

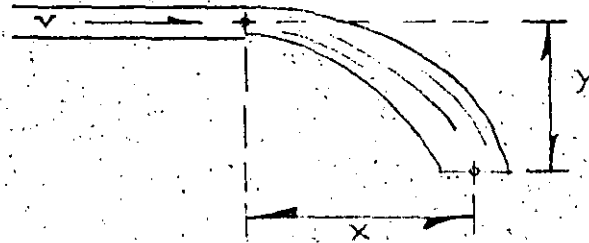


WELLPOINT EN FUNCIONAMIENTO.



2.2.4) DETERMINACION DEL GASTO DE UN CHORRO SALIENDO POR UN TUBO HORIZONTAL.

A) VELOCIDAD



$$x = vt;$$

$$t = \frac{x}{v}$$

$$y = \frac{gt^2}{2}$$

$$t = \sqrt{\frac{2y}{g}}$$

$$\frac{x}{v} = \sqrt{\frac{2y}{g}}$$

$$v = x \sqrt{\frac{g}{2y}}$$

Tabla 1: Velocidad en metros por segundo.

x (m) \ y (m)	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
0.30	1.01	1.21	1.62	2.02	2.43	2.83	3.23	3.64	4.04
0.40	0.88	1.05	1.40	1.75	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50
0.50	0.78	0.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	2.82	3.13
0.60	0.71	0.86	1.14	1.43	1.72	2.00	2.29	2.57	2.86
0.70	0.66	0.79	1.06	1.32	1.59	1.85	2.12	2.38	2.65
0.80	0.62	0.74	0.99	1.24	1.49	1.73	1.98	2.23	2.48
0.90	0.58	0.70	0.93	1.17	1.40	1.63	1.87	2.10	2.33
1.00	0.55	0.66	0.89	1.11	1.33	1.55	1.77	1.99	2.21

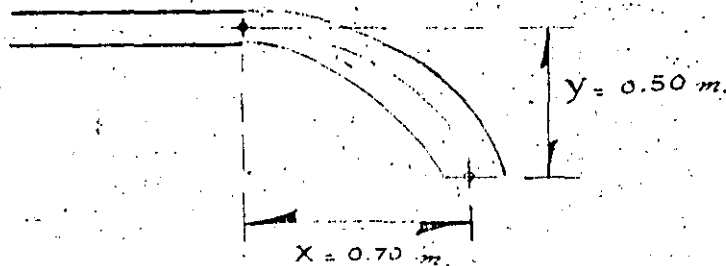
B) GASTO: Conocida la velocidad se multiplica por el área interior del tubo, y se obtiene el gasto. (Si se usa el factor K de la tabla 2, se obtiene el gasto en litros por segundo).

$$Q = K \times V$$

Tabla 2: Factor de área (K).

Díámetro del tubo.	3/4"	1"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"
K	0.34	0.56	1.31	2.2	3.1	4.8	8.2	18.7	32.3	50.9	72.2

Ejemplo: En un tubo lleno horizontal de 4" hemos medido:



De la tabla 1:

para $x = 0.70$, $y = 0.50 \text{ m}$: $v = 2.19 \text{ m/seg.}$

De la tabla 2:

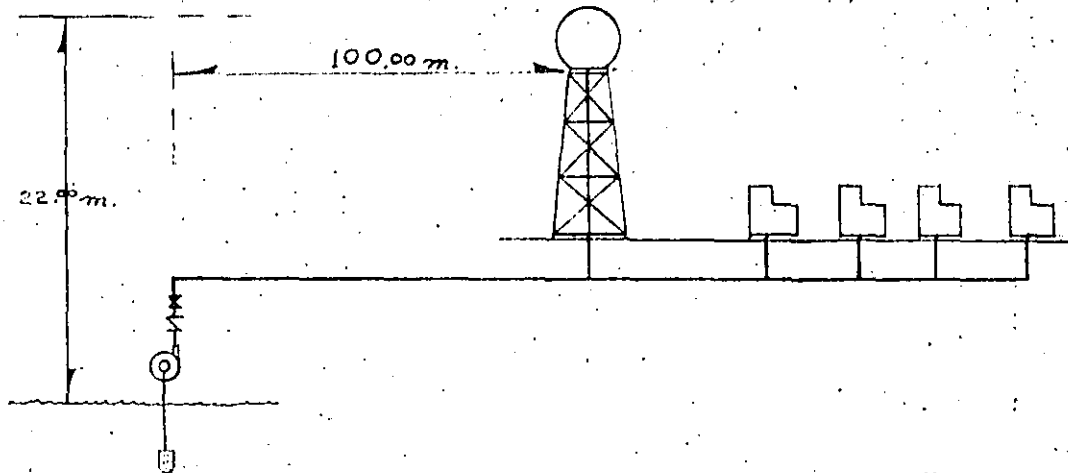
para 4" : $K = 8.2$

Por lo tanto:

$$Q = 8.2 \times 2.19 = 18 \text{ lts/seg.}$$

PROBLEMA.

Hay que bombear agua a una unidad habitacional situada a 100 m. de distancia del cárcamo, el desnivel es de 22 m.



En la unidad habitacional hay 210 casas y en cada casa hay 1 W.C., 1 lavabo, 1 regadera, 1 fregadero, 1 lavadero y 1 lavadora. El nivel de servicio seleccionado es de 90%.

Diseñar la tubería y seleccionar la bomba.

CALCULO DEL GASTO MAXIMO PROBABLE
EN UNA RED DE SUMINISTRO DE AGUA, -
EN FUNCION DEL NIVEL DE SERVICIO DEL
SISTEMA.

29

A N T E C E D E N T E S.

30

El diseño adecuado de un sistema de suministro de agua debe tener como objetivo que todos los muebles funcionen adecuadamente, con el gasto y presión necesarios.

La presión necesaria para cada mueble está bien definida y es -- ampliamente conocida, pero el gasto no lo está. Hay varias formas conocidas para determinarlo, como el método de la raíz cuadrada, que supone que los gastos son proporcionales a la raíz del número de muebles, o el método probabilístico de Hunter que supone una operación aleatoria de los n muebles del sistema y calcula

###

el número de muebles r que probablemente no estarán en operación simultánea más del 1% del tiempo, (eficiencia = nivel de servicio = $e = 99\%$), ésto simplemente significa que : algunos momentos, que suman el 1% del tiempo, el gasto puede ser mayor del previsto, y solamente durante las horas de máxima demanda, por lo que el método, aunque muy racional, generalmente conduce a gastos elevados.

Gasto máximo probable para una eficiencia variable.

Estos gastos altos pueden adaptarse a normas elevadas de funcionamiento cuando el factor costo no es determinante, pero en un país como el nuestro que tiene un grave problema de vivienda, y de recursos para resolverlo, no debemos calcular el gasto para un 99% de eficiencia, hay que reducirlo, pero no podemos hacerlo indiscriminadamente. Es por éso que en este trabajo se modifica el método de Hunter, adaptándolo a las circunstancias, mediante la introducción de la eficiencia e como una variable del modelo, de tal manera que el proyectista pueda, en función de la eficiencia, hacer una determinación racional del gasto.

Cálculo .

El método se basa en la aplicación de la probabilidad binomial a la probabilidad P_r^n de encontrar trabajando r muebles de los n muebles del sistema :

$$P_r^n = C_r^n (1-p)^{n-r} p^r$$

Donde p es la probabilidad de que un cierto mueble, esté trabajan
do.

Se determina, entonces, el número r de entre n muebles que no tra
bajarán simultáneamente más de un cierto porcentaje del tiempo.

Por ejemplo: en un sistema de 100 muebles, en que cada mueble,
independientemente, tiene una probabilidad $p=0.03$ de estar trabajan
do en un instante dado, podemos calcular:

1) La probabilidad P de no encontrar ninguno en operación:

$$P_0^{100} = C_0^{100} (1-0.03)^{100-0} (0.03)^0 = 0.97^{100} = 0.048$$

y la eficiencia:

$$e = 1 - 0.048 = 0.952$$

2) La probabilidad P de encontrar uno en operación:

$$P_1^{100} = C_1^{100} (1-0.03)^{100-1} (0.03)^1 = 100 (0.97)^{99} (0.03) = 0.147$$

y la eficiencia:

$$e = 1 - 0.147 = 0.853$$

así podríamos seguir:

$$P_2^{100} = 0.2250, \quad e = 0.7750$$

$$P_3^{100} = 0.2270, \quad e = 0.7730$$

$$p_4^{100} = 0.1705, \quad e = 0.8295$$

$$p_5^{100} = 0.1013, \quad e = 0.8987$$

$$p_6^{100} = 0.0496, \quad e = 0.9504$$

$$p_7^{100} = 0.0206, \quad e = 0.9794$$

$$p_8^{100} = 0.0074, \quad e = 0.9926$$

En este punto sabemos que, para una eficiencia de 99%: de los 100 muebles solo debemos calcular el gasto de 8 muebles, para una eficiencia del 95%: debemos calcular el gasto de 6 muebles, etc.

Como se ve el cálculo aunque sencillo es muy laborioso, especialmente porque requiere el manejo de grandes números, por lo que hemos hecho un programa de computadora para un sistema en que todos los muebles son iguales. Ver apéndice 1.

Cuando los muebles son de diferente tipo, es necesario aplicar un factor de peso que sea una medida de la proporción en que cada tipo de mueble interviene en el gasto (ver conclusiones). A estos factores de peso se les llama unidades mueble y se muestran en la siguiente tabla.

T A B L A 1

UNIDADES MUEBLE POR MUEBLE	
<u>Servicio Público</u>	U. M.
Excusado de fluxómetro	10
Excusado de tanque	5
Lavabo	2
Regadera	4
Fregadero de restaurant	4
Lavadero	4
Llave manguera	3
<u>Servicio Doméstico</u>	U. M.
Excusado de fluxómetro	6
Excusado de tanque	3
Lavabo	1
Regadera	2
Fregadero	2
Lavadero	2
Lavadora	3
Llave manguera	2

Con estas consideraciones aplicamos nuestro programa (ver apéndice 1) para calcular el gasto hasta 40,000 unidades mueble. Esto nos permitió dibujar la gráfica No. 1 que resuelve el problema planteado.

Ejemplo :

Supongamos un conjunto habitacional, sin tinacos, de 120 viviendas que en cada una se instalen :

2 Excusados de tanque : 2 x 3 =	6 U.M.
2 Lavabos 2 x 1 =	2 U.M.
1 Regadera	2 U.M.
1 Fregadero	2 U.M.
1 Lavadero	2 U.M.
1 Llave manguera	2 U.M.

Suma por vivienda..... 16 U.M.

Para las 120 viviendas :

$$120 \times 16 = 1,920 \text{ U.M.}$$

Entrando a la gráfica 1 :

Para e = 99%

Q = 20.0 l.p.s.

Para e = 80 %

Q = 13.5 l.p.s.

Como se ve los gastos (en este rango) se reducen al 68%.

CONCLUSIONES

El método es seguro y permite una reducción racional de los gastos.

Creemos, sin embargo que es susceptible de perfeccionarse en dos aspectos :

1) Las probabilidades p empleadas son las siguientes :

TIPO DE MUEBLE	p
Excusado de fluxómetro	0.03
Excusado de tanque	0.20
Regadera	0.066

Que son las mismas usadas por Hunter, no las variamos por las siguientes razones :

- a) porque se hizo una medición en varias casas de clase media, y se encontró que se parecían mucho a la realidad.
- b) Para comparar con el método de Hunter.

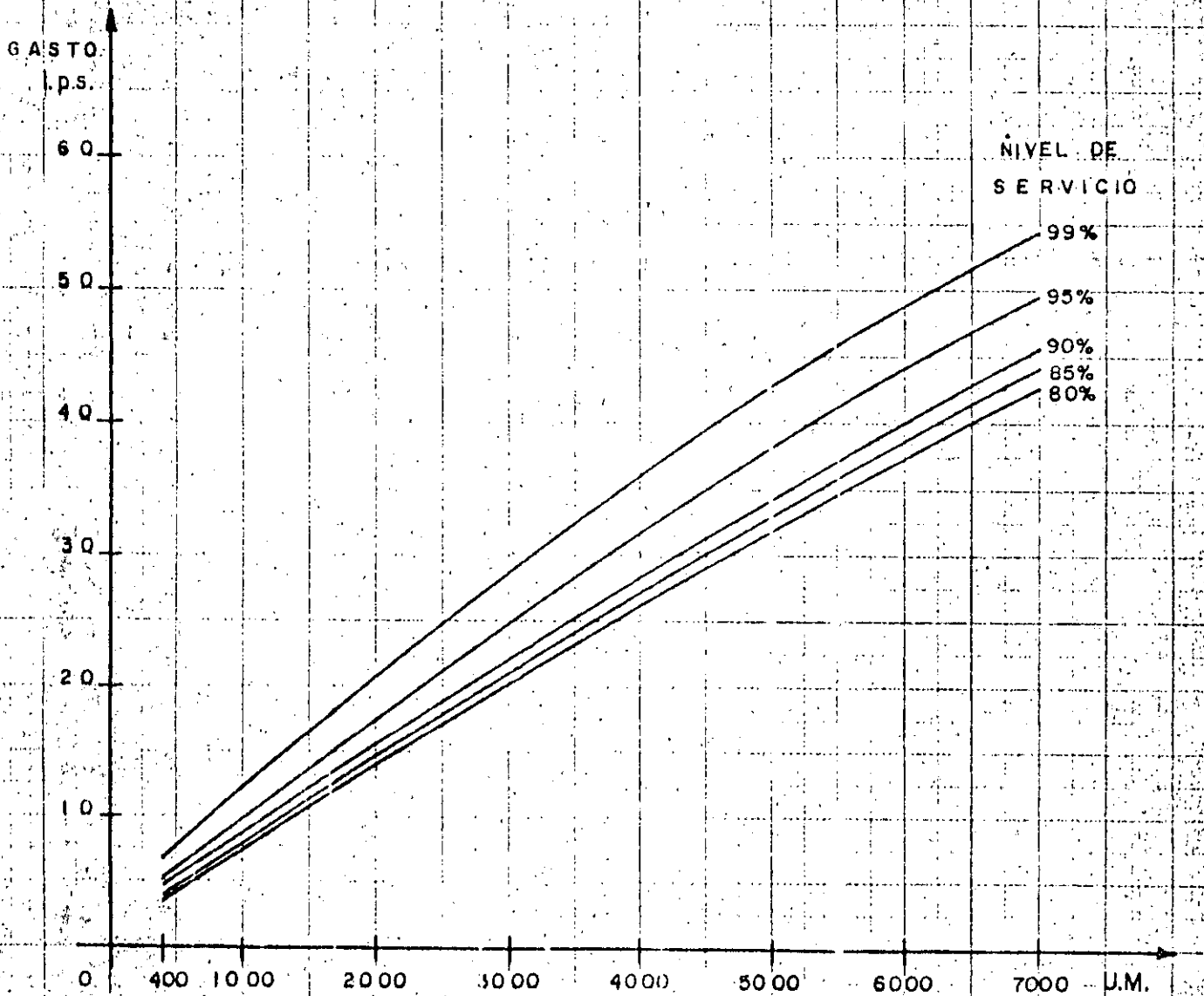
Creemos que p variará en función del número de muebles por habitante (en una casa con un baño por recámara p será menor que en una casa con un solo baño), por lo que es necesario reconsiderar el sistema para esta nueva variable.

2) Las unidades mueble están calculadas para un rango entre 10 y 20 l. p. s., habiendo una variación del 30% del valor de las unidades mueble entre ambos límites. Esto nos hace pensar en la necesidad de :

- a) hacer intervenir las U.M. como una variable del sistema; lo que pudiera ser muy difícil de aplicar, ó
- b) simplificar el sistema, (y en una unidad habitacional sería fácil) considerando que en todas las viviendas hay el mismo número de muebles y por lo tanto la proporción de muebles no varía. - - -
- A partir de esta consideración se podría construir una gráfica que relacionara directamente el número de viviendas con el gasto.

GRAFICA 1

GASTOS DESDE 400 HASTA 7000 U. M.



GASTOS DESDE 2,000 HASTA 40,000 U.M.

GRAFICA I

NIVEL DE SERVICIO

GASTO I.P.S.

250

200

150

100

50

0

2000

5000

10000

20000

30000

40000

99%

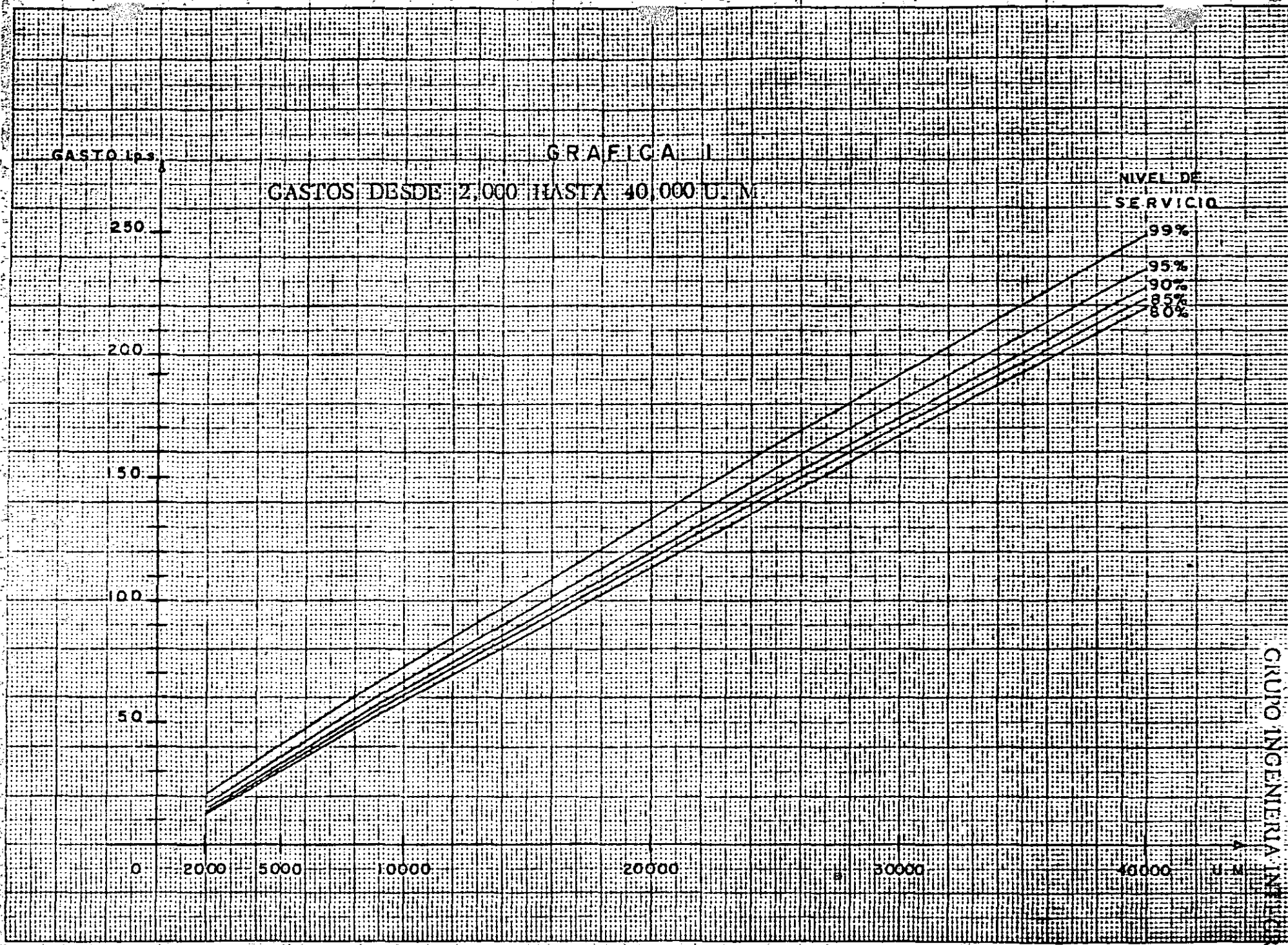
95%

90%

85%

80%

GRUPO INGENIERIA INICIAL



C-PRR...STNO.C..... P O R T R A N S-O-U-R-C-E S-T-A-T-E-M-E-N-T-S IDENTFCN **COMPILER MESSAGES**

```

C.  PROGRAMA DE GASTOS DE SISTEMAS DE MUEBLES (MUNTER)
    DIMENSION NOM1(40),NOM2(40),NFEC(40),GTOT(5,99)
    DIMENSION CONF(5),L1(5),L2(5),INT(5),SUM(5,99),NM(99),ND(5,99)
    READ(2,5)MT,IT,NVEZT,NCOPT,INCOPI
    READ(2,3)(CONF(I),I=1,IT)
    READ(2,4)(L1(I),I=1,MT)
    READ(2,4)(L2(I),I=1,MT)
    READ(2,4)(INT(I),I=1,MT)
    DO 75 NVEZ=1,NVEZT
    READ(2,1)NOM1,NOM2,NFEC
    READ(2,2)TPR,TOP,GBM
    PRO=TOP/TPR
    Q=1.0-PRO
    WRITE(3,6)NOM1,NOM2,NFEC
    WRITE(3,7)
    WRITE(3,11)TPR,TOP,PRO,Q,GBM
    WRITE(3,12)
    X=ALOG(PRO)
    Y=ALOG(Q)
    J=0
    DO 50 N=1,MT
    L1=L1(N)
    L2=L2(N)
    L3=INT(N)
    DO 55 N=L1,L2,L3
    J=J+1
    ND(I,J)=0
    NM(I)=N
    A=N
    SUM(I,J)=0.0
    DO 40 I=1,IT
    IF (I-1)100,100,120
120 SUM(I,J)=SUM(I-1,J)
    ND(I,J)=ND(I-1,J)
    GO TO 110
100 IF (MOD(I,J)-1)101,102,103
101 COM=0
    B=0
    GO TO 104
102 COM=ALOG(A)
    B=1
    GO TO 104
103 B=ND(I,J)
    C=(A-3+1.0)/B
    COP=COM+ALOG(C)
104 FB=ND(I,J)
    FQ=N-ND(I,J)
    P1=COM*(C*FB+TEOPY)
    P2=EXP(P1)
    SUM(I,J)=SUM(I,J)+P2
110 IF (SUM(I,J)-CONF(I))111,112,112
111 ND(I,J)=ND(I,J)+1
    GO TO 100
112 GTOT(I,J)=GTOT(I,J)+COP
    WRITE(3,13)NM(I),CONF(I),ND(I,J),SUM(I,J),GTOT(I,J)
60 CONTINUE
55 CONTINUE

```

DETERMINACION DEL VOLUMEN MINIMO
DE UN TANQUE ELEVADO EN FUNCION DE
LAS DEMANDAS Y FALLAS PROBABLES.

41

INTRODUCCION.

42
(

En un fraccionamiento sin tinacos, con un sistema de bombeo a la red y desviación al tanque, el gasto de bombeo (Q_B) es menor que el gasto máximo demandado (Q_{MI}), ya que durante la máxima demanda el tanque suministra la diferencia del gasto.

(Figura 1)

###

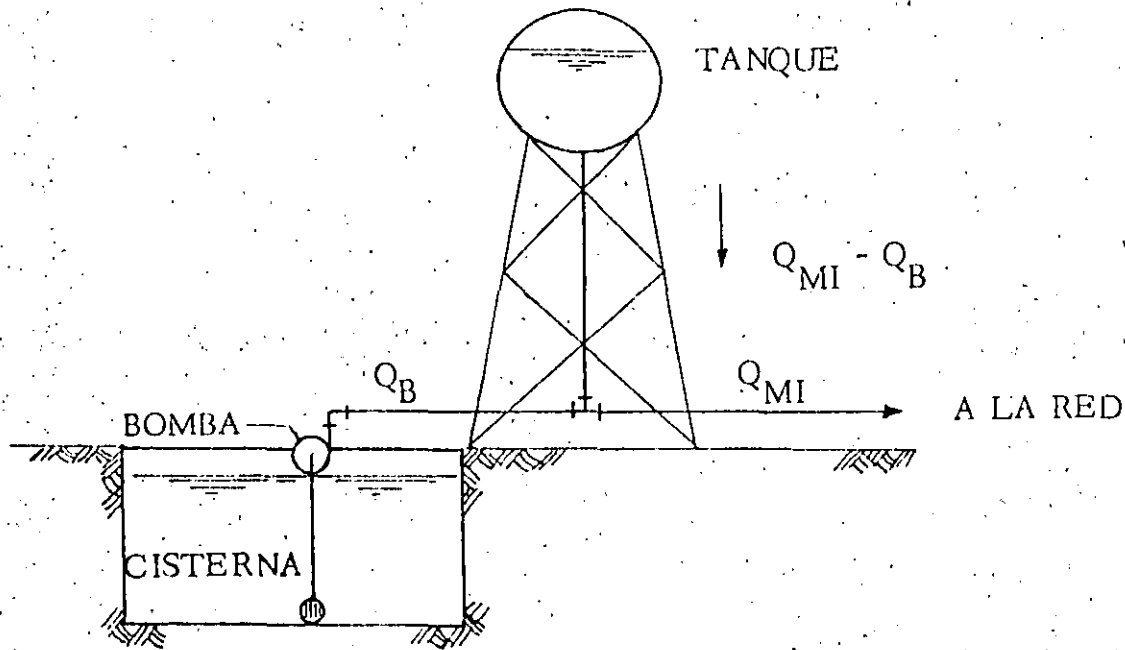


FIGURA 1.

BOMBEO A LA RED CON DESVIACION AL
TANQUE ELEVADO

Entonces el volúmen (V) del tanque será, por lo menos, igual al producto del tiempo de duración de la demanda (t) por la diferencia de gastos ($Q_{MI} - Q_B$).

$$V = t (Q_{MI} - Q_B)$$

Si asumimos, por ser muy aproximado a la realidad, que la duración de la máxima demanda es 1 hora (3,600 seg.) tendremos:

$$V \text{ (lts)} = 3,600 (Q_{MI} - Q_B) \quad \dots(1)$$

$$V \text{ (m}^3\text{)} = 3.6 (Q_{MI} - Q_B) \quad \dots(2)$$

Donde:

V = Volúmen del Tanque.

Q_{MI} = Gasto máximo a la red (l. p. s.)

Q_B = Gasto de bombeo (l. p. s.)

Con ésta fórmula se obtiene el volúmen que debe tener el tanque para suministrar (durante el tiempo de la máxima demanda (3,600 seg.)), la diferencia de gasto entre el bombeo (Q_B) y la demanda (Q_{MI}).

De acuerdo con la fórmula (1) si la capacidad de bombeo (Q_B) es, por lo menos igual a la máxima demanda (Q_{MI}), el volúmen necesario del tanque sería igual a cero, y además podríamos controlar la presión y el flujo con un hidroneumático, por lo que, aparentemente, no necesitaríamos un tanque elevado.

Sin embargo esto tiene dos desventajas:

- Mantenimiento del sistema.
- No hay suministro de agua durante las interrupciones de corriente eléctrica.

Es conveniente, entonces, pensar en un tanque elevado a la suficiente altura para dar presión y con un volúmen mínimo de reserva para casos de fallas eléctricas.

CONSIDERACIONES

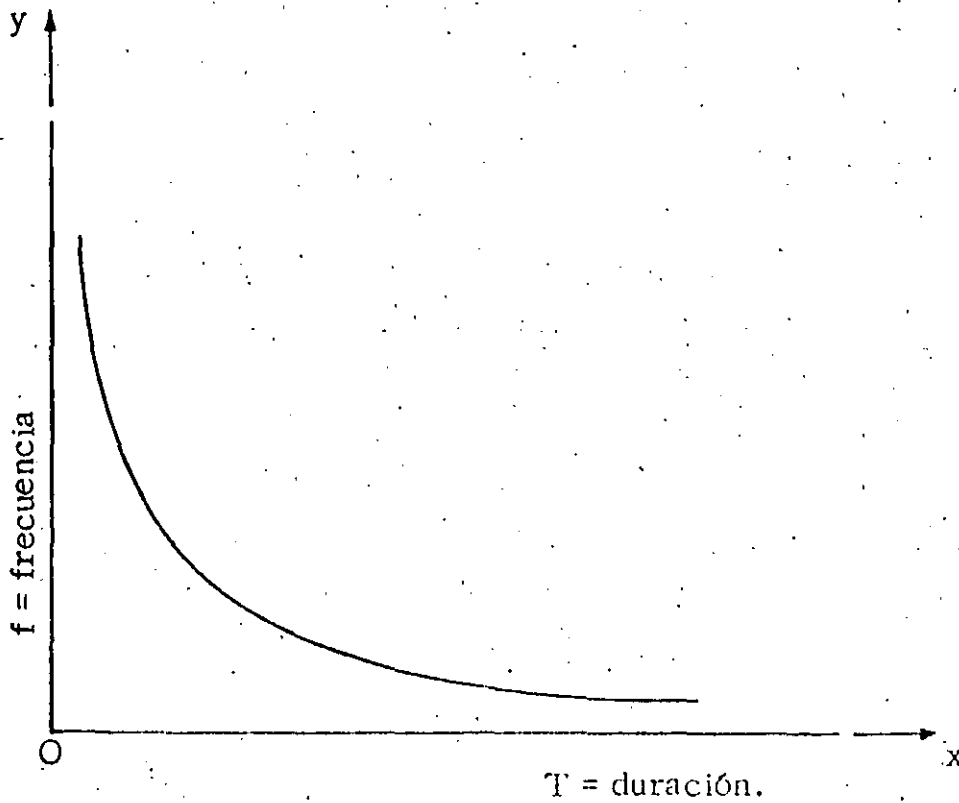
El volumen mínimo de reserva se calculará, considerando que: Debe ser suficiente para satisfacer el gasto de la demanda (con un nivel de confianza variable (mayor de 99%)) durante el tiempo de interrupción del servicio eléctrico. Por lo tanto el tiempo de vaciado del tanque debe ser igual a la duración de la interrupción máxima probable para el nivel de confianza deseado (Las fallas de las bombas se cubren con bombas de emergencia).

Como no hay información de la duración y frecuencia de las interrupciones eléctricas, supondremos diferentes datos (Tabla 1), calcularemos sus resultados haciendo un estudio de la sensibilidad del fenómeno a las suposiciones hechas, y demostraremos que el resultado es poco sensible a las suposiciones.

Partimos de los siguientes hechos:

- 1.) El número de interrupciones siempre es positivo.
- 2.) Las interrupciones de mayor duración son menos frecuentes.
- 3.) Siempre podrá haber una interrupción de duración mayor que la máxima registrada.

Por lo tanto la curva debe estar en la zona positiva y ser asintótica a los ejes coordenados (Fig. 2).



FORMA DE LA CURVA DURACION-FRECUEN-
CIA DE LAS INTERRUPCIONES DEL SERVICIO
ELECTRICO.

FIGURA 2

###

TABLA I

CASOS A CONSIDERAR :

C A S O	DURACION DE LA INTERRUPCION. (T)	FRECUENCIA (f)
I	1 minuto	2 por día (730 por año)
	1 hora	2 por año
II	1 minuto	1 cada día (365 por año)
	1 hora	2 por año
III	1 minuto	1 cada 2 días (180 por año)
	1 hora	2 por año

CALCULO

Establecido ésto, calcularemos los tres casos asimilando la curva a la forma:

$$y = Kx^a \dots (3)$$

Si:

y = f = Frecuencia (interrupciones por año).

x = T = Duración de la interrupción (minutos).

entonces:

$$f = KT^a \dots (4)$$

Suponiendo, por ejemplo, un gasto:

$$Q_{MI} = 2 \text{ m}^3/\text{min. (33.3 l.p.s. Aprox.)}$$

y volúmenes (a) del tanque de 120 m³. , 80 m³. , 40 m³. , 20 m³. ,

y 10 m³. (ver apéndice 1) calcularemos, para los casos I, II y -

III de la tabla 1, lo siguiente:

(b) El tiempo de vaciado del tanque lleno ($T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$)

(c) La frecuencia de la interrupción con la fórmula (4).

Esta frecuencia corresponde al número de días al año que hay -

###

(8) interrupción del servicio con una duración mayor que T.

- (d) La frecuencia de interrupciones mayores que T, durante el tiempo de máxima demanda (2 hrs. de cada 24 hrs.). Se calcula dividiendo la frecuencia entre 24 hrs. y multiplicando por 2 hrs.
- (e) La probabilidad de ocurrencia en un cierto día del año a la hora de máxima demanda, (dividiendo la frecuencia durante el tiempo de máxima demanda entre 365).
- (f) El nivel de confianza (n) se calcula restando la probabilidad de 1.0 y multiplicando por 100.

Con los datos obtenidos en el apéndice 1 podemos formar la siguiente tabla:

TABLA 2

Caso	Frecuencia de Falla por Año		n = Nivel de Confianza en %				
	T=1 min.	T=60 min.	T=60 min.	T=40 min.	T=20 min.	T=10 min.	T=5 min.
I	730	2	99.954	99.918	99.777	99.395	98.358
II	365	2	99.954	99.923	99.814	99.552	98.921
III	180	2	99.955	99.929	99.848	99.674	99.300

\bar{n} = 99.9543 99.9233 99.8130 99.5403 98.8597
 (\bar{n} - n) Máx= 0.0007 0.0057 0.0360 0.1453 0.5017

Donde se ve que la máxima desviación debida a nuestra suposición es de 5 milésimas en el nivel de confianza $\bar{n} = 98.8597$ para $T = 5$ min.

Con ésto concluimos que el fenómeno es poco sensible a la variable "Frecuencia de interrupciones"; especialmente para niveles de confianza superiores a 99%. Por lo tanto: Usaremos el caso más desfavorable (Caso 1):

$$f = \frac{730}{T \cdot 1.44} \quad \dots (5)$$

De esta ecuación y siguiendo el procedimiento marcado en el estudio de los tres casos podemos deducir:

$$V = K \cdot \frac{Q}{MI} \quad \dots (6)$$

Donde:

V = volúmen del tanque (m³) para un nivel de confianza n .

K = Relación volúmen gasto:

$$K = 0.4233 \sqrt{\frac{1.44}{100 \cdot n}} \quad \dots (7)$$

$\frac{Q}{MI}$ = Gasto máximo a la red (l.p.s.)

De las ecuaciones (6) y (2) se deduce:

$$Q_B = \frac{3.6 - K}{3.6} Q_{MI} \quad \dots (8)$$

(Ver apéndice 2)

CONCLUSIONES.

Con las ecuaciones (6), (7) y (8) calculamos la siguiente tabla de aplicación práctica:

T A B L A 3

Relación del nivel de confianza con el volúmen de tanque y los gastos (Q_{MI} y Q_B).

Nivel de Confianza	Volúmen del Tanque V (m3)	Gasto de la Bomba Q_B (l.p.s.)	No. Máximo de Arranque por hr.
99.00	0.42 Q_{MI}	0.88 Q_{MI}	4.5
99.50	0.69 Q_{MI}	0.81 Q_{MI}	2.9
99.80	1.29 Q_{MI}	0.64 Q_{MI}	1.0
99.90	2.09 Q_{MI}	0.50 Q_{MI} (2)	< 1
99.954	3.59 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1
99.99	10.36 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1
99.99	51.28 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1

NOTAS: 1) Q_{MI} en l.p.s.

2) De éste nivel de confianza en adelante debemos considerar que si:

$$Q_{MI} = 2 \times \text{Gasto medio.}$$

Entonces: Q_B (mínimo) = 0.5 Q_{MI} .

EJEMPLO : Un conjunto de 250 viviendas

	<u>Unidades Mueble/Vivienda</u>
Lavabo	1
W.C.	3
Regadera	2
Fregadero	2
Lavadero	1
Llave	1
	<hr/>
250 x 10U.M.= 2500 UM	T O T A L 10 U.M.

De la Gráfica de Hunter:

$$Q_{MI} = 24.92 \text{ l.p.s.}$$

$$= 25.00 \text{ l.p.s.}$$

De la tabla 3:

Para $n = 99.5\%$

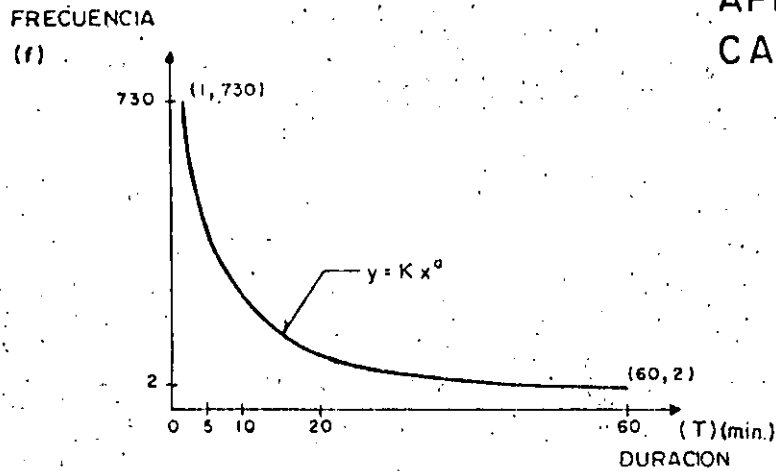
$$\begin{aligned} \text{Volúmen del tanque} = V &= 0.69 Q_{MI} \\ &= 0.69 \times 25 = 17.25 \text{ m}^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gasto de Bomba} = Q_B &= 0.81 \times Q_{MI} \\ &= 0.81 \times 25 = 20.25 \text{ l.p.s.} \end{aligned}$$

Para $n = 99.9\%$

$$\begin{aligned} V &= 2.09 \times 25 = 52.25 \text{ m}^3. \\ Q_B &= 0.50 Q_{MI} \\ &= 0.50 \times 25 = 12.50 \text{ l.p.s.} \end{aligned}$$

APENDICE I
CASO I



$y = Kx^a$

$730 = K \cdot 1^a$
$2 = K \cdot 60^a$

$$\frac{730}{2} = 365 = \left(\frac{1}{60}\right)^a \cdot 60^a$$

$-a = b$

$$365 = 60^b$$

$\text{Log } 365 = b \cdot \text{Log } 60$

$b = \frac{\text{Log } 365}{\text{Log } 60} = 1.44 \implies a = -1.44$

$K = 730$

$y = \frac{730}{x^{1.44}}$

$f = \frac{730}{T^{1.44}}$

Duración de la falla (T)	Frecuencia
1 minuto	2 cada día (730 por año)
1 hora	2 por año

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

$Q_{MI} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000 \text{ l.p.m} = 2 \text{ m}^3/\text{min.}$

CALCULO

(a)	V_i	120 m^3	80 m^3	40 m^3	20 m^3	10 m^3
(b)	$T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.
(c)	frecuencia (días con interrupción al año)	2.008	3.600	9.769	26.505	71.913
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.167	0.300	0.814	2.209	5.990
(e)	P probabilidad	0.0005	0.0008	0.0022	0.0061	0.0164
(f)	n nivel de conf.	99.954	99.918	99.777	99.395	98.358

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

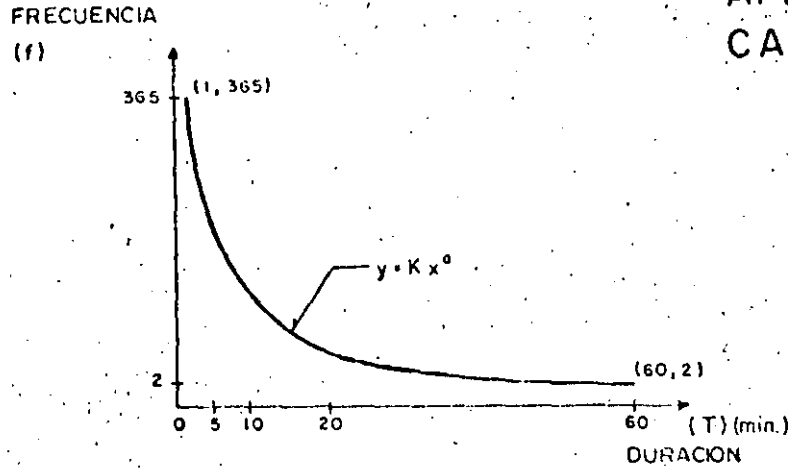
$$\frac{730}{(b)^{1.44}}$$

$$\frac{(c)}{12}$$

$(d) \div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

APENDICE I
CASO II



$y = Kx^a$

$365 = K \cdot 1^a$
$2 = K \cdot 60^a$

$$\frac{365}{2} = 182.5 = \left(\frac{1}{60}\right)^a \cdot 60^{-a}$$

$182.5 = 60^b$

$\text{Log } 182.5 = b \text{ Log } 60$

$b = \frac{\text{Log } 182.5}{\text{Log } 60} = 1.27 \Rightarrow a = -1.27$

$K = 365$

$y = \frac{365}{x^{1.27}}$

$f = \frac{365}{T^{1.27}}$

Duración de la falla (T)	Frecuencia
1 minuto	1 por día (365 por año)
1 hora	2 por año

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

$Q_{MI} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000 \text{ l.p.m} = 2 \text{ m}^3/\text{min.}$

CALCULO

(a)	V_i	120 m ³	80 m ³	40 m ³	20 m ³	10 m ³
(b)	$T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.
(c)	frecuencia (días con interrupción/año)	2.014	3.370	8.128	19.602	47.272
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.168	0.281	0.677	1.634	3.939
(e)	P probabilidad.	0.00046	0.00077	0.00186	0.00448	0.0108
(f)	n nivel de conf.	99.954	99.923	99.814	99.552	98.921

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

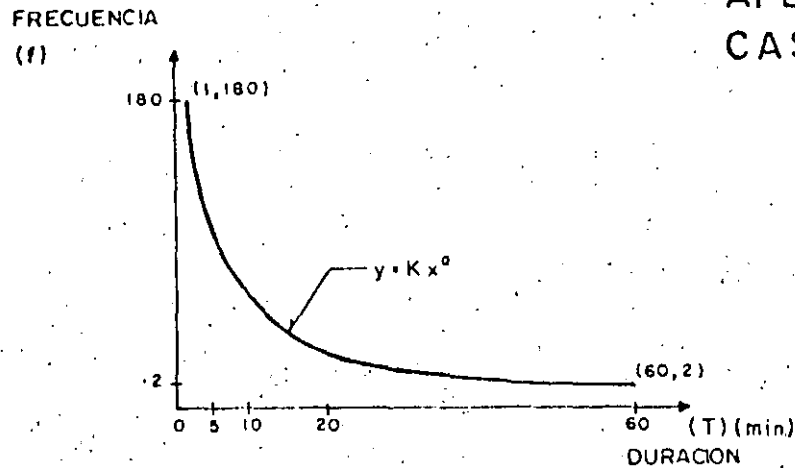
$\frac{365}{(b)^{1.27}}$

$\frac{(c)}{12}$

$(d) \div 365$

$(1000 - (e)) \times 100$

APENDICE I
CASO III



$y = Kx^a$

$$\begin{matrix} 180 = K1^a \\ 2 = K60^a \end{matrix}$$

$$\frac{180}{2} = 90 = \left(\frac{1}{60}\right)^a \cdot 60^a$$

$-a = b$

$$90 = 60^b$$

$\text{Log } 90 = b \text{ Log } 60$

$b = \frac{\text{Log } 90}{\text{Log } 60} = 1.10 \Rightarrow a = -1.10$

$K = 180$

$y = \frac{180}{x^{1.10}}$

$$f = \frac{180}{T^{1.10}}$$

Duración de la falla (T)	Frecuencia
1 minuto	1 cada 2 días (180 por año)
1 hora	2 por año

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

$Q_{MI} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000 \text{ l.p.m.} = 2 \text{ m}^3/\text{min.}$

CALCULO

(a)	V_i	120 m^3	80 m^3	40 m^3	20 m^3	10 m^3
(b)	$T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.
(c)	frecuencia (días con interrupción al año)	1.99	3.11	6.67	14.30	30.65
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.166	0.259	0.556	1.190	2.550
(e)	P probabilidad.	0.00045	0.00071	0.00152	0.00326	0.0070
(f)	n nivel de conf.	99.955	99.929	99.848	99.674	99.300

(a) $\div 2 \text{ m}^3/\text{min.}$

$\frac{180}{(b)^{1.10}}$

$\frac{(c)}{12}$

(d) $\div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

APENDICE 2

En la fórmula (8):

$$Q_B = \frac{3.6 - K}{3.6} Q_{MI}$$

Si $K = 3.6$, entonces $Q_B = 0$

Esto no quiere decir que no se necesitan bombas, sino simplemente que el tanque tiene un volúmen suficiente para suministrar el gasto Q_{MI} a la red durante una hora, que es el tiempo supuesto (fórmulas 1 y 2) de la máxima demanda.

Por lo tanto, comprobado que la duración de la demanda máxima es de una hora, no se debe calcular los tanques para un $K \geq 3.6$, (n = 99.954).

Los niveles de confianza correspondientes a K mayor de 3.6 de la tabla 2, deben ser considerados simplemente como índice de crecimiento de la eficiencia del sistema si la duración de la máxima demanda fuera indefinida.

VOLUMENES MINIMOS DE ALMACENAMIENTO EN SISTEMAS DE BOMBEO PARA UN MAXIMO DE 5 ARRANQUES POR HORA

- D = NUMERO DE BOMBAS
- Q = GASTO DE CADA BOMBA (lps)
- v = VOLUMEN TOTAL DE ALMACENAMIENTO
- ① SE CONSIDERA UN 10% DE VOLUMEN DE FONDO

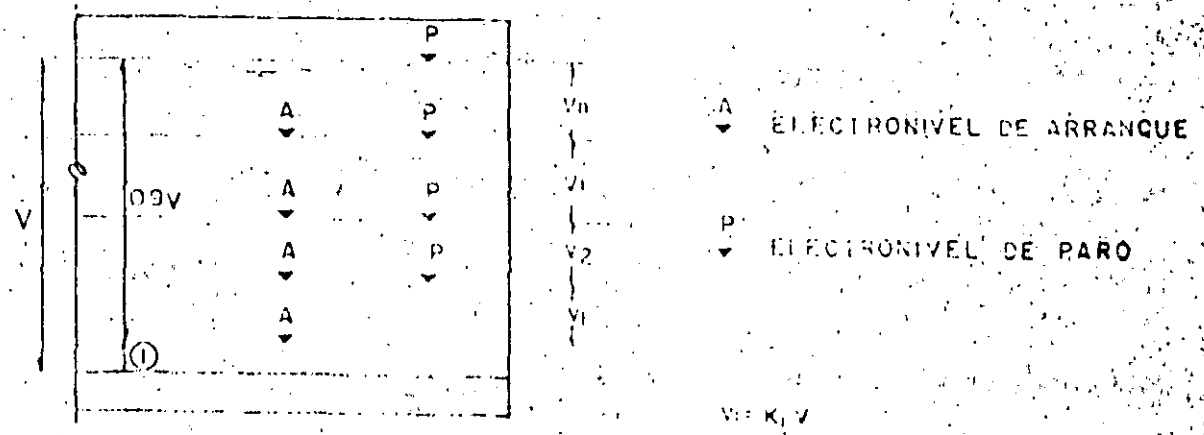


TABLA I

		FACTOR KI					
Kj \ Ki	0	1	2	3	4	5	6
V6							0.043
V5						0.06	0.085
V4					0.09	0.12	0.129
V3				0.15	0.18	0.18	0.171
V2			0.30	0.30	0.27	0.24	0.214
V1	0.90	0.50	0.45	0.46	0.30	0.25	

CALCULO DEL VOLUMEN DEL TANQUE (V), PARA m MINUTOS DE BOMBEO:

$$V = \frac{n(n+1)Q}{2 \times 0.9} \times 60 \times m \quad \text{Its.}$$

$$V = \frac{n(n+1)}{2 \times 0.9} \times 60 \times Q \times m \quad \text{Its.}$$

$$V = 33.33 n(n+1) \times Q \times m \quad \text{Its.}$$

Si $R = 33.33 n(n+1)$

$$V = R Q m$$

Si $m = 6$ (para un máximo de 5 sacques por hora)

$$V = 6 R Q \text{ Its.} = \frac{6R}{1000} Q m^3 = J Q m^3$$

TABLA - 2

		VALORES DE J					
		1	2	3	4	5	6
n.		1	2	3	4	5	6
6R		400	1200	2400	4000	6000	8400
J		0.4	1.2	2.4	4.0	6.0	8.4

Ejemplo: Si tengo 3 bombas de 500 l.p.s

de la tabla 2: $V = JQ = 2.4 \times 500 = 1200 m^3$

de la tabla 1: $v_3 = 0.15 \times 1200 = 180 m^3$

$v_2 = 0.30 \times 1200 = 360 m^3$

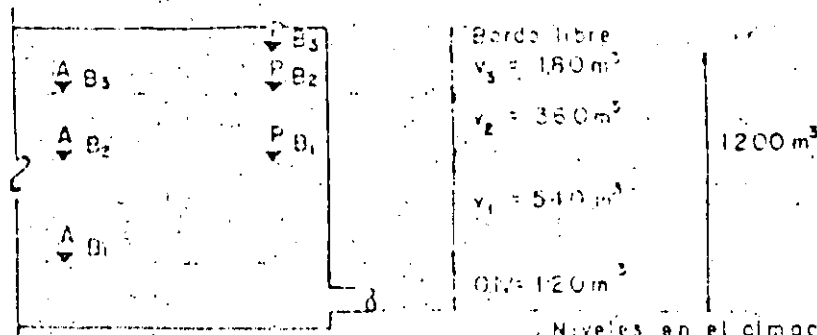
$v_1 = 0.45 \times 1200 = 540 m^3$

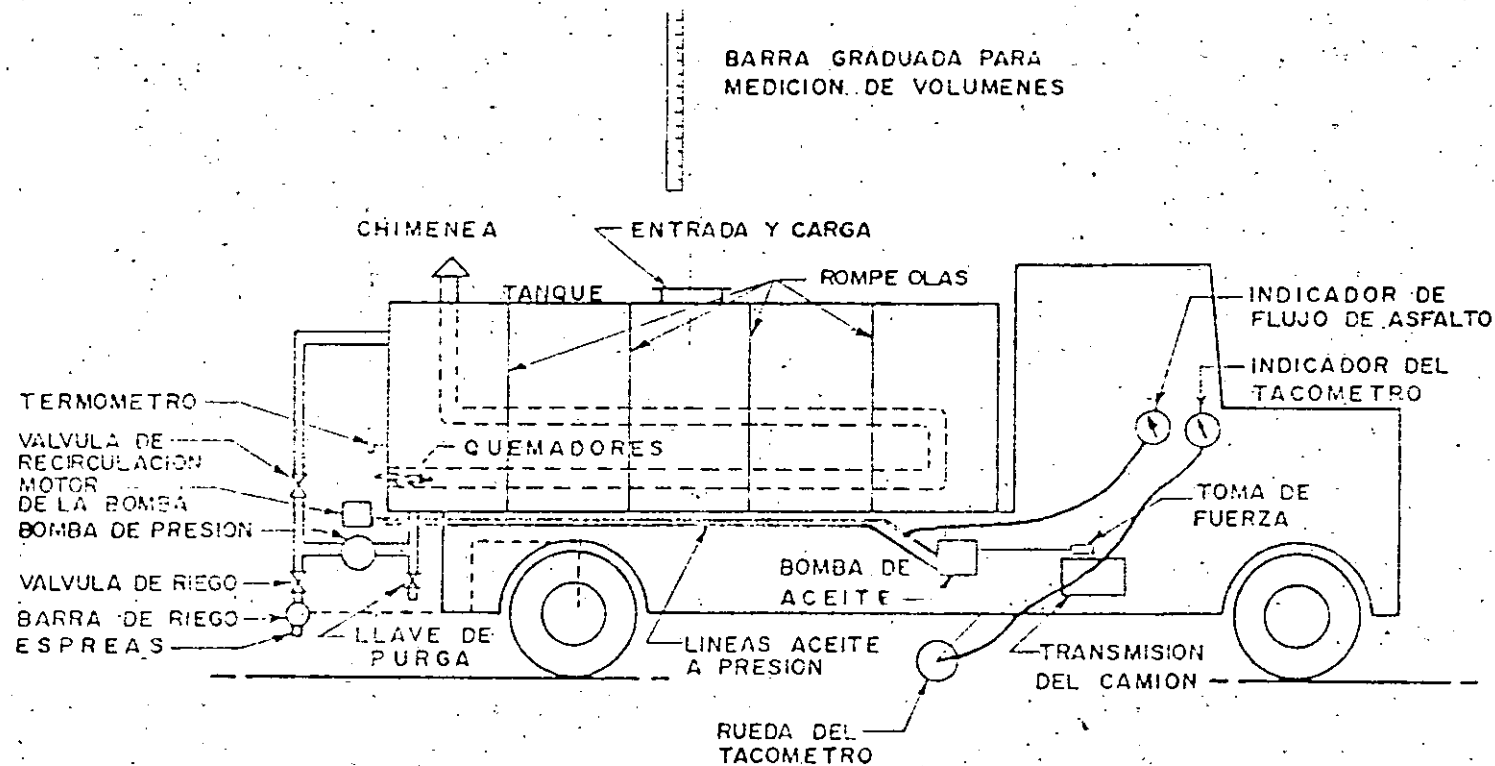
$1080 m^3$

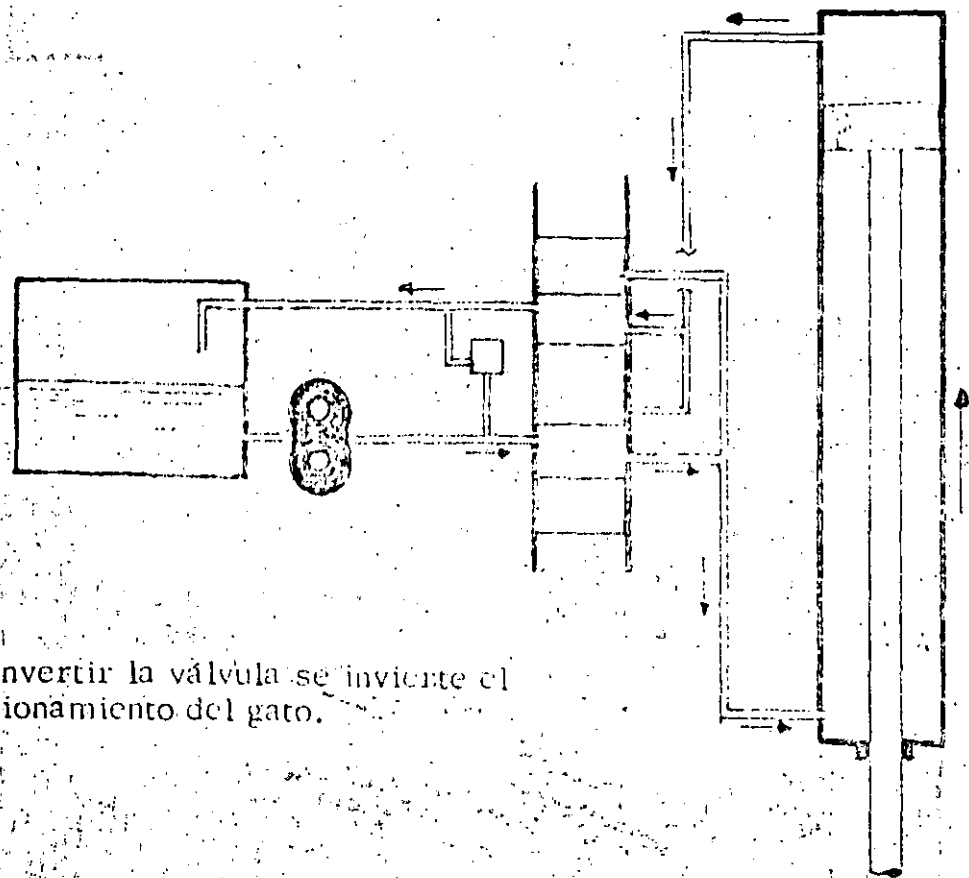
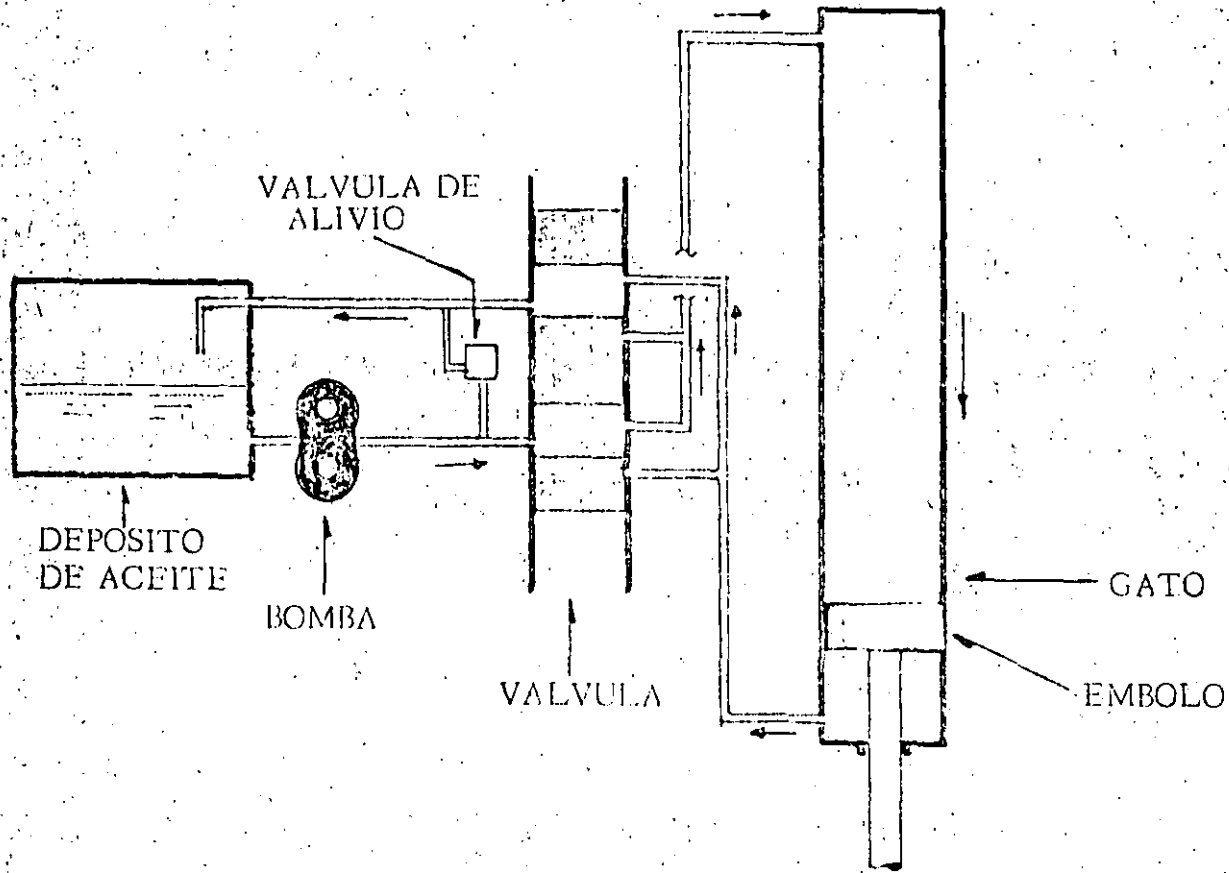
$0.1 V = 0.10 \times 1200 = 120 m^3$

$1200 m^3$

El acomodo final será:







Nota: Al invertir la válvula se invierte el funcionamiento del gato.

PROYECTO: _____ **AREA:** _____

Identificación _____

Tipo: _____ Tamaño: _____

Fabricante: _____ Modelo: _____ N°

N° de Pasos _____

DATOS DE OPERACION

Fluido Manejado: _____

% Sólidos (Por) _____ Tamaño Partícula Sólidos _____ Mesh(Max) _____

Gravedad Esp. _____ Gravedad Esp. (Sol. Secos) _____ Temp. Bombeo °F _____

Pres. Vapor _____ Psia. _____ *F _____ Viscosidad _____

Norma Max. Min. _____

Capacidad _____ T.D.H. _____

Cabeza de Succión _____ (-FT. Lq.)(-Psig.)(-Pos.)(-Neg.) _____ NPSH Disponible _____

Cabeza de Descarga _____ (-FT. Lq.)(-Psig.) _____

Cabeza de Descarga Est. _____ Pies (No Excederse de la Cabeza de la Bomba)

Vel. Bomba _____ R.P.M. Vel. Perm. del Imp. _____ FT/Min.(Max.) _____ Velocidad Esp. _____

Operación (-Continua)(-Intermitente) _____ - Horas por Día (ON) (OFF) _____

Corrosión/Eras. Permisible _____

Altitud de Instalación _____ Pies _____

CONSTRUCCION

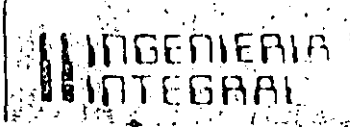
UNIDAD	TIPO	MATERIAL	CONEXION	TAMAÑO	TIPO	POSICION
Carcasa			Succión			
Impulsor			Descarga			
Ferros			Dren			
Port Descarga			Man.			
Anillos			Sello			
Caja de Empaque						
Empaque						
Sello Mecánico						
Flecha						

Tipo Cojinete _____ Lubr: _____

ACCESORIOS

MOTOR ELECTRICO			MISC.	Propor. Bot.
Prop. por _____	Fabr. por _____	Banda _____	Placa Base _____	
Fabricado por _____	Modelo _____	Engrane _____	Cople _____	
Tipo _____	Frame _____	Varificador de Vel. _____	Guarda de Cople _____	
Potencia _____		Otros _____	Guarda de Banda _____	
Aislamiento _____		Piso Por _____	Tubo Sello _____	
Tem. (°C) Arriba (°) Amb _____			Manómetro _____	
Cojinetes _____	Lubricantes _____			
Potencia Electrica (Volts) (Fase) (Cic/Sec) _____		Fabr Por _____		

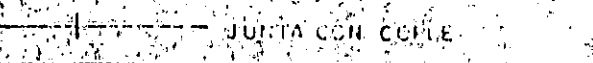
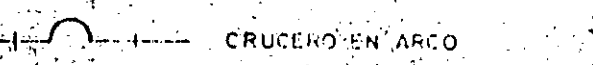
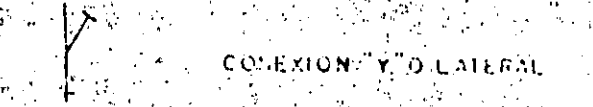
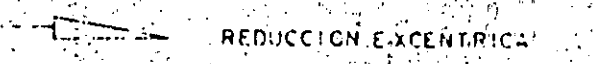
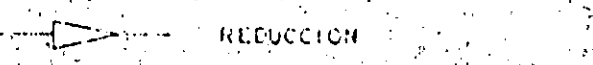
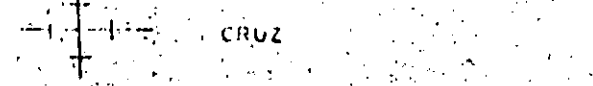
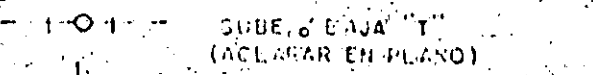
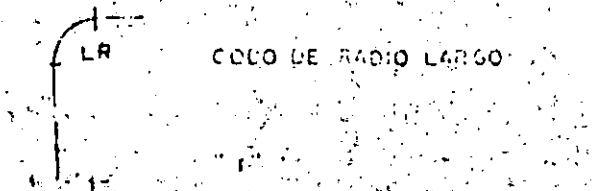
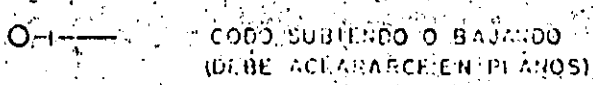
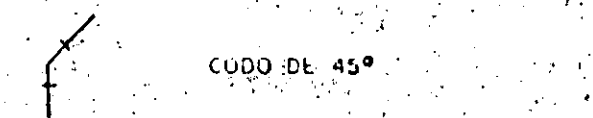
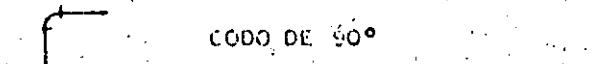
N°	Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	N°	Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	Aprob.

	ESPECIFICACION DE BOMBAS	A G R E V A	REV.
		5610	_____

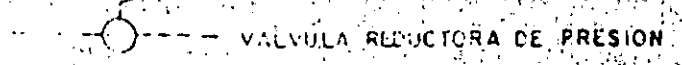
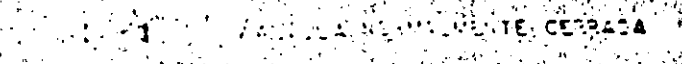
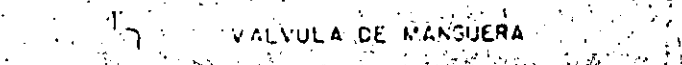
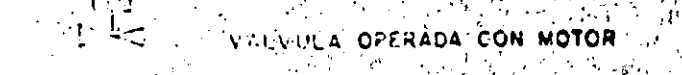
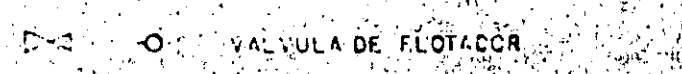
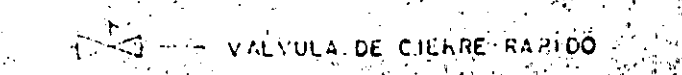
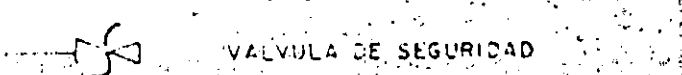
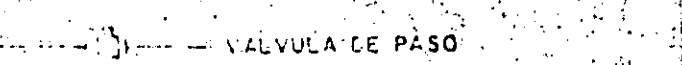
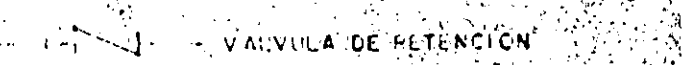
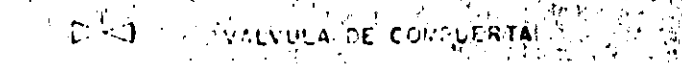
- AGUAS NEGRAS
- A P--- AGUAS PLUVIALES
- VENTILACION
- AGUA FRIA
- AGUA CALIENTE
- RETORNO AGUA CALIENTE
- F--- F LINEA CONTRA INCENDIO

LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LINEA LLENA CON LAS INICIALES CORRESPONDIENTES.

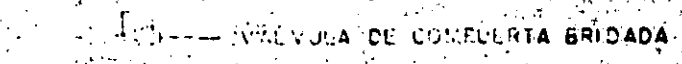
- EJEMPLO.
- A C--- AIRE COMPRIMIDO
 - G--- GAS
 - S--- SUMINISTROS MUNICIPALES
 - S---S--- DRENAJE



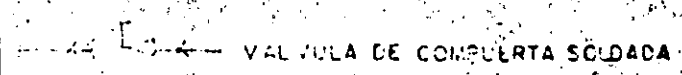
- J--- JUNTA FRIDA
- J--- JUNTA ATORNILLADA
- X--- JUNTA SOLDADA
- C--- JUNTA CON ESTANO Y SOPLETE
- J--- BRIDA CON JUNTA DE EXP.
- J--- BRIDA DE REDUCCION
- U--- UNION



LA TUBERIA CON CONEXIONES BRIDADAS SE ORDENAN DE LA SIGUIENTE MANERA.



LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN

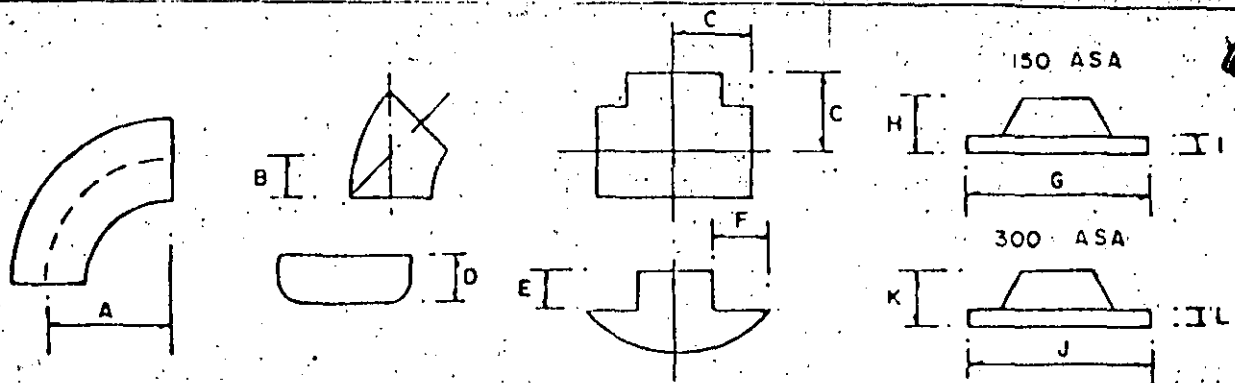


ANEXOS

TIPO	DIAM. NOM. PLG.	DIAM. EXTERIOR MM.	DIAM. INTERIOR MM.	ESPESOR PARED MM.	DIAM. INT. AL CUADRADO CM ²	AREA SECC. METALICA CM ²	AREA SECC. TRANSV. INT. CM ²	MOMENTO DE INERCIA CM ⁴	MODULO DE SECCION CM ³	RADIO DE GIRO CM.	PESO TUBO SIN AGUA KG/M.L.	PESO TUBO LLENO AGUA KGS/M.L.
C E D U L A 4 0	1/8	10.3	6.8	1.73	0.46	0.465	0.363	0.0443	0.0861	0.31	0.357	0.394
	1/4	13.7	9.2	2.24	0.85	0.806	0.665	0.1379	0.2010	0.41	0.625	0.692
	3/8	17.1	12.5	2.31	1.56	1.077	1.228	0.3035	0.3540	0.53	0.848	0.972
	1/2	21.3	15.8	2.77	2.50	1.613	1.960	0.7113	0.6668	0.66	1.265	1.461
	3/4	26.3	20.9	2.87	4.36	2.148	3.431	1.5417	1.1561	0.85	1.682	2.027
	1	33.4	26.6	3.38	7.08	3.187	5.557	3.6354	2.1768	1.07	2.500	3.057
	1 1/4	42.2	35.1	3.56	12.32	4.316	9.289	8.1040	3.8441	1.37	3.378	4.344
	1 1/2	48.3	40.9	3.68	16.73	5.155	13.14	12.8990	5.3456	1.58	4.048	5.361
	2	60.3	52.5	3.91	27.50	6.936	21.65	27.7210	9.1906	2.00	5.432	7.596
	2 1/2	73.0	62.7	5.16	39.31	10.994	30.88	63.6834	17.44	2.41	8.616	11.701
	3	88.9	77.9	5.49	60.68	14.374	47.66	125.5770	28.25	2.96	11.280	16.044
	3 1/2	101.6	90.1	5.74	81.18	17.290	63.76	199.29	39.23	3.40	13.557	19.937
	4	114.3	102.3	6.02	104.65	20.471	82.19	301.06	52.68	3.84	16.057	24.266
	5	141.3	128.2	6.55	164.35	27.768	129.08	631.01	89.31	4.77	21.757	34.665
	6	168.3	154.1	7.11	237.47	36.026	186.51	1171.28	139.21	5.70	28.230	46.862
	8	219.1	202.7	8.18	410.87	54.168	322.70	3017.26	275.45	7.47	38.022	70.265
	10	273.1	254.5	9.27	647.70	76.774	508.71	6688.84	489.94	9.33	60.241	111.077
	12	323.9	303.2	10.31	919.32	101.742	722.02	12499.43	771.93	11.08	79.661	151.837
	14	355.6	333.4	11.10	1111.56	120.065	873.02	17860.49	1004.53	12.20	94.305	181.571
	16	406.4	381.1	12.70	1452.37	157.097	1140.69	30463.98	1499.21	13.93	123.175	237.138
	18	457.2	428.7	14.27	1837.84	198.646	1443.44	48782.32	2133.96	15.67	155.885	300.132
	20	508.0	477.9	15.06	2283.88	233.226	1793.76	70894.21	2790.72	17.43	182.910	362.174
	24	609.6	574.7	17.45	3302.80	324.582	2594.02	142517.64	4675.78	20.95	254.728	514.010
	C E D U L A 8 0	1/8	10.3	5.5	2.41	0.30	0.600	0.23	0.0506	0.0984	0.29	0.461
1/4		13.7	7.7	3.02	0.59	1.013	0.46	0.1568	0.2286	0.39	0.804	0.850
3/8		17.1	10.7	3.20	1.15	1.400	0.91	0.3588	0.4185	0.51	1.101	1.192
1/2		21.3	13.9	3.73	1.92	2.065	1.51	0.8358	0.7835	0.64	1.622	1.773
3/4		26.7	18.6	3.91	3.55	2.794	2.79	1.8643	1.3981	0.82	2.188	2.467
1		33.4	24.3	4.55	5.91	4.123	4.64	4.3954	2.6319	1.03	3.229	3.692
1 1/4		42.2	32.5	4.85	10.54	5.684	8.28	10.0645	4.7740	1.33	4.464	5.290
1 1/2		48.3	38.1	5.08	14.52	6.890	11.40	16.2830	6.7480	1.54	5.402	6.540
2		60.3	49.3	5.54	24.26	9.529	19.05	36.1247	11.98	1.95	7.471	9.374
2 1/2		73.0	59.0	7.01	34.01	14.542	27.34	80.0829	21.93	2.35	11.399	14.128
3		88.9	73.7	7.62	54.26	19.458	42.61	162.08	36.46	2.89	15.254	19.509
3 1/2		101.6	85.4	8.08	73.03	23.729	57.36	261.39	51.46	3.34	18.617	24.342
4		114.3	97.2	8.56	94.45	28.432	74.19	400.00	69.99	3.75	22.293	29.968
5		141.3	124.8	9.53	149.42	39.432	117.36	860.35	121.78	4.67	30.924	42.643
6		168.3	146.3	10.97	214.13	54.226	168.19	1685.32	200.31	5.57	42.517	59.318
8		219.1	193.7	12.70	375.10	82.323	294.58	4399.57	401.65	7.31	64.571	94.022
10		273.1	242.9	15.06	590.13	122.065	463.49	10189.35	746.34	9.14	95.733	142.059
12		323.9	289.0	17.45	834.91	167.936	655.74	19775.16	1221.25	10.85	131.717	197.256
14		355.6	317.5	19.05	1008.07	201.420	791.74	28607.59	1608.98	11.92	157.938	237.078
16		406.4	363.6	21.41	1321.87	258.968	1038.20	48116.35	2367.93	13.63	203.074	306.843
18		457.2	409.6	23.80	1677.75	324.065	1317.68	76295.22	3337.50	15.35	254.103	385.805
20		508.0	455.6	26.19	2075.94	396.388	1630.46	115379.35	4542.49	17.06	310.832	473.800
24		609.6	547.7	30.94	3000.07	562.389	2356.26	236086.47	7745.62	20.49	441.031	676.547

1964

25

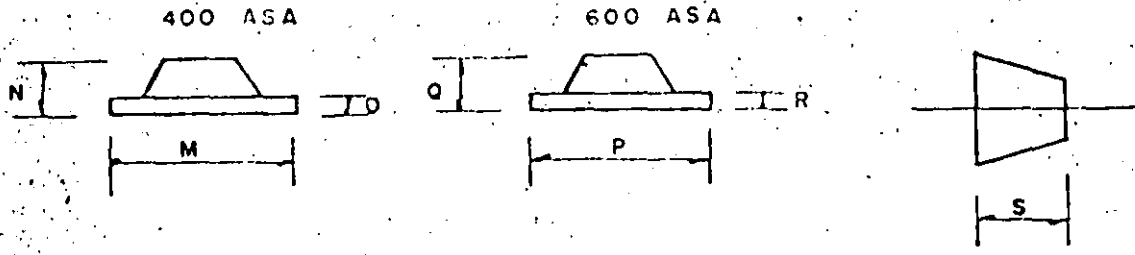


(Ø") Ø mm	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
(1/4") 6												
(1/2") 13	38	16	25				89	48	11	95	52	14
(3/4") 19	29	11	29				98	52	13	117	57	16
(1") 25	38	22	38	38			108	56	14	124	62	17
(1 1/4") 32	48	25	48	38			117	57	16	133	65	19
(1 1/2") 38	57	29	57	38			127	62	17	156	68	21
(2") 51	76	35	64	38	37	54	152	64	19	165	70	22
(2 1/2") 64	95	44	76	38	41	54	178	70	22	191	76	25
(3") 76	114	51	86	51	44	57	191	70	24	210	79	29
(3 1/2") 89	133	57	95	64	44	57	216	71	24	229	81	30
(4") 102	152	64	105	64	44	64	229	76	24	254	86	32
(5") 127	191	79	124	76	51	70	254	89	24	279	98	35
(6") 152	229	95	143	89	60	95	279	89	25	318	98	37
(8") 203	305	127	178	102	70	108	343	102	29	381	111	41
(10") 254	381	159	216	127	76	127	406	102	30	445	117	48
(12") 305	457	191	254	152	95	152	483	114	32	521	130	51
(14") 356	533	222	279	165	102	152	533	127	35	584	143	54
(16") 406	610	254	305	178	108	184	597	127	37	648	146	57
(18") 457	686	286	343	203	108	184	635	140	40	711	159	60
(20") 508	762	318	381	229	133	197	699	144	43	775	162	64
(22") 559	838	343	419	267								
(24") 610	914	381	432	267	152	241		152	48	914	168	70
(26") 660	991	406	495	267								
(30") 762	1143	470	559	267								
(36") 914	1372	565	673									

INGENIERIA INTEGRAL

**TUBERIA SOLDADA
DIMENSIONES DE
ACCESORIOS**

N O R M A	REV.
5102	
HOJA 1 DE 4	



tb

(Ø")	Ø mm	M	N	O	P	Q	R	Ø"	S	Ø"	S
(1/4")	6							3/4 x 3/8	38	3/2 x 3	102
(1/2")	13	95	52	14	95	52	14	3/4 x 1/2	38	4 x 1	102
(3/4")	19	117	57	16	117	57	16	1 x 3/8	51	4 x 1 1/4	102
(1")	25	124	62	17	124	62	17	1 x 1/2	51	4 x 1 1/2	102
(1 1/4")	32	133	67	21	133	67	21	1 x 3/4	51	4 x 2	102
(1 1/2")	38	156	70	22	156	70	22	1 1/4 x 1/2	51	4 x 2 1/2	102
(2")	51	165	73	25	165	73	25	1 1/4 x 3/4	51	4 x 3	102
(2 1/2")	64	191	79	29	191	79	29	1 1/4 x 1	51	4 x 3 1/2	102
(3")	76	210	83	32	210	83	32	1 1/2 x 1/2	64	5 x 2	127
(3 1/2")	89	229	86	35	229	86	35	1 1/2 x 3/4	64	5 x 2 1/2	127
(4")	102	254	89	35	273	102	38	1 1/2 x 1	64	5 x 3	127
(5")	127	279	102	38	330	114	44	1 1/2 x 1 1/4	64	5 x 3 1/2	127
(6")	152	318	103	41	356	117	48	2 x 3/4	72	5 x 4	127
(8")	203	381	117	48	419	133	56	2 x 1	72	6 x 2	140
(10")	254	445	124	54	508	152	64	2 x 1 1/4	72	6 x 2 1/2	140
(12")	305	521	137	57	559	156	67	2 x 1 1/2	72	6 x 3	140
(14")	356	584	149	60	603	165	70	2 1/2 x 1	89	6 x 3 1/2	140
(16")	406	648	152	64	686	178	76	2 1/2 x 1 1/4	89	6 x 4	140
(18")	457	711	165	67	743	184	83	2 1/2 x 1 1/2	89	6 x 5	140
(20")	508	775	168	70	813	191	89	2 1/2 x 2	89	8 x 3	152
(22")	559							3 x 1	89	8 x 3 1/2	152
(24")	610	914	175	76	940	203	102	3 x 1 1/4	89	8 x 4	152
(26")	660							3 x 1 1/2	89	8 x 5	152
(30")	762							3 x 2	89	8 x 6	152
(36")	914							3 x 2 1/2	89	10 x 3	178
								3 1/2 x 1 1/4	102	10 x 4	178
								3 1/2 x 1 1/2	102	10 x 5	178
								3 1/2 x 2	102	10 x 6	178
								3 1/2 x 2 1/2	102	10 x 8	178

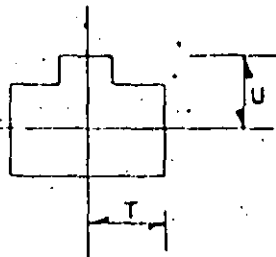
ESPERAGOS

ESPERAGOS

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O R M A	REV.
5102	
HOJA 2 DE 4	



67

Ø"	S	Ø"	S	Ø"	T	U	Ø"	T	U
12 x 4	203	26 x 20	610	1/2 x 1/4	25	25	3 1/2 x 2 1/2	95	89
12 x 5	203	26 x 22	610	1/2 x 3/8	25	25	3 1/2 x 3	95	92
12 x 6	203	26 x 24	610	3/4 x 3/8	29	29	4 x 1 1/2	105	86
12 x 8	203	28 x 20	610	3/4 x 1/2	29	29	4 x 2	105	89
12 x 10	203	28 x 22	610	1 x 3/8	38	38	4 x 2 1/2	105	85
14 x 6	330	28 x 24	610	1 x 1/2	38	38	4 x 3	105	98
14 x 8	330	28 x 26	610	1 x 3/4	38	38	4 x 3 1/2	105	102
14 x 10	330	30 x 20	610	1 1/4 x 1/2	48	48	5 x 2	124	105
14 x 12	330	30 x 22	610	1 1/4 x 3/4	48	48	5 x 2 1/2	124	108
16 x 8	356	30 x 24	610	1 1/4 x 1	48	48	5 x 3	124	111
16 x 10	356	30 x 26	610	1 1/2 x 1/2	57	57	5 x 3 1/2	124	114
16 x 12	356	30 x 28	610	1 1/2 x 3/4	57	57	5 x 4	124	117
16 x 14	356	36 x 20	610	1 1/2 x 1	57	57	6 x 2	143	121
18 x 10	381	36 x 24	610	1 1/2 x 1 1/4	57	57	6 x 2 1/2	143	121
18 x 12	381	36 x 30	610	2 x 3/4	64	44	6 x 3	143	124
18 x 14	381			2 x 1	64	51	6 x 3 1/2	143	127
18 x 16	381			2 x 1 1/4	64	57	6 x 4	143	130
20 x 12	508			2 x 1 1/2	64	60	6 x 5	143	137
20 x 14	508			2 1/2 x 1	76	57	8 x 3	178	152
20 x 16	508			2 1/2 x 1 1/4	76	64	8 x 3 1/2	178	152
20 x 18	508			2 1/2 x 1 1/2	76	67	8 x 4	178	156
22 x 14	508			2 1/2 x 2	76	70	8 x 5	178	156
22 x 16	508			3 x 1	86	67	8 x 6	178	168
22 x 18	508			3 x 1 1/4	86	70	10 x 3	216	184
22 x 20	508			3 x 1 1/2	86	73	10 x 4	216	184
24 x 16	508			3 x 2	86	76	10 x 5	216	191
24 x 18	508			3 x 2 1/2	86	83	10 x 6	216	194
24 x 20	508			3 1/2 x 1 1/2	95	79	10 x 8	216	203
26 x 18	610			3 1/2 x 2	95	83	12 x 4	254	216

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O R M A
5 1 0 2
HOJA 3 DE 4



68

O"	T	U	O	T	U
12 x 5	254	216	22 x 20	419	406
12 x 6	254	219	24 x 10	432	384
12 x 8	254	228	24 x 12	432	397
12 x 10	254	251	24 x 14	432	406
14 x 6	279	238	24 x 16	432	406
14 x 8	279	248	24 x 18	432	419
14 x 10	279	257	24 x 20	432	432
14 x 12	279	270	24 x 22	432	432
16 x 6	305	264	26 x 12	495	422
16 x 8	305	273	26 x 14	495	432
16 x 10	305	283	26 x 16	495	432
16 x 12	305	295	26 x 18	495	445
16 x 14	305	305	26 x 20	495	457
18 x 8	394	298	26 x 22	495	470
18 x 10	394	308	26 x 24	495	483
18 x 12	394	321	30 x 16	559	483
18 x 14	394	330	30 x 18	559	495
18 x 16	394	330	30 x 20	559	508
20 x 8	381	324	30 x 22	559	521
20 x 10	381	333	30 x 24	559	533
20 x 12	381	346	30 x 26	559	546
20 x 14	381	356			
20 x 16	381	356			
20 x 18	381	368			
22 x 10	419	359			
22 x 12	419	371			
22 x 14	419	381			
22 x 16	419	381			
22 x 18	419	394			

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O R M A

REV.

5102

HOJA 1 DE 4

DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS DEL TUBO DE COBRE

DIAMETROS NOMINALES		Diam. Exterior mm (1)	Superficie Exterior m ² /m.	T I P O K			T I P O L			T I P O M		
Pulg. Amer.	m m. metrico			Espesor m m.	Diam. Inter. mm.	Peso Teór. Kg/m (2)	Espesor m m.	Diam. Inter. mm.	Peso Teór. Kg/m (2)	Espesor m m.	Diam. Inter. mm.	Peso Teór. Kg/m (2)
1/8	3	6.350	0.0199	0.813	4.724	0.126	0.635	5.080	0.102	0.635	5.008	0.012
1/4	6	9.525	0.0299	0.813	7.899	0.199	0.762	8.001	0.188	0.635	8.255	0.159
3/8	10	12.700	0.0399	1.245	10.210	0.400	0.889	10.922	0.925	0.635	11.430	0.215
1/2	13	15.875	0.0499	1.245	13.385	0.511	1.016	13.843	0.424	0.711	14.453	0.303
5/8	16	19.050	0.0598	1.245	16.560	0.622	1.067	16.916	0.539	0.762	17.526	0.391
3/4	20	22.225	0.0698	1.651	18.923	0.954	1.143	19.939	0.677	0.813	20.599	0.489
1	25	28.575	0.0898	1.651	25.273	1.248	1.270	26.035	0.974	0.889	26.797	0.691
1 1/4	32	34.925	0.1097	1.651	31.623	1.543	1.397	32.131	1.316	1.967	32.791	1.014
1 1/2	40	41.275	0.1297	1.829	37.617	2.026	1.524	38.227	1.701	1.245	38.785	1.399
2	50	53.975	0.1696	2.108	49.759	3.071	1.778	50.419	2.607	1.473	51.029	2.172
2 1/2	60	66.675	0.2095	2.413	61.849	4.355	2.032	62.611	3.689	1.651	63.373	3.015
3	80	79.375	0.2494	2.769	73.837	5.957	2.286	74.803	4.949	1.829	75.717	3.983
3 1/2	90	92.075	0.2893	3.048	85.979	7.621	2.540	86.995	6.387	2.108	87.859	5.327
4	100	104.775	0.3292	3.404	97.967	9.690	2.794	99.187	8.003	2.413	99.949	6.937
5	125	130.175	0.4090	4.064	122.047	14.394	3.175	123.825	11.325	2.769	124.637	9.907
6	150	155.575	0.4888	4.877	145.821	20.641	3.556	148.463	15.183	3.099	149.377	13.207
8	200	206.375	0.6483	6.883	192.609	38.567	5.080	196.215	28.720	4.318	197.739	24.504
10	250	257.175	0.8079	8.585	240.005	59.941	6.350	244.475	44.733	5.385	246.405	38.080
12	300	307.975	0.9675	10.287	287.401	86.008	7.112	293.751	60.096	6.452	295.071	54.636

INDUSTRIAL

PESO Y DIMENSIONES DE
TUBERIA CON JUNTA BIFLEX
ASBESTO-CEMENTO

DIAMETRO INTERIOR		A-5						A-7						A-10						A-14						
		DIAMETRO EXTERIOR		PESO				DIAMETRO EXTERIOR		PESO				DIAMETRO EXTERIOR		PESO				DIAMETRO EXTERIOR		PESO				
PULGADAS	MILIMETROS	TORNEADO EN MM. a	EN BRUTO EN MM. b	TUBO KG/M.L.	COPEL KG.	JUEGO DE SANILLOS KG.	TUBO CON JUNTA KG./M.L.	TORNEADO EN MM. a	EN BRUTO EN MM. b	TUBO KG./M.L.	COPEL KG.	JUEGO DE SANILLOS KG.	TUBO CON JUNTA KG./M.L.	TORNEADO EN MM. a	EN BRUTO EN MM. b	TUBO KG./M.L.	COPEL KG.	JUEGO DE SANILLOS KG.	TUBO CON JUNTA KG./M.L.	TORNEADO EN MM. a	EN BRUTO EN MM. b	TUBO KG./M.L.	COPEL KG.	JUEGO DE SANILLOS KG.	TUBO CON JUNTA KG./M.L.	
3	76	91	95	4.30	2.00	0.15	4.65	93	97	5.20	2.20	0.15	5.70	97	101	6.60	2.60	0.15	7.27	103	109	9.40	3.50	0.15	10.25	
4	100	118	122	6.60	2.50	0.24	7.55	120	124	7.60	2.80	0.24	8.40	124	128	9.30	3.30	0.24	10.20	132	137	13.10	4.40	0.24	14.22	
6	150	172	176	12.00	4.10	0.30	13.12	174	178	13.50	4.40	0.30	14.65	178	182	16.00	5.00	0.30	17.30	190	194	23.90	8.70	0.30	25.94	
8	200	224	229	18.00	5.50	0.38	19.48	226	231	19.00	5.90	0.38	20.56	232	237	24.00	7.00	0.38	25.78	248	251	36.60	10.50	0.38	39.06	
10	250	276	283	26.00	7.50	0.53	28.03	284	289	31.00	9.00	0.53	33.33	298	303	45.00	12.60	0.53	48.05	310	315	58.60	15.50	0.53	62.43	
12	300	332	337	35.00	9.50	0.60	37.50	338	343	42.00	11.50	0.60	44.90	354	359	61.00	16.00	0.60	64.80	368	373	79.50	20.90	0.60	84.28	
14	350	388	393	38.60	13.40	0.90	43.38	396	401	49.00	16.20	0.90	53.14	414	419	71.30	22.50	0.90	76.70	430	435	109.00	27.80	0.90	115.46	
16	400	442	447	61.00	15.50	1.05	63.15	450	455	74.00	18.50	1.05	78.75	470	475	105.00	26.00	1.05	111.25	490	495	139.40	34.20	1.05	147.29	
18	450	496	502	65.50	20.50	1.20	70.65	506	512	83.00	25.40	1.20	94.28	526	532	120.30	34.50	1.20	128.40	552	558	177.50	42.90	1.20	187.28	
20	500	552	559	95.00	23.00	1.35	100.95	562	568	115.00	28.00	1.35	121.95	586	592	160.00	40.00	1.35	169.35	614	620	221.50	54.50	1.35	233.75	
24	600	658	664	127.00	30.00	2.25	135.25	666	674	150.00	36.00	2.25	159.45	696	702	213.00	50.00	2.25	225.25	730	736	306.00	70.70	2.25	321.39	
30	750	816	822	178.00	51.00	4.50	192.70	830	838	218.00	62.00	4.50	234.90													
36	900	980	986	265.00	60.20	5.25	262.25	1000	1006	332.00	74.40	5.25	362.13													

N O R M A

5.115

REV.

P R E S I O N E S

CLASE DE LA TUBERIA	DE TRABAJO		DE P R U E B A			
			EN FABRICA		EN O B R A	
	KGS./CM.2	LBS./PG.2	KGS./CM.2	LBS./PG.2	KGS./CM.2	LBS./PG.2
A - 5	5	7 5	1 7 . 5	2 5 0	8 . 5	1 2 5
A - 7	7	1 0 0	2 4 . 5	3 5 0	1 0 . 5	1 5 0
A - 10	10	1 5 0	3 5 . 0	5 0 0	1 3 . 5	2 0 0
A - 14	14	2 0 0	4 9 . 0	7 0 0	1 7 . 5	2 5 0

P R U E B A DE IMPERMEABILIDAD

PRESION DE P R U E B A		FUGAS PERMISIBLES EN LTS. POR CM. DE DIAMETRO POR KM. DE TUBERIA POR HORA
KGS. /CM. ²	LBS. / PG. ²	
1 0 . 5	1 5 0	3 . 8 7 5
8 . 5	1 2 5	3 . 5 4 2
7 . 0	1 0 0	3 . 1 6 6
5 . 0	7 5	2 . 7 0 8
3 . 5	5 0	2 . 2 5 0

INGENIERIA INTEGRAL

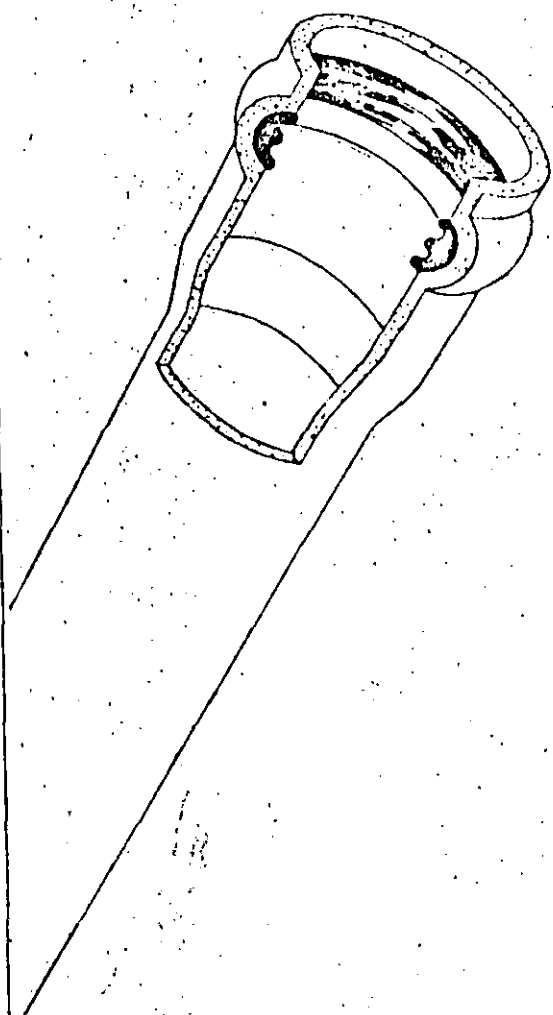
TUBERIA DE ASBESTO
PRESIONES Y PRUEBAS DE
IMPERMEABILIDAD

N O R M A

REV.

5116

HOJA DE 1



diámetro mm.	nominal pulg.	rd	diámetro exterior mm.	espesor
25	1	26	32.3	1.5
32	1 1/4	26	42.2	1.6
38	1 1/2	26	48.3	1.9
50	2	26	60.3	2.3
60	2 1/2	26	73.0	2.8
60	2 1/2	32.5	73.0	2.2
75	3	26	88.9	3.4
75	3	32.5	88.9	2.7
90	3 1/2	41	101.6	2.5
100	4	26	114.3	4.4
100	4	41	114.3	2.8
125	5	41	141.3	3.5
150	6	26	168.3	6.3
150	6	41	168.3	4.1
200	8	26	219.1	8.4
200	8	41	219.1	5.3

presion de trabajo a 23° C		
RD-26	11.2	kg/cm ²
RD-32.5	9.0	kg/cm ²
RD-41	7.1	kg/cm ²

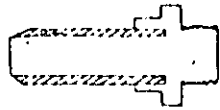
longitud util de suministro 6. M. L.



DIMENSIONES Y PRESIONES EN TUBERIAS DE P.V.C.

N O R M A	REV.
5120	
HOJA 1 DE 1	

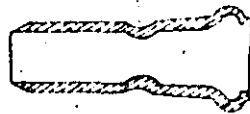
adaptador espiga



diámetro	
mm.	pulg.
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4

73

adaptador ac/pvc



50	2
60	2 1/2
75	3
100	4

tapón espiga



25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

tapón campana



25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

INGENIERIA INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

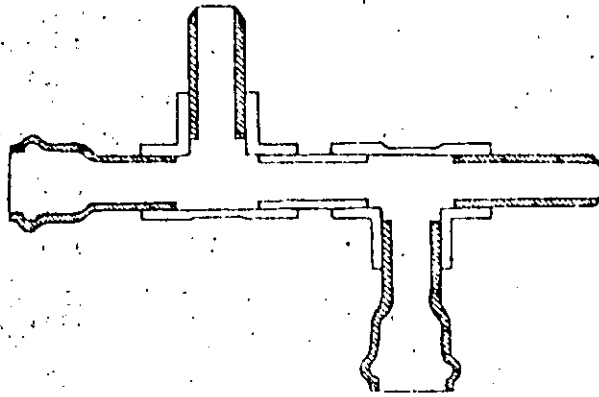
N O R M A

REV.

5121

HOJA DE 5

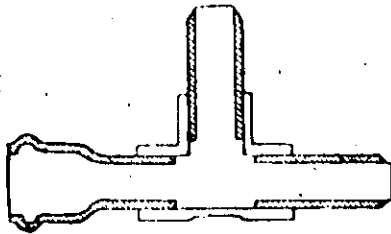
CRUZ



mm.	diámetro pulg.
25 X 25	1 X 1
30 X 25	1 1/2 X 1
38 X 38	1 1/2 X 1 1/2
50 X 38	2 X 1 1/2
60 X 50	2 X 2
60 X 50	2 1/2 X 2
60 X 60	2 1/2 X 2 1/2
75 X 50	3 X 2
75 X 60	3 X 2 1/2
75 X 75	3 X 3
90 X 50	3 1/2 X 2
90 X 60	3 1/2 X 2 1/2
90 X 75	3 1/2 X 3
90 X 90	3 1/2 X 3 1/2
100 X 50	4 X 2
100 X 60	4 X 2 1/2
100 X 75	4 X 3
100 X 90	4 X 3 1/2
100 X 100	4 X 4

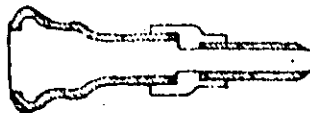
74

e



mm.	diámetro pulg.
25 X 25	1 X 1
32 X 32	1 1/4 X 1 1/4
38 X 25	1 1/2 X 1
38 X 38	1 1/2 X 1 1/2
50 X 38	2 X 1 1/2
50 X 50	2 X 2
60 X 50	2 1/2 X 2
60 X 60	2 1/2 X 2 1/2
75 X 50	3 X 2
75 X 60	3 X 2 1/2
75 X 75	3 X 3
90 X 50	3 1/2 X 2
90 X 60	3 1/2 X 2 1/2
90 X 75	3 1/2 X 3
90 X 90	3 1/2 X 3 1/2
100 X 50	4 X 2
100 X 60	4 X 2 1/2
100 X 75	4 X 3
100 X 90	4 X 3 1/2
100 X 100	4 X 4

reducción campana



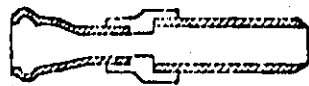
mm.	diámetro pulg.
32 X 25	1 1/4 X 1
38 X 25	1 1/2 X 1
38 X 32	1 1/2 X 1 1/4
50 X 38	2 X 2
60 X 50	2 1/2 X 2
75 X 50	3 X 2
75 X 60	3 X 2 1/2
90 X 50	3 1/2 X 2
90 X 60	3 1/2 X 2 1/2
90 X 75	3 1/2 X 3
100 X 50	4 X 2
100 X 60	4 X 2 1/2
100 X 75	4 X 3
100 X 90	4 X 3 1/2
125 X 100	5 X 4
150 X 100	6 X 4
150 X 125	6 X 5

INGENIERIA INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

N O R M A	REV.
5121	

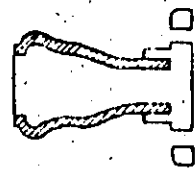
reducción espiga



diámetro	
mm.	pulg.
32 x 25	1 1/4 x 1
38 x 25	1 1/2 x 1
38 x 32	1 1/2 x 1 1/4
50 x 38	2 x 1 1/2
60 x 50	2 1/2 x 2
75 x 50	3 x 2
75 x 60	3 x 2 1/2
90 x 50	3 1/2 x 2
90 x 60	3 1/2 x 2 1/2
90 x 75	3 1/2 x 3
100 x 50	4 x 2
100 x 60	4 x 2 1/2
100 x 75	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 125	6 x 5

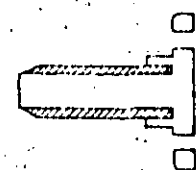
75

extremidad campana



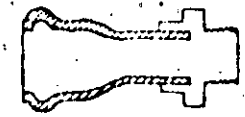
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

extremidad espiga

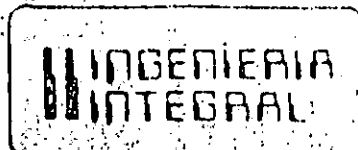


25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

adaptador campana



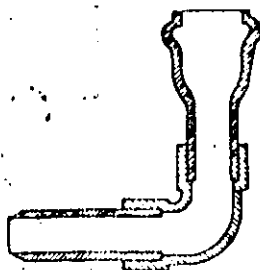
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4



PIEZAS DE PVC

N O R M A	REV.
5121	
NOIA 3 DE 5	

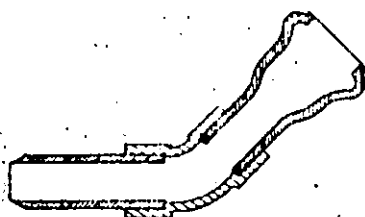
codo 90°



D i a m e t r o	
mm.	pulg.
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

76

codo 45°



D i a m e t r o	
mm.	pulg.
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

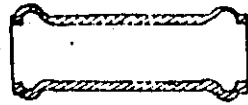
codo 22°



D i a m e t r o	
mm.	pulg.
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

cople de reparación

77



diámetro	
mm.	pulg.
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

anillos



25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

T A B L A I

78

DISTANCIA MAXIMA(EN METROS) ENTRE SOPORTES DE TUBERIAS

DIAMETRO NOMINAL		TUBERIA DE ACERO	TUBERIA DE ASBESTO CEMENTO	TUBERIA DE P.V.C.		
mm.	pulgs.			7°C	27°C	60°C
6	1/4"	1.20	1.20	1.20	0.90	0.45
13	1/2"	1.50	1.50	1.50	1.20	0.60
19	3/4"	1.83	1.83	1.65	1.35	0.60
25	1"	2.14	2.14	1.80	1.50	0.75
32	1 1/4"	2.40	2.40	1.80	1.65	0.75
38	1 1/2"	2.75	2.75	1.80	1.65	0.90
50	2"	3.05	3.05	1.80	1.65	0.90
60	2 1/2"	3.35	3.35	1.95	1.80	1.05
75	3"	3.66	3.66	2.15	1.80	1.05
100	4"	4.30	4.30	2.30	1.80	1.05
150	6"	5.20	5.20			
200	8"	5.80	5.80			
250	10"	6.70				
300	12"	7.00				
350	14"	7.60				
400	16"	8.30				
450	18"	8.60				
500	20"	9.20				
600	24"	9.80				

NOTAS:

- PARA TUBOS DE VARIOS DIAMETROS EN EL MISMO SOPORTE USE LA MENOR DISTANCIA.
- EN TUBERIA DE ASBESTO-CEMENTO DEBERA COLOCARSE UN SOPORTE EN CADA UNION, ADICIONALMENTE A LO INDICADO.

INGENIERIA INTEGRAL

SEPARACION ENTRE SOPORTES Y TUBERIAS

N O R M A

REV.

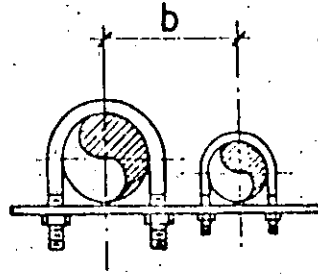
5 2 0 1

HOJA 1 DE 2

TABLA II

79

DISTANCIAb(mm) MINIMA ENTRE CENTROS DE
TUBERIAS DE DIFERENTES DIAMETROS.



DIAM.	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"
1/2"	79	81	84	88	92	97	116	124	137	150	178	203	246	284
3/4"		83	86	90	94	99	118	126	139	152	180	205	248	286
1"			89	93	97	102	121	129	142	155	183	208	251	289
1 1/4"				97	101	106	125	133	146	159	187	212	255	293
1 1/2"					105	110	129	137	150	163	191	216	259	297
2"						115	134	142	155	168	196	221	264	302
2 1/2"							144	152	165	178	206	231	274	312
3"								160	173	186	214	239	282	320
4"									186	199	227	252	295	333
5"										212	240	265	308	346
6"											258	283	326	364
8"												308	351	389
10"													381	419
12"														448

EJEMPLO: ENTRE EL EJE DE UNA TUBERIA DE 4" Y EL EJE DE UNA TUBERIA DE 8" DEBE HABER 252mm. COMO MINIMO.

INGENIERIA INTEGRAL

SEPARACION ENTRE
SOPORTES Y TUBERIAS

N O R M A	REV.
5201	
HOJA 2 DE 2	

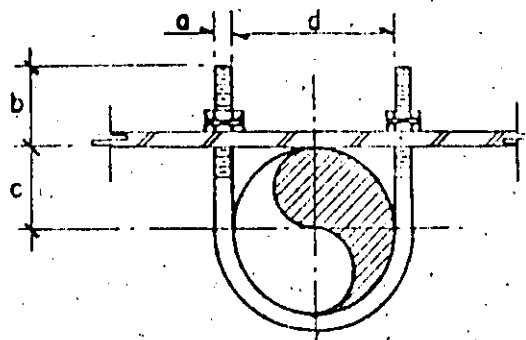


FIGURA 1

DIAMETRO TUBERIA EN PULG.	DIAMETRO VARILLA (a) PULG.	LONGITUD (b) MM.	LONGITUD (c) MM.	LONGITUD (d) MM.	MAX. CARGA RECOMENDABLE EN KGS.
1/2	3/8	64	11	24	220
3/4		56	13	29	
1		53	17	35	
1 1/4		52	21	43	
1 1/2		52	24	51	
2		52	30	62	
2 1/2	1/2	59	37	75	1025
3		64	45	91	
4		57	57	116	
5		56	71	143	
6	5/8	71	84	172	1645
8		71	110	222	
10	3/4	76	137	276	2460
12	7/8	82	162	327	3420
14		82	178	359	
16		82	203	410	
18		92	229	460	
20	1	92	254	511	4500
24		92	305	613	

MARCA GRINNEL. FIG. 137 o SIMILAR



SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

N O R M A	REV.
5202	
HOJA DE	

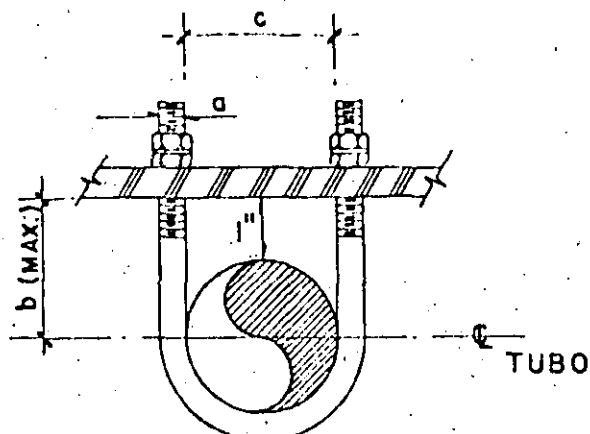


FIGURA - 2

DIAMETRO TUBERIA (pulg.)	DIAMETRO VARILLA (a) pulg.	LONGITUD. (b) mm.	LONGITUD (c) mm.	MAXIMA CARGA RECOMENDABLE EN KGS.
1/2"	3/8"	37	24	220
3/4"		40	29	
1"		41	35	
1 1/4"		46	43	
1 1/2"		49	51	
2"	1/2"	71	62	555
2 1/2"		62	75	
3"		70	91	
4"		83	116	
5"		95	143	
6"	5/8"	109	171	1645
8"		135	222	
10"	3/4"	162	276	2460
12"	7/8"	187	327	3420
14"		203	359	
16"		229	410	
18"		254	460	
20"		279	511	
24"	1"	330	613	4500

MARCA : GRINNELL FIG. 137 ó SIMILAR

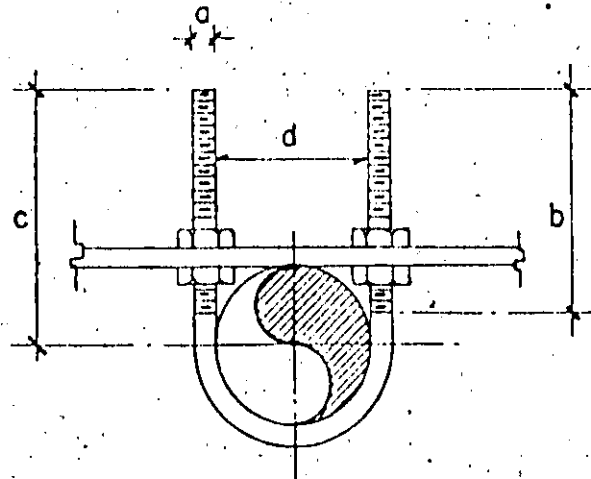


FIG. 3

DIAMETRO TUBERIA	DIAMETRO VARILLA (a) Pulg.	LONGITUD (b) mm	LONGITUD (c) mm	LONGITUD (d) mm	MAX. CARGA RECOMENDADA EN Kgs.
1/2"	3/8"	60	70	33	220
3/4"			70	38	
1"			70	45	
1 1/4"			73	52	
1 1/2"			76	60	
2"	1/2"	76	83	71	555
2 1/2"			95	87	
3"			101	103	
4"			114	129	
5"			127	156	
6"	5/8"	95	156	187	1645
8"			181	238	
10"			222	295	
12"	3/4"	101	245	349	2460
14"			260	381	
16"			286	432	
18"			321	486	
20"	7/8"	108	346		3420
24"			397		
	1"	121	346		4500
			397		

MARCA

FIG 137 ó SIMILAR



SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

N O R M A	REV.
5204	
H O J A	

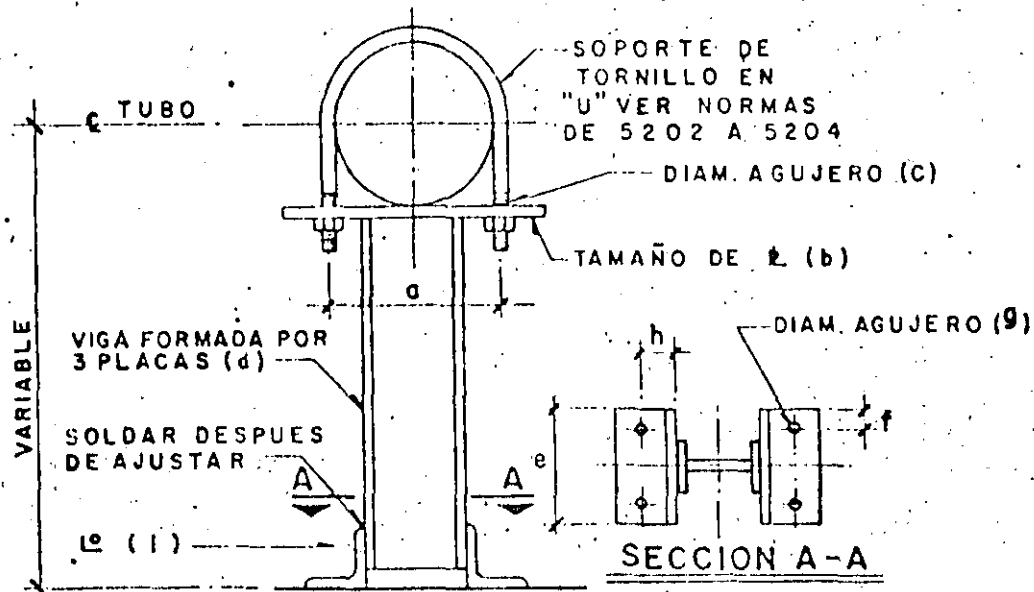
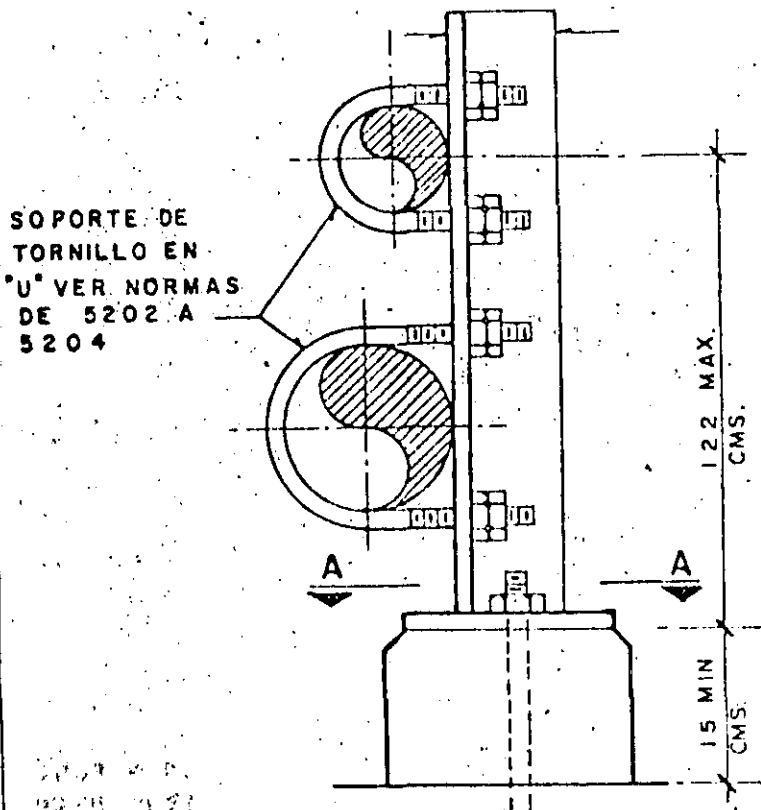


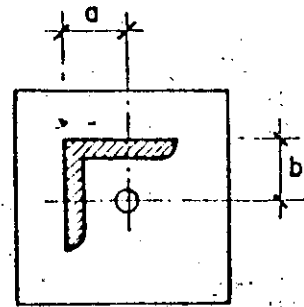
FIG. 1

DIAMETRO TUBERIA	a m m.	b m m.	c. pulg.	d	e m m.	f m m.	g pulg.	h m m.	i. pulg.
4"	129	229 x 101 x 10	5/8"						
5"	156	229 x 101 x 10	5/8"						
6"	187	305 x 101 x 10	3/4"		203				
8"	238	305 x 101 x 10	3/4"						
1 0"	295	432 x 101 x 10	7/8"			32	15/16"	45	3"
1 2"	349	432 x 101 x 10	1"						
1 4"	381	457 x 152 x 13	1"						
1 6"	431	508 x 152 x 13	1"		254				
1 8"	486	584 x 152 x 13	1 1/8"						
2 0"	537	635 x 203 x 13	1 1/8"		305	38	1 1/16"	64	4"
2 4"	638	736 x 203 x 13	1 1/8"						



SOPORTE DE
TORNILLO EN
U^o VER. NORMAS
DE 5202 A
5204

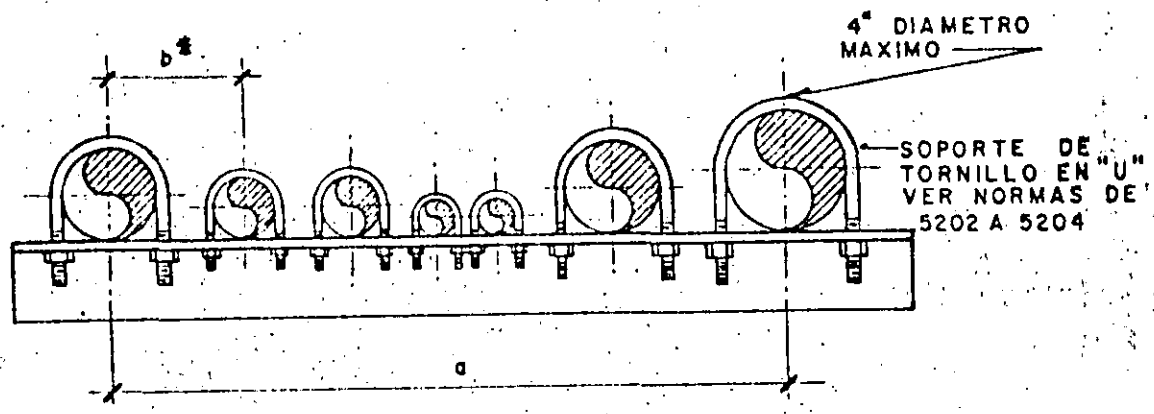
122 MAX.
CMS.
15 MIN.
CMS.



SEC A-A

DIAMETRO DE TUBO MAYOR (PULG)	TAMAÑO ANGULO PY POSTE (PULG)	TAMAÑO PLACA BASE (mm)	Ø TORNILLOS (PULG)	BASE CONCRETO (CM)	a (mm)	b (mm)
4"	2"x2"x1/4"	127x127x10	5/8"	20 x 20	38	38
8"	4"x3"x1/4"	203x203x13	3/4"	25"x25"	51	51
12"	5"x3"x5/16"	254x254x13	1"	30 x 30	76	51

NOTA: EL ESPACIAMIENTO ENTRE POSTES SE HARÁ DE ACUERDO A LA TABLA I DE NORMA 5201 CON LA TUBERIA DE DIAMETRO MAYOR



DIMENSION a (MAX) CMS.	DIMENSIONES ANGULO
100	2" x 2" x 3/16"
140	3" x 2" x 3/16"
176	3" x 2" x 1/4"
200	4" x 2" x 1/4"

NOTAS:

*). - LA DISTANCIA (b) SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

EL ESPACIAMIENTO ENTRE CADA ANGULO DE SOPORTE SERA DE 12'-0" MAXIMO.

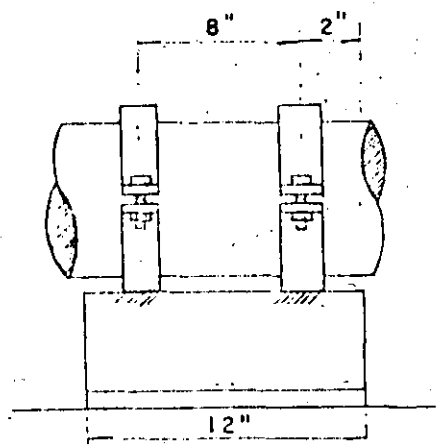
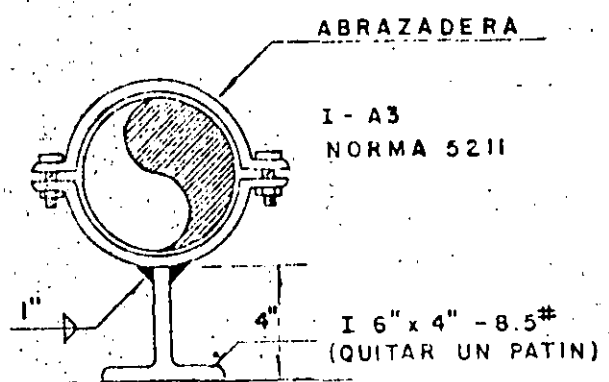


FIGURA - 1
PARA TUBERIA DE 8" Y MENOR

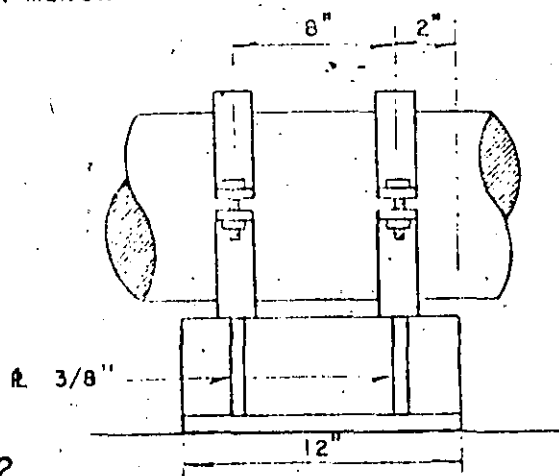
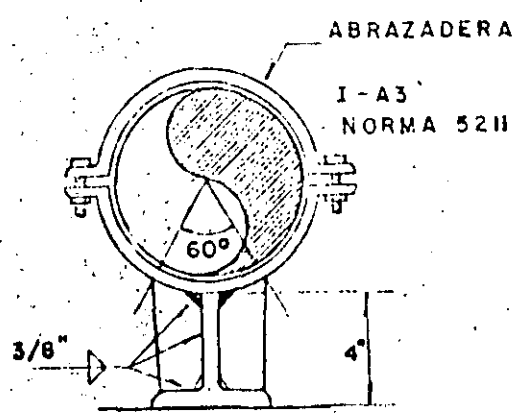


FIGURA - 2
PARA TUBERIA DE 10" A 12"

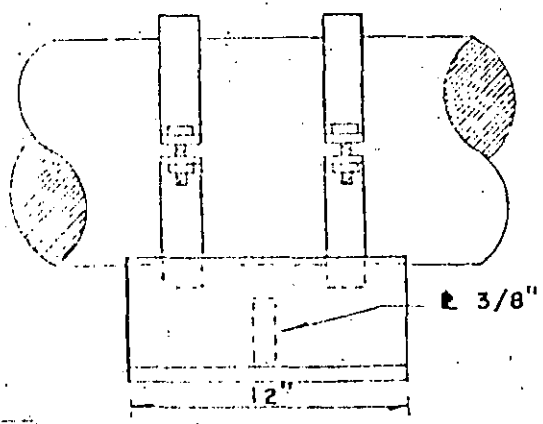
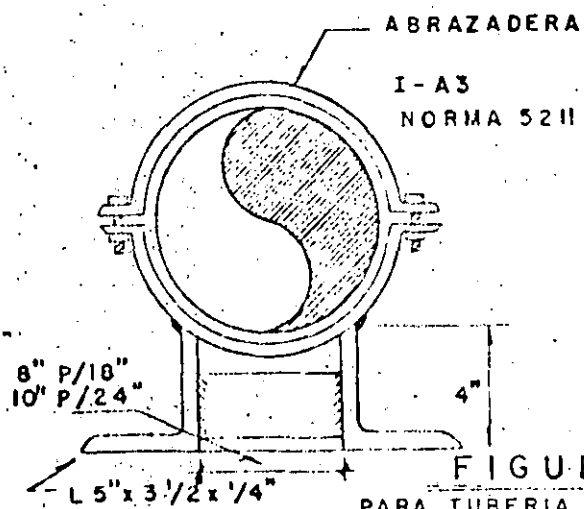


FIGURA - 3
PARA TUBERIA DE 18" Y MAYOR

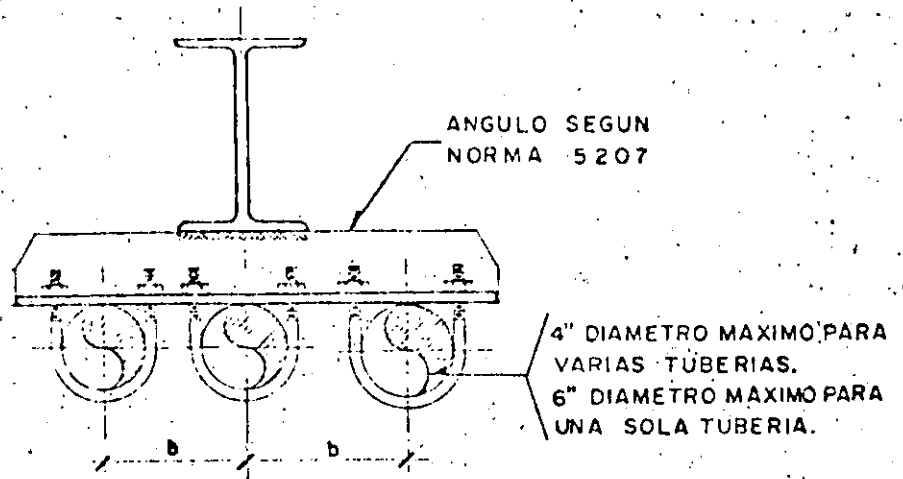
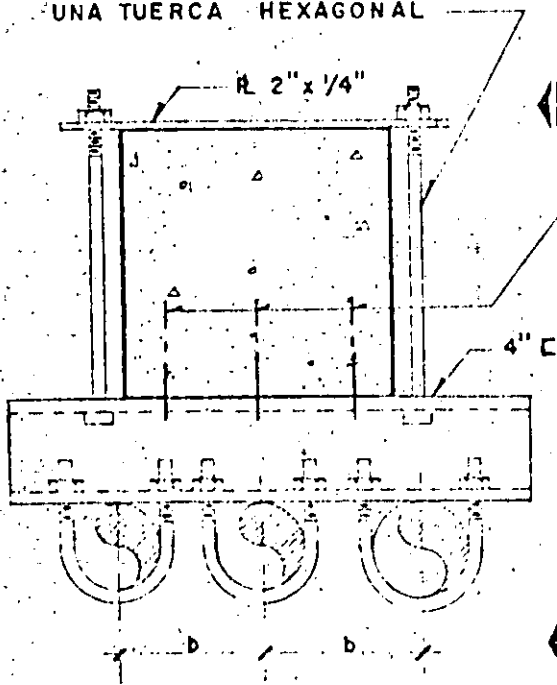
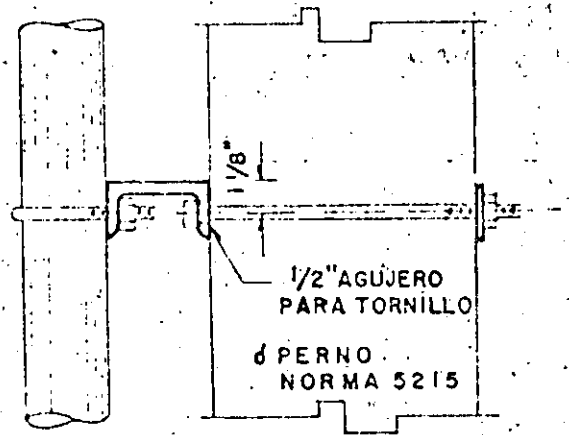


FIG. 1

TORNILLO MAQUINA 3/8"
 CABEZA CUADRADA CON
 UNA TUERCA HEXAGONAL



ALTERNATIVA:
 ANCLAJE A BASE DE
 3 DE 3/8" Ø
 PERNOS
 (NORMA 5215)



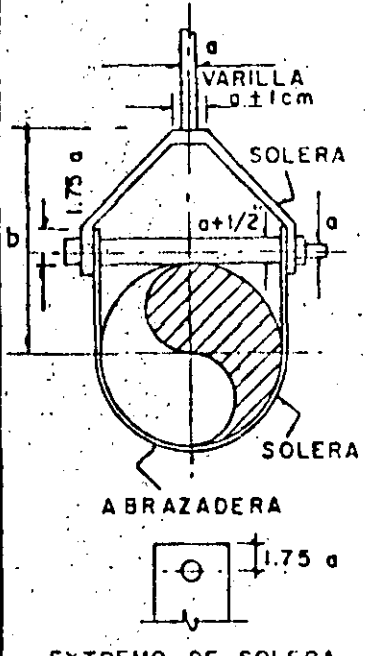
SEC. A-A

FIG. 2

NOTA:

LA DISTANCIA *b* SERA SELECCIONADA DE ACUERDO
 A LA TABLA II DE NORMA 5201.

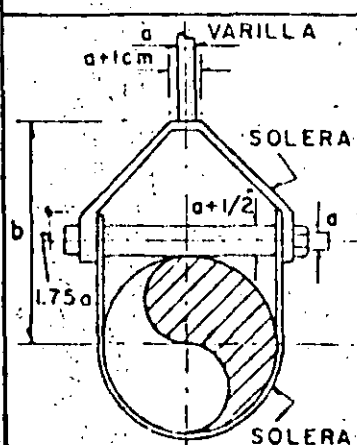
IA1 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO PESADO



DIAMETRO	a	b m.m.	SOLERA	MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS.
3/4"	3/8"	80	1 1/4" x 1/4"	100
1"		87		
1 1/2"		102		
2"		114		
2 1/2"	1/2"	132	1 3/4" x 1/4"	250
3"		148		
4"	5/8"	179	2 1/4" x 1/4"	400
6"	3/4"	238	2 1/2" x 1/4"	800
8"	7/8"	295	3" x 1/4"	1700
10"		349		
12"		399		
14"	1"	437	3 1/2" x 1/4"	4000
16"		487		
18"	1 1/8"	544	3 3/4" x 1/4"	5000
20"	1 1/4"	600	4 1/2" x 1/4"	6600

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE " a "

IA2 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO LIGERO



DIAMETRO	a	b m.m.	SOLERA	MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS.
3/8"	3/8"	70	1 1/4" x 1/4"	100
1/2"		75		
3/4"		80		
1"		87		
1 1/2"	1/2"	102	1 3/4" x 1/4"	250
2"		114		
2 1/2"		132		
3"	1/2"	146	1 3/4" x 1/4"	250
4"		179		

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE " a "

INGENIERIA INTEGRAL

ABRAZADERAS FORJADAS PARA SERVICIO PESADO Y LIGERO

N O R M A

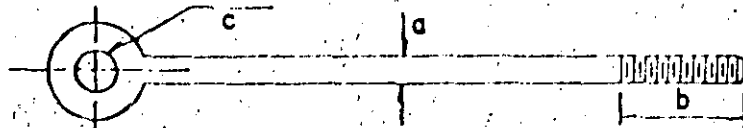
REV.

5 2 1 0

HOJA DE

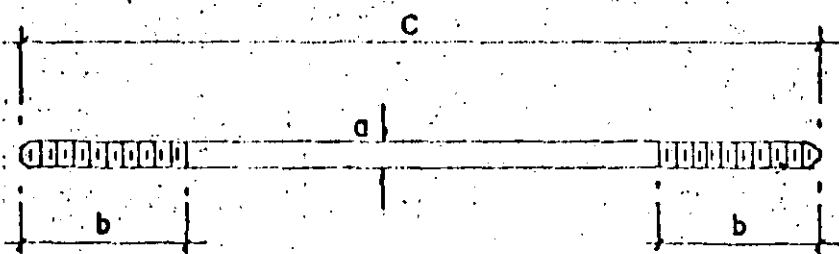
I-C-1: VARILLA DE OJO PARA SOPORTE (MAX. TEMP. 650°F)

89



DIAMETRO DE VARILLA (a)	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/4"	2 1/2"
LONG DE ROSCA S.T.D. (b) mm.	64			76	88	102	115	127	152	178	203	229	254
DIAMETRO ORIFICIO (c)	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/4"	1 3/8"	2"	2 1/4"	2 1/2"	2 3/4"
MAXIMA CARGA REC. EN KGS.	100										250		

I - C - I VARILLA RECTA PARA SOPORTE



TAMANO VARILLA (a)	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"
LONGITUD DE ROSCA STD (b) mm	64	64	64	64	76	89	102	115	127	152
MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KG	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

NOTAS:

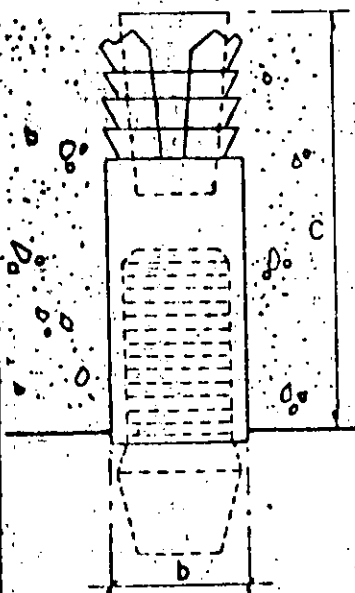
I - C. LA CONEXION ENTRE LOS FIJADORES DEL TECHO (YA SEA DE ACERO O CONCRETO) Y LA ABRAZADERA - ANILLOS O RODETES SE HARA POR MEDIO DE VARILLAS PARA SOPORTE Y SE USARAN PARA TODAS LAS ABRAZADERAS MENCIONADAS EN LOS PARRAFOS I - A - 1 A I - A - 5 DE ESTA MISMA ESPECIFICACION TOMANDO EN CONSIDERACION LA CARGA MAXIMA RECOMEDADA EN KG.



VARILLA RECTA PARA SOPORTE

N O R M A	REV.
5213	
HOJA DE	

I-B-4 PERNO PASADOR O ASEGURADOR PARA CONCRETO



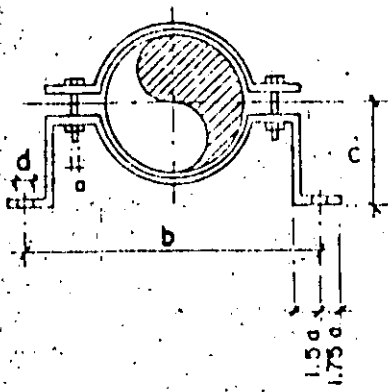
DIAMETRO VARILLA	DIAMETRO PERNO (b)	ALTURA (c) m m	MAXIMA CARGA EN KGS.	
			TENSION	CORTANTE
1/4"	3/8"	28	1818	618
3/8"	9/16"	39	2801	1562
1/2"	13/16"	52	4200	3110
5/8"	15/16"	55	5787	5513
3/4"	1-7/32"	83	8017	7492
7/8"	1-13/32"	94	8819	8535

NOTAS:

- ANCLAR EN CONCRETO CON F' C MIN. = 250 KG. /cm²
- EN TENSION: PARA UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 3, MULTIPLICAR LOS VALORES INDICADOS POR 0.25.
- EN CORTANTE: LOS VALORES INDICADOS CORRESPONDEN A FALLA DEL TORNILLO (SE USO TORNILLERIA STANDARD A S T M - A 307)


**INGENIERIA
INTEGRAL**
**ASEGURADOR PARA
CONCRETO**

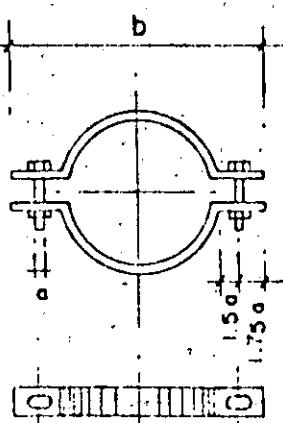
N O R M A	REV.
5 2 1 5	
HOJA DE	



DIAMETRO TUBERIA	LONG. C mm.	LONG. b mm.	DIAMETRO PERNO "a"	SOLERA	
3/4"	64	206	5/16"	1 1/4" x 1/4"	
1"	67	213			
1 1/4"	71	222			
1 1/2"	75	228		7/16"	1 3/4" x 1/4"
2"	81	240			
2 1/2"	87	269			
3"	95	305			
3 1/2"	101	318			
4"	108	330	7/16"	2 1/4" x 1/4"	
5"	120	357		2 1/2" x 1/4"	
6"	135	384		3" x 1/4"	
8"	160	435			

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

I-F-6 ABRAZADERA DE PISO PARA TUBERIA VERTICAL.



DIAMETRO TUBERIA	LONG. b mm.	SOLERA	DIAMETRO PERNO "a"	CARGA MÁXIMA RECOMENDADA EN KG.
3/4"	238	1 1/4" x 1/4"	5/16	250
1"	244			
1 1/4"	254			
1 1/2"	264			
2"	273	1 3/4" x 1/4"	7/16	500
2 1/2"	285			
3"	305			
3 1/2"	330	2 1/4" x 1/4"	7/16	500
4"	343			
5"	369	2 1/2" x 1/4"	1/2	700
6"	394			
8"	470	3" x 1/4"	3/4	1550
10"	527			
12"	578	3 1/2" x 1/4"	3/4	1550
14" O.D.	610			
16" O.D.	660			
18" O.D.	711			
20" O.D.	762	4 1/2" x 1/4"		

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

INGENIERIA INTEGRAL

ABRAZADERA DE ESTRIBOS
Y ABRAZADERA DE PISO
PARA TUBERIA VERTICAL

N O R M A REV.

5 2 1 9

HOJA DE

Q LITROS POR SEG.	1"		1 1/4"		1 1/2"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
.40	.72	2.99				
.45	.81	3.61				
.50	.90	4.46				
.55	.99	5.39				
.60	1.08	6.20				
.65	1.17	7.28				
.70	1.26	8.22	.72	2.12		
.80	1.44	10.74	.83	2.77		
.90	1.62	13.29	.93	3.41		
1.00	1.80	16.19	1.03	4.12	.76	1.92
1.20	2.16	22.70	1.24	5.73	.91	2.66
1.40	2.52	30.72	1.44	7.71	1.07	3.58
1.60	2.88	39.58	1.65	9.87	1.22	3.98
1.80	3.24	49.73	1.86	12.35	1.37	5.72
2.00	3.60	60.96	2.07	15.19	1.52	6.99
2.20	3.96	72.76	2.27	18.07	1.67	8.31
2.40	4.32	85.92	2.48	21.25	1.83	9.76
2.60	4.68	100.83	2.69	24.94	1.98	11.45
2.80	5.04	115.74	2.89	28.60	2.13	13.08
3.00			3.10	32.83	2.28	15.02
3.25			3.36	38.21	2.47	17.41
3.50			3.62	43.95	2.66	20.04
3.75			3.82	50.05	2.85	22.77
4.00			4.13	56.70	3.04	25.78
4.25			4.39	64.01	3.23	29.11
4.50			4.65	71.43	3.43	32.50
4.75			4.91	79.30	3.62	36.07
5.00					3.81	39.74
5.25					4.00	43.70
5.50					4.19	47.96
5.75					4.38	52.30
6.00					4.57	56.62
6.50					4.95	66.02

Q LITROS POR SEG.	1/4"		3/8"		1/2"		3/4"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
.05	.75	12.46						
.06	.90	17.27						
.07	1.05	23.51						
.08	1.20	29.81						
.09	1.35	36.34	.73	8.15				
.10	1.50	44.36	.81	9.91				
.15	2.26	94.96	1.22	20.44	.77	6.48		
.20	3.01	165.25	1.63	35.51	1.02	11.17		
.25	3.76	254.17	2.04	53.88	1.28	16.78	.73	4.13
.30	4.51	359.95	2.44	75.52	1.53	23.33	.87	5.72
.35			2.85	100.87	1.79	31.20	1.02	7.58
.40			3.26	131.75	2.04	40.75	1.17	9.90
.45			3.67	164.04	2.30	50.56	1.31	12.25
.50			4.07	201.17	2.55	61.53	1.46	14.72
.55			4.48	242.06	2.81	73.46	1.60	17.64
.60			4.89	288.07	3.06	87.43	1.75	20.99
.65					3.32	101.79	1.89	24.41
.70					3.57	116.26	2.04	27.87
.80					4.08	151.85	2.33	36.40
.90					4.59	189.99	2.62	45.16
1.00					5.10	230.61	2.92	55.25
1.20							3.50	77.87
1.40							4.08	105.80
1.60							4.66	136.05

- TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS.
DE TUBERIA

- VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES

52

INGENIERIA INTEGRAL
C O E L A
5 2 1 1 1
REV

Q LITROS POR SEG.	2"		2 1/2"		3"		4"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
1.60	.74	1.33						
1.80	.83	1.65						
2.00	.92	2.03						
2.20	1.02	2.40	.71	.99				
2.40	1.11	2.80	.78	1.16				
2.60	1.20	3.29	.84	1.36				
2.80	1.29	3.74	.91	1.56				
3.00	1.39	4.22	.97	1.75				
3.25	1.50	4.96	1.05	2.06	.68	.70		
3.50	1.62	5.75	1.13	2.33	.73	.79		
3.75	1.73	6.47	1.21	2.67	.79	.91		
4.00	1.85	7.36	1.30	3.04	.84	1.03		
4.25	1.96	8.20	1.38	3.36	.89	1.13		
4.50	2.08	9.20	1.46	3.77	.94	1.27		
4.75	2.19	10.25	1.54	4.13	.99	1.39		
5.00	2.31	11.19	1.62	4.57	1.05	1.54		
5.25	2.43	12.33	1.70	5.04	1.10	1.70		
5.50	2.54	13.32	1.78	5.46	1.15	1.84		
5.75	2.66	14.56	1.86	5.97	1.21	2.01		
6.00	2.77	15.85	1.94	6.43	1.26	2.16	.73	.56
6.50	3.00	18.47	2.10	7.55	1.36	2.54	.79	.66
7	3.23	21.42	2.27	8.55	1.47	2.88	.85	.75
8	3.70	27.58	2.59	11.17	1.68	3.76	.97	.98
9	4.15	34.47	2.91	14.02	1.89	4.68	1.10	1.21
10	4.62	42.20	3.24	17.04	2.10	5.70	1.22	1.46
15			4.86	37.39	3.15	12.36	1.83	3.15
20					4.20	21.44	2.43	5.46
25					5.25	33.45	3.04	8.31
30							3.65	11.76
35							4.26	15.97
40							4.87	20.77

Q LITROS POR SEG.	5"		6"		8"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
10	.78	.48				
15	1.16	1.02	.80	.41		
20	1.55	1.76	1.07	.71		
25	1.94	2.67	1.34	1.07	.78	.27
30	2.32	3.76	1.60	1.50	.93	.38
35	2.71	5.03	1.88	2.00	1.08	.51
40	3.10	6.57	2.14	2.61	1.24	.67
45	3.49	8.23	2.41	3.25	1.39	.83
50	3.87	10.03	2.68	3.95	1.55	1.00
55	4.26	12.10	2.95	4.74	1.70	1.19
60	4.65	14.40	3.22	5.58	1.86	1.41
65	5.04	16.77	3.49	6.55	2.01	1.66
70			3.75	7.54	2.17	1.90
75			4.02	8.60	2.32	2.16
80			4.29	9.70	2.48	2.44
85			4.56	10.95	2.63	2.75
90			4.83	12.25	2.79	3.06
95					2.94	3.40
100					3.10	3.75
110					3.41	4.51
120					3.72	5.32
130					4.03	6.19
140					4.34	7.14
150					4.65	8.20

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

Q LITROS POR SEGUNDO	16"		18"		20"		24"	
	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.
85	.75	.12						
90	.79	.13						
95	.83	.14						
100	.88	.16						
110	.96	.19	.76	.11				
120	1.05	.23	.83	.13				
130	1.14	.25	.90	.15				
140	1.23	.31	.97	.17	.78	.10		
150	1.32	.34	1.04	.19	.84	.11		
175	1.53	.46	1.21	.25	.98	.15		
200	1.75	.60	1.39	.33	1.12	.19	.77	.08
225	1.97	.75	1.56	.41	1.25	.24	.86	.10
250	2.19	.90	1.73	.50	1.39	.29	.96	.12
300	2.63	1.28	2.08	.71	1.67	.41	1.16	.16
350	3.07	1.72	2.42	.95	1.95	.55	1.35	.22
400	3.51	2.24	2.77	1.24	2.23	.72	1.54	.29
450	3.95	2.79	3.12	1.55	2.51	.89	1.73	.36
500	4.38	3.42	3.46	1.89	2.79	1.09	1.93	.43
550	4.82	4.11	3.81	2.27	3.07	1.30	2.12	.52
600			4.16	2.69	3.34	1.54	2.31	.61
650			4.50	3.15	3.62	1.80	2.51	.71
700			4.85	3.63	3.90	2.09	2.70	.82
750					4.18	2.39	2.89	.94
800					4.46	2.72	3.08	1.07
850					4.74	3.07	3.28	1.20
900					5.02	3.42	3.47	1.34
950							3.66	1.49
1000							3.86	1.64
1100							4.24	1.98
1200							4.63	2.33
1300							5.01	2.74

Q LITROS POR SEGUNDO	10"		12"		14"	
	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.
40	.79	.21				
45	.88	.27				
50	.98	.32				
55	1.08	.38	.76	.16		
60	1.18	.46	.83	.19		
65	1.28	.53	.90	.22	.74	.14
70	1.38	.61	.97	.26	.80	.16
75	1.47	.69	1.04	.29	.86	.18
80	1.57	.78	1.11	.33	.92	.20
85	1.67	.88	1.18	.37	.97	.23
90	1.77	.98	1.25	.41	1.03	.26
95	1.87	1.08	1.32	.45	1.09	.28
100	1.97	1.19	1.39	.50	1.15	.31
110	2.16	1.43	1.52	.60	1.26	.37
120	2.36	1.68	1.66	.71	1.37	.44
130	2.56	1.97	1.80	.82	1.49	.51
140	2.75	2.29	1.94	.96	1.60	.59
150	2.95	2.59	2.08	1.07	1.72	.67
175	3.40	3.47	2.42	1.46	2.00	.89
200	3.93	4.53	2.77	1.88	2.29	1.16
225	4.42	5.67	3.17	2.34	2.58	1.45
250	4.91	6.94	3.46	2.87	2.86	1.78
300			4.16	4.04	3.44	2.51
350			4.85	5.46	4.01	3.42
400					4.58	4.41
450					5.15	5.52

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES : METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

bb

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ACERO

5311

Q LITROS POR SEGUNDO	30" D.I.		36" D.I.		42" D.I.		48" D.I.	
	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.
300	.70	.048						
350	.82	.064						
400	.94	.084						
450	1.06	.104						
500	1.17	.127	.76	.043				
550	1.29	.151	.84	.052				
600	1.41	.177	.91	.061				
650	1.53	.208	.99	.071	.73	.033		
700	1.64	.237	1.07	.080	.78	.038		
750	1.76	.272	1.14	.092	.84	.043		
800	1.88	.309	1.22	.105	.90	.049		
850	1.99	.344	1.29	.117	.95	.055		
900	2.11	.385	1.37	.131	1.01	.061	.77	.031
950	2.23	.423	1.45	.143	1.06	.068	.81	.035
1000	2.35	.469	1.52	.159	1.12	.074	.86	.038
1100	2.58	.561	1.68	.190	1.23	.089	.94	.046
1200	2.82	.662	1.83	.224	1.34	.105	1.03	.054
1300	3.05	.777	1.98	.263	1.45	.122	1.11	.063
1400	3.29	.901	2.13	.305	1.57	.142	1.20	.074
1500	3.52	1.022	2.28	.342	1.68	.159	1.28	.082
2000	4.69	1.798	3.05	.603	2.24	.279	1.71	.143
2500			3.80	.923	2.80	.425	2.14	.218
3000			4.57	1.311	3.36	.604	2.57	.308
3500			5.33	1.785	3.92	.809	3.00	.414
4000					4.48	1.076	3.43	.540
4500					5.03	1.319	3.85	.677
5000							4.28	.833
5500							4.71	.994

Q LITROS POR SEGUNDO	54" D.I.		60" D.I.		72" D.I.	
	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.	V M/SEG	hf FRICC.
1000	.68	.022				
1100	.74	.026				
1200	.81	.030				
1300	.88	.035	.71	.021		
1400	.95	.041	.77	.024		
1500	1.01	.046	.82	.027		
2000	1.35	.080	1.10	.047	.76	.019
2500	1.69	.122	1.37	.072	.95	.029
3000	2.03	.171	1.64	.101	1.14	.041
3500	2.37	.233	1.92	.135	1.33	.054
4000	2.71	.298	2.19	.176	1.52	.071
4500	3.05	.372	2.47	.221	1.71	.088
5000	3.38	.456	2.74	.270	1.90	.108
5500	3.72	.550	3.02	.323	2.09	.129
6000	4.06	.647	3.29	.380	2.28	.152
7000	4.73	.872	3.84	.513	2.66	.203
8000			4.39	.670	3.05	.265
9000			4.93	.837	3.42	.333
10000					3.81	.406
11000					4.19	.490
12000					4.57	.581
13000					4.95	.681

TUBERIA DE ACERO { 30" CEDULA 20
 36" - 72" DIAMETRO
 INTERIOR

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA
 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

D.I. = DIAMETRO INTERIOR

36

1) Esta tabla está calculada con diámetros interiores, para agua limpia a 15°C, para 100 m. de tubería recta en tubo limpio, (todas las tuberías son cédula 40, excepto el tubo de 30" que es ced. 20 y de 36" a 72" que es diámetro interior) (Ver Norma 5101), con una rugosidad absoluta de 0.05 mm. (tubería nueva). Para instalaciones normales se recomienda incrementar las pérdidas en 15%.

2) Para gastos intermedios a los de la tabla: seleccione h_f para el gasto inmediato inferior y multiplique h_f por el cuadrado de la relación de los gastos.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción (h_f) para 100 m. de tubería de 8" y para un gasto de: 115.0 l.p.s.

Solución: de la tabla; la pérdida para 110.0 l.p.s. es 4.51 mts. por 100 m., la pérdida para 115.0 l.p.s. será:

$$h_f = 4.51 \times \left(\frac{115}{110} \right)^2 = 4.93 \text{ m./100 m.}$$

3) Para diámetros intermedios la fricción por 100 m. varía inversamente como la quinta potencia de los diámetros interiores, para el mismo gasto.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción h_f para 100 mts. de tubería, de 10" cédula 80, con un gasto de 100 l.p.s.

Solución: de la tabla: la pérdida para 100 m. de tubería de 10", cédula 40 es de 1.19 m. De la norma 5101 el diámetro interior para tubería de 10" céd. 40, es: 254.5 mm. y para ced. 80 es: 242.9. La pérdida para tubo céd. 80 será

$$h_f = 1.19 \times \left(\frac{254.5}{242.9} \right)^5 = 1.50 \text{ m/100 m.}$$

4) Para pérdidas en codos, válvulas, accesorios, etc.: sumar a la longitud recta de la tubería las longitudes equivalentes de cada codo, válvula, accesorios, etc., que se leen en el nomograma de la norma 5314

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

Q LITROS POR SEG.	2"		2 1/2"		3"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
1.50	.76	1.50				
2.00	1.02	2.51	.71	1.05		
2.50	1.27	3.74	.88	1.56		
3.00	1.53	5.18	1.06	2.16	.68	.74
3.50	1.78	6.83	1.24	2.85	.79	.98
4.00	2.04	8.68	1.42	3.62	.90	1.24
4.50	2.30	10.71	1.59	4.47	1.02	1.53
5	2.55	12.94	1.77	5.39	1.13	1.85
6	3.06	17.93	2.12	7.47	1.36	2.56
7	3.58	23.63	2.48	9.85	1.58	3.37
8	4.09	30.01	2.83	12.51	1.81	4.29
9	4.60	37.05	3.19	15.44	2.04	5.29
10	5.11	44.74	3.54	18.65	2.26	6.39
15			5.32	38.53	3.40	13.20
20					4.54	22.09
25					5.67	32.94

Q LITROS POR SEG.	4"		5"		6"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
6	.76	.64				
7	.89	.85				
8	1.02	1.08				
9	1.14	1.33	.73	.46		
10	1.27	1.61	.81	.55		
15	1.91	3.32	1.22	1.14	.84	.47
20	2.54	5.55	1.63	1.90	1.13	.79
25	3.18	8.28	2.04	2.84	1.41	1.18
30	3.82	11.48	2.44	3.93	1.69	1.64
35	4.46	15.12	2.85	5.18	1.98	2.16
40	5.10	19.21	3.26	6.58	2.26	2.74
45			3.67	8.12	2.54	3.39
50			4.07	9.81	2.83	4.09
55			4.48	11.64	3.11	4.85
60			4.89	13.60	3.39	5.67
65			5.30	15.69	3.68	6.54
70					3.96	7.47
75					4.24	8.45
80					4.53	9.48
85					4.81	10.57
90					5.09	11.71

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

N O R M A	5 3 1 2	REV.
HOJA	1 DE 5	

46

Q LITROS POR SEG.	8"		10"		12"	
	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.
20	.63	.20				
25	.80	.30				
30	.95	.41				
35	1.11	.54	.72	.19		
40	1.27	.69	.82	.24		
45	1.43	.85	.91	.29		
50	1.56	1.03	1.01	.35		
55	1.75	1.22	1.12	.42	.76	.17
60	1.90	1.42	1.22	.49	.84	.20
65	2.06	1.64	1.31	.56	.90	.23
70	2.22	1.88	1.42	.64	.99	.27
75	2.38	2.12	1.52	.73	1.05	.30
80	2.54	2.38	1.63	.82	1.12	.34
85	2.70	2.66	1.72	.91	1.20	.38
90	2.86	2.94	1.83	1.01	1.27	.42
95	3.02	3.24	1.93	1.11	1.33	.46
100	3.17	3.55	2.03	1.22	1.41	.51
150	4.77	7.34	3.06	2.52	2.11	1.05
200			4.07	4.21	2.82	1.76
250			5.09	6.28	3.53	2.62
300					4.24	3.63
350					4.94	4.78
400					5.65	6.07

Q LITROS POR SEG.	14"		16"		18"	
	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.
70	.73	.13				
75	.76	.14				
80	.82	.16				
85	.87	.18				
90	.93	.20	.73	.11		
95	.98	.22	.76	.12		
100	1.03	.24	.80	.13	.61	.07
150	1.55	.50	1.18	.26	.94	.19
200	2.07	.84	1.58	.44	1.25	.25
250	2.59	1.25	1.98	.66	1.55	.37
300	3.11	1.73	2.37	.91	1.88	.52
350	3.62	2.28	2.77	1.20	2.18	.68
400	4.15	2.90	3.17	1.53	2.51	.87
450	4.67	3.58	3.56	1.88	2.78	1.07
500	5.18	4.32	3.97	2.28	3.13	1.29
550			4.36	2.70	3.44	1.53
600			4.76	3.15	3.76	1.79
650			5.16	3.64	4.07	2.07
700					4.38	2.36
750					4.70	2.67
800					5.01	3.00

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5.

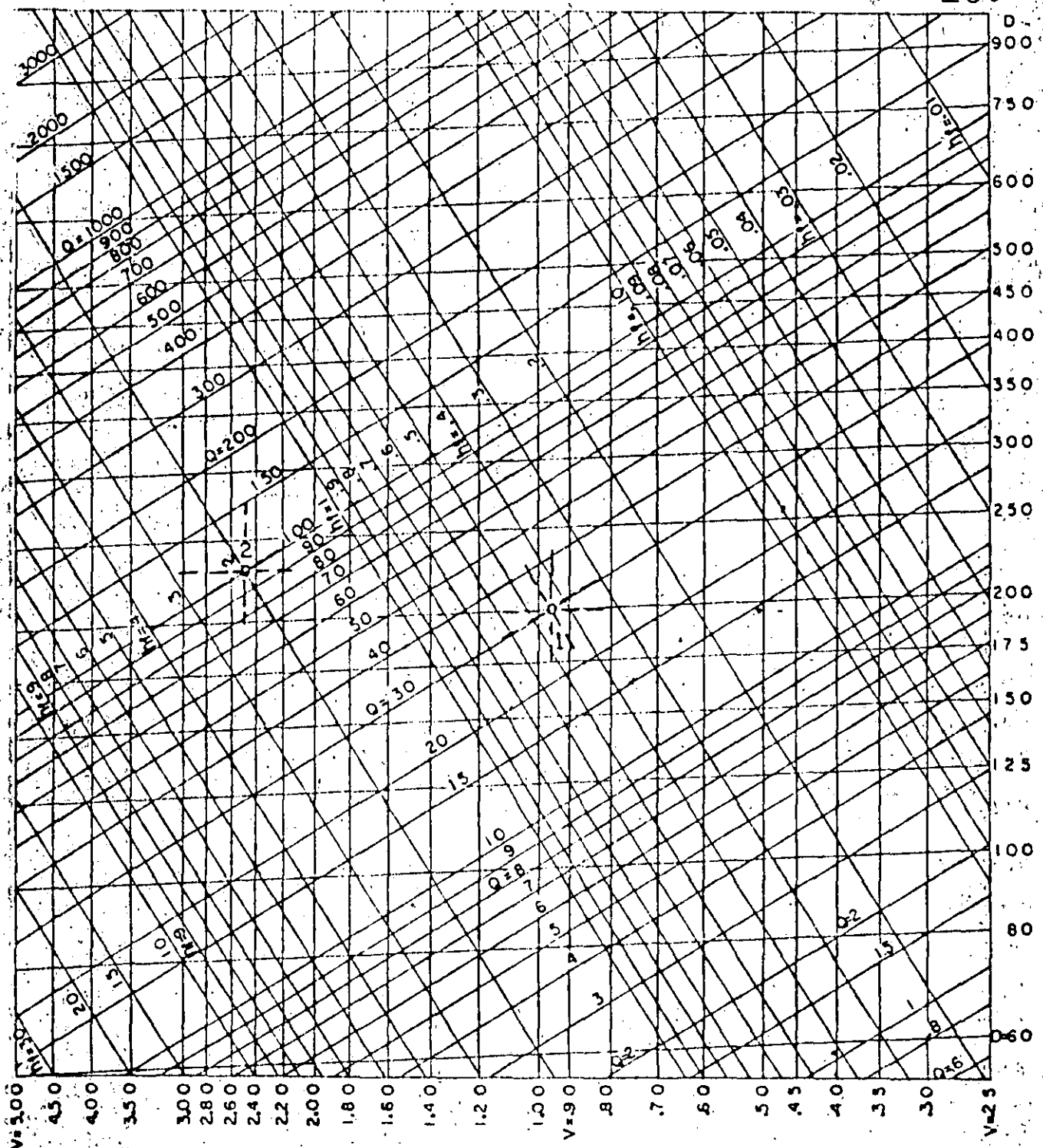
Q LITROS POR SEG	20"		24"		30"		36"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
150	.76	.090						
200	1.01	.151	.70	.063				
250	1.26	.225	.88	.094				
300	1.52	.312	1.05	.130	.68	.045		
350	1.77	.412	1.23	.172	.79	.059		
400	2.03	.523	1.40	.218	.90	.075		
500	2.53	.780	1.76	.325	1.12	.111	.77	.046
600	3.04	1.080	2.11	.450	1.35	.154	.93	.064
700	3.55	1.424	2.46	.593	1.57	.203	1.09	.085
800	4.06	1.808	2.81	.754	1.80	.258	1.25	.108
900	4.57	2.232	3.16	.930	2.02	.319	1.40	.133
1000	5.07	2.696	3.52	1.124	2.25	.385	1.56	.160
1100			3.87	1.333	2.47	.457	1.71	.190
1200			4.22	1.557	2.70	.534	1.87	.222
1300			4.58	1.797	2.92	.616	2.03	.257
1400			4.93	2.052	3.22	.703	2.18	.293
1500			5.28	2.322	3.38	.796	2.34	.332
2000					4.50	1.331	3.12	.555
2500					5.63	1.985	3.90	.827
3000							4.69	1.147
3500							5.47	1.511

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5.



PERDIDAS POR FRICCION
 EN TUBERIAS DE A. C.

N O R M A	REV.
5 3 1 2	
HOJA 3 DE 5	



Q = GASTO EN LITROS POR SEGUNDO. h_f = PERDIDAS DE CARGA EN METROS/100 METROS.
 V = VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO. D = DIAMETRO EN MILIMETROS.

EJEMPLO 1: UN TUBO DE 203mm. (8"), CON UN GASTO DE 301 p.s. TENDRA UNA PERDIDA $h_f = 0.43 m/100m$ CON UNA VELOCIDAD DE 0.95 m./seg.

EJEMPLO 2: PARA UN GASTO DE 100 lp.s. CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 2.00m, DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 230mm., USAREMOS 10" CON UNA VELOCIDAD DE 2.65 m/seg.



PERDIDAS POR FRICCION EN
 TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

N O R M A	REV.
5 3 1 2	
HOJA 4 DE 5	

Esta tabla está calculada con diámetros interiores, para agua limpia a 15°C, para 100 m. de tubería recta en tubo limpio de asbesto cemento, para cualquier clase (A2.5, A5, A7, A10 y A14) (Ver Norma 5115), con la fórmula de SCIMEMI (tubería nueva). Para instalaciones normales se recomienda incrementar las pérdidas en 15%.

Para gastos intermedios a los de la tabla: seleccione h_f para el gasto inmediato inferior y multiplique h_f por el cuadrado de la relación de los gastos.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción (h_f) para 100 m. de tubería de 8" y para un gasto de: 115.0 l.p. s.

Solución: de la tabla: la pérdida para 100.0 l.p. s. es 3.55 mts. por 100 m., la pérdida para 115.0 l.p. s. será:

$$h_f = 3.55 \times \left(\frac{115.}{100} \right)^2 = 4.69 \text{ m.}/100 \text{ m.}$$

Para pérdidas en codos, válvulas, accesorios, etc.: sumar a la longitud recta de la tubería las longitudes equivalentes de cada codo, válvula, accesorios, etc., que se leen en el nomograma de la norma 5314.

Q LITROS POR SEG.	3/8"		1/2"		3/4"		Q LITROS POR SEG.	1"		1 1/4"		1 1/2"	
	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.		V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.
.05	.32	1.0					.20	.30	.42				
.06	.38	1.3					.30	.44	.76				
.07	.45	1.9					.40	.59	1.35	.32	.4		
.08	.51	2.5	.31	.70			.50	.74	2.0	.42	.6	.32	.3
.09	.58	3.3	.35	.80			.60	.89	3.2	.50	.8	.39	.4
.10	.64	4.0	.39	.95			.70	1.04	4.0	.59	1.0	.45	.5
.15	.96	8.1	.58	1.9	.35	.65	.80	1.19	5.1	.67	1.4	.51	.6
.20	1.28	13.5	.77	3.5	.46	1.05	.90	1.33	6.6	.75	1.8	.58	.7
.30	1.92	28.2	1.17	7.2	.69	2.3	1.00	1.48	7.4	.84	2.0	.64	.8
.40	2.56	42.0	1.56	11.5	.92	4.1	1.20	1.78	10.0	1.00	3.2	.77	1.4
.50	3.20	55.0	1.94	18.1	1.15	6.4	1.40	2.08	13.7	1.17	3.8	.90	1.8
.60	3.84	100.0	2.33	23.4	1.38	8.2	1.60	2.37	17.1	1.34	5.0	1.03	2.1
.70			2.72	30.0	1.61	10.8	1.80	2.67	20.3	1.51	6.4	1.16	3.3
.80			3.11	39.6	1.84	13.6	2.00	2.97	25.2	1.67	7.8	1.29	3.8
.90			3.50	44.4	2.07	18.2	2.20	3.26	30.0	1.84	9.2	1.41	4.2
1.00			3.89	50.0	2.31	20.0	2.40	3.56	34.1	2.01	10.1	1.54	5.0
1.10					2.54	23.7	2.60	3.86	39.9	2.18	11.4	1.67	5.8
1.20					2.77	28.8	2.80			2.34	14.6	1.80	6.9
1.30					3.00	30.7	3.00			2.51	16.2	1.93	7.5
1.40					3.23	38.2	3.50			2.93	19.7	2.25	9.2
1.50					3.46	40.0	4.00			3.35	26.1	2.57	11.3
1.60					3.69	42.2	4.50			3.77	30.7	2.89	15.1
1.70					3.92	48.3	5.00					3.21	18.4
							6.00					3.86	24.0

- TUBERIA CLASE RD-26.
- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
- VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4.

INGENIERIA
INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION
EN TUBERIAS DE PVC
RD-26

N O R M A
5313
HOJA 2 DE 4

REV

Q LITROS POR SEG.	2"		2 1/2"		3"		4"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
.8	.33	.27						
1.0	.41	.42						
1.2	.49	.55	.34	.22				
1.4	.57	.72	.39	.35				
1.6	.66	.91	.45	.42				
1.8	.74	1.12	.50	.48	.34	.18		
2.0	.82	1.37	.56	.57	.38	.20		
2.5	1.05	2.03	.70	.81	.47	.34		
3.0	1.23	3.1	.84	1.08	.57	.46	.34	.13
3.5	1.44	3.8	.98	1.55	.66	.60	.40	.17
4.0	1.64	5.0	1.12	1.96	.76	.72	.46	.20
4.5	1.85	6.3	1.26	2.5	.85	.90	.51	.29
5.0	2.05	8.0	1.40	3.3	.94	1.05	.57	.35
5.5	2.26	9.1	1.54	3.8	1.04	1.31	.63	.40
6.0	2.46	10.4	1.68	4.3	1.13	1.48	.69	.47
6.5	2.67	11.5	1.82	5.0	1.23	1.75	.74	.51
7.0	2.87	14.7	1.96	5.8	1.32	2.0	.80	.59
7.5	3.08	16.6	2.10	6.5	1.42	2.2	.86	.65
8.0	3.28	18.2	2.24	7.3	1.51	2.9	.92	.73
8.5	3.49	19.8	2.38	8.0	1.61	3.2	.97	.80
9.0	3.69	21.0	2.52	8.6	1.70	3.8	1.03	.88
9.5	3.90	22.15	2.66	9.5	1.79	4.1	1.09	.99
10			2.80	10.5	1.89	4.5	1.14	1.1
12			3.36	15.1	2.27	5.8	1.37	1.6
14			3.92	19.0	2.64	7.5	1.60	2.0
16					3.02	9.1	1.83	2.8
18					3.40	11.0	2.06	3.5
20					3.78	14.1	2.29	4.2
25							2.86	6.1
30							3.43	8.3
35							4.00	10.8

Q LITROS POR SEG.	5"		6"		8"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
5	.35	.09				
6	.42	.14	.32	.06		
7	.49	.18	.37	.09		
8	.56	.23	.42	.11		
9	.64	.30	.48	.15		
10	.71	.37	.53	.18	.31	.05
15	1.06	.75	.79	.37	.47	.11
20	1.41	1.2	1.06	.55	.62	.19
25	1.76	1.9	1.32	.85	.78	.31
30	2.12	2.7	1.58	1.2	.93	.40
35	2.47	3.2	1.85	1.8	1.09	.49
40	2.82	4.2	2.10	2.1	1.24	.62
45	3.18	5.5	2.38	2.9	1.40	.74
50	3.53	7.0	2.64	3.5	1.56	.90
55	3.88	8.2	2.90	4.0	1.71	1.1
60			3.17	4.7	1.87	1.4
70			3.70	6.2	2.18	1.8
80					2.49	2.2
90					2.80	3.0
100					3.11	3.5
110					3.42	4.0
120					3.73	4.6

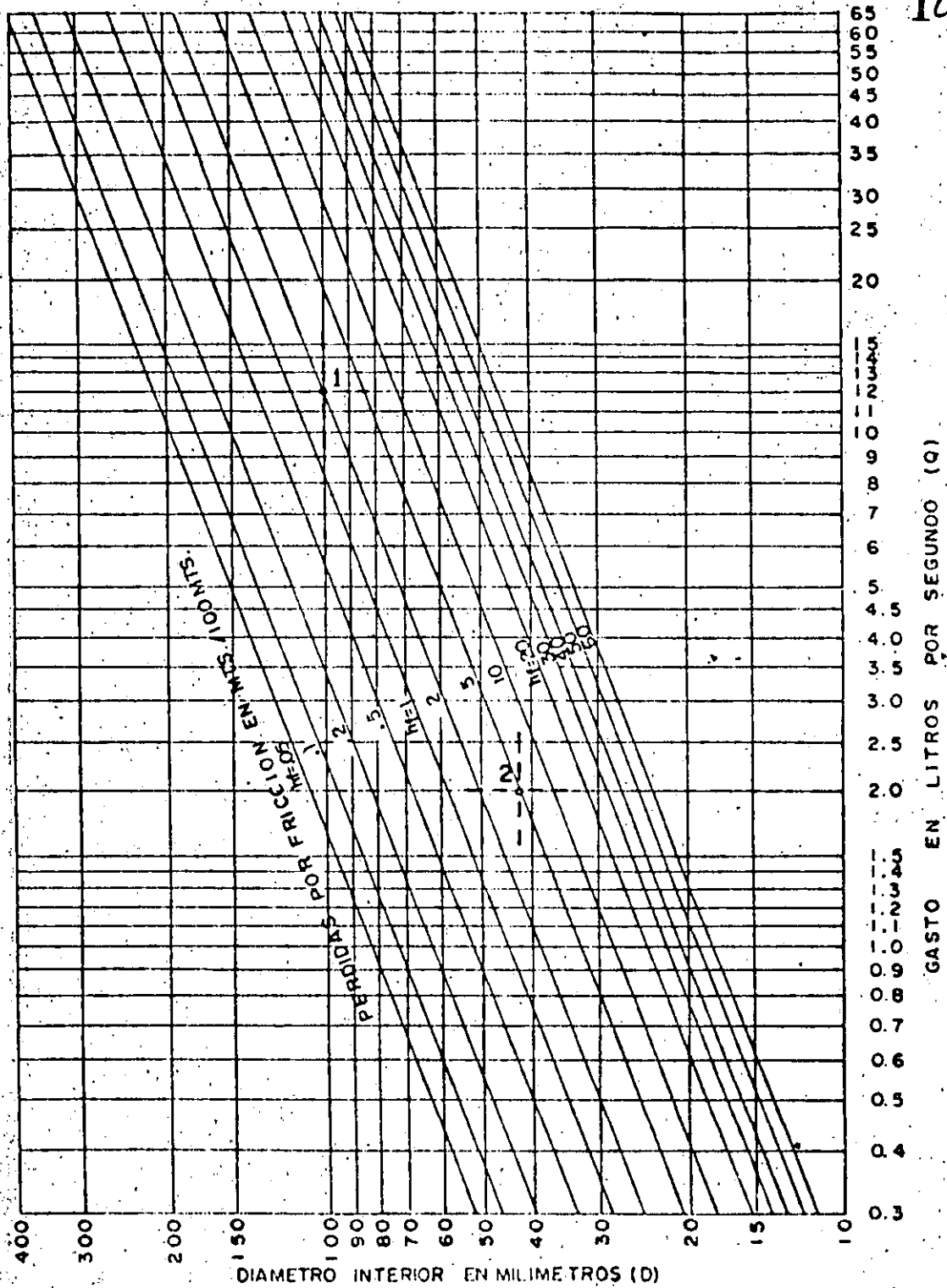
- TUBERIA CLASE RD-26.

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA.

- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.

- VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4

103



EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 101mm (4"), CON UN GASTO DE 12 l.p.s. TENDRA UNA PERDIDA $h = 2.0m/100m$.

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 20 l.p.s. CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 5m, DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 42mm, USAREMOS 1 1/2"

Esta tabla está calculada con diámetros interiores, para agua limpia a 15°C, para 100 m. de tubería recta en tubo limpio de PVC clase RD-26 (Ver Norma 5120), para tubería nueva. Para instalaciones normales se recomienda incrementar las pérdidas en 15%.

Para gastos intermedios a los de la tabla: seleccione h_f para el gasto inmediato inferior y multiplique h_f por el cuadrado de la relación de los gastos.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción (h_f) para 100-m. de tubería de 8" y para un gasto de: 115.0 l.p.s.

Solución: de la tabla; la pérdida para 110.0 l.p.s. es 4.00 mts. por 100 m., la pérdida para 115.0 l.p.s. será:

$$h_f = 4.00 \times \left(\frac{115}{110} \right)^2 = 4.37 \text{ m./100 m.}$$

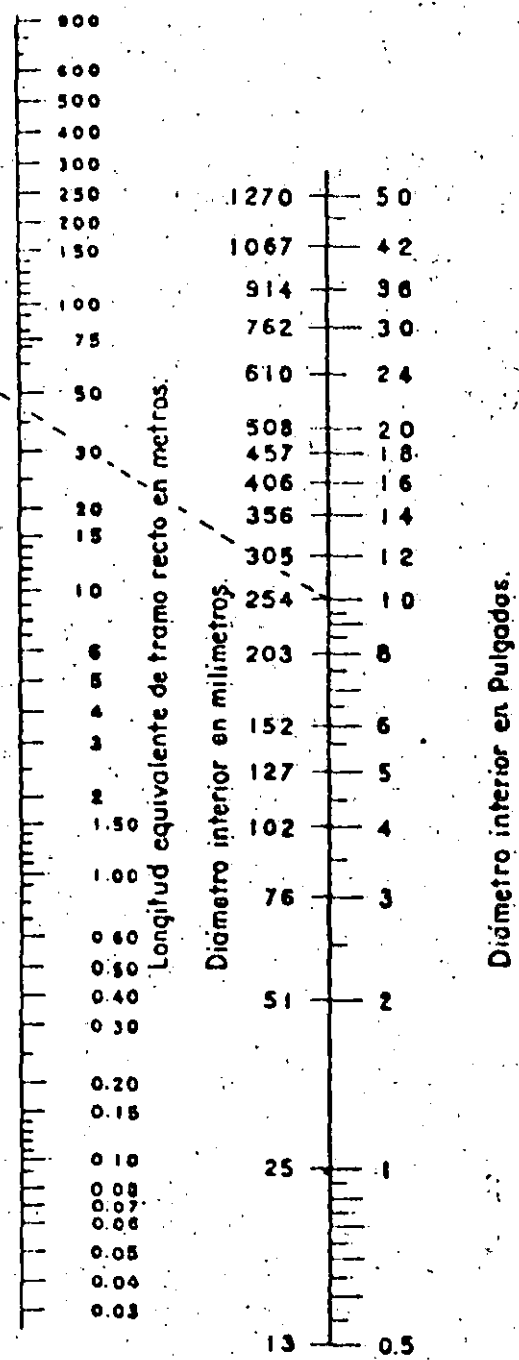
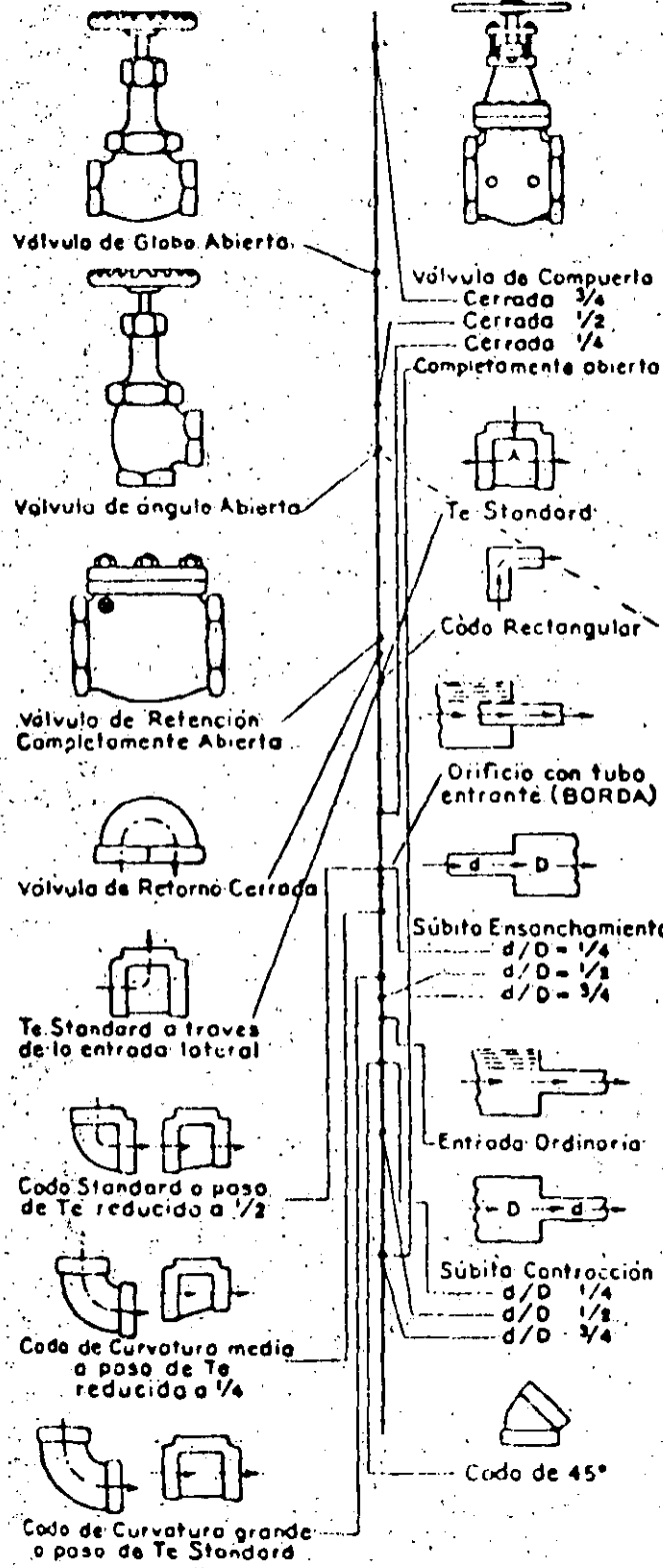
Para diámetros intermedios la fricción por 100 m. varía inversamente como la quinta potencia de los diámetros interiores; para el mismo gasto.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción h_f para 100 mts. de tubería, de 6" clase RD-41, con un gasto de 50 l.p.s.

Solución: de la tabla: la pérdida para 100 m. de tubería de 6", clase RD-26 es de 3.5 m. De la norma 5120 el diámetro interior para tubería de 6" RD-26, es: 155.3 mm. y para clase RD-41 es: 160.1 mm. La pérdida para tubo clase RD-41 será:

$$h_f = 3.5 \times \left(\frac{155.3}{160.1} \right)^5 = 3.01 \text{ m/100 m.}$$

Para pérdidas en codos, válvulas, accesorios, etc.: sumar a la longitud recta de la tubería las longitudes equivalentes de cada codo, válvula, accesorios, etc., que se leen en el nomograma de la norma 5314

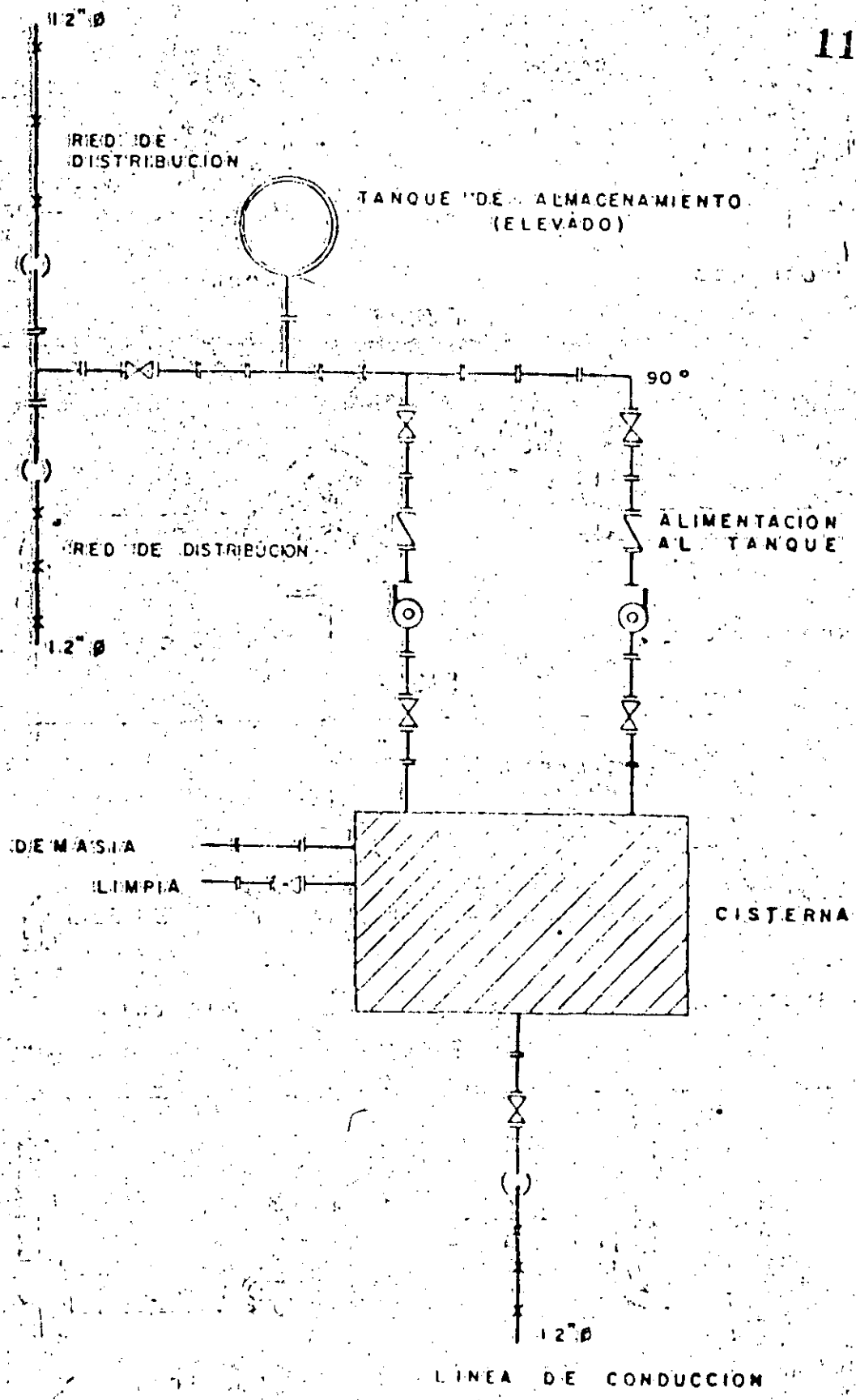


EJEMPLO: La línea punteada indica que la pérdida de carga en una Válvula de ángulo Abierta de 250 mm. (10") es equivalente a la que se verifica en un tramo recto de tubería del mismo diámetro y de 47 mts. de longitud.

NOTA: Para contracciones y ensanchamientos bruscos utilícese el diámetro menor d en la escala de tubos.

	AGUAS NEGRAS
	AGUAS PLUVIALES
	VENTILACION
	AGUA FRIA
	AGUA CALIENTE
	RETORNO AGUA CALIENTE
	F LINEA CONTRA INCENDIO
LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LINEA LLENA CON LAS INICIALES CORRESPONDIENTES.	
EJEMPLO.	
	AIRE COMPRIMIDO
	GAS
	SUMINISTROS MUNICIPALES
	DRENAJE
	CODO DE 90°
	CODO DE 45°
	CODO SUBIENDO O BAJANDO (DEBE ACLARARSE EN PLANOS)
	CODO DE RADIO LARGO
	"T"
	SUBE o BAJA "T" (ACLARAR EN PLANO)
	CRUZ
	REDUCCION
	REDUCCION EXCENTRICA
	CONEXION "Y" O LATERAL
	CRUCERO EN ARCO
	JUNTA CON COUPLE

	JUNTA CRIDADA
	JUNTA ATORNILLADA
	JUNTA SOLDADA
	JUNTA CON ESTAÑO Y SOPLETE
	BRIDA CON JUNTA DE EXP.
	BRIDA DE REDUCCION
	UNION
	VALVULA DE COMPUERTA
	VALVULA DE GLOBO
	VALVULA DE RETENCION
	VALVULA DE PASO
	VALVULA DE SEGURIDAD
	VALVULA DE CIERRE RAPIDO
	VALVULA DE FLOTADOR
	VALVULA OPERADA CON MOTOR
	VALVULA DE MANGUERA
	VALVULA NORMALMENTE CERRADA
	VALVULA REDUCTORA DE PRESION
LA TUBERIA CON CONEXIONES BRIDADAS SE PONDRAN DE LA SIGUIENTE MANERA.	
	VALVULA DE COMPUERTA BRIDADA
LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN:	
	VALVULA DE COMPUERTA SOLDADA





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FACTORES PRINCIPALES PARA LA SELECCION Y ADQUISICION DE BOMBAS

ING. JOSÉ ANTONIO MARÍN RENOVATO

19 SEPTIEMBRE, 1984

FACTORES PRINCIPALES PARA LA SELECCION Y ADQUISICION
DE BOMBAS

TEMA 1

SELECCION DE LOS EQUIPOS DE BOMBEO

1.1- TERMINOLOGIA

En el diseño de un sistema de bombeo intervienen muchos términos, la precisión de ellos es una necesidad necesaria en la elección de las bombas; dentro de éstos cabe mencionar los siguientes:

GASTO.- Es el volumen de líquido por unidad de tiempo que fluye a través de una sección transversal.

PRESION.- Es una fuerza ejercida por unidad de superficie.

PRESION ATMOSFERICA.- Es la presión debida exclusivamente a la atmósfera. Varía en cada sitio dependiendo de la altura del lugar.

PRESION MANOMETRICA.- Es la diferencia entre una presión determinada y la atmosférica o barométrica. Si la presión es menor que la atmosférica, se dice que hay un vacío.

PRESION ABSOLUTA.- Es la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica.

PRESION DE VAPOR.- La presión de vapor de un líquido a determinada temperatura, es la presión a la que el líquido se haya en equilibrio con su vapor en un

depósito cerrado. A presiones por debajo de la presión de vapor, el líquido comienza a vaporizarse por la reducción de presión en la superficie.

TEMPERATURA.- Es importante señalar la temperatura del líquido a las condiciones de bombeo, puesto que la densidad del líquido cambia con la temperatura.

VISCOSIDAD.- Es la fuerza de rozamiento interna de un líquido que tiende a reducir el flujo.

PESO ESPECIFICO.- Es el peso de la unidad de volumen de una sustancia.

DENSIDAD RELATIVA.- La densidad relativa de un cuerpo es un número adimensional que viene dado por la relación del peso del cuerpo al peso de un volumen igual de una sustancia que se toma como referencia. Los sólidos y líquidos se refieren al agua a 4°C mientras, que los gases se refieren al aire libre, bióxido de carbono e hidrógeno a 0°C y una atmósfera de presión como condiciones normales.

ENERGIA DEL FLUIDO.- Un líquido puede tener tres clases de energía: Energía Cinética, Potencial y de Presión.

Energía Cinética: Es la energía determinada por la velocidad que tiene el líquido.

Energía Potencial: Es la energía que obtiene un líquido debido a su posición relativa a un nivel referido y depende de la gravedad.

Energía de Presión: Es la energía que posee un líquido debida a una presión actuante sobre él.

CARGA DE VELOCIDAD.- Un líquido que se mueve en un conducto a cualquier velocidad, posee una energía cinética debido a su movimiento. La carga de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiriera una velocidad.

CARGA DE ROZAMIENTO.- Es la carga equivalente necesaria para vencer la resistencia al flujo en tuberías y accesorios.

CARGA ESTÁTICA TOTAL.- Es la distancia vertical entre el nivel de suministro y el nivel de descarga del líquido que se maneja.

CARGA DINÁMICA TOTAL.- Es la suma algebraica de la energía o carga neta de descarga y la energía o carga neta de succión.

CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA.- Es la carga total de succión absoluta determinada a la boquilla de succión menos la presión de vapor absoluta del líquido referido a un nivel.

CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA REQUERIDA.- Es la carga requerida por la bomba, es equivalente a la caída de presión entre la brida de succión de la bomba y la entrada a las venas del impulsor más la carga de velocidad a la succión de la bomba.

CAVITACION.- Si la presión en algún lugar de la bomba

ba es menor que la presión de vapor del líquido bombeado, se forman burbujas de vapor, estas burbujas son arrastradas a través de la bomba de la zona de baja presión a la zona de alta presión donde se colapsan. Este fenómeno es conocido como cavitación.

La cavitación por tanto, es un resultado directo de presión insuficiente en la succión de la bomba.

SUMERGENCIA.- Es la distancia que existe de la superficie del líquido bombeado al centro de línea del primer impulsor en bombas verticales.

El nivel mínimo de sumergencia es determinado por dos factores: a) La prevención de vórtices en el cárcamo de succión y b) la eliminación de cavitación en la succión. Normalmente satisfaciendo el primer requerimiento se encuentra cubierto el segundo.

La sumergencia también tiene una importante acción en la distribución de la velocidad de acercamiento a la campana de succión de la bomba, particularmente si existen varias bombas en el mismo cárcamo. Con una amplia sumergencia, el agua puede acercarse a la campana de succión en todas direcciones con velocidad uniforme y con un mínimo de disturbios del flujo entre las unidades.

EFICIENCIA.- Es la relación entre la potencia de salida y la potencia de entrada a la bomba.

POTENCIA HIDRAULICA.- Es la potencia consumida en la bomba sólo para transferir el líquido.

POTENCIA UTIL O POTENCIA AL FRENO. - Es la potencia en la flecha de la bomba y equivale a la potencia hidráulica más la potencia consumida en rozamiento.

POTENCIA COMERCIAL. - Es determinada por los fabricantes de los motores y se selecciona el tamaño inmediato superior a la potencia máxima consumida.

1.2 PROCEDIMIENTO DE SELECCION. - Las bombas se eligen generalmente por uno de tres métodos:

1. Se suministra detalles completos de las condiciones de operación: a uno o más fabricantes.
2. Se efectúa el cálculo completo del sistema de bombeo y se procede luego a determinar la unidad más adecuada.
3. Una combinación de ambos métodos.

Se desglosa a continuación la secuencia aplicada en la práctica:

- A) En hoja de especificaciones se vierten; localización de la planta, condiciones de servicio (C.O.S.) requeridas y otros detalles que ayuden a la correcta selección del equipo.

Existen varios formatos de hoja de especificaciones que han sido desarrolladas en conjunto por compradores y fabricantes de equipo, con objeto de uniformizar criterios, para evitar apreciaciones equivocadas por ambigüedad existente en la

interpretación de términos.

Los formatos comúnmente empleados son el del Instituto de Hidráulica, el Instituto Americano del Petróleo, o una modificación de cualquiera de los dos adecuado a las necesidades del usuario. (Ver figuras 4-1 y 4-2)

B) Se procede a la selección del equipo, realizando para ello una serie de instrucciones que difieren de acuerdo al tipo de bomba y aplicación; en este caso desarrollaremos las instrucciones de selección para Bombas Flujo Axial y Mixto.

B.1 Selección aproximada del tipo y tamaño de bomba en la carta de cobertura. (Figura 2-12).

B.2 Si la velocidad es desconocida, la velocidad de operación debe ser tan alta como sea posible para la capacidad dada.

B.3 Checar la selección de la curva de funcionamiento y determinar el mejor diámetro de descarga. Esto, porque algunas bombas están disponibles con diferentes diámetros de descarga. (Figura 4-3).- La selección debe estar en base al costo, eficiencia y potencia.

7

HOJA DE DATOS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS INSTITUTO DE HIDRAULICA

GENERAL

1-CLIENTE _____
2-LOCALIZACION DE LA PLANTA _____
3-ELEVACION M.S.N.M. _____
4-TIPO DE SERVICIO _____

BOMBA

1-FABRICANTE _____
2-MODELO _____
3-SERIE NUMERO _____
4-MONTAJE: HORIZONTAL _____ VERTICAL _____
5-ENTRADA: SIMPLE _____ DOBLE _____
6-NUMERO DE PASOS _____
7-TAMANO SUCCION: NOMINAL _____
ACTUAL _____
8-TAMANO DESCARGA: NOMINAL _____
ACTUAL _____

TRANSMISION INTERMEDIA

1-FABRICANTE _____
2-TIPO _____
3-SERIE NUMERO _____
4-RELACION DE VELOCIDAD _____
5-EFICIENCIA _____

ACCIONADOR

1-FABRICANTE _____
2-SERIE NUMERO _____
3-TIPO MOTOR: TURBINA _____ OTRO _____
4-POTENCIA _____
5-VELOCIDAD _____
6-CARACTERISTICAS (VOLTAJE, FRECUENCIA ETC.) _____
7-CALIBRACION _____

CONDICIONES ESPECIFICAS

1-LIQUIDO BOMBEO (AGUA, ACEITE, ETC.) _____
2-PESO ESPECIFICO _____
3-VISCOSIDAD T.B. _____
4-TEMPERATURA _____
5-PRESION DE VAPOR _____

6-CAPACIDAD _____ m³/hr.
7-ELEVACION TOTAL DE SUCCION _____ m
CARGA TOTAL DE SUCCION _____ m
8-NPSH _____ m
9-CARGA TOTAL DE DESCARGA _____ m
10-CARGA TOTAL _____ m
11-POTENCIA UTIL _____ C.V.
12-EFICIENCIA _____ %
13-POTENCIA AL FRENO _____ C.V.
14-VELOCIDAD _____ m

INFORMACION DE PRUEBA

1-LUGAR _____
2-FECHA _____
3-REALIZADA POR _____
4-ATESTIGUADA POR _____

CAPACIDAD

1-METODO DE MEDIDA _____
2-MEDIDA MARCA Y NUMEROS DE SERIE _____
3-CALIBRACION _____

CARGA

1-MANOMETRO SUCCION -MARCA Y SERIE NUMERO _____
2-CALIBRACION _____
3-MANOMETRO DESCARGA -MARCA Y SERIE NUMERO _____
4-CALIBRACION _____

POTENCIA

1-METODO DE MEDIDA _____
2-INSTRUMENTO MARCA Y SERIE NUMERO _____
3-CALIBRACION _____

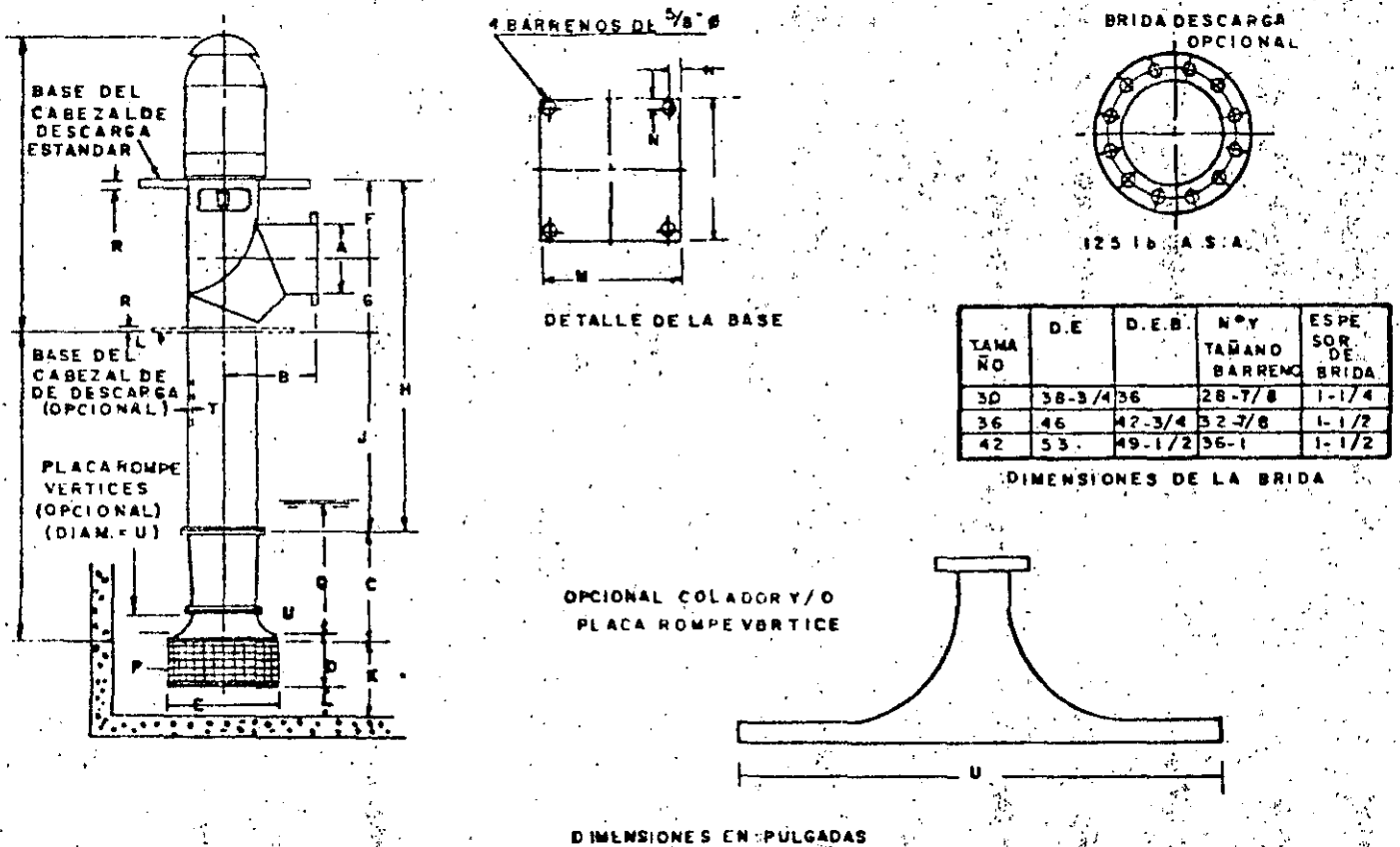
VELOCIDAD

1-METODO DE MEDIDA _____
2-INSTRUMENTO MARCA Y SERIE NUMERO _____
3-CALIBRACION _____

PLANTA		CONTRATO	
LOCALIZACION		REQUISICION No.	FECHA
CLAVE		HECHA POR	APROBADA POR
No. DE UNIDADES		ESPECIFICACION No.	HOJA DE
TIPO			
HOJA DE DATOS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS			
SERVICIO			
EN USO CONTINUO		ACCIONADOR	
DE RELEVOS		ACCIONADOR	
FABRICANTE BOMBA		TAMARO Y TIPO	
CONDICIONES DE OPERACION		COMPORTAMIENTO	
LIQUIDO m^3/hr o T.B. NORM. DIS		CURVA PROPUESTA No.	
DESCARGA Kg/cm^2 man		NPSH NEC. (AGUA) m.	
TEMP BOMBEO (T.B) °C		No. DE PASOS RPM	
P. SUCC. Kg/cm^2 man MAX. DIS		EFIC. DE DISEÑO POT.	
DENS. REL. (Sp Gr) o T.B		MAX. BHP DE DIS. EN IMPULSOR	
P. DIF. Kg/cm^2		MAX. COL. DE DIS. EN IMPULSOR m.	
P. VAPOR o T.B. Kg/cm^2 ABS		GASTO MIN. CONT. m^3/hr (FOR FAB)	
COLUMNA DIF. m		ROTACION FRENTE ACOPLAMIENTO	
VISCOSIDAD o T.B. cp		AGUA ENFRIAMIENTO PARA	
NPSH DISP. o T.B. m		COJINETES	
CORR/ERO. CAUSADA POR		ESTOPERO	
POTENCIA HIDRAULICA		PEDESTAL	
CONSTRUCCION Y MATERIALES		PRENSA ESTOPAS	
CARCAZA - MONTAJE: EJE <input type="radio"/> BASE <input type="radio"/> MENSULA <input type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/>		AGUA NECESARIA m^3/hr	
TAPA: AXIAL <input type="radio"/> RADIAL <input type="radio"/>		DISEÑO PARA AGUA DE ENFRIAMIENTO	
TIPO: VOLUTA SIMPLE <input type="radio"/> DOBLE VOLUTA <input type="radio"/> DIFUSOR <input type="radio"/>		ENFRIAMIENTO EMPAQUE	
BARRENOS ROSCADOS: VENTEO <input type="radio"/> DRENE <input type="radio"/> MANOMETRO <input type="radio"/>		LUBRICACION DEL SELLO	
BOQUILLAS		DISEÑO PARA LUBRICACION SELLO	
DIAM.	CLAS. ANSI.	CARA	POSICION
SUCCION			
DESCARGA			
IMPULSOR TIPO	DIAM. DISEÑO	MAX.	
COJINETES	RADIAL	AXIAL	
COPLI Y GUARDA	PLACA DE BASE		
EMPAQUE			
SELLO MECANICO	CODIGO	FABR.	
CLASE MATERIAL		CARCAZA	
INTERIORES			
I - H FUNDIDO	CLAVE DE INTERIORES	I	B S C
B - BRONCE	IMPULSOR	I	B S C
S - ACERO	INTER. CARCAZAS	I	I S C
C - 12% CROMO	CAMISA (EMPACADA)	Ch	Ch Af Af
A - ALEACION	CAMISA (DE SELLO)	C	C C C C
H - ENDURECIDO	PARTES DESGASTA.	I	B Ch Ch
V - PULIDO	FLECHA	S	S S S
X - ESPEC. ASTM.			
MOTOR POR		TURBINA POR	
CLAVE	MONTADA POR	CLAVE	MONTADA POR
POT.	RPM FABR	POT.	RPM MAT
VOLTS/FASES/HERTZ		MARCA	TIPO
CORRIENTE A CARGA PLENA AMP		VAPOR ENT. Kg/cm^2 man	
TIPO INDUCCION <input type="radio"/> OTRO <input type="radio"/>		ESCAPE Kg/cm^2 man	
AISLAMIENTO CLASE °C ELV. TEM °C		CONSUMO DE VAPOR $Kg/POT/h$	
ROT. CW <input type="radio"/> CCW <input type="radio"/> AMBAS <input type="radio"/>		BOQUILLAS	DIAM. CLASE ANSI. CARA POSC
MONT. HORIZ <input type="radio"/> VERT. <input type="radio"/> OTRO <input type="radio"/>		ENTRADA	
DISEÑO	ARMAZON	SALIDA	
CARCAZA	LUB.		
		MOTOR	
		TURBINA	
DATOS FINALES			
DIAM. DEL IMPULSOR (mm)			
CURVA DE PRUEBA No.			
DIB. GENERAL No.			
DIB. DETALLES DE BOMBA No.			
DIMENSIONES SELLO EN DIB. No.			
No DE SERIE DE LA BOMBA			
PRUEBAS DE TALLER CERTIFICADA CON TESTIGO			
FUNCIONAMIENTO			
NPSH			
HIDROSTATICA			
PRUEBA HIDROSTATICA Kg/cm^2 man			
P. DE OPER. MAX. PERM. Kg/cm^2 °C			
PESOS BOMBA BASE			
REGIDA POR CODIGO API 610 SI NO SE ESTABLECE OTRA COSA:			
OBSERVACIONES:			
REVISION			
FECHA			
DES. PROC.			

FIGURA 4-2

ELEVACION BOMBAS TIPO K.M



TAMA NO	D.E	D.E.B.	Nº Y TAMAÑO BARRENO	ESPE SOR DE BRIDA
30	38-3/4	36	28-7/8	1-1/4
36	46	42-3/4	32-7/8	1-1/2
42	53	49-1/2	36-1	1-1/2

DIMENSIONES DE LA BRIDA

DIMENSIONES EN PULGADAS

TAMA NO BOMBA	TUBO	CLARO	BRIDA	UN PASO	DOS PASOS	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	O	R	T	U
	A	B	C																	
30	30	38	30	43	75	16	41	33	30	120	57	20	4	44	2	20	48	1-1/4	1/4	32
	36	42	36	43	73	16	41	39	36	120	45	20	4	50	2	20	48	1-1/4	1/4	58
36	36	42	36	51	87	18	49	39	36	120	45	25	7	50	2	25	60	1-1/4	1/4	72
	42	50	42	51	87	18	49	45	39	120	56	25	7	58	2	25	60	1-1/4	1/4	72
42	48	56	48	69	118	24	67	54	48	120	20	34	10	68	2	34	72	1-1/2	3/8	96
	54	62	54	69	118	24	67	57	52	132	23	34	10	72	2	34	72	1-1/2	3/8	96

FIGURA 1-3

INCISOS :

B.1, B.2 y B.3.

FACTORES ADICIONALES PARA LA SELECCION ,
ADQUISICION Y LIMITACIONES DE DIFERENTES-
TIPOS DE BOMBAS SEGUN EL INSTITUTO DE HI
DRAULICA Y WORTHINGTON, INCLUYENDO CURVAS
DE OPERACION.

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

General Information

About the

HYDRAULIC INSTITUTE

and the

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

A-1. Origin

(a) The Hydraulic Institute came into being on April 18-19, 1917, when sixteen manufacturers of industrial pumps met and formed The Hydraulic Society. In 1933, The Society was re-organized and the name changed to the Hydraulic Institute.

(b) In 1917, when the predecessor Society was formed, the pump industry was faced with an urgent need to solve a number of engineering problems brought about by the production needs of World War I. Today, while the activity has grown manifold, engineering is still the basic interest. The most important manifestations of this interest appear in the development of standards, in engineering conferences, in sponsorship of cooperative research projects and in cooperation with other engineering organizations.

A-2. Purpose and Aims

(a) The purpose and aims of the Institute are, perhaps, best expressed in the following quotation taken from Article II, of the By-Laws of the Institute:

The Objects of the Institute are: To promote and further in every lawful manner the interests of manufacturers of pumps, as well as the interests of the public in such matters as are involved in manufacturing, engineering, safety, transportation and other problems of the industry, and to this end, among other things:

(a) To develop and publish standards for pumps.
(b) To collect and disseminate information of value to its members and to the public.

(c) To appear for its members before governmental departments and agencies and other bodies in regard to matters affecting the industry.

(d) To promote a spirit of cooperation among its members for the improved production, proper use and increased distribution of pumps.

(e) To increase the amount and to improve the quality of pump service to the public.

(f) To engage in cooperative educational and research activities.

(g) To promote the common and lawful business interests of its members but not to engage in business of the kind ordinarily carried on for profit or to perform particular services for its members or individual persons as distinguished from activities to improve the business conditions and lawful interests of all of its members.

(b) Of parallel interest is the following quotation from Article III, Membership, of the By-Laws of the Institute:

Corporations, firms and individuals, having their main corporate office in North America actively and substantially engaged in the manufacture of pumps for sale in the open market shall be eligible to apply for membership in the Institute.

A-3. Purpose of Standards

Quoting from Article XV, Standards, the purpose of the Standards of the Hydraulic Institute is defined as follows:

1. Standards of the Hydraulic Institute are adopted in the public interest and are designed to eliminate misunderstandings between the manufacturer and the purchaser; and to assist the purchaser in selecting and obtaining the proper product for his particular need.

2. Existence of Institute Standards does not in any respect preclude any member from manufacturing or selling products not conforming to the Standards.

A-4. Definition of a Standard of the Hydraulic Institute

A Standard of the Hydraulic Institute is defined in accordance with Article XV, Section E of the By-Laws as follows:

An Institute Standard defines the product, material, process or procedure with reference to one or more of the following: nomenclature, composition, construction, dimensions, tolerances, safety, operating characteristics, performance, quality, rating, testing and service for which designed.

A-5. Engineering Information

Paralleling the work on Standards but dealing with purely engineering information of an explanatory nature is another phase of this subject which is defined by the following quotation from Article XV, Section E of the Institute By-Laws:

Engineering information consists of explanatory data and other engineering information of an informative character not falling within the classification of Institute Standards.

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

A-6. History of Institute Standards

(a) The 1st Edition of the Standards of the Hydraulic Institute was published in 1921, as a 19-page pamphlet entitled "Trade Standards of the Pump Industry." The 2nd Edition was published in 1922. In 1925 the 3rd Edition was published under the name, "Standards of The Hydraulic Society." Succeeding editions under that title were published in 1927, 1928 and 1931. In 1937 the 7th Edition appeared, entitled "Standards of Hydraulic Institute." The 8th Edition of that publication appeared in 1943 and the 9th Edition was copyrighted in 1951. The 10th Edition was copyrighted in 1955.

(b) This 11th Edition is a complete revision of the preceding edition. It contains not only all of the revisions to the previous edition but also includes a great deal of new material. All of the text has been checked for accuracy, clarity and conformity with the most modern concepts of hydraulic engineering. The loose-leaf binding permits the insertion of revised pages as they are issued. The edition thus becomes a live document which will remain up-to-date during its entire existence.

(c) From its inception, the standards program of the Institute has been based on work done by Technical Committees composed of engineers spe-

cializing in the particular types of pumps. These Committees are charged with the responsibility of keeping themselves informed of technical developments in both the pump industry and related industries so that Institute Standards will be of the broadest possible value to the consuming public.

(d) The Institute cooperates in standards activities with a number of other organizations, such as: the American Standards Association, the American Society of Mechanical Engineers, the National Fire Protection Association, etc. Currently, and of particular interest, is the project with the Manufacturing Chemists Association as co-sponsor of the ASA Sectional Committee on Chemical Pumps.

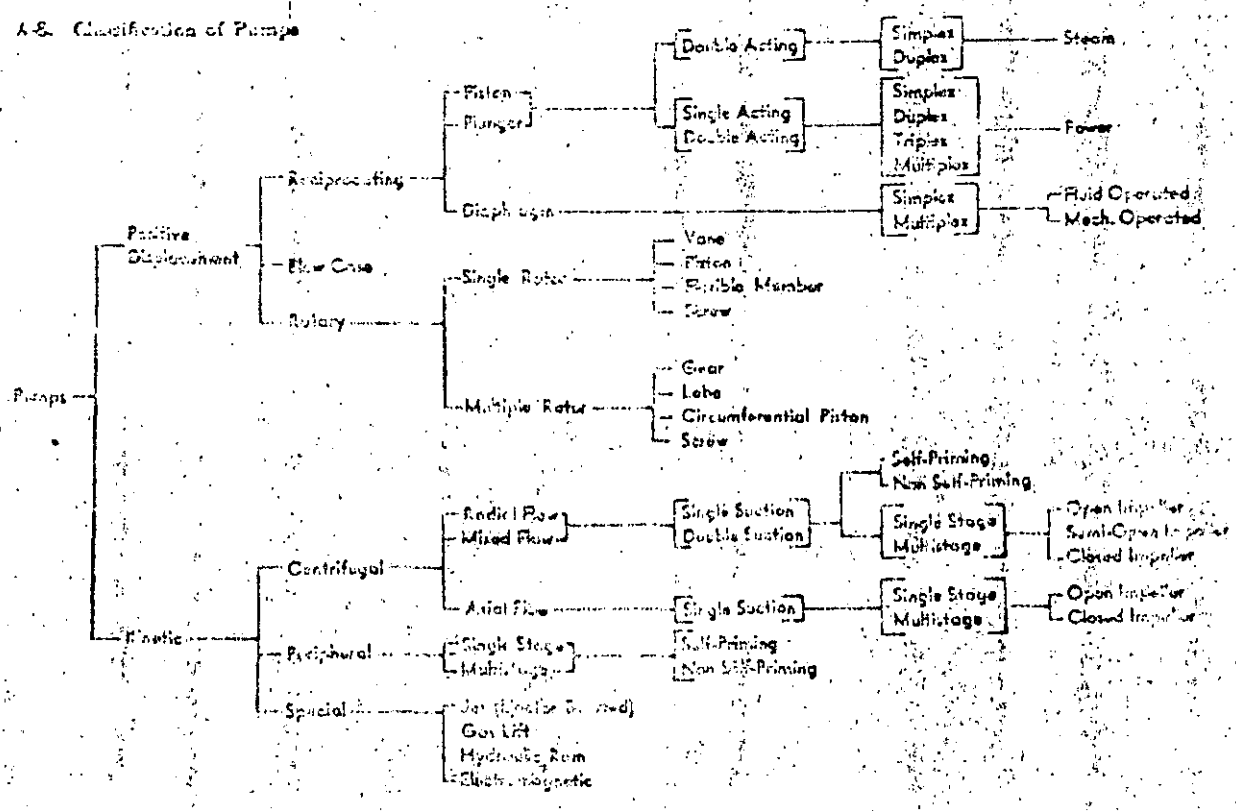
(e) The Hydraulic Institute has cooperated with the National Electrical Manufacturers Association in the development of several NEMA Standards including: "C" flange motor face dimensions, limited end float couplings used with hydraulic pumps and the dimensions of various types of motor shaft extensions.

A-7. Revision

The "Standards of the Hydraulic Institute" are subject to constant review and revisions are made whenever it is found necessary because of new developments or progress in the art.

A-8. Classification of Pumps

A-8. Classification of Pumps



B-5. Definition of Specific Speed

Specific speed is a correlation of pump capacity, head, and speed at optimum efficiency, which classifies the pump impellers with respect to their geometric similarity.

Specific speed is a number usually expressed as:

$$\text{Specific speed, } N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ or } N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

where

- S = suction specific speeds
- N = relative speed in revolutions per minute
- Q = flow in gallons per minute at or near optimum efficiency
- h_{rs} = NPSH required in feet

The specific speed of an impeller is defined as the revolutions per minute at which a geometrically similar impeller would run if it were of such a size as to discharge one gallon per minute against one foot head.

Specific speed is indicative of the shape and characteristics of an impeller, and it has been found that the ratios of major dimensions vary normally with specific speed. Specific speed is useful to the designer in predicting proportions required and to the application engineer in checking suction limitations of pumps. (See Para. B-54, E-57, and E-59.)

Impeller form and proportions vary with specific speed as shown in Fig. BF-4.

Pumps are traditionally divided into three classes, the centrifugal or radial flow, the mixed flow, and

the axial flow, but it can be seen from this chart that there is a continuous change from the radial flow impeller, which develops pressure principally by the action of centrifugal force, to the axial flow impeller, which develops most of its head by the pre-pelling or lifting action of the vanes on the liquid.

In the specific speed range of approximately 1000 to 4000, double suction impellers are used as frequently as the single suction impellers shown in Fig. BF-4.

B-6. Definition of Suction Specific Speed

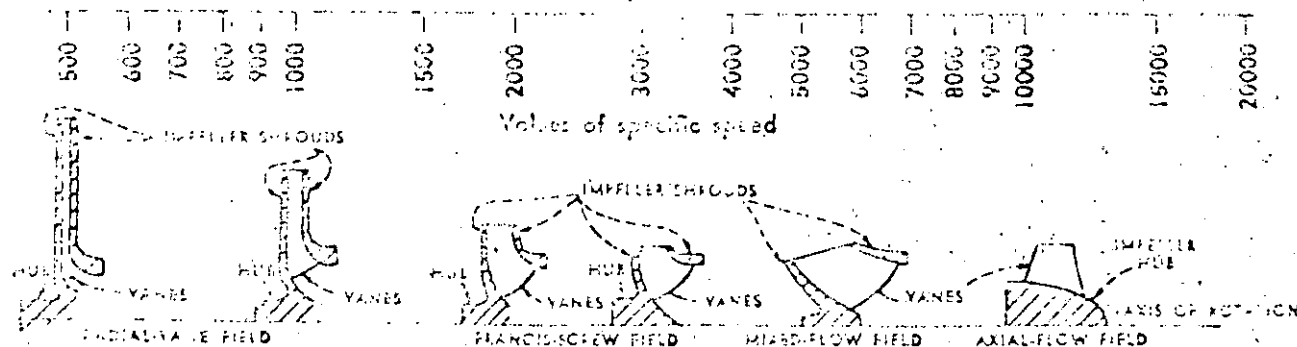
Just as pump specific speed is an index number indicative of pump type, the parameter known as "suction specific speed" is essentially an index number descriptive of the suction characteristics of a given impeller. It is defined as:

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{h_{rs}^{3/4}} \text{ or } S = \frac{N\sqrt{Q}}{h_{rs}^{3/4}}$$

where

- S = suction specific speed
- N = relative speed in revolutions per minute
- Q = flow in gallons per minute at or near optimum efficiency
- h_{rs} = NPSH required in feet

Note that for double suction impellers Q should be taken as one-half the total flow. The charts showing upper limits of specific speed, Figures BF-32, BF-33, BF-34, and BF-35 correspond to S values from 7,480 to 10,000.



Profile of several pump impeller designs ranging from the low-specific-speed radial flow on the left to a high-specific-speed impeller design on the right, placed according to where each design fits on the specific-speed scale.

Fig. BF-4

I. CLASSIFICATION OF PUMPS

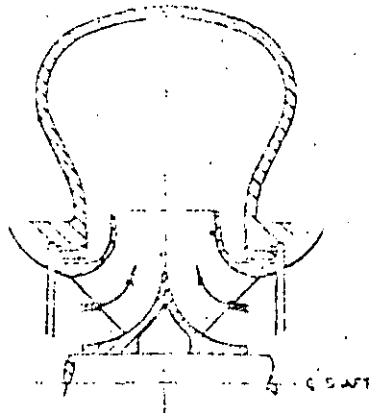
B-1. Introduction

Pumps covered in this section fall into three general classes, as follows:

1. Centrifugal or radial flow
2. Mixed flow
3. Axial flow

B-2. Centrifugal Pump

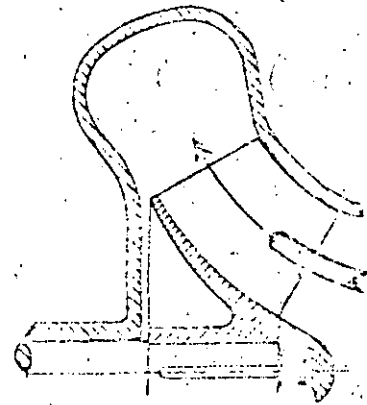
A pump in which the pressure is developed principally by the action of centrifugal force. Pumps in this class with single inlet impellers usually have a *specific speed below 4200, and with double suction impellers, a specific speed of below 6000. In pumps of this class the liquid normally enters the impeller at the hub and flows radially to the periphery. (See Fig. BF-1.)



CENTRIFUGAL PUMP - DOUBLE SUCTION
Fig. BF-1

B-3. Mixed Flow Pump

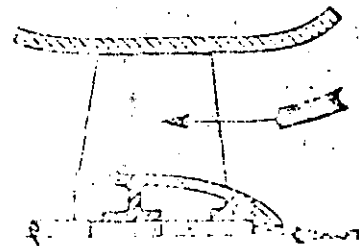
A pump in which the head is developed partly by centrifugal force and partly by the lift of the vanes on the liquid. This type of pump has a single inlet impeller with the flow entering axially and discharging in an axial and radial direction. Pumps of this type usually have a *specific speed from 4200 to 8000. (See Fig. BF-2.)



MIXED FLOW PUMP
Fig. BF-2

B-4. Axial Flow Pump

A pump of this type, sometimes called a propeller pump, develops most of its head by the propelling or lifting action of the vanes on the liquid. It has a single inlet impeller with the flow entering axially and discharging nearly axially. Pumps of this type usually have a *specific speed above 8000. (See Fig. BF-3.)



AXIAL FLOW PUMP
Fig. BF-3

* (Note: For definition of specific speed, see Page B (1) - (2).)

of the best efficiency point. This provides a reserve in case of drop in head.

Since there are an infinite number of operating conditions to be met, Worthington's extensive coverage means there is a pump offering whose best efficiency point very nearly meets the conditions of service. Some pump manufacturers, with a limited line, must offer a pump as a compromise selection and frequently such a pump operates far from the best efficiency point.

Operating a centrifugal pump at its best efficiency point (See Fig. 4) is desirable, for not only lower hydraulic turbulence, but also for minimum shaft deflection. A heavy duty pump is designed with a heavy shaft to minimize the shaft deflection, but deflection does increase towards the shut-off, as well as towards the cavitating zone. (See Fig. 3.) Shaft deflection can be a source of noise, because extra load is imposed on the bearings, and, in some cases, the coupling can be thrown out of alignment enough to cause noise.

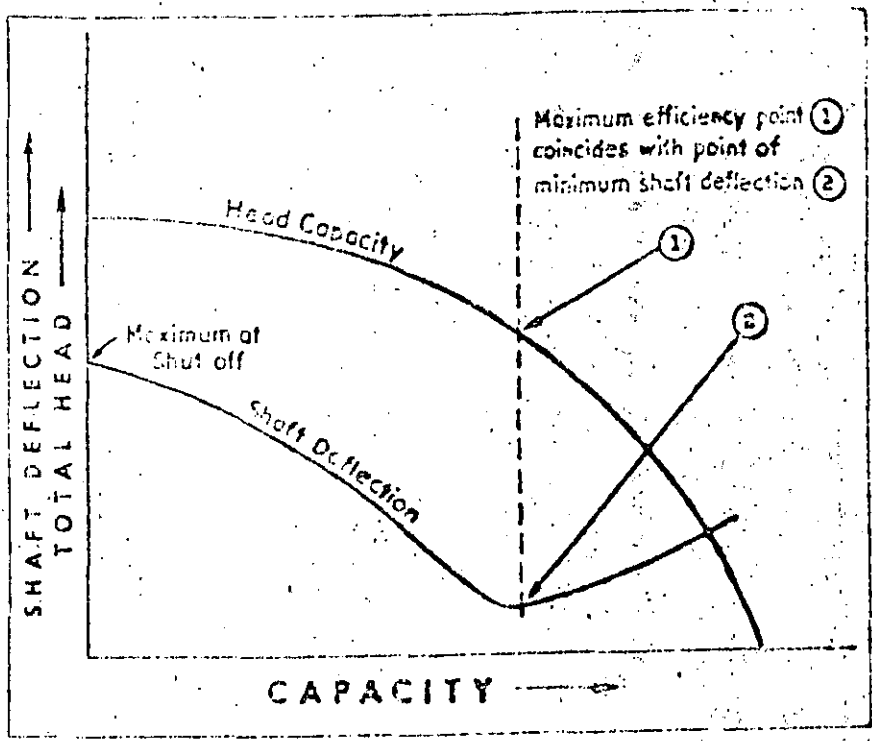


Fig. 3 Minimum shaft deflection occurs at maximum efficiency point

ISOLATION

After properly selecting the pump to operate at its best efficiency point, the next step is to isolate the unit from the system by using isolation mounting to prevent transmission of any remaining noise, or vibration, down through the foundation to the building structure. Rubber hose connections, of sufficient length, should be used in both the suction and discharge connections to prevent the transmission of noise and vibration along the piping and out into the system.

The remaining path for transmission of objectionable noise, is the air path, by which any noise can be transmitted. Generally, this is not an important factor because the pumps are located remote from the rest of the system, and generally no direct air path exists from the pump to the critical area, as in an air conditioning system. However, the airborne noise can be eliminated by proper treatment of the pump room.

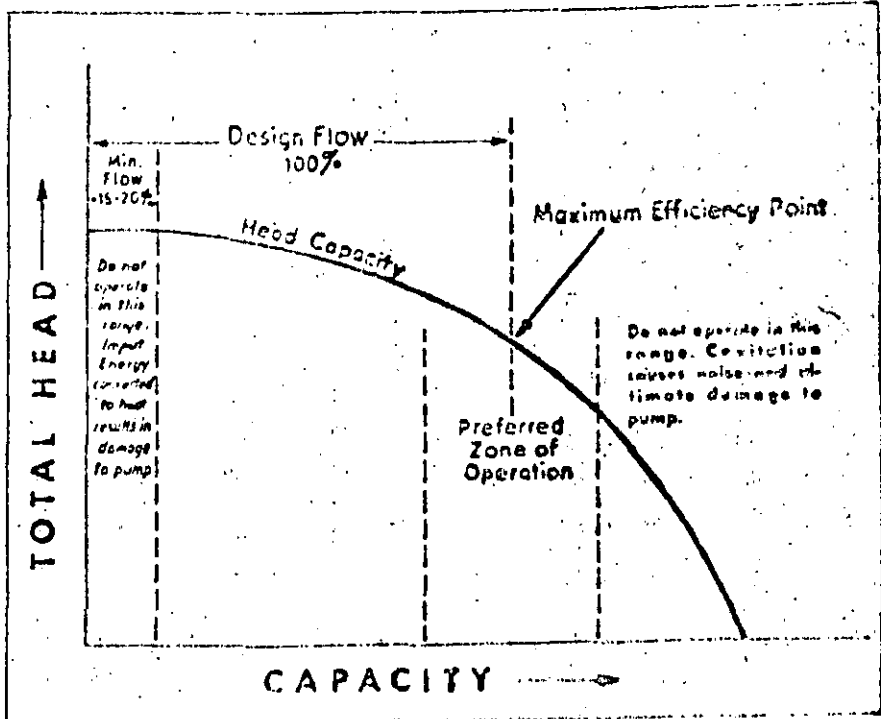


Fig. 4 Preferred operating range for minimum noise level

VI-BRATION AND NOISE CONTROL FOR CENTRIFUGAL PUMPS

There are actually more causes for noise in a system than there are from the pumping unit itself. Since the pump is a source of energy for creating noise, it is natural to suspect the pump first. Controlling the noise level in a circulating system requires careful attention to every element in the system, such as valves, pipe supports, size of piping, controls used, and especially, the selection of the correct pump for the particular system.

Quiet operation of centrifugal pumps is an important consideration, not only in air conditioning, but also for industrial applications. In the search for a means of controlling the noise level, many engineers have applied restrictions which, in some cases, amount to nothing more than "fetters"; the application of empirical solutions to all noise problems.

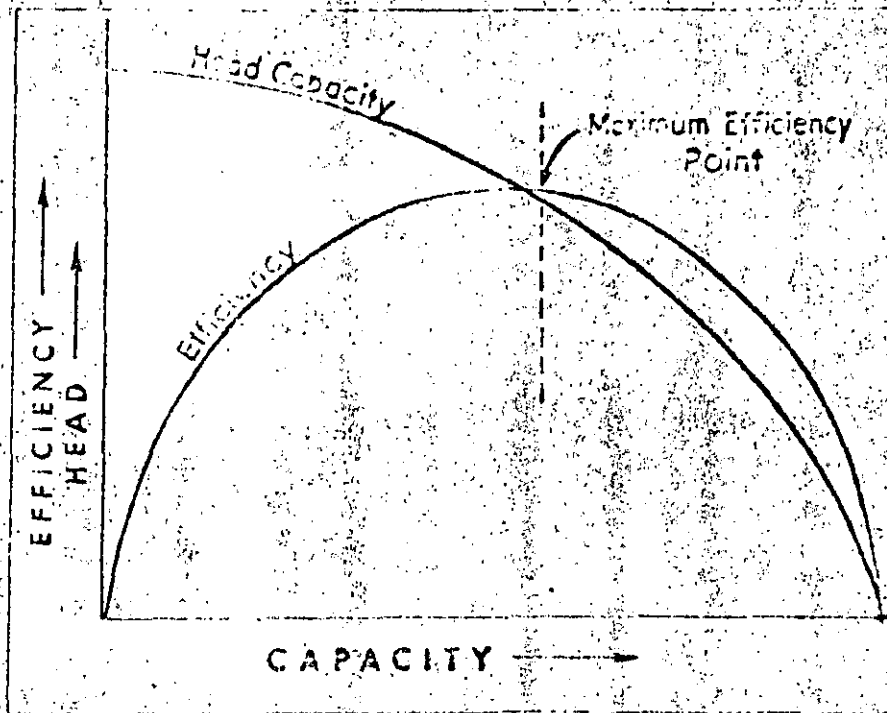


Fig. 1 Typical efficiency and performance curves for centrifugal pumps

SELECT PUMP FOR "BEST-EFFICIENCY" POINT

To insure a quiet operating pump, the most important consideration is to select the pump to operate at its best efficiency point (See Fig. 1, Page 1).

At the best efficiency point, there will be a minimum of hydraulic shock within the pump, because the angle of flow of water from the tip of the impeller vane will be correct for the impeller casing design. Every pump is designed to operate at the best efficiency point, and operation at any other point on the characteristic curve, is a compromise. The farther away from the best efficiency point that a pump is made to operate, the greater the turbulence and hydraulic shock existing within the pump, therefore, the noise generated will be greater. The amount of hydraulic turbulence increases as we approach the shut-off condition, as well as in the area where "cavitation" commences (See Fig. 2, Page 1). Except for unusual conditions, centrifugal pumps should be selected to operate slightly to the left

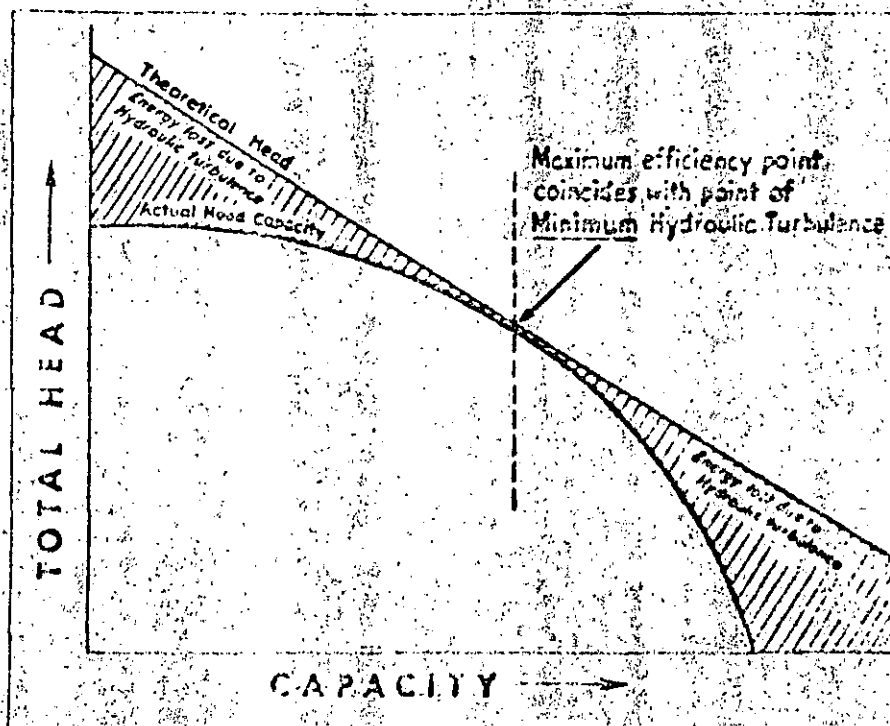


Fig. 2 Minimum turbulence at maximum efficiency point

PUMP SELECTIONS

Pump Selection

The selection of pumping equipment can be complicated by the diversity of liquids to be handled and the requirements of the installation itself.

This section has been prepared to serve as a guide to pump selection. The charts and data on the following pages are not designed to make a specific selection, but rather as a guide to the various types of pumps and their modifications so that it is possible to go from the chart to the specific product section which gives detailed information on performance, characteristics, construction features, and dimensions of pumps of standard design. Modifications not shown in published literature are frequently available. These modifications may increase costs and lengthen delivery, however, they are discussed in the section to which you will be directed.

The first step is to list the conditions under which the pump will be required to operate (C.O.S.). These are as follows:

1. Liquid to be handled.
2. Capacity required.
3. Discharge or differential head.
4. Suction lift or head (add lift, subtract head from discharge to find differential head).
5. Temperature of liquid entering pump.
6. Specific gravity of the liquid.
7. Viscosity of liquid at pumping temperature.
8. Corrosion effect of liquid (pH value).
9. Erosive effect of liquid.
 - a. weight percent of solids.
 - b. size of solids.
10. Type of power available.

It is important that all data listed above be determined exactly since these factors will determine the size and type pump required.

The second step is to classify the pump by selecting from the following broad classification, the type required.

1. Centrifugal

These pumps are best suited for handling a large volume, or where corrosive and/or abrasive or non-lubricating liquids are pumped.

2. Rotary

These pumps are best suited to handle liquids which have a lubricating value such as oil, glue, or printers ink or liquids which have a high viscosity such as tar, asphalt or molasses. If long life is not a factor, rotary pumps may also be considered for liquids having poor lubricating value. It must be understood that these will reduce the useful life of the pump and it may have to be replaced frequently.

3. Reciprocating

These pumps are particularly suited to handling a relatively small volume of liquids at high pressure. They are also well suited for either viscous or non-viscous liquids. When abrasive or corrosive liquids are present, this type pump is usually not a good selection.

4. Deep Well (Vertical Turbine)

These pumps are best suited for pumping from deep wells or for handling hot or volatile fluids. They require no priming and have no suction problem. They are also free from freezing problems since they are usually in a vertical position and liquid will drain from pump.

Since the Standard Pump Division is concerned only with centrifugal and rotary pumps, and since these also have various classifications we list these for more detailed identification.

Pump Selection

PUMP SELECTIONS

Centrifugal

- A. Horizontally split case (LR-LLR)
- B. Vertically split case or end suction - CN-CNE-DN-DNE-BPO

Rotary

- A. Gear Type - GA-GB-GAP-GAFT-GR and modifications.

In general the horizontally split case centrifugals are used for large capacities or where it is desired not to disturb the piping while checking the pump internally. The vertically split case pumps are used for smaller volumes and when the piping can be broken to check the pump.

In the rotary line, the gear type pumps are best suited to liquids having lubricating value or where high viscosities, are involved.

The question of viscosity is an important consideration in selecting a pump. We suggest that you refer to 2002-3 page 1-30 where the questions of viscosities are covered.

EXAMPLE OF TYPICAL SELECTION

The following is a typical example of how to make a selection, assuming the following conditions of service:

1. Liquid handled -- water
2. Capacity required - 100 gpm
3. Discharge head -- 50 ft.
4. Suction head -- 0 psig
5. Temperature of liquid 60°F
6. Specific Gravity -- 1.0 (water)
7. Viscosity at pumping temp. water (negligible)
8. Corrosion effect of liquid (pH) -- pH-7 see 2002-1 page 12
9. Erosion effect -- none
10. Power available -- 3/60/220/440

We require that the pump be horizontally split because we do not wish to disturb the piping.

Starting in left hand column - the horizontally split case pumps are at the bottom of the page. These are designated as LR-LLR. The water is clear and there is no suction pressure - temperature is well below 250°F. The LR pumps fit as far as capacity and head are concerned. Reading across, the chart tells us that this is a closed impeller pump that it is available in cast iron or bronze, and that it has a packed box or mechanical seal. Suction and discharge are flanged. This unit may be mounted on a base and coupled to a motor or other driver. The column on the right lists section 2036 as the proper section to refer to for complete information on this pump.

Because our Conditions of Service required that it handle water we have ruled out the rotary pumps and because they specified horizontally split case all other possibilities are ruled out. If we were not restricted to horizontally split case, we could consider a vertically split case (end suction) pump. Here we find that either a CN (frame mounted) or DN (close coupled) pump would give us 100 GPM at 50' TDH head. Reading across we find that this pump has a closed impeller and that it is made in cast iron or bronze. If the CN is selected we find that it can have either a packed box or mechanical seal, that it must have a coupling, a base and a driver. In the right hand column we find that we are referred to section 2004 for specific details on the correct size to select.

If it has been decided, with the same C.O.S. to use a close coupled pump the selection would have been in the DN line. Reading across again we would find that hydraulically it is the same as the CN pump. When we come to the "coupling" column we would find that this pump requires no coupling, but will be mounted directly on the motor shaft. It is a self contained unit requiring no base. The last column refers us to section 2004 of the Manual where detailed information, rating charts, etc. on this type are to be found.

We would like to emphasize again, that this chart is not intended as a means of selecting a pump for specific conditions of service. Its sole purpose is to enable you to go directly to the section or sections of the book where specific and detailed information can be found. It is our effort to save you time and to act as a road map which will guide you to the material you need in order to make a selection without checking the manual pump by pump and size by size.

BOMBAS CENTRIFUGAS

HOJA DE ESPECIFICACIONES

RE _____ REV _____

FECHA _____

CLAVE _____

NOTA: INDICA INFORMACION PROPORCIONADA POR COMPRADORA
 POR FABRICANTE

LUGAR _____

PLANTA _____

SERVICIO _____

Nº BOMBAS REQ'D _____

Nº MOTORES REQ'D _____

CLAVE _____

SUMINISTRADO POR _____

MONTADO POR _____

REVISIONES REQ'D _____

CLAVE _____

SUMINISTRADO POR _____

MONTADO POR _____

FABRICANTE BOMBA _____

TAMANO Y TIPO _____

Nº SERIE _____

CONDICIONES OPERACION, CADA BOMBA

RENDIMIENTO

LÍQUIDO _____

U S GPM, TS, HOR. _____

DISEÑO _____

CURVA PROPUESTA Nº _____

TS, P, HOR. _____

MAN _____

PRES. DESCARGA, PSIG _____

DISEÑO _____

PPM _____

1 P CR. & TB _____

PRES. SUCCION, PSIG MAX _____

BHP _____

PRES. VAP. & TS, PSIA _____

PRES. DIV, PSI _____

BHP DISEÑO _____

VIS. & TS, SEU _____

CP _____

CARGA DIS, PHS _____

HPEN DISPONIBLE, FT _____

MAX CARGA DISEÑO IMP _____

GPM MIN. CONTINUOS _____

CORRECCIONES CAUSADAS POR _____

HP HOR. _____

ROTACION (VISTA EXTREMO COPLI) _____

CONSTRUCCION

PRUEBAS EN FABRICA

BOQUILLAS _____

DIAMETRO _____

CLASIF. ANSI _____

MACHUCADO _____

LOCALIZACION _____

COMP. SIN TESTIGO COMP. CON TEST.

SUCCION _____

HIDROST. SIN TESTIGO HIDROST. CON TEST.

DESCARGA _____

MONT. CARGATA: AL CENTRO PIE SOPORTE VERT. (TIPO) _____

DIVISION: AXIAL RAD. TIPO VOLUTA SENCILLA DOBLE DIRECTOR _____

PRESION: MAX. PERM. _____ PSIG _____ "F"; PRUEBA HIDROST. _____ PSIG _____

CAREERON: VENTEO CREW MANOMETRO _____

DIAMETRO IMP.: DISEÑO _____ MAX. _____ TIPO _____

MONTAJE: ENTRE BALLENS SUSPENDIDO _____

TIPO BALENS: RADIAL _____ EMPUJE _____

LUBR: ANILLO ACEITE INUNDADO NEBLINA ACEITE SPLITTING FORZADA _____

COPLI: FAB. _____ MODELO _____

UNIDAD ACCIONADOR MTD. HOR.: FAB. BOMBA FAB. MOTOR COMPRADOR _____

EMPAQUE: FAB. Y TIPO _____ TAMANO / N.º ANGLOS _____

SELLO MECANICO: FAB. Y MODELO _____ CLASIF. CODIGO API _____

CODIGO FABRICANTE _____

MATERIALES

BOMBA: CLASIFICACION CARGATA / EMPUJE _____

BASE _____

BOMBAS VERTICALES

PROYECTADO CARGATA _____

SUMERGENCIA MIN. REQ _____

TUBO COLUMNA BRIGADO SINGLO _____

BRIGADA COL. ABIERTO CERRADO _____

SALS: TFCOM _____ FLUORACO _____

LUB. BAL. AGUA ACEITE GRASA _____

PLOT. Y BARRA AC. AS. BRZ. _____

INTERRUPTOR FLOTANTE _____

EMPUJE BOMBA, LB. ARRIBA _____

ABAJO _____

TUBERIA AUXILIAR

PLAN. TUB. A.E. _____ CV. AS. TUBING TUBO _____

REQ. TOTAL AGUA EMP. GPM _____ REQ. I. PRUJO VISUAL _____

REQ. INYECCION EMP. AL EMPAQUE TOTAL GPM. _____ PSIG _____

PLAN. TUBERIA LAVADO SELLO AC. AS. TUBING TUBO _____

FLUIDO LAVADO EXTERIOR AL SELLO _____ GPM _____ PSIG _____

PLAN. SELLO AUXILIAR _____ AC. AS. TUBING TUBO _____

FLUIDO SERVICIO SELLO AUXILIAR _____

MOTOR

HP _____ RPM _____ ARMAZON _____ VOLTS/FASES/CICLOS _____

FAB. _____ MATERIAL _____ LUBRIFICACION _____

TIPO _____ ASL _____ AMPA CARGA TOTAL _____

TAR. _____ AUMENTO TEMP. °C _____ AMP. A MOTOR BLOQUEADO _____

VSS VSS _____ CAP EMPUJE VERT. LB _____

PESO APROX. BOMBA BASE _____

MOTOR _____ TURBINA _____

STANDARD API NO GOBIERNA A MENOS QUE OTRA COSA SE INDIQUE

HOJA DE CALCULO Y ESTIMACION "BOMBAS HORIZONTALES"

CLIENTE: _____
 REFERENCIA: _____
 ATEN: _____

FECHA: _____
 ELABORO: _____
 PARTIDA: _____

1.- CONDICIONES DE OPERACION:

CAPACIDADES:
 SERVICIO: _____
 LIQUIDO: _____
 PISO LIFT/ESTRUCO: _____
 VISCOSIDAD: _____
 TEMPERATURA: _____

269
 Q= _____ LPS _____ GPM.
 HT= _____ MTS _____ FT.
 PRES. SUCCION: _____
 PRES. DESCARGA: _____
 PRES. VAPOR: _____
 NPSHD: _____ MTS _____ FT.

2.- SELECCION DE LA BOMBA, MOTOR Y COPL.

(A) BOMBA MOD. _____
 VELOCIDAD: _____ RPM.
 EFICIENCIA: _____

SOP. NO. _____ CURVA NO. _____
 MESER: _____ MTS _____ FT.
 # PIEZAS LADO COPL: _____ PLG.

ESPm= X X =
 3960 X

ESPmax= X X =
 3960 X

(B) MOTOR ELCT. RECOMENDADO: _____ HP;
 VELOCIDAD: _____ RPM;
 TIPO: _____
 AISLAMIENTO CLASE: _____

MARCA: 6 SEMIAR.
 FASES/ _____ CICLOS/ _____ VOLTS.
 # PIEZAS LADO COPL _____ PLG.
 FACTOR SERV.: _____

(C) COPL MARCA FALK MOD: _____
 # MENUDO: _____ MM. _____ PLG.
 # MEDIO: _____ MM. _____ PLG.

COPL ESPACIADOR MCA. _____
 RANCO: _____ ESPACIADOR: _____ PLG.
 # MENUDO: _____ MM. _____ PLG.
 # MEDIO: _____ MM. _____ PLG.

3.- ESTIMACION DE PRECIOS:

CANTIDAD BOMBAS: _____ MATERIAL DE CONSTRUCCION: _____

PRECIOS

DEAS.	DESCRIPCION.	PRECIO LISTA	F.D.	PRECIO NETO.
	BOMBA GEN. HORIZONTAL			
	BASE BOMBA-MOTOR.			
	GUARDA COPL.			
		X		
	COPL MOD:		X	

PRECIO UNIT. BOMBA, BASE, COPL Y GUARDCOPL. \$ _____

MOTOR:

PRECIO UNITARIO MOTOR: _____

PRECIO NETO UNITARIO TOTAL : _____

PRECIO NETO TOTAL EQUIPO (S): _____

CLIENTE: _____
REFERENCIA: _____

FECHA: _____
ELABORO: _____
PARTIDA: _____

1.- CONDICIONES DE OPERACION:

SERVICIO: _____

LIQUIDO: _____

Q = _____ LPS _____ GPM.
HT = _____ MTS _____ PIES
ND. _____ MTS _____ PIES
TEMPERATURA: _____ °C _____ °F

PROF. POZO: _____ MTS _____ FT.
Ø ADME: _____ PLG.
PROF. CARCAMO: _____ MTS _____ FT.
LONG. COLUMNA: _____ MTS _____ FT.

2.- SELECCION DE LA BOMBA:

BOMBA MODELO: _____ / _____ PASCOS
VELOCIDAD OPERACION: _____ RPM.
EFICIENCIA: _____ %
CARGA POR PASO: _____ FT.
LUBRICADA POR: _____

CURVA: _____ PAG. _____
NPSHR. _____ MTS _____ FT.
Ø EXT. DEL TAZON: _____ PLG.
MATERIAL CONSTRUCCION: _____

3.- OPEACION DE CALCULO:

PERDIDAS DE POTENCIA = _____ X _____ =
POR FRICCION FLECHA LIN. _____ 100

BHP_N = _____ X _____ = BHP_{MAX} = _____ X _____ X _____ =
3960X 3960 X

MOTOR RECOMENDADO: _____ / _____ HP/rpm; 3/60/ _____ V.; FLECHA: _____
ARMAZON: _____ TIPO: _____ ; AJ: _____ FLE; AK: _____ PLG; BD: _____ PLG

FLECHA DE LINEA:

Ø DE FLECHA: _____ PLG.
Ø TUBO PROTEC: _____ PLG.

Ø SUCCION: _____ PLG.
Ø FLECHA IMP. _____ PLG.
Ø COLUMNA: _____ PLG.

EMPUJE HIDRAULICO = _____ X _____ = _____ LPS = _____
PESO FLECHA LINEA = _____ X _____ = _____ LES = _____
PESO DEL FCTOR = _____ X _____ = _____ LES = _____
EMPUJE TOTAL = _____ LES = _____
EMPUJE MOTOR = _____ LBS = _____
E.H. = _____ X _____ X _____ = _____ LBS = _____
E.TOT. VALV. CERRADA = _____ + _____ + _____ = _____ LBS = _____

ELONGACION: _____ PLG.

CABEZAL MODELO:

AJ = _____ PLG.; AK = _____ PLG ; BD = _____

LOCAL 1er. IMP. = _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG. E. 1er. PASO = _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG. PAP. ANIC. = _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG. CRO. TAZONES = _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.

WORTHINGTON
DE
MEXICO, S. A.

	PARTIDA Nº	PARTIDA Nº	PARTIDA Nº	PARTIDA Nº
SERVICIO				
CAPACIDAD				
PRES. DE SUCCION				
PRES. DE DESCARGA				
CARGA DINAMICA TOTAL				
LIQUIDO				
PRES. DE VAPOR DEL LIQUIDO				
TEMPERATURA BOMBEO				
PESO ESPECIFICO				
VISCOSIDAD a T. B.				
FASES - CICLOS - VOLTIOS				
ROTACION*				
No. de UNIDADES				
MODELO				
VELOCIDAD - RPM				
EFICIENCIA - %				
POTENCIA DES./MAX.				
MOTOR RECOMENDADO				
N. P. S. H. DES./REQ.				
NE. CURVA				
BOLETIN				
CARCAZA				
IMPULSOR (ENGRANES)				
ANILLO-CARCAZA				
ANILLO-IMPULSOR				
FLECHA				
CAMISA DE FLECHA				
COJINETES				
COPE				
BASE				
EMPAQUE (SELLO)				
PROTECTOR DE COPLE				
NETO-BOMBA) BASES) COPLE				
NETO-EMPAQUE (SELLO)				
NETO-PROTECTOR DE COPLE				
NETO-MOTOR				
NETO-TOTAL				
L. A. B.				
EMBARQUE-SEMANAS**				
CLAUSULA DE PRECIO AJUSTE**				

*Visto del lado cóple.

Número de semanas después recibida la orden en nuestra fábrica respectiva con toda la información completa incluyendo aprobación de Dibujo, certificados y permisos de importación si se requieren.

**Aplica únicamente a los Productos de Worthington.

Los precios para equipos de bombas proveedores serán ajustados al precio en vigor en la fecha de embarque.

CONDICIONES DE PAGO:

A. Pagos, que se indique los términos de pago de esta planta es por 30 días a partir de esta fecha.

NO. DE SOLICITUD
 No. de REQUISICION
 No. de COTIZACION 06-23
 FECHA

WORTHINGTON
 DE
 MEXICO, S. A.

BOMBAS(V) VERTICALES(T) TIPO TURBINA

PARTIDA NO.	MATERIALES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS(V)	
	NORMAL*	ESPECIAL
SERVICIO	CABEZA DE DESCARGA	ACERO FUNDIDO
LIQUIDO	TANQUE AUTOCONT.	ACERO ESTRUCTURAL
TEMPERATURA	COLUMNA	ACERO
PESO ESPECIFICO	TAZONES	ACERO FUNDIDO
PRES. VAPOR LIQUIDO	IMPULSORES	BRONCE
VISCOSIDAD	INTERNOS	BRONCE
CAPACIDAD	FLECHA DE IMPULSORES	ACERO INOXIDABLE
PRES. DE DESCARGA	FLECHA DE LINEA	ACERO
PRES. DE SUCCION	CAMISA (EMPAQUE)	ACERO
CARGA TOTAL	CAMISA (SELLO)	INOXIDABLE
FASES/CICLOS/VOLTS	COLADERA SUCCION	GALVANIZADA
PROFUNDIDAD	FACTOR COMBUSTION INTERNA	
DIAM. ADEME		
NIVEL ESTATICO		
NIVEL DINAMICO		
No. DE UNIDADES	MARCA	
MODELO / PASOS	MODELO	
VELOCIDAD (RPM)	COMBUSTIBLE	
EFICIENCIA %	No. DE CILINDROS	
BHP NGR/MAX.	ENERGIAMIENTO	
MOTOR RECOMENDADO	VELOCIDAD IRM	
NPSH DSP/REQ.	POTENCIA NETA	
CURVA	SERVICIO	
SOLETA	ALTITUD	
MOTOR VPH/V.F.S.	EQUIPO NORMAL COTIZADO	
CABEZAL DE ENGRANES	FILTRO PURIFICADOR DE AIRE	
FLECHA WATSON/BRIDAS	RADIADOR Y CONEXIONES	
CABEZA DE DESCARGA	REJILLA DE RADIADOR	
LUBRICACION COLUMNA	CUBIERTA SUPERIOR Y TRASERA	
EMPAQUE (SELLO)	GOBERNADOR Y CONTROLES	
TANQUE AUTOCONTENCION	CONTADOR DE HORAS	
DIAMETRO DE COLUMNA	TABLERO CON INSTRUMENTOS	
LONGITUD DE COLUMNA	BASE O SOPORTE TIPO PEDESTAL	
REDUCCION/AMPLIACION	EMBRAGUE (TOMA DE FUERZA)	
CUERPO DE TAZONES		
NIPLE/TURO SUCCION		
COLADERA DE SUCCION		
TUBO DE DESCARGA		
NETO BOMBA		
EMPAQUE (SELLO)		
MOTOR		
NETO TOTAL/UNIDAD		
COMPLETA		
I.A.B.		
EMBRAGUE/LEMANAS**		
CLAUSULA AJUSTE PRECIOS***		

Los precios cotizados son por cada equipo y en Moneda Nacional.

*A menos que se especifique lo contrario, el precio cotizado es, para construcción normal.

**Número de semanas después de recibida la orden en nuestra fábrica respectiva con toda la información completa, incluyendo aprobación de planos cotizados y permisos de importación si se requieren.

***Se aplica únicamente a los Productos de Worthington.

Los precios para equipos de otros proveedores serán ajustados al precio en vigor en la fecha de embarque.

CONDICIONES DE PAGO:

A menos que se indique lo contrario, la vigencia de una oferta es por 90 días a partir de esta fecha.

GENERAL INFORMATION

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

ENCLOSED LINESHAFT VERTICAL TURBINE PUMP

General: The contractor shall furnish complete ready for installation, one Vertical Turbine Pump and appurtenances to meet the requirements specified herein or as shown on the drawings. Concrete foundation, pump house, piping, wiring and installation will be provided by others. The pump is to deliver a capacity of _____ GPM against a total head (not including pump inlet, column and discharge head losses) of _____ Ft. The setting from base of discharge head to top of impeller section shall not be less than _____ Ft. Pump RPM shall not exceed _____.

Information Required in the Proposal:

1. Data Sheet completely filled in.
2. Performance curve showing expected performance at points other than the design conditions. Curve shall show head, capacity, efficiency and horsepower based on bowl performance and shall cover the complete operating range of the pump from zero capacity to the maximum capacity. Curve to state anticipated column friction and shaft horsepower at design point.
3. Drawings of the proposed equipment giving general dimensions sufficient to determine how the equipment is to be supported and if it will fit within the space available.
4. Any additional information such as descriptive literature, manufacturer's specifications and other data to demonstrate compliance with these specifications.

Detailed Requirements:

The pump shall be of the enclosed lineshaft type.

Discharge Head: The pump shall be supplied with a surface discharge head having flanged discharge opening with 125 lb. ASA drilling. A lubrication system consisting of oil reservoir, automatic solenoid valve, sight feed valve and piping is to be furnished. The top diameter of the discharge head shall match the diameter of the motor base to distribute load uniformly and result in an assembly of discharge head and driver which will create a smooth and pleasing appearance. A tubing tension nut to allow tension to be placed on the shaft enclosing tube shall be included. Provision must be made for sealing the top shaft enclosing tube against leakage. A topped drain opening shall be incorporated in the discharge head to permit drain piping to be installed.

Pump Bowls: Suction case, intermediate bowls and discharge bowl shall be of cast iron, free of foundry imperfections, and other detrimental defects. Bowls may be equipped with replaceable sealings on the suction side of the impellers.

Impellers: The impellers shall be of bronze or cast iron, of the enclosed type and statically balanced. They shall be securely fastened to the impeller shaft with keys, tapered split collars or lock nuts. They shall be adjustable vertically by means of an adjusting nut located at the top of the driver.

Pump Shaft: The pump shaft is to be turned and ground stainless steel having a chromium content of not less than 12%. It shall be supported by bearings above and below each impeller. The suction case bearing is to be bronze, grease packed and protected against entrance of sand or other abrasives. Intermediate bowl bearings are to be lubricated by the water being pumped and may be of bronze, rubber or a combination of bronze and rubber. The size of the shaft shall be ample to transmit the horsepower required by the pump.

Lineshaft: The lineshafts shall be ground and polished carbon steel of a size that conforms to the requirements of ASA Standard Specifications for Deep Well Vertical Turbine Pumps, Number B58.1-1955. The shaft shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 ft. The butting faces shall be machined square to the axis of the shaft. The lineshafts shall be coupled with steel couplings and shall have a left hand thread to tighten during pump operation.

Lineshaft Bearings: Lineshaft bearings shall be of bronze, threaded on the outside to also serve as couplings for the shaft enclosing tube. Bearings shall be spaced not more than 5 ft. apart. The bearings must contain oil grooves which will readily allow the oil to flow through and lubricate the bearings below.

up Selection

CONDENSATE SERVICE

Packings/Lift		Refer to price book for limitations.	
Mechanical Seal	Standard RF-271 seal	Standard RF-271 seal Above this, refer to Ampere for special seal.	Standard RF-271 seal
Special Features	Customer should install vapor bypass line between vent in pump suction head and condenser above hotwell. For pumps which do not have vent in suction head, install a pipe tee in suction line adjacent to suction opening.		

Note: In hotwell service, if discharge head is not numerically equal to or greater than suction lift, pump will operate under vacuum with chance of blow back. If discharge head is not great enough, it will be necessary to throttle discharge.

GENERAL INFORMATION

26

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS

(GENERAL)

ENCLOSED LINESHAFT VERTICAL TURBINE PUMP

General: The contractor shall furnish complete installation, one Vertical Turbine Pump and appurtenances to meet the requirements specified herein or as shown on the drawings. Concrete foundation, pump house, piping, wiring and installation will be provided by others. The pump is to deliver a capacity of _____ GPM, against a total head (not including pump inlet, column and discharge head losses) of _____ Ft. The setting from base of discharge head to top of impeller section shall not be less than _____ Ft. Pump RPM shall not exceed _____.

Information Required in the Proposal:

1. Data Sheet completely filled in.
2. Performance curve showing expected performance at points other than the design conditions. Curve shall show head capacity, efficiency and horsepower. Based on bowl performance and shall cover the complete operating range of the pump from zero capacity to the maximum capacity. Curve to state anticipated column friction and shaft horsepower at design point.
3. Drawings of the proposed equipment giving general dimensions sufficient to determine how the equipment is to be supported and if it will fit within the space available.
4. Any additional information such as descriptive literature, manufacturer's specifications and other data to demonstrate compliance with these specifications.

Detailed Requirements:

The pump shall be of the enclosed lineshaft type.

Discharge Head: The pump shall be supplied with a surface discharge head having flanged discharge opening with 125 lb. ASA drilling. A lubrication system consisting of oil reservoir, automatic solenoid valve, sight feed valve and piping is to be furnished. The top diameter of the discharge head shall match the diameter of the motor base to distribute load uniformly and result in an assembly of discharge head and driver which will create a smooth and pleasing appearance. A tubing tension nut to allow tension to be placed on the shaft enclosing tube shall be included. Provision must be made for sealing the top shaft enclosing tube against leakage. A topped drain opening shall be incorporated in the discharge head to permit drain piping to be installed.

Pump Bowls: Suction case, intermediate bowls and discharge bowl shall be of cast iron, free of foundry imperfections, and other detrimental defects. Bowls may be equipped with replaceable seal rings on the suction side of the impellers.

Impellers: The impellers shall be of bronze or cast iron, of the enclosed type and statically balanced. They shall be securely fastened to the impeller shaft with keys, tapered split collars or lock nuts. They shall be adjustable vertically by means of an adjusting nut located at the top of the driver.

Pump Shaft: The pump shaft is to be turned and ground stainless steel having a chromium content of not less than 12%. It shall be supported by bearings above and below each impeller. The suction case bearing is to be bronze, grease packed and protected against entrance of sand or other abrasives. Intermediate bowl bearings are to be lubricated by the water being pumped and may be of bronze, rubber or a combination of bronze and rubber. The size of the shaft shall be ample to transmit the horsepower required by the pump.

Lineshaft: The lineshafts shall be ground and polished carbon steel of a size that conforms to the requirements of ASA Standard Specifications for Deep Well Vertical Turbine Pumps, Number B58.1-1955. The shaft shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 ft. The butting faces shall be machined square to the axis of the shaft. The lineshafts shall be coupled with steel couplings and shall have a left hand thread to tighten during pump operation.

Lineshaft Bearings: Lineshaft bearings shall be of bronze, threaded on the outside to also serve as couplings for the shaft enclosing tube. Bearings shall be spaced not more than 5 ft. apart. The bearings must contain oil grooves which will readily allow the oil to flow through and lubricate the bearings below.

GENERAL INFORMATION

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

Shaft Enclosing Tube: The shaft enclosing tube shall be of extra strong steel pipe in interchangeable sections not exceeding 5 ft. in length. Each section shall be accurately machined and threaded internally at the ends to receive the line shaft bearings and to insure correct alignment of the shaft. The ends of each section shall be square with the axis and butt to insure accurate alignment. The enclosing tube shall be stabilized in the column pipe by stabilizers located not more than 40 ft. apart.

Discharge Column Pipe: The pipe size shall be such that the friction loss will not exceed 5 feet per 100 feet of column based upon the rated capacity of the pump. The pipe shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 feet; shall be of standard weight conforming to specifications in Table 5.1 of ASA Standard Specifications for Deep Well Turbine Pumps, Number B58.1-1955; and shall be connected by threaded sleeve type couplings.

Suction Pipe and Strainer: A suction pipe of the same size or larger than the column pipe shall be furnished. The suction pipe shall be 10 feet long. The lower end of the suction pipe shall be fitted with a galvanized cone type strainer having a net inlet area at least four times the suction pipe area.

Air Line: 1/4" copper air line complete with hand pump, direct reading gauge, air valve and fittings shall be furnished. Length of air line shall be sufficient to place lower end at the top of the impeller section.

Motor: The motor for driving the pump shall be of the full voltage starting, vertical hollow shaft, squirrel cage, induction type and shall comply with ASA Specifications C70. The connection to the pump shaft shall be through a self-release type coupling or clutch in the motor. The motor shall be of the proper size to drive the pump continuously over the specified operating range without the load exceeding 110% of the name plate rating of the motor. The motor shall be 40 C rise design with 1.15 service factor. The motor shall be designed to operate on 3 phase, 60 cycle, _____ Volt electric current.

A thrust bearing of ample capacity to carry the weight of all rotating parts plus the hydraulic thrust shall be incorporated into the motor as an integral part of it. The bearing shall be of such size that the average life rating is no less than 5 years continuous operation.

GENERAL INFORMATION

28

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

Data Required: The following data must be filled in and included with the proposal.

Rated Capacity	GPM
Rated Head (including column friction)	Ft.
Speed	RPM
Pump Efficiency (including shaft and column friction losses), at rated capacity	%
Pump Horsepower (including shaft and column friction losses), at rated capacity	HP
Total Pump Downthrust	Lbs.
Impeller Shaft Diameter	Inches
Lineshaft Diameter	Inches
Column Pipe Diameter (Nominal size)	Inches
Column Pipe Weight	Lbs./Ft.
Length of Column	Ft.
Weight of Pump, less driver	Lbs.
Motor Data:	
Manufacturer	
Motor Rating	HP
Full Load Speed	RPM
Type	
Type Thrust Bearing	
Downthrust Capacity	Lbs.
Voltage	
Cycles	
Phase	
Weight of Motor	Lbs.
Weight of Pump and Motor	Lbs.

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

OPEN LINESHAFT VERTICAL TURBINE PUMP

(WELL INSTALLATION)

General: The contractor shall furnish complete ready for installation, one Vertical Turbine Pump and appurtenances to meet the requirements specified herein or as shown on the drawings. Concrete foundation, pump house, piping, wiring and installation will be provided by others. The pump is to deliver a capacity of _____ GPM, against a total head (not including pump inlet, column and discharge head losses) of _____ Ft. The setting from base of discharge head to top of impeller section shall not be less than _____ Ft. Pump RPM shall not exceed _____.

Information Required in the Proposal:

1. Data Sheet completely filled in.
2. Performance curve showing expected performance at points other than the design conditions. Curve shall show head capacity, efficiency and horsepower based on bowl performance, and shall cover the complete operating range of the pump from zero capacity to the maximum capacity. Curve to state anticipated column friction and shaft horsepower at design point.
3. Drawings of the proposed equipment giving general dimensions sufficient to determine how the equipment is to be supported and if it will fit within the space available.
4. Any additional information such as descriptive literature, manufacturer's specifications and other data to demonstrate compliance with these specifications.

Detailed Requirements:

The pump shall be of the open lineshaft type.

Discharge Head: The pump shall be supplied with a surface discharge head having flanged discharge opening with 125 lb. ASA drilling. The head shall also include a prelubrication connection to wet the lineshaft bearings adequately before starting the pump. The top diameter of the discharge head shall match the diameter of the motor base to distribute load uniformly and result in an assembly of discharge head and driver which will create a smooth and pleasing appearance. Discharge head shall be provided with topped opening to permit installation of drain pipe to carry stuffing box drip to waste. The discharge head shall include a cast iron stuffing box complete with bronze gland, grease seal, bronze bushing, packing and water slinger.

Prelubrication: Provisions shall be made by the manufacturer to prelubricate lineshaft bearings adequately before the pump is started on installations with a setting of more than 50 feet. Prelubrication fittings consisting of piping, valve and prelubrication tank for manual prelubrication, or piping and solenoid valve for automatic systems will be furnished by others.

Pump Bowls: Suction case, intermediate bowls and discharge bowl shall be of cast iron, free of foundry imperfections, and other detrimental defects. Bowls may be equipped with replaceable seal rings on the suction side of the impellers.

Impellers: The impellers shall be of bronze or cast iron, of the enclosed type and statically balanced. They shall be securely fastened to the impeller shaft with keys, tapered split colllets or lock nuts. They shall be adjustable vertically by means of an adjusting nut located at the top of the driver.

Pump Shaft: The pump shaft is to be turned and ground stainless steel having a chromium content of not less than 12%. It shall be supported by bearings above and below each impeller. The suction case bearing is to be bronze, grease packed and protected against entrance of sand or other abrasives. Intermediate bowl bearings are to be lubricated by the water being pumped and may be of bronze, rubber or a combination of bronze and rubber. The size of the shaft shall be ample to transmit the horsepower required by the pump.

GENERAL INFORMATION

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS

(GENERAL)

Lineshaft: The lineshaft shall be ground and polished carbon steel of a size that conforms to the requirements of ASA Standard Specifications for Deep Well Vertical Turbine Pumps, Number B58.1-1955. The shaft shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 ft. The butting faces shall be machined square to the axis of the shaft. The lineshaft shall be coupled with steel couplings and shall have a left hand thread to tighten during pump operation. The shaft shall be provided with a non-corrosive sleeve of 316 stainless steel or Monel at the location of each guide bearing. The section of shaft passing through the stuffing box shall be stainless steel having a chromium content of not less than 12%.

Lineshaft Bearings: The bearings shall be designed for vertical turbine pump service to be lubricated by the liquid being pumped. They shall be mounted in bearing retainers which shall be held in position in the column couplings by means of the fluted ends of the column pipes. The bearings shall be spaced at intervals of not more than 10 feet (5 feet on pumps operating at speeds in excess of 2200 RPM).

Discharge Column Pipe: The pipe size shall be such that the friction loss will not exceed 5 feet per 100 feet of column based upon the rated capacity of the pump. The pipe shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 feet; shall be of standard weight conforming to specifications in Table 5.1 of ASA Standard Specifications for Deep Well Turbine Pumps, Number B58.1-1955; and shall be connected by threaded sleeve type couplings.

Suction Pipe and Strainer: A suction pipe of the same size as or larger than the column pipe shall be furnished. The suction pipe shall be 10 feet long. The lower end of the suction pipe shall be fitted with a galvanized cone type strainer having a net inlet area at least four times the suction pipe area.

Air Line: 1/2" copper air line complete with hand pump, direct reading gauge, air valve and fittings shall be furnished. Length of air line shall be sufficient to place lower end at the top of the impeller section.

Motor: The motor for driving the pump shall be of the full voltage starting, vertical hollow shaft, squirrel cage induction type and shall comply with ASA Specifications C70. The connection to the pump shaft shall be through a self-release type coupling or clutch in the motor (on open lineshaft type pumps with settings over 50 feet a non-reverse ratchet type coupling is required). The motor shall be of the proper size to drive the pump continuously over the specified operating range without the load exceeding 110% of the name plate rating of the motor. The motor shall be 40° C rise design with 1.15 service factor. The motor shall be designed to operate on 3 phase, 60 cycle, _____ Volt electric current.

A thrust bearing of ample capacity to carry the weight of all rotating parts plus the hydraulic thrust shall be incorporated into the motor as an integral part of it. The bearing shall be of such size that the average life rating is no less than 5 years continuous operation.

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

Data Required: The following data must be filled in and included with the proposal.

Rated Capacity	GPM
Rated Head (including column friction)	Ft.
Speed	RPM
Pump Efficiency (including shaft and column friction losses), at rated capacity	%
Pump Horsepower (including shaft and column friction losses), at rated capacity	HP
Total Pump Downthrust	Lbs.
Impeller Shaft Diameter	Inches
Lineshaft Diameter	Inches
Column Pipe Diameter (Nominal size)	Inches
Column Pipe Weight	Lbs./Ft.
Length of Column	Ft.
Weight of Pump, less driver	Lbs.
Motor Data:	
Manufacturer	
Motor Rating	HP
Full Load Speed	RPM
Type	
Type Thrust Bearing	
Downthrust Capacity	Lbs.
Voltage	
Cycles	
Phase	
Weight of Motor	Lbs.
Weight of Pump and Motor	Lbs.

GENERAL INFORMATION 32

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

OPEN LINESHAFT VERTICAL TURBINE PUMP

(SHORT SETTING 15" FOWLS AND SMALLER)

General: The contractor shall furnish complete ready for installation, one Vertical Turbine Pump and appurtenances to meet the requirements specified herein or as shown on the drawings. Concrete foundation, pump house, piping, wiring and installation will be provided by others. The pump is to deliver a capacity of _____ GPM, against a total head (not including pump inlet, column and discharge head losses) of _____ Ft. The distance from base of discharge head to bottom of the strainer shall not be less than _____ Ft. Pump RPM shall not exceed _____ Pump will be installed in a sump having depth of _____ Ft. Minimum water level _____ Ft. below pump room floor.

Information Required in the Proposal:

1. Data Sheet completely filled in.
2. Performance curve showing expected _____ at points other than the design conditions. Curve shall show head capacity, efficiency and horsepower based on bowl performance and shall cover the complete operating range of the pump from zero capacity to the maximum capacity. Curve to state anticipated column friction and shaft HP at design point.
3. Drawings of the proposed equipment giving general dimensions sufficient to determine how the equipment is to be supported and if it will fit within the space available.
4. Any additional information such as descriptive literature, manufacturer's specifications and other data to demonstrate compliance with these specifications.

Detailed Requirements:

The pump shall be of the open lineshaft type.

Discharge Head: The pump shall be supplied with a surface discharge head having flanged discharge opening with 125 lb. ASA drilling. The top diameter of the discharge head shall be of such diameter as to match the diameter of the motor base to distribute load uniformly and result in an assembly of discharge head and driver which will create a smooth and pleasing appearance. Tapped drain opening shall be provided in the discharge head. The discharge head shall include a cast iron stuffing box complete with bronze bushing, grease seal, bronze gland, packing and water slinger.

Pump Bowls: Suction case, intermediate bowls and discharge bowl shall be of cast iron, free of foundry imperfections, and other detrimental defects. Bowls may be furnished with replaceable bronze seal rings on the suction side of the impellers.

Impellers: The impellers shall be of bronze, of the enclosed type and statically balanced. They shall be securely fastened to the impeller shaft with tapered split collets. The impellers shall be adjustable vertically by means of an adjusting nut located at the top of the driver.

Pump Shaft: The pump shaft is to be turned and ground stainless steel having a chromium content of not less than 12%. It shall be supported by bearings above and below each impeller. The suction case bearing is to be bronze and grease lubricated. Intermediate bowl bearings are to be lubricated by the water being pumped and may be of bronze, rubber, or a combination of Bronze and rubber. The size of the shaft shall be ample to transmit the horsepower required by the pump.

GENERAL INFORMATION

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

Lineshaft: The lineshafts shall be ground and polished carbon steel of a size that conforms to the requirements of ASA Standard Specifications for Deep Well Vertical Turbine Pumps, Number B58.1-1955. The shaft shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of not over 10 ft. The butting faces shall be machined square to the axis of the shaft. The lineshafts shall be coupled with steel couplings and shall have a left hand thread to tighten during pump operation. The shaft shall be provided with a non-corrosive sleeve of 316 stainless steel or Monel at the location of each guide bearing. The section of shaft passing through the stuffing box shall be stainless steel having a chromium content of not less than 12%.

Lineshaft Bearings: The bearings shall be designed for vertical turbine pump service to be lubricated by the liquid being pumped. They shall be mounted in bearing retainer which shall be held in position in the column couplings by means of the butted ends of the column pipes. The bearings shall be spaced at intervals of not more than 10 ft. (5' on pumps operating at speeds in excess of 2200 RPM.)

Discharge Column Pipe: Column pipe shall not be smaller than _____ nominal diameter and have a wall thickness not less than _____. It shall have a weight of not less than _____ lbs. per foot. The pipe shall be furnished in interchangeable sections having a nominal length of 10 feet; and shall be connected by threaded sleeve type couplings.

Strainer: A galvanized basket strainer shall be furnished, having an outside diameter of _____ and a net inlet area of not less than four times the suction inlet area to the impeller section.

Motor: The motor for driving the pump shall be of the full voltage starting, vertical hollow shaft, squirrel cage induction type and shall comply with ASA Specifications C70, motor shall be furnished with enclosure conforming to NEMA standards for Weather Protected Type I. The connection to the pump shaft shall be through a non-reverseatchet type coupling in the motor. The motor shall be of the proper size to drive the pump continuously over the specified operating range without the load exceeding 110% of the name plate rating of the motor. The motor shall be 40° C rise design with 1.15 service factor. The motor shall be designed to operate on 3 phase, 60 cycle _____ Volt electric current.

A thrust bearing of ample capacity to carry the weight of all rotating parts plus the hydraulic thrust shall be incorporated into the motor as an integral part of it. The bearing shall be of such size that the average life rating is no less than 5 years continuous operation.

GENERAL INFORMATION

SAMPLE VERTICAL TURBINE PUMP SPECIFICATIONS

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

Data Required: The following data must be filled in and included with the proposal.

Rated Capacity	GPM
Rated Head (including column friction)	Ft.
Speed	RPM
Pump Efficiency (including shaft and column friction losses), at rated capacity	%
Pump Horsepower (including shaft and column friction losses), at rated capacity	HP
Minimum submergence required over section inlet	Ft.
Total Pump Downthrust	Lbs.
Impeller Shaft Diameter	Inches
Lineshaft Diameter	Inches
Column Pipe Diameter (Nominal)	Inches
Column Pipe Weight	Lbs./Ft.
Length of Column	Ft.
Weight of Pump, less driver	Lbs.
Motor Data:	
Manufacturer	
Motor Rating	HP
Full Load Speed	RPM
Type	
Type Thrust Bearing	
Downthrust Capacity	Lbs.
Voltage	
Cycles	
Phase	
Weight of Motor	Lbs.
Weight of Pump and Motor	Lbs.

GENERAL INFORMATION SELECTION OF VERTICAL TURBINE PUMPS

INSTRUCTIONS (GENERAL)

Data Required for Selection of a Vertical Turbine Pump:

- 1- Capacity
- 2- Total Head
- 3- Speed of Operation
- 4- Setting for Well Application (or Discharge)
- 5- Overall Length for Sump Application
- 6- Inside diameter of well casing
- 7- Type of Driver and Characteristics

Selection of Bowl Assembly From Rating Curves:

- 1- From known capacity and speed, select the bowl assembly that has its peak efficiency as close as possible to the desired capacity. Well diameter must be greater than bowl diameter.
- 2- If speed is unknown, the speed of operation should be as high as possible for the given capacity.
- 3- The number of stages required is found by dividing total head by the head per stage of the selected bowl at the intersection of the desired capacity and the head capacity curve. If an uneven number is obtained the next largest number is the required number of stages.
- 4- Obtain the bowl efficiency from the rating curve at the intersection of the desired capacity and the head per stage and deduct necessary points for fewer stages or for material of construction.
- 5- Calculate bowl HP from the formula
$$\text{Bowl HP} = \frac{\text{GPM} \times \text{Total Head}}{3960 \times \text{Bowl Eff.}}$$
- 6- For deep settings calculate hydraulic thrust = thrust factor multiplied by total head for later checking of shaft elongation.
- 7- If suction pipe is required, select the size to correspond to the suction inlet of the bowl assembly.
- 8- If a strainer is required, select the size to correspond to the suction pipe or the suction inlet of the bowl assembly.

Selection of Column Assembly:

- 1- Select the size of shaft required from the calculated bowl horsepower and the speed from the shaft selection chart.
- 2- For deep settings check the shaft elongation from the hydraulic thrust and the setting. If beyond limits shown on pump rating curve, use the next larger size shaft, and recheck.
- 3- Calculate total thrust for selection of driver later.
Total Thrust = hydraulic thrust + line shaft weight + rotor weight.
Line shaft weight = length shaft (setting) × weight/foot.
Rotor weight = Rotor weight/stage × number of stages.
- 4- Calculate shaft horsepower loss from chart.
$$\text{Feet of setting} \times \frac{\text{Shaft horsepower loss}}{100}$$
- 5- Select size of column required from column selection chart.
- 6- Calculate friction loss for required setting from column friction loss chart which is based on size of column and shaft.
$$\text{Feet of setting} \times \frac{\text{Friction loss}}{100} = \text{Friction loss}/100' \text{ of column.}$$
- 7- Add column friction loss to the total head and recheck bowl selection to make sure the added friction does not require the addition of another stage.
- 8- Calculate brake horsepower from the formula BHP equals
$$\frac{\text{GPM} \times (\text{Total Head} + \text{Col. Frict.})}{3960 \times \text{Bowl Eff.}} + \text{Shaft horsepower loss.}$$
- 9- Select driver for required BHP and obtain base diameter for selection of discharge head.

INSTRUCTIONS
(GENERAL)

GENERAL INFORMATION
SELECTION OF VERTICAL TURBINE PUMPS

Selection of Discharge Head is based on the Following:

- 1--Driver base diameter -- top diameter of discharge head to match driver base diameter.
- 2--Size of column pipe -- chart shows size available for each size of discharge head.
- 3--Size of shaft -- chart shows sizes available for each size of discharge head.
- 4--Size of discharge -- usually the same size as column pipe but can be smaller for industrial use.

Selection of Drivers

Electric Motor -- Right Angle Gear Drive -- Belt Drive

1--Select the proper vertical electric motor from the following:

- a) Pump BHP
- b) Pump Operating Speed
- c) Total Pump Thrust
- d) Electric power supply available
- e) Enclosure (Shielded Drip Proof, TEFC, Explosion Proof, etc.)

2--Select the proper right angle gear from the following:

- a) Pump BHP
- b) Total Pump Thrust
- c) Engine speed and pump speed for correct ratio gear.
- d) Select Watson Spicer flexible shaft for connection between the engine and the Right Angle Gear which depends upon engine speed and BHP of the pump.
- e) Select flanges for connecting the flexible shaft to the gear shaft and the engine shaft which depends upon the size of each shaft and the size of flexible shaft selected.

3--Select belt drive assembly from the following data:

- a) Pump speed.
- b) Total pump thrust.
- c) Select flat belt pulley from belt speed (5,000 fpm max.) and speed of pump.
- d) Select V-belt sheave by:

1--Number of Grooves -- Dependent on BHP of the pump and HP each belt will carry.

2--Pitch diameter -- Dependent on pump speed and driver speed for proper ratio.

3--Belt Selection -- Dependent on pump speed and BHP of the Pump.

VERTICAL TURBINE PUMP ESTIMATE SHEET

INSTRUCTIONS
GENERAL

To _____ Date _____ Est. No. _____
 From _____ Subject _____
 Copies _____

UNSPECIFIED SERVICE CONDITIONS

Type of Service	Capacity GPM	Column Length	Overall Length*
	RPM	Head at Disch.	Drive: Motor-VHS, VSS
Altitude	Well ID/Depth	Static Level	ph cy
Liquid	Sump Depth	Pumping Level	Engine HP RPM
Liquid Temp °F	Sump Dim.	Water Level in Sump	Turbine HP RPM
Sp. Gr./Vapor Press		Min. No. Max.	Steam Conditions
Viscosity	NPSH Avail.	Total Head	

PUMP SELECTION AND PERFORMANCE

Impeller Section	Column Pipe	Driver HP	Bowl HP
	Shaft Size	Driver Base Dia.	Pump HP
RPM	Col. Friction	Disch. Head	Pump Eff. %
Bowl Eff. %	Shaft HP	Size Disch.	W-W Eff. %

Total Thrust = (T.H. x Impeller thrust factor x Sp. Gr.) + Rotor WT/Stg x No. Stage + SHH. WT/Ft x No. Ft. of Shaft

Bowl HP = $\frac{GPM \times (Total\ Head + Column\ Friction) \times Sp.\ Gr.}{3960 \times Bowl\ Efficiency}$

Pump HP = Bowl HP + Shaft HP Refer to motor price list section for method to correct motor eff. for thrust bearing losses.

Pump Eff. = $\frac{GPM \times Total\ Head \times Sp.\ Gr.}{3960 \times Pump\ HP}$

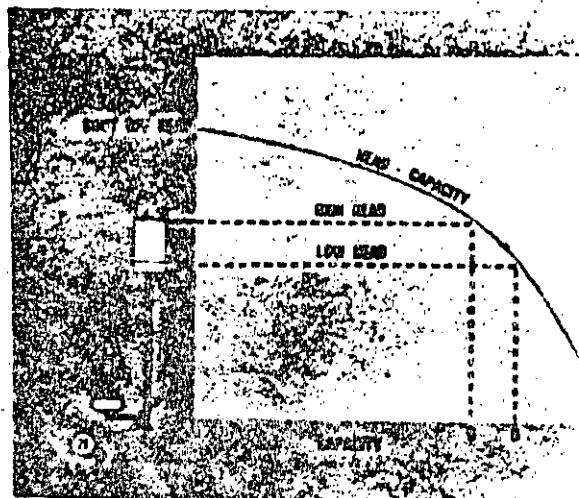
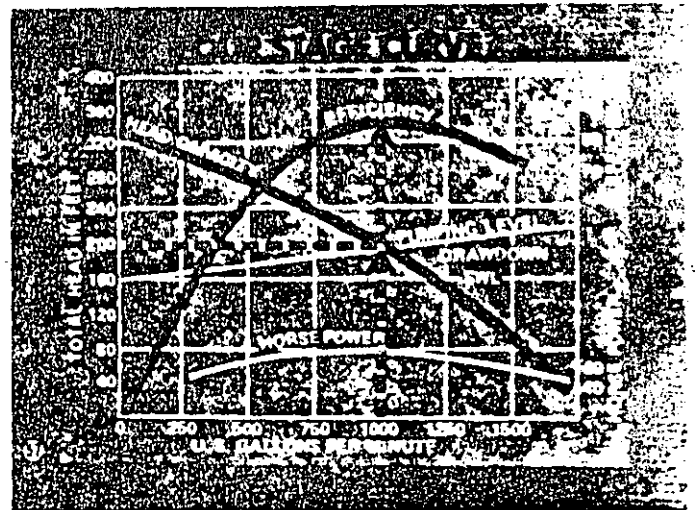
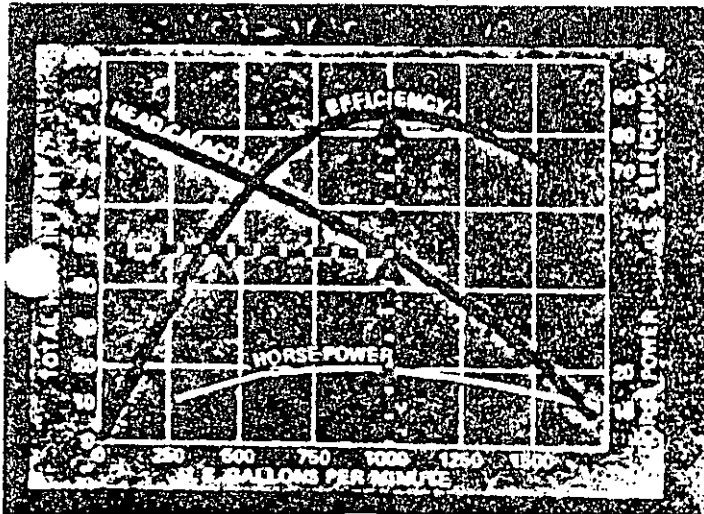
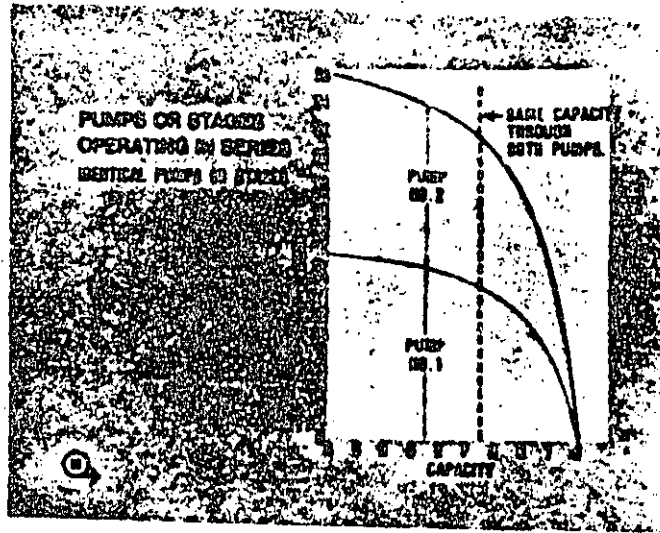
Overall (wire to water) Eff. = Pump Eff. x Motor Eff. (corrected for thrust bearing losses)

PRICES

Quan.	Description of Material	Weight	List	Multi.	Net
	PUMP				
	Bowl _____ Stages				
Ft.	Suction Pipe TBE				
	(Cone) (Clip-on) (Galv.)				
	(Basket) (Bronze) Strainer				
	(Enclosed) (Threaded) column and shaft				
	(Open) (Flanged)				
In	Ft. Lengths				
	Above Ground Discharge Head				
	Below Ground Discharge (Type A) (Type B) (Type C)				
	(Volt Solenoid Oiler) (Manual Oiler)				
Ft.	Air Line, Gauge Fittings, Hand Pump				
	TOTAL PUMP				
	DRIVER				
	TOTAL DRIVER				
	ACCESSORIES, SPECIAL MATERIALS, TESTS, ETC.				
	TOTAL ACCESS., ETC.				
	TOTAL EQUIPMENT				

*Required on all short pumps where definite length below base must be maintained

Shipments checklist receipt of complete manufacturing information or approved drawings at the factory.



63

LIMITACIONES EN SELECCION DE BOMBAS

**LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

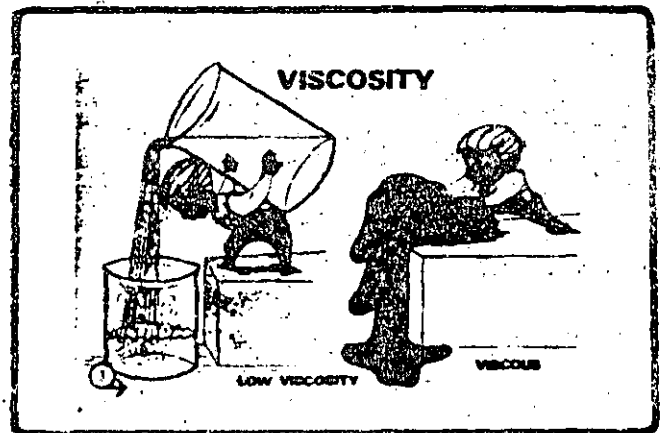
II C

POR CARACTERISTICAS:

- A). _ DEL LIQUIDO
- B). _ DE LA INSTALACION
- C). _ DE LAS BOMBAS

**LIMITACIONES POR X
EL CARACTER
DEL LIQUIDO**

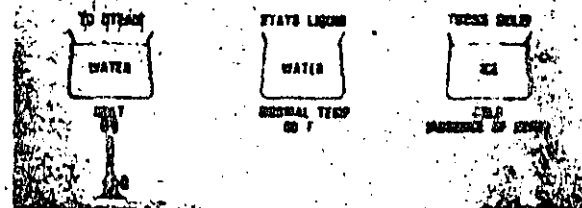
a. VISCOSIDAD



II C

**LIMITACIONES POR EL CARACTER
DEL LIQUIDO
B) TEMPERATURA
(PRESION DE VAPOR)**

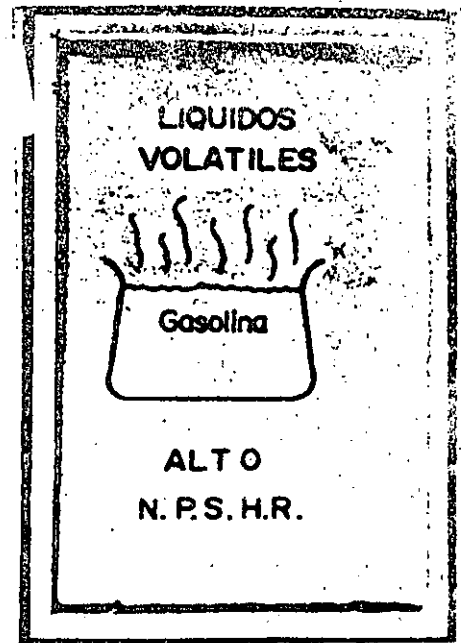
TEMPERATURE CHANGES THINGS



ALSO AFFECTS VAPOR PRESSURE
VISCOSITY
SPECIFIC GRAVITY
CORROSION

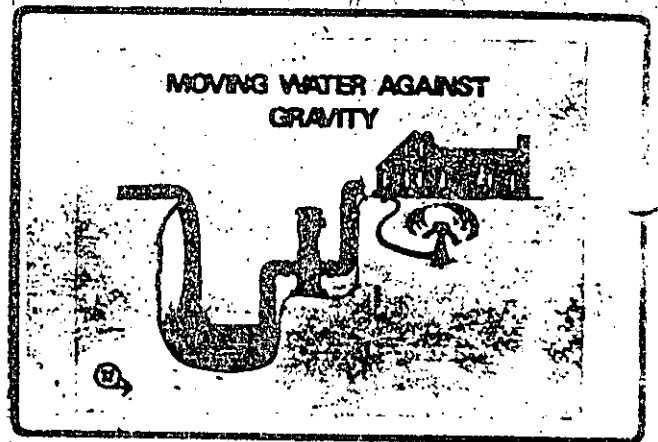
II C

LIMITACIONES POR EL CARACTER
DEL LIQUIDO
C) VOLATILIDAD
(PRESION DE VAPOR)



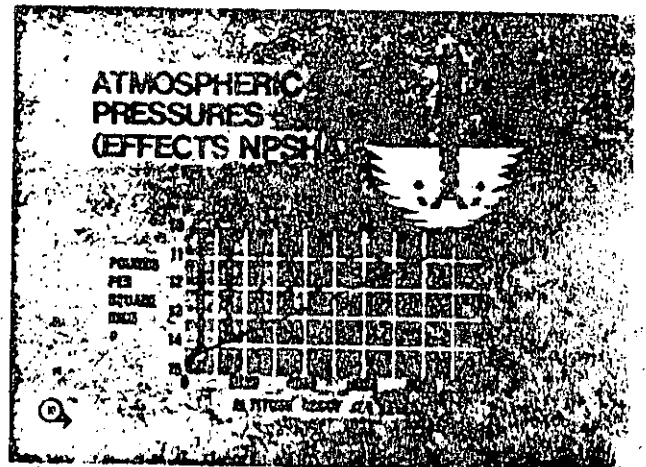
II C

B) LIMITACIONES POR
CARACTERISTICAS
DE LA
INSTALACION



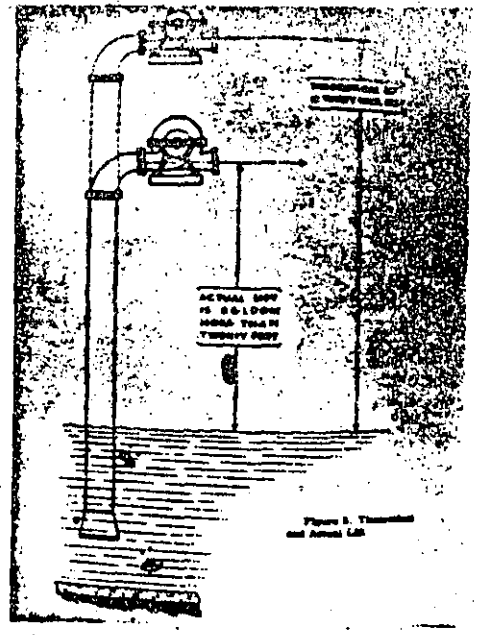
II C

A)- LOCALIZACION A GRAN ALTURA
SOBRE NIVEL DEL MAR
BAJO NPSHA
0
BAJA PRESION ATMOSFERICA



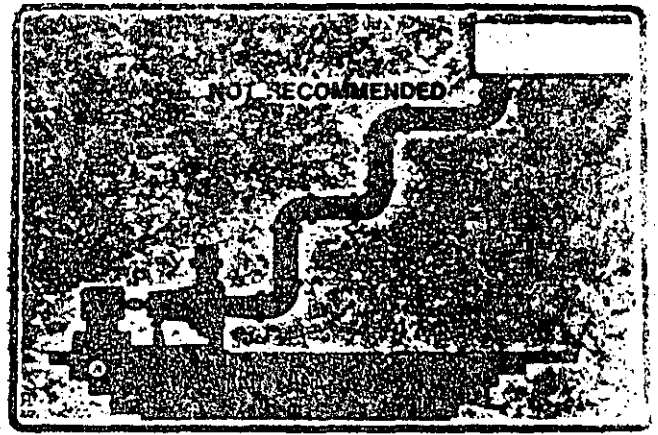
**EXCESIVA PROFUNDIDAD
DE
SUCCION**

46

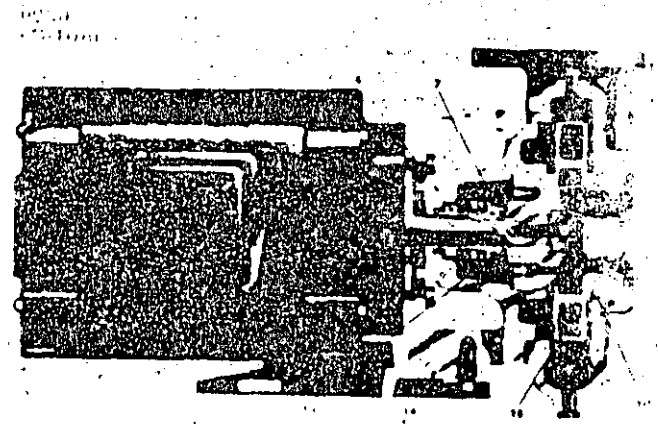


II C

**-8 POR EXCESO DE PERDIDAS
POR FRICCION EN LA
SUCCION**

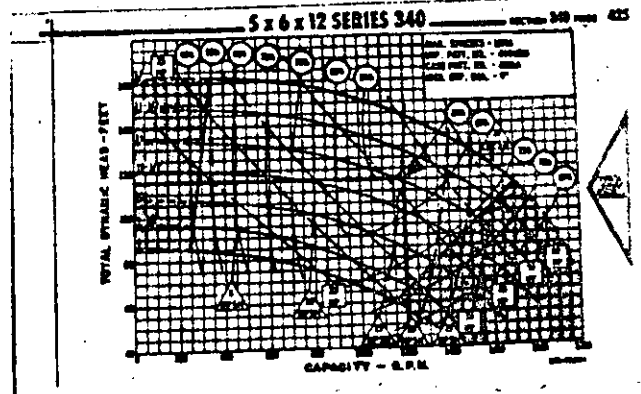
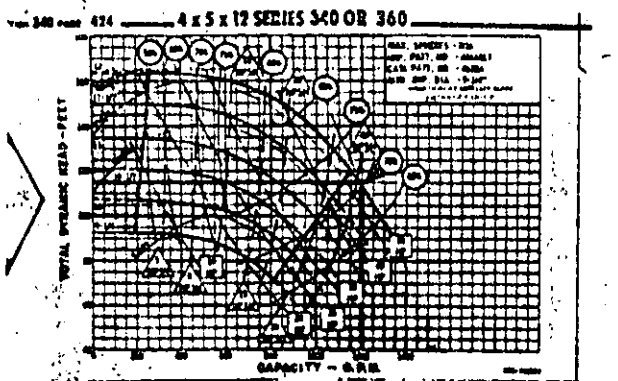
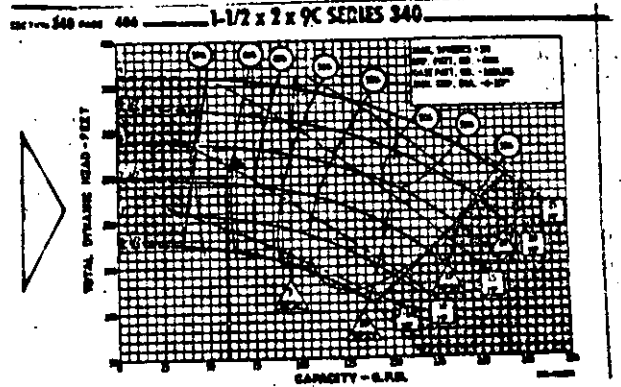
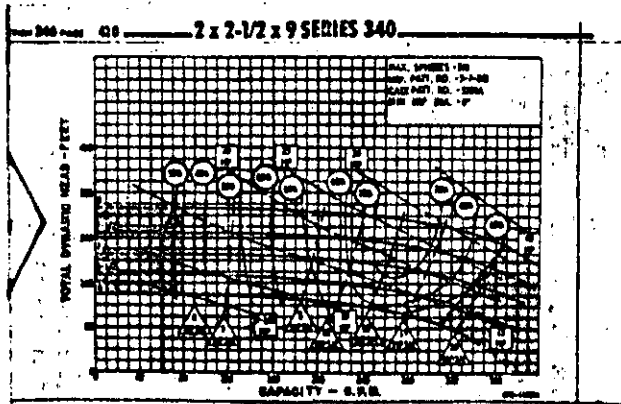


**LIMITACIONES
POR
SELECCION INADECUADA
DE LA
BOMBA**



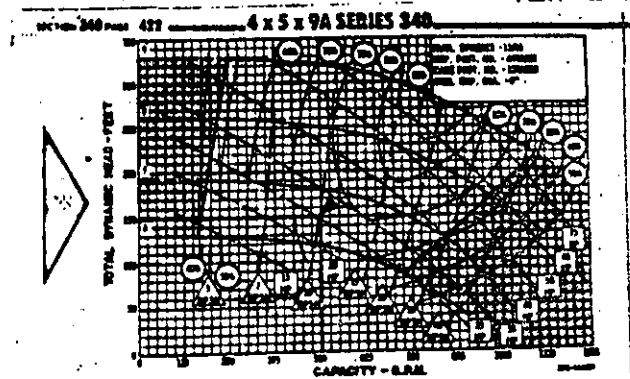
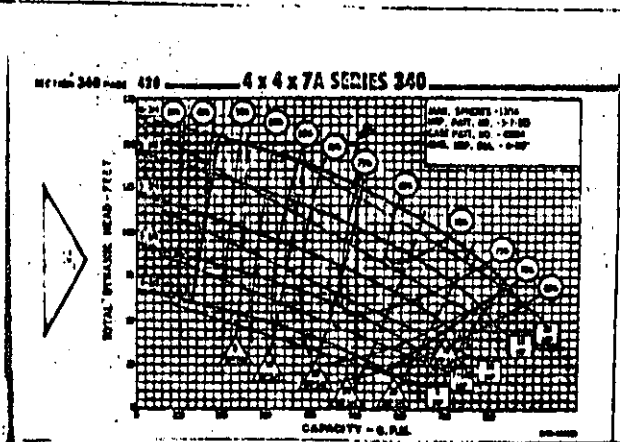
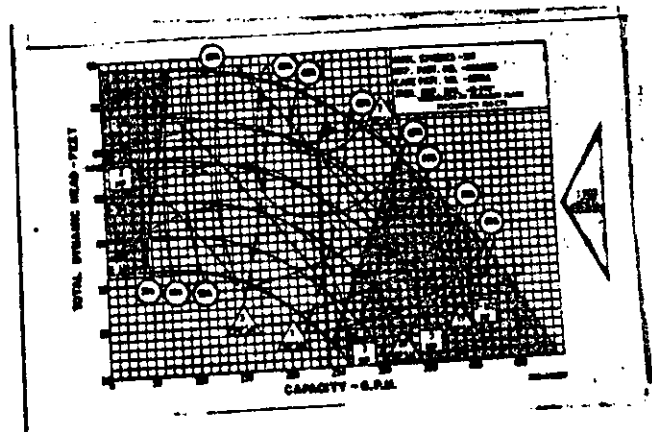
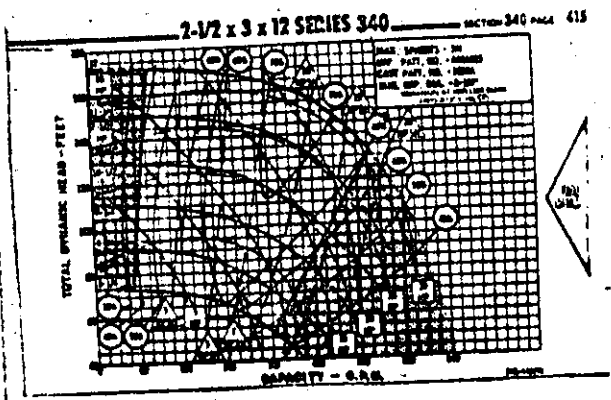
LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

LIMITES MAXIMO Y MINIMO DE GASTO



LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

48



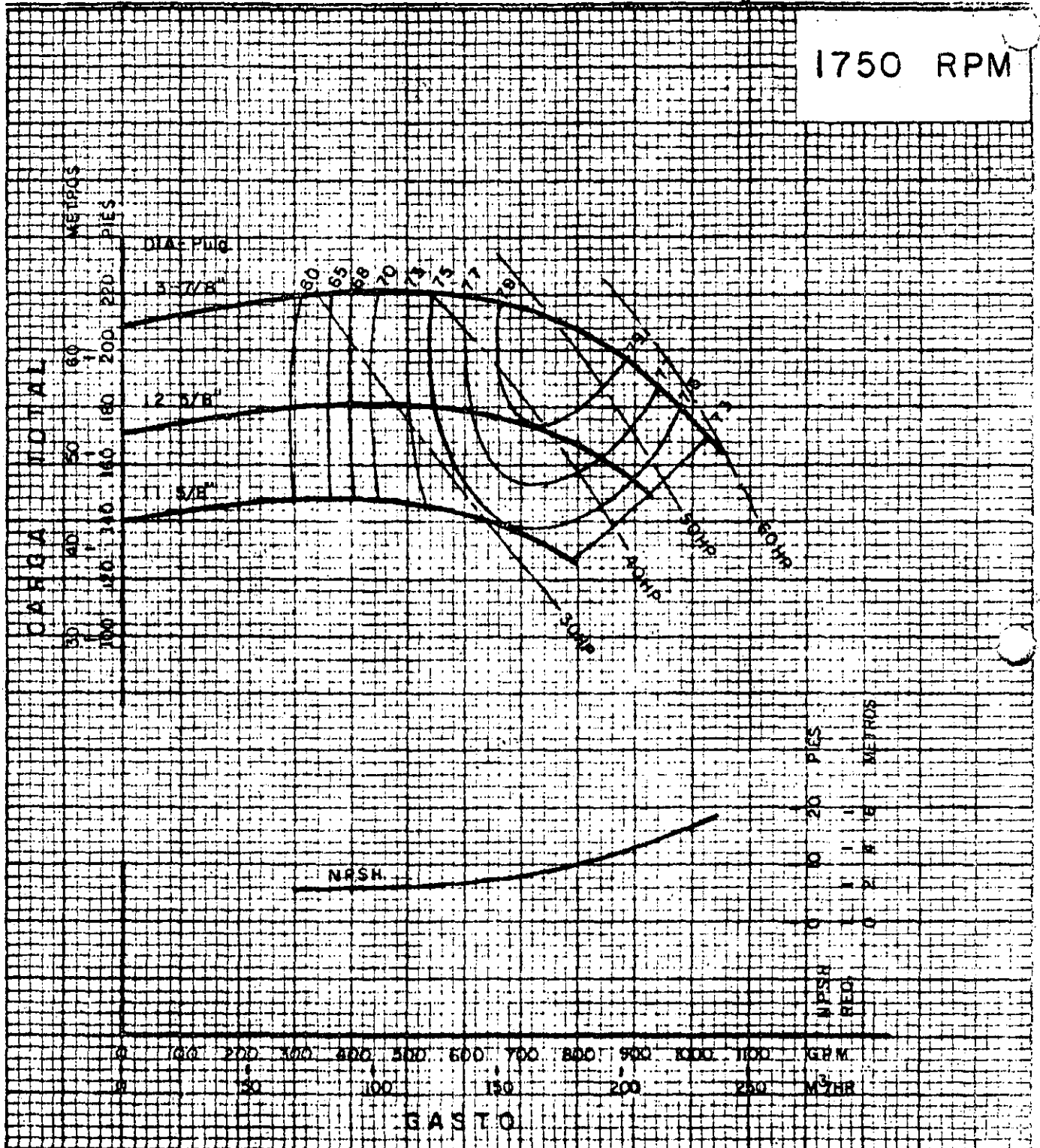
Sustituya o:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
DOBLE SUCCION
LINEA L & LR 49
60 CICLOS

2118-7-Pag. 13
Marzo 1973 42

4L-3
IMR "B"

1750 RPM



SUCCION Ø 6 PULG 152 MM. DESCARGA Ø 4 PULG 102 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 SERVICIO: _____ CARGA: _____ NPSH₀: _____ NPSHREQ: _____
 FECHA: _____

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

(N.P.S.H.A.)

Para Succión de Bombas en
algunas Poblaciones de México

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
AGUASCALIENTES, AGS.	1861	618.56	8.41
CAMPECHE, CAMP.	0	760.00	10.33
CELAYA, GTO.	1808	622.59	8.46
CD. JUAREZ, CHIH.	407	729.07	9.91
CD. VICTORIA, TAMPS.	449	725.88	9.87
COLIMA, COL.	480	723.52	9.84
CORDOBA, VER.	820	697.68	9.49
CUERNAVACA, MOR.	1542	642.81	8.74
CULIACAN, SIN.	40	756.96	10.29
CHIHUAHUA, CHIH.	1405	653.22	8.88
CHILPANCINGO, GRO.	1193	669.33	9.10
DURANGO, DGO.	2100	600.40	8.16
GUADALAJARA, JAL.	1566	640.98	8.71
GUANAJUATO, GTO.	2012	607.09	8.25
GUAYMAS, SON.	0	760.00	10.33
HERMOSILLO, SON.	206	744.34	10.12
IRAPUATO, GTO.	1730	628.52	8.55

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
JALAPA, VER.	1405	653.22	8.88
LA PAZ, B.C.	0	760.00	10.33
MERIDA, YUC.	8	759.39	10.32
MEXICO, D.F.	2242	589.61	8.02
MONTERREY, N.L.	945	688.18	9.36
MORELIA, MICH.	1950	611.80	8.32
OAXACA, OAX.	1146	672.90	9.15
ORIZABA, VER.	1227	666.75	9.07
PACHUCA, HGO.	2450	573.80	7.80
PUEBLA, PUÉ.	2162	595.69	8.10
QUERETARO, QRO.	1490	646.76	8.79
SALTILLO, COAH.	1580	639.92	8.10
SAN JUAN DEL RIO, QRO.	2083	601.69	8.18
SAN LUIS POTOSI, S.L.P.	1890	616.36	8.38
SAN MIGUEL ALLENDE, GTO.	1852	619.25	8.42
TEPIC, NAY.	953	687.57	9.35
TLAXCALA, TLAX.	2252	588.85	8.01
TOLUCA, MEX.	2625	560.50	7.62
TULANCINGO, HGO.	2125	598.50	8.14
VERACRUZ, VER.	1	759.92	10.33
ZACATECAS, ZAC.	2503	569.77	7.75

N. P. B. H. R.

Net positive suction head required

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA

PARA SUCCION

DE LAS BOMBAS

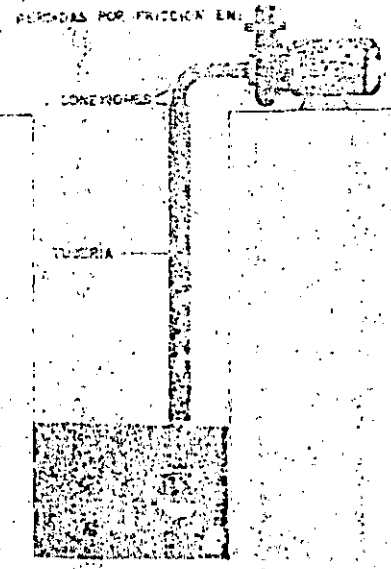
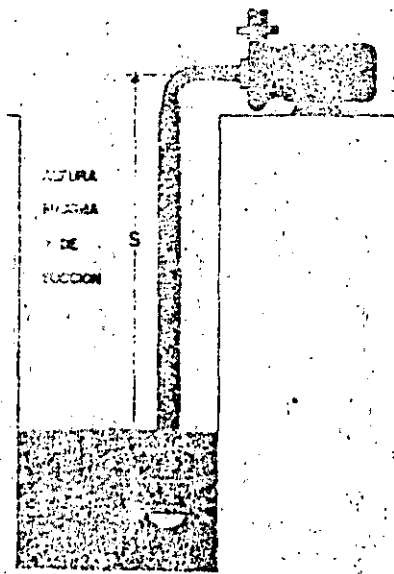
A ALTURA DE SUCCION

B PERDIDAS EN SUCCION

C PRESION DE VAPOR

D NPSH REQUERIDO POR

LA BOMBA



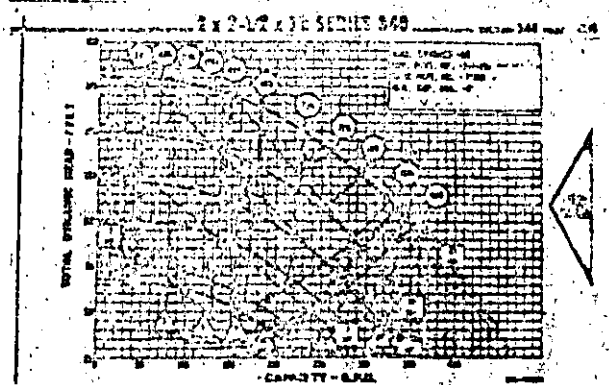
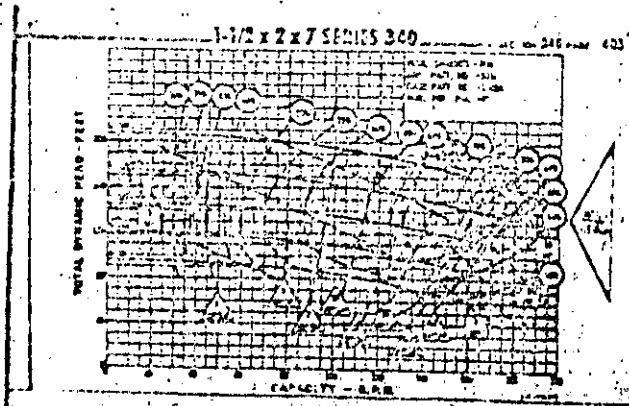
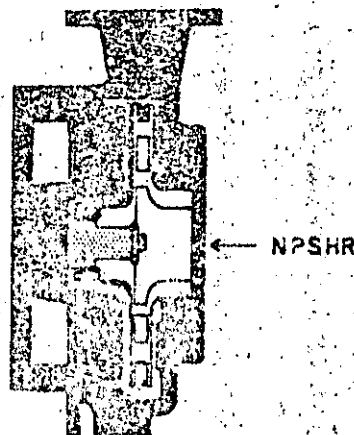
N.P.S.H. REQUERIDO POR AGUA A
DIFERENTES TEMPERATURAS

TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)	TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)
20°C	.240 M	65°C	2.55 M
25°C	.33 M	70°C	3.18 M
30°C	.43 M	75°C	3.93 M
35°C	.57 M	80°C	4.83 M
40°C	.75 M	85°C	5.90 M
45°C	.98 M	90°C	7.15 M
50°C	1.26 M	95°C	8.00 M
55°C	1.61 M	95°C	8.62 M
60°C	2.03 M	100°C	10.33 M

TABLE 41. VOLATILE LIQUIDS--VAPOR PRESSURE AND SPECIFIC GRAVITY

Temp °F	Ammonia		Carbon Dioxide		Freon 12		Butane		Propane	
	Vapor Press psia	Sg*	Vapor Press psia	Sg*	Vapor Press psia	Sg*	Vapor Press psia	Sg*	Vapor Press psia	Sg*
-50	5.6	0.70								
-50	7.7	0.70								
-40	10.4	0.69			9.3	1.51			16.2	0.58
-30	13.9	0.68			12.0	1.50			20.3	0.57
-20	18.3	0.68	220.6	1.08	15.3	1.48			25.4	0.57
-10	23.7	0.67	261.7	1.01	19.2	1.47			31.4	0.56
0	30.4	0.66	308.6	0.99	23.9	1.45	7.3	0.62	38.2	0.55
10	38.5	0.66	361.8	0.97	29.4	1.43	9.2	0.61	46.0	0.55
20	48.2	0.65	422.0	0.95	35.8	1.42	11.6	0.61	55.5	0.54
30	59.7	0.64	489.7	0.92	43.2	1.40	14.4	0.60	66.8	0.53
40	73.3	0.63	565.0	0.89	51.7	1.38	17.7	0.60	78.0	0.52
50	89.2	0.63	650.1	0.85	61.4	1.36	21.6	0.59	91.8	0.52
60	107.6	0.62	744.3	0.81	72.4	1.34	26.3	0.59	107.1	0.51
70	128.3	0.61	848.8	0.76	84.8	1.32	31.6	0.58	124.0	0.50
80	153.0	0.60	964.4	0.68	98.8	1.30	37.6	0.57	142.8	0.49
90	180.6	0.59			114.3	1.28	44.6	0.56	164.0	0.48
100	211.9	0.58			131.6	1.26	52.2	0.56	187.0	0.47
110	247.0	0.57			150.7	1.24	60.8	0.55	213.0	0.46
120	286.4	0.56			171.8	1.22	70.3	0.54	240.0	0.45

EL NPSH REQUERIDO POR LAS BOMBAS ES LA PRESION REQUERIDA EN EL OJO DEL IMPULSOR Y ES PROPORCIONAL AL GASTO DE CADA BOMBA.



II C

C)-3B EL NPSHA DEBE SER MAYOR QUE EL NPSHR EN CASO CONTRARIO PROCEDER ASI:

II C

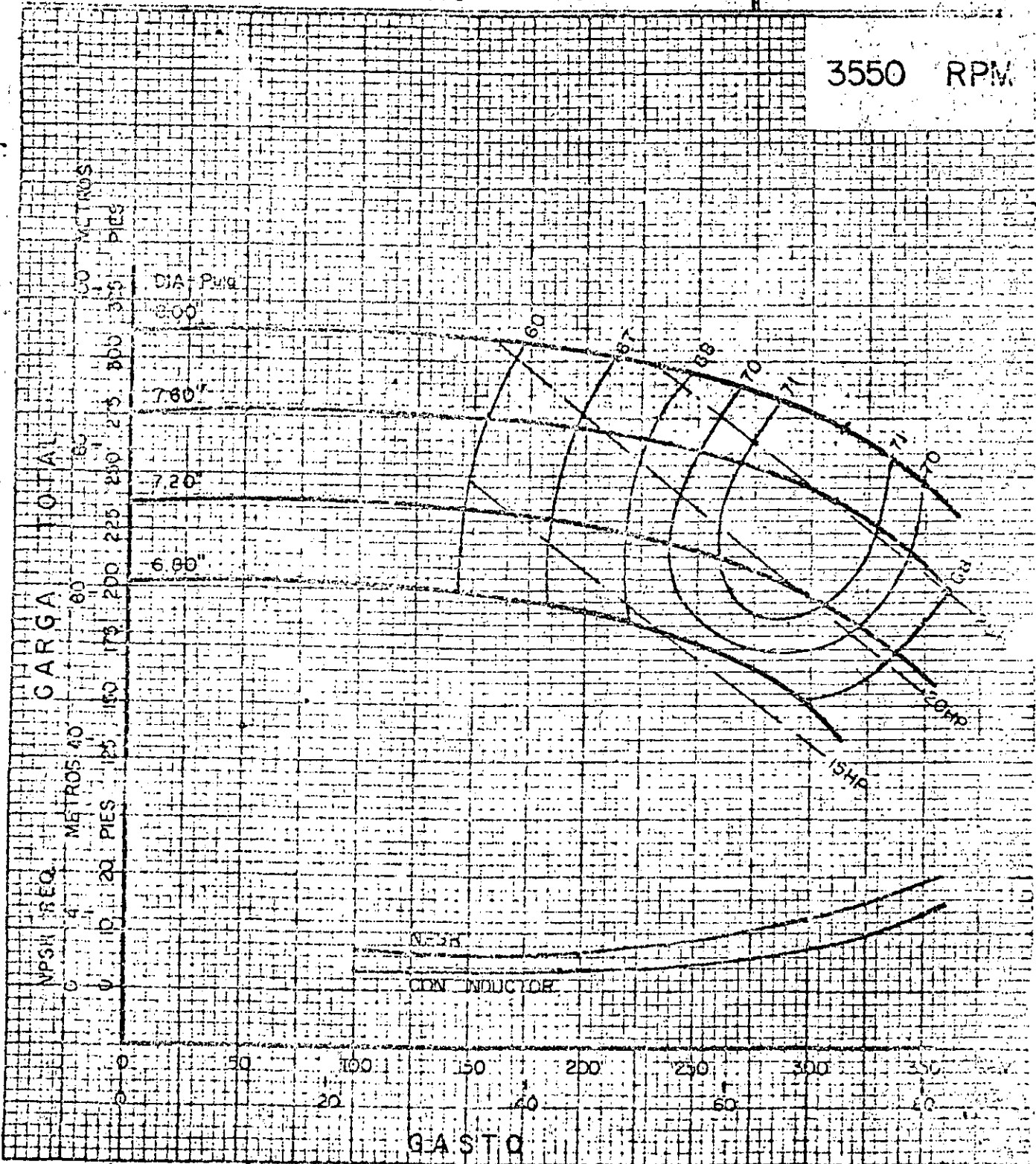
- LA PRESION DE VAPOR SE SUPONE QUE ES FIJA
- CAMBIA BOMBA POR OTRA DE MENOR N P S H.
- 2 REDUCIR PERDIDAS POR FRICCION
 - 3 REDUCIR ALTURA DE SUCCION

LÍNEA HQ
 IMPULSOR CERRADO
 60 CICLOS

60 55

2000

3550 RPM

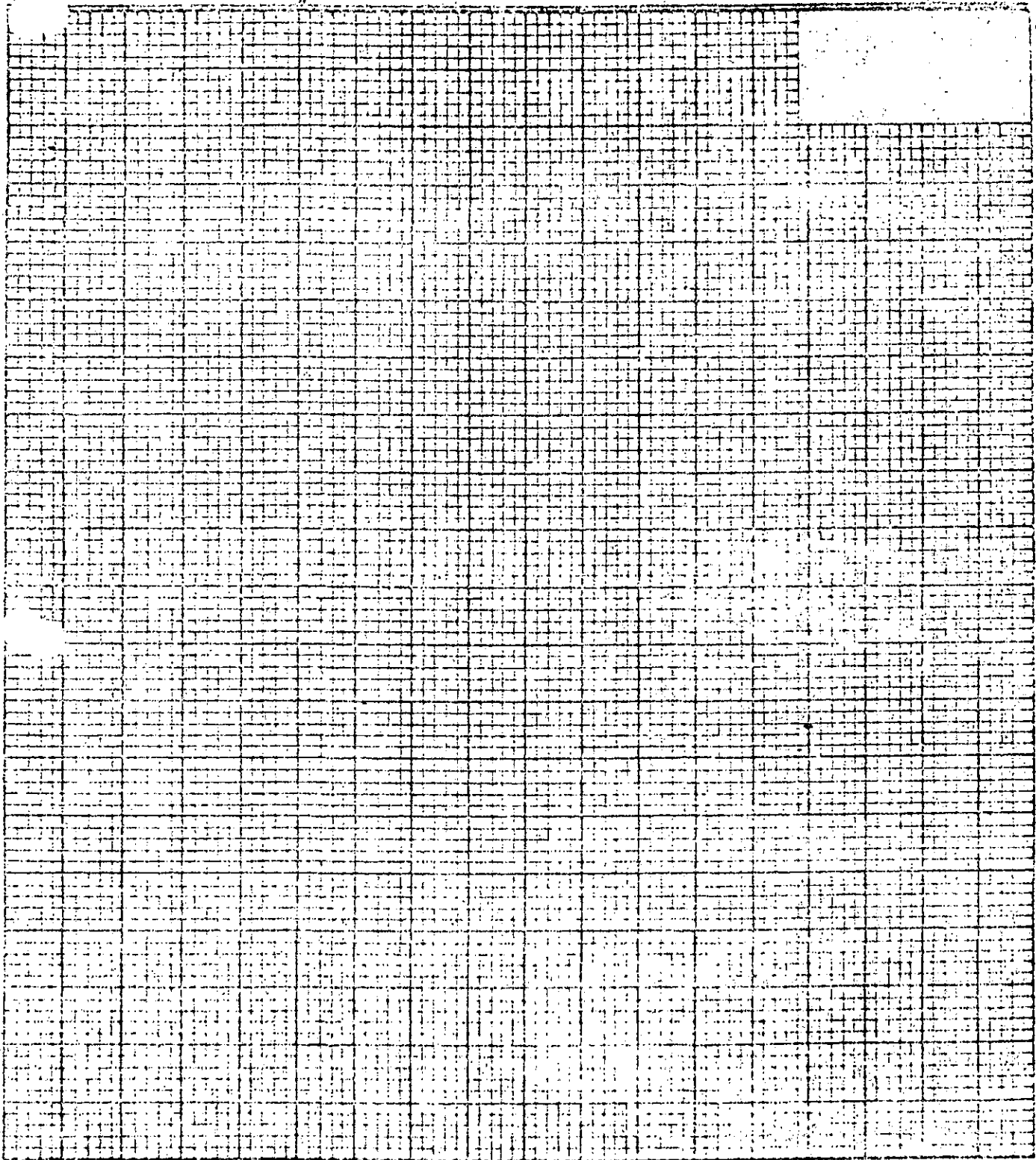


SUCCION Ø 3 PULG. 76 MM. DESCARGA Ø 2 PULG. 51 MM. DIAM. MÁXIMO SÓLIDOS

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ GE: _____ LIC: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISO: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CARGA: _____ NPSHREQ: _____

00856

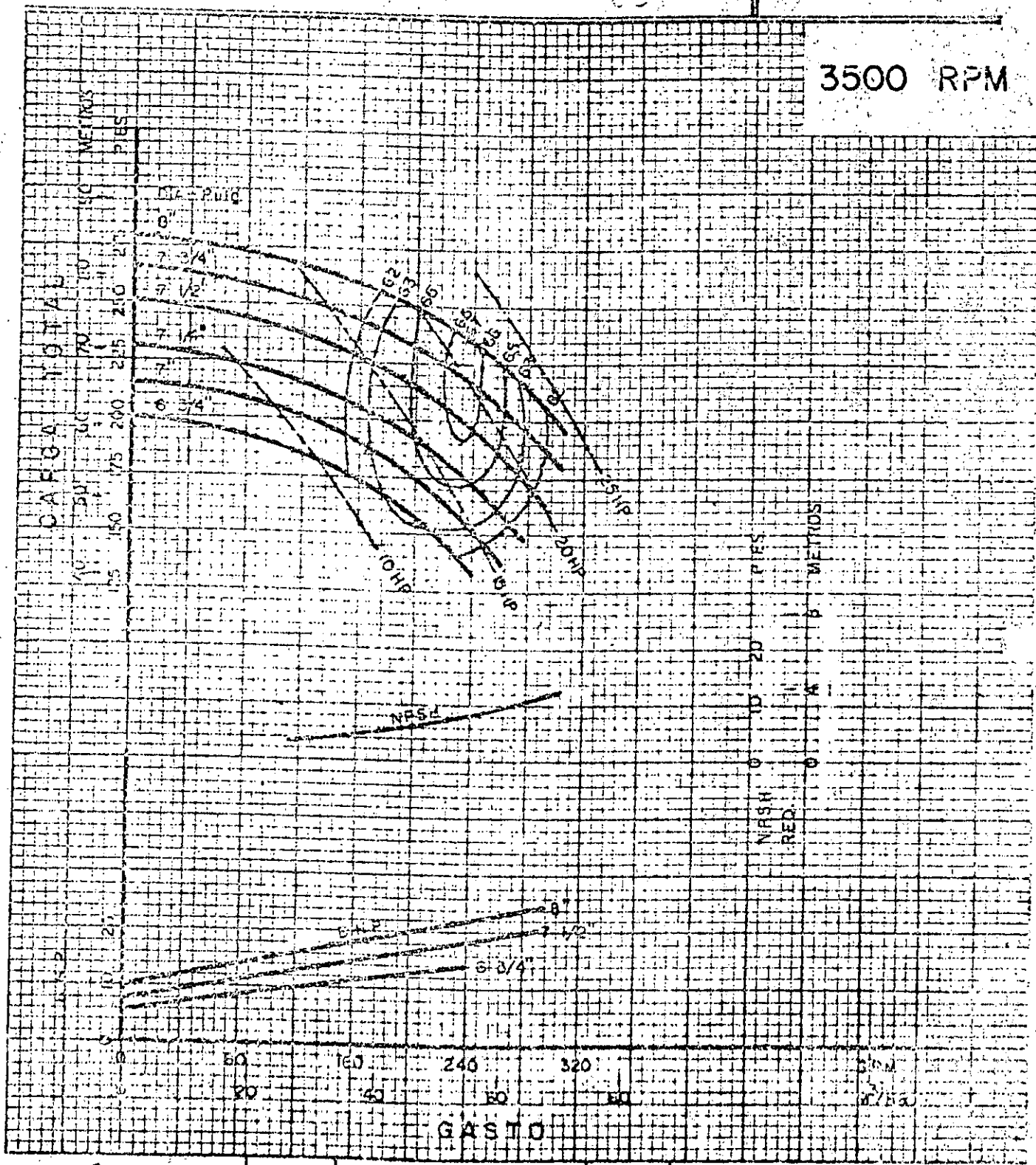


SECCION Ø	PULG.	MM.	DESCARGA Ø	PULG.	MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.
-----------	-------	-----	------------	-------	-----	----------------------	-----

CONDICIONES DE SERVICIO

FLUIDO: _____	G.E.: _____	EFIC.: _____
GASTO: _____	VISC.: _____	BHP: _____
SERVICIO: _____	CARGA: _____	NPSH ₃ : _____
FECHA: _____		NPSHREQ: _____

3500 RPM



SUCCION Ø 2 1/2 PULG. 64 MM. DESCARGA Ø 2 PULG. 51 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS 10 MI.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CARGA: _____ NPSHD: _____ NPSHREQ: _____

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

TABLE EF-23

MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Specific Gravity	Material Selection
Aldehyde		$\text{C}_2\text{H}_4\text{O}$	0.78	C
Acetate Solvents				A, B, C; 8, 9, 10, 11
Acetone		$\text{C}_3\text{H}_6\text{O}$	0.79	B, C
Acetic Anhydride		$\text{C}_4\text{H}_6\text{O}_2$	1.08	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Acetic	Conc. Cold	$\text{C}_2\text{H}_4\text{O}_2$	1.05	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Acetic	Dil. Cold			A, 8, 9, 10, 11, 12
Acid, Acetic	Conc. Boiling			9, 10, 11, 12
Acid, Acetic	Dil. Boiling			9, 10, 11, 12
Acid, Arsenic, Ortho-		$\text{H}_3\text{AsO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$	2.0-2.5	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Benzoic		$\text{C}_7\text{H}_6\text{O}_2$	1.27	8, 9, 10, 11
Acid, Boric	Aqueous Sol.	H_3BO_3		A, 8, 9, 10, 11, 12
Acid, Butyric	Conc.	$\text{C}_4\text{H}_8\text{O}_2$	0.96	8, 9, 10, 11
Acid, Carboic	Conc. (M.P. 106 F)	$\text{C}_6\text{H}_6\text{O}$	1.07	C, 8, 9, 10, 11
Acid, Carboic	(See Phenol)			B, 8, 9, 10, 11
Acid, Carbonic	Aqueous Sol.	$\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$		A
Acid, Chromic	Aqueous Sol.	$\text{Cr}_2\text{O}_3 + \text{H}_2\text{O}$		8, 9, 10, 11, 12
Acid, Citric	Aqueous Sol.	$\text{C}_6\text{H}_8\text{O}_7 + \text{H}_2\text{O}$		A, 8, 9, 10, 11, 12
Acids, Fatty (Oleic, Palmitic, Stearic, etc.)				A, 8, 9, 10, 11
Acid, Formic		CH_2O_2	1.22	9, 10, 11
Acid, Fruit				A, 8, 9, 10, 11, 14
Acid, Hydrochloric	Conc. Conc.	HCl	1.19 (38%)	11, 12
Acid, Hydrochloric	Dil. Cold			10, 11, 12, 14, 15
Acid, Hydrochloric	Dil. Hot			11, 12
Acid, Hydrocyanic		HCN	0.70	C, 8, 9, 10, 11
Acid, Hydrofluoric	Anhydrous, with Hydro Carbon	$\text{HF} + \text{H}_2\text{C}$		3, 14
Acid, Hydrofluoric	Aqueous Sol.	HF		A, 14
Acid, Hydrofluosilicic		H_2SiF_6	1.30	A, 14
Acid, Lactic		$\text{C}_3\text{H}_4\text{O}_3$	1.25	A, 8, 9, 10, 11, 12
Acid, Mine Water				A, 8, 9, 10, 11
Acid, Mixed	Sulfuric + Nitric			C, 3, 8, 9, 10, 11, 12
Acid, Mariatic	(See Acid, Hydrochloric)			
Acid, Naphthionic				C, 5, 8, 9, 10, 11
Acid, Nitric	Conc. Boiling	HNO_3	1.50	6, 7, 10, 12
Acid, Nitric	Dilute			5, 6, 7, 8, 9, 10, 12
Acid, Oxalic	Cold	$\text{C}_2\text{H}_2\text{O}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$	1.65	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Oxalic	Hot	$\text{C}_2\text{H}_2\text{O}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$		10, 11, 12
Acid, Ortho-Phosphoric		H_3PO_4	1.87	9, 10, 11
Acid, Picric		$\text{C}_6\text{H}_3\text{N}_3\text{O}_7$	1.76	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Pyrogalllic		$\text{C}_6\text{H}_3\text{O}_7$	1.55	8, 9, 10, 11
Acid, Pyroligneous				A, 8, 9, 10, 11
Acid, Sulfuric	> 17% Cold	H_2SO_4	1.69-1.84	C, 10, 11, 12
Acid, Sulfuric	65-93% > 175 F			11, 12
Acid, Sulfuric	65-93% < 175 F			10, 11, 12
Acid, Sulfuric	10-65%			10, 11, 12
Acid, Sulfuric	< 10%			A, 10, 11, 12, 14
Acid, Sulfuric (Oleum)	Fuming	$\text{H}_2\text{SO}_4 \cdot \text{SO}_3$	1.92-1.94	3, 10, 11
Acid, Sulfurous		H_2SO_3		A, 8, 9, 10, 11
Acid, Tannic		$\text{C}_7\text{H}_6\text{O}_5$		A, 8, 9, 10, 11, 14

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table EF-21 on Page FIVE.

TABLE ET-23 (Continued)

MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Specific Gravity	Material Selection
Acid, Tartaric	Aqueous Sol.	$C_4H_6O_6 \cdot H_2O$		A, 8, 9, 10, 11, 14
Alcohols				A, B
Alum	(See Aluminum Sulphate)	and Potash Alum		
Aluminum Sulphate	Aqueous Sol.	$Al_2(SO_4)_3$		10, 11, 12, 14
Ammonia, Aqueous		NH_4OH		C
Ammonium Bicarbonate	Aqueous Sol.	NH_4HCO_3		C
Ammonium Chloride	Aqueous Sol.	NH_4Cl		9, 10, 11, 12, 14
Ammonium Nitrate	Aqueous Sol.	NH_4NO_3		C, 8, 9, 10, 11, 14
Ammonium Phosphate, Dilute	Aqueous Sol.	$(NH_4)_2HPO_4$		C, 8, 9, 10, 11, 14
Ammonium Sulphate	Aqueous Sol.	$(NH_4)_2SO_4$		C, 8, 9, 10, 11
Ammonium Sulfate	With sulfuric acid			A, 9, 10, 11, 12
Aniline		C_6H_5N	1.02	B, C
Aniline Hydrochloride	Aqueous Sol.	$C_6H_5NH_2 \cdot HCl$		11, 12
Asphalt	Hot		0.98-1.4	C, 5
Barium Chloride	Aqueous Sol.	$BaCl_2$		C, 8, 9, 10, 11
Barium Nitrate	Aqueous Sol.	$Ba(NO_3)_2$		C, 8, 9, 10, 11
Beer				A, 8
Beer Wort				A, 8
Beet Juice				A, 8
Beet Pulp				A, B, 8, 9, 10, 11
Benzene		C_6H_6	0.88	
Benzene	(See Petroleum ether)			
Benzol	(See Benzene)			B, C
Bichloride of Mercury	(See Mercuric Chloride)			
Black Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)			
Bleach, Chlorine	(See type)			
Blood				A, B
Boiler Feedwater	(See Water, Boiler Feed)			
Brine, Calcium Chloride	pH > 8	$CaCl_2$		C
Brine, Calcium Chloride	pH < 8			A, 10, 11, 13, 14
Brine, Calcium & Magnesium Chlorides	Aqueous Sol.			A, 10, 11, 13, 14
Brine, Calcium & Sodium Chloride	Aqueous Sol.			A, 10, 11, 13, 14
Brine, Sodium Chloride	Under 3% Salt, Cold	$NaCl$		A, C, 13
Brine, Sodium Chloride	Over 3% Salt, Cold		1.02-1.20	A, 8, 9, 10, 11, 13, 14
Brine, Sodium Chloride	Over 3% Salt, Hot			9, 10, 11, 12, 14
Brine, Sea Water			1.03	A, B, C
Batane		C_8H_{16}	0.60 @ 32 F	B, C, 8
Calcium Bisulfite	Pulp Mill	$Ca(HSO_3)_2$	1.06	9, 10, 11
Calcium Chlorate	Aqueous Sol.	$Ca(ClO_3)_2 \cdot 2H_2O$		10, 11, 12
Calcium Hypochlorite		$Ca(OCl)_2$		C, 10, 11, 12
Calcium Magnesium Chloride	(See Brines)			
Cane Juice				A, B, 13
Carbon Bisulfide		CS_2	1.26	C
Carbonate of Soda	(See Soda Ash)			
Carbon Tetrachloride	Apply from	CCl_4	1.50	B, C
Carbon Tetrachloride	Plus Water			A, 8
Caustic				A, 8, 9, 10, 11
Caustic Potash	(See Potassium Hydroxide)			

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

TABLE ET-23 (Continued)

MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Specific Gravity	Material Selection
Caustic Soda	(See Sodium Hydroxide)			
Cellulose Acetate				9, 10, 11
Chlorate of Lime	(See Calcium Chlorate)			
Chloride of Lime	(See Calcium Hypochlorite)			
Chlorine Water	(Depending on conc.)			9, 10, 11, 12
Chlorobenzene		C_6H_5Cl	1.1	A, B, 8
Chloroform		$CHCl_3$	1.5	A, 8, 9, 10, 11, 14
Chromic Acid	Aqueous Sol.	$CrK(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$		10, 11, 12
Condensate	(See Water, Distilled)			
Coppers, Green	(See Ferrous Sulfate)			
Copper Ammonium Acetate	Aqueous Sol.			C, 8, 9, 10, 11
Copper Chloride (Cupric)	Aqueous Sol.	$CuCl_2$		11, 12
Copper Nitrate		$Cu(NO_3)_2$		8, 9, 10, 11
Copper Sulfate, Blue Vitriol	Aqueous Sol.	$CuSO_4$		8, 9, 10, 11, 12
Creosote	(See Oil, Creosote)			
Cresol, Meta		C_7H_8O	1.03	C, 5
Cyanide	(See Sodium Cyanide and Potassium Cyanide)			
Cyanogen	In Water	$(C.N)_2$ Gas		C
Diphenyl		$C_6H_5 \cdot C_6H_5$.99	C, 3
Ethanol	(See Alcohols)			
Ethylene Chloride (dichloride)	Cold	$C_2H_4Cl_2$	1.28	A, 8, 9, 10, 11, 14
Ferric Chloride	Aqueous Sol.	$FeCl_3$		11, 12
Ferric Sulphate	Aqueous Sol.	$Fe_2(SO_4)_3$		8, 9, 10, 11, 12
Ferrous Chloride	Cold, Aqueous	$FeCl_2$		11, 12
Ferrous Sulfate (Green Crystals)	Aqueous Sol.	$FeSO_4$		9, 10, 11, 12, 14
Ferriacetylene		CH_2O	1.08	A, 8, 9, 10, 11
Fruit Juices				A, 8, 9, 10, 11, 14
Furfural		$C_4H_4O_2$	1.16	A, C, 8, 9, 10, 11
Gasoline			0.68-0.75	B, C
Glauber's Salt	(See Sodium Sulfate)			
Glucose				A, B
Glue	Hot			B, C
Glue Sizing				A
Glycerol (Glycerin)		$C_3H_8O_3$	1.26	A, B, C
Green Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)			
Heptane		C_7H_{16}	0.69	B, C
Hydrogen Peroxide	Aqueous Sol.	H_2O_2		8, 9, 10, 11
Hydrogen Sulfide	Aqueous Sol.	H_2S		8, 9, 10, 11
Hydroxide of Soda	(See Sodium Hydroxide)			
Hyposulfite of Soda	(See Sodium Thiosulfate)			
Kaolin Slip	Suspension in Water			C, 3
Kaolin Slip	Suspension in Acid			10, 11, 12
Kerosene	(See Oil, Kerosene)			
Lard	Hot			B, C
Lead Acetate (Sugar of Lead)	Aqueous Sol.	$Pb(C_2H_3O_2)_2 \cdot 3H_2O$		9, 10, 11, 14
Lead	Molten			C, 3
Lime Water (Milk of Lime)		$Ca(OH)_2$		C
Liquor, Pulp Mill, Black				C, 3, 9, 10, 11, 12, 14

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

TABLE ET-23 (Continued)

MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Specific Gravity	Material Selection
Liquor - Pulp Mill - Green				C, 3, 9, 10, 11, 12, 14
Liquor - Pulp Mill - White				C, 3, 9, 10, 11, 12, 14
Liquor - Pulp Mill - Pink				C, 3, 9, 10, 11, 12, 14
Liquor - Pulp Mill - Sulfite				9, 10, 11
Lithium Chloride	Aqueous Sol.	LiCl		C
Lye, Caustic	(See Potassium & Sodium Hydroxide)			
Magnesium Chloride	Aqueous Sol.	MgCl ₂		10, 11, 12
Magnesium Sulfate (Epsom Salts)	Aqueous Sol.	MgSO ₄		C, 8, 9, 10, 11
Manganese Chloride	Aqueous Sol.	MnCl ₂ · 4H ₂ O		A, 8, 9, 10, 11, 12
Manganese Sulfate	Aqueous Sol.	MnSO ₄ · 4H ₂ O		A, C, 8, 9, 10, 11
Mash				A, B, 8
Mercuric Chloride	Very Dilute Aqueous Sol.	HgCl ₂		9, 10, 11, 12
Mercuric Chloride	Conc. Aqueous Sol.	HgCl ₂		11, 12
Mercuric Sulfate	In Sulfuric Acid	HgSO ₄ + H ₂ SO ₄		10, 11, 12
Mercurous Sulfate	In Sulfuric Acid	H ₂ SO ₄ + H ₂ SO ₄		10, 11, 12
Methyl Chloride		CH ₃ Cl	0.52	C
Methylene Chloride		CH ₂ Cl ₂	1.34	C, 8
Milk			1.03-1.04	8
Milk of Lime	(See Lime Water)			
Mine Water	(See Acid, Mine Water)			
Miscella	(20% Soyabean Oil & Solvent)		0.75	C
Molasses				A, B
Mustard				A, 8, 9, 10, 11, 12
Naphtha			0.78-0.88	B, C
Naphtha, Crude			0.92-0.95	B, C
Nicotine Sulfate		(C ₁₀ H ₁₁ N ₂) ₂ H ₂ SO ₄		10, 11, 12, 14
Nitre	(See Potassium Nitrate)			
Nitre Cake	(See Sodium Bisulfate)			
Nitro Ethane		C ₂ H ₅ NO ₂	1.04	B, C
Nitro Methane		CH ₃ NO ₂	1.14	B, C
Oil, Coal Tar				H, C, 8, 9, 10, 11
Oil, Coconut			0.91	A, B, C, 8, 9, 10, 11, 14
Oil, Creosote			1.04-1.10	B, C
Oil, Crude	Cold			B, C
Oil, Crude	Hot			3
Oil, Essential				A, B, C
Oil, Fuel				B, C
Oil, Kerosene				B, C
Oil, Linseed			0.94	A, B, C, 8, 9, 10, 11, 14
Oil, Lubricating				B, C
Oil, Mineral				B, C
Oil, Olive			0.90	B, C
Oil, Palm			0.90	A, B, C, 8, 9, 10, 11, 14
Oil, Quenching			0.91	B, C
Oil, Rapeseed			0.92	A, 8, 9, 10, 11, 14
Oil, Soybean				A, B, C, 8, 9, 10, 11, 14
Oil, Turpentine			0.87	B, C
Paraffin	Hot			B, C
Perhydrol	(See Hydrogen Peroxide)			

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, refer to Table ET-21 on Page E (IV) - 2.

STANDARDS OF THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

TABLE ET-23 (Continued)

MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Symbol	Specific Gravity	Material Selection
Peroxide of Hydrogen	(See Hydrogen Peroxide)			
Petroleum Ether				B, C
Phenol		C_6H_6O	1.07	
Pink Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)			8, 9, 10, 11
Photographic Developers				
Plating Solutions	(Varied and complicated, consult pump mfgs.)			
Potash	Potash Liquor			A, 8, 9, 10, 11, 13, 14
Potash Alum	Aqueous Sol.	$Al_2(SO_4)_3 \cdot K_2SO_4 \cdot 24H_2O$		A, 9, 10, 11, 12, 13, 14
Potassium Bichromate	Aqueous Sol.	$K_2Cr_2O_7$		C
Potassium Carbonate	Aqueous Sol.	K_2CO_3		C
Potassium Chlorate	Aqueous Sol.	$KClO_3$		8, 9, 10, 11, 12
Potassium Chloride	Aqueous Sol.	KCl		A, 8, 9, 10, 11, 14
Potassium Cyanide	Aqueous Sol.	KCN		C
Potassium Hydroxide	Aqueous Sol.	KOH		C, 5, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15
Potassium Nitrate	Aqueous Sol.	KNO_3		C, 5, 8, 9, 10, 11
Potassium Sulfate	Aqueous Sol.	K_2SO_4		A, 8, 9, 10, 11
Propane		C_3H_8	0.59 @ 48°F	B, C, 3
Pyridine		C_5H_5N	0.98	C
Pyridine Sulphate				10, 12
Rubolene				B
Rubin (Coloring)	Paper Mill			C
Salt Ammoniac	(See Ammonium Chloride)			
Salt Lake	Aqueous Sol.	Na_2SO_4 Impurities		A, 8, 9, 10, 11, 12
Salt Water	(See Brines)			
Sea Water	(See Brines)			
Sesquige				A, B, C
Sh. Lac				A
Silver Nitrate	Aqueous Sol.	$AgNO_3$		8, 9, 10, 11, 12
Shp. Brewery				A, B, C
Shp. Distillers				A, 8, 9, 10, 11
Soap Liquor				C
Soda Ash	Cold	Na_2CO_3		C
Soda Ash	Hot			8, 9, 10, 11, 13, 14
Sodium Bicarbonate	Aqueous Sol.	$NaHCO_3$		C, 8, 9, 10, 11, 13
Sodium Bisulfate	Aqueous Sol.	$NaHSO_4$		10, 11, 12
Sodium Carbonate	(See Soda Ash)			
Sodium Chlorate	Aqueous Sol.	$NaClO_3$		8, 9, 10, 11, 12
Sodium Chloride	(See Brines)			
Sodium Cyanide	Aqueous Sol.	$NaCN$		C
Sodium Hydroxide	Aqueous Sol.	$NaOH$		C, 5, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15
Sodium Hydrosulfite	Aqueous Sol.	$Na_2S_2O_4 \cdot 2H_2O$		8, 9, 10, 11
Sodium Hypochlorite		$NaOCl$		10, 11, 12
Sodium Hyposulfite	(See Sodium Thiosulfate)			
Sodium Meta Silicate				C
Sodium Nitrate	Aqueous Sol.	$NaNO_3$		C, 5, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Monobasic	Aqueous Sol.	$NaH_2PO_4 \cdot H_2O$		A, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Dibasic	Aqueous Sol.	$Na_2HPO_4 \cdot H_2O$		A, C, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Tribasic	Aqueous Sol.	$Na_3PO_4 \cdot H_2O$		C
Sodium Phosphate: Mofa	Aqueous Sol.	$Na_2P_2O_7$		A, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Hexafluor	Aqueous Sol.	$(NaPO_3)_x$		8, 9, 10, 11

Notes: For explanation of Column 5, see Table ET-21, Page E (IV), 7.

63

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

TABLE ET-23 (Continued)

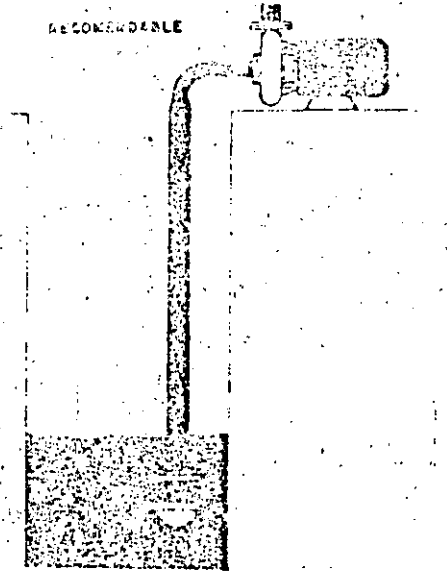
MATERIALS OF CONSTRUCTION FOR PUMPING VARIOUS LIQUIDS

Column 1	Column 2	Column 3	Column 4	Column 5
Liquid	Condition of Liquid	Chemical Formula	Specific Gravity	Material Selection
Sodium Bicarbonate	Aqueous Sol.	C
Sodium Sulfate	Aqueous Sol.	Na_2SO_4	A, 8, 9, 10, 11
Sodium Sulfide	Aqueous Sol.	Na_2S	C, 8, 9, 10, 11
Sodium Sulfite	Aqueous Sol.	Na_2SO_3	A, 8, 9, 10, 11
Sodium Thiosulfate	Aqueous Sol.	$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	8, 9, 10, 11
Stannic Chloride	Aqueous Sol.	SnCl_4	11, 12
Stannous Chloride	Aqueous Sol.	SnCl_2	11, 12
Starch	$(\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5)_x$	A, B
Strontium Nitrate	Aqueous Sol.	$\text{Sr}(\text{NO}_3)_2$	C, 8
Sugar	Aqueous Sol.	A, 8, 9, 10, 11, 13
Sulfite Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)
Sulfur	In Water	S	A, C, 8, 9, 10, 11
Sulfur	Molten	S	C
Sulfur Chloride	Cold	S_2Cl_2	C
Syrup	(See Sugar)
Tallow	Hot	0.90	C
Tanning Liquors	A, 8, 9, 10, 11, 12, 14
Tar	Hot	C, 3
Tar & Ammonia	In Water	C
Tetrachloride of Tin	(See Stannic Chloride)
Tetraethyl Lead	$\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$	1.56	B, C
Toluene (Toluol)	C_7H_8	0.87	B, C
Trichloroethylene	C_2HCl_3	1.47	A, B, C, 8
Urine	A, 8, 9, 10, 11
Varnish	A, B, C, 8, 14
Vegetable Juices	A, 8, 9, 10, 11, 14
Vinegar	A, 8, 9, 10, 11, 12
Vitriol, Blue	(See Copper Sulfate)
Vitriol, Green	(See Ferrrous Sulfate)
Vitriol, Oil of	(See Acid, Sulfuric)
Vitriol, White	(See Zinc Sulfate)
Water, Boiler Feed	Not evaporated pH > 8.5	1.00	C
High Makeup	pH < 8.5	B
Low Makeup	Evaporated, any pH	1.00	4, 5, 8, 14
Water, Distilled	High Purity	1.00	A, 8
Water, Distilled	Condensate	A, B
Water, Fresh	1.00	B
Water, Mine	(See Acid, Mine Water)
Water, Salt & Sea	(See Brines)
Whiskey	A, 8
White Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)
White Water	Paper Mill	A, B, C
Wine	A, 8
Wood Pulp (Stock)	A, B, C
Wood Vinegar	(See Acid Pyroigneous)
Wort	(See Beer Wort)
Xylol (Xylene)	C_8H_{10}	0.87	A, C, 8, 9, 10, 11
Yeast	A, B
Zinc Chloride	Aqueous Sol.	ZnCl_2	9, 10, 11, 12
Zinc Sulfate	Aqueous Sol.	ZnSO_4	A, 9, 10, 11

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table E-1 on Page E (IV) - 7.

PROBLEMAS
DE
INSTALACION
DE
BOMBAS

LOCALIZACION
DE LA
CISTERNA
Y
BOMBA



①
PROBLEMAS
DE INSTALACION
DE BOMBAS

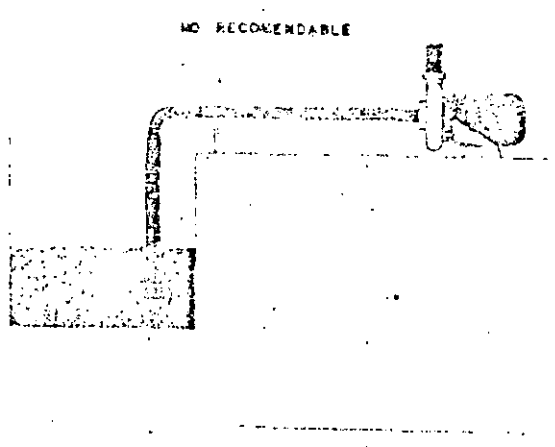
②
LA SUCCION:
TALON DE AQUILES
DE LAS BOMBAS

SECCION Ø	PULG.	MM.	DESCARGA Ø	PULG.	MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.
-----------	-------	-----	------------	-------	-----	----------------------	-----

CONDICIONES DE SERVICIO

FLUIDO:	G.E.	EFIC:
GASTO:	VISC:	BHP:
CARGA:	NPSHD:	NPSHREQ:

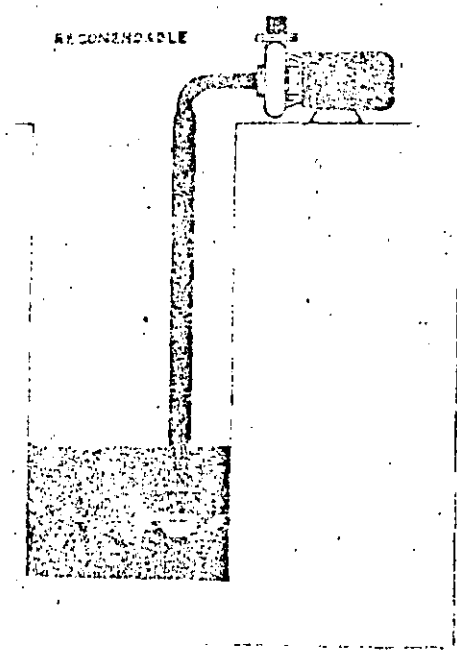
**PROBLEMAS
DE
INSTALACION
DE
BOMBAS**



**PROBLEMAS
DE INSTALACION
DE BOMBAS**

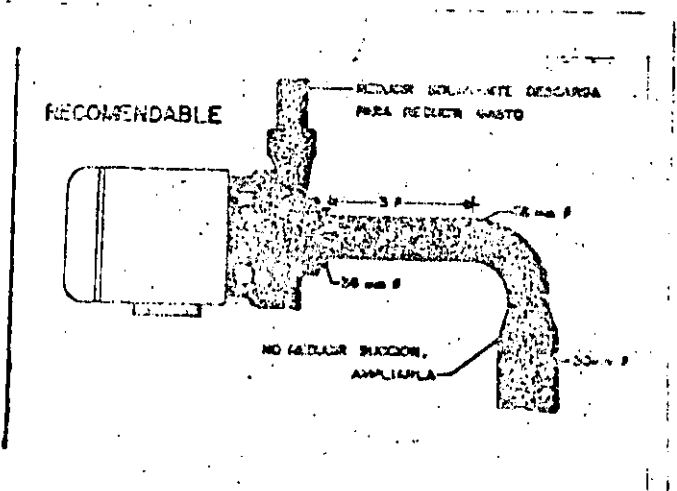
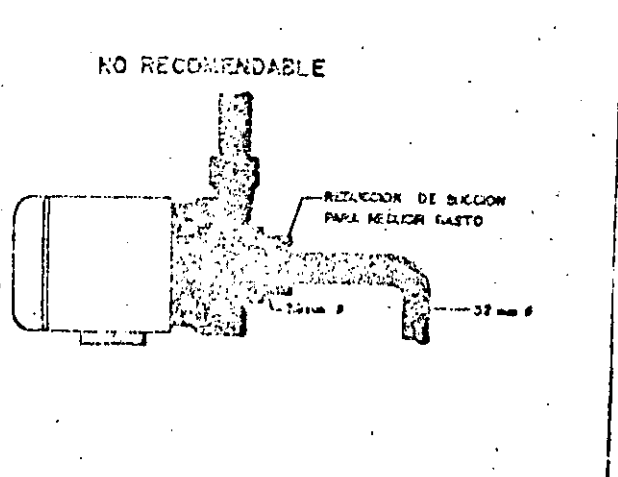
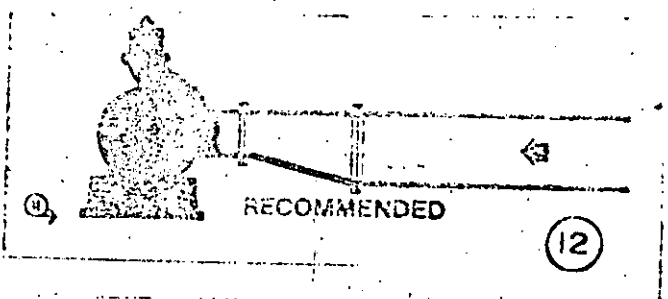
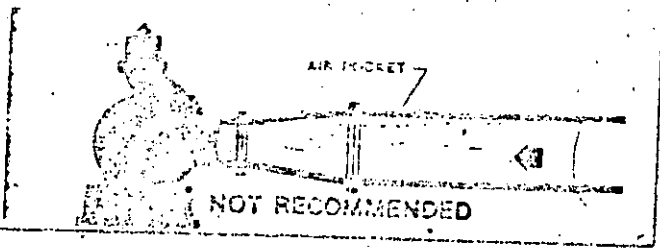
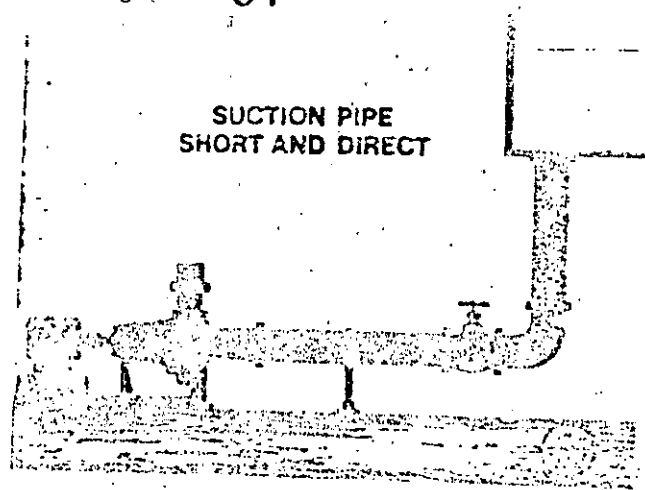
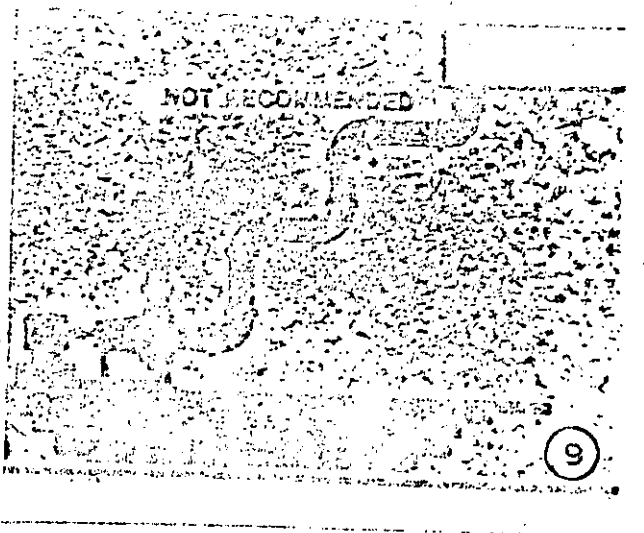
①

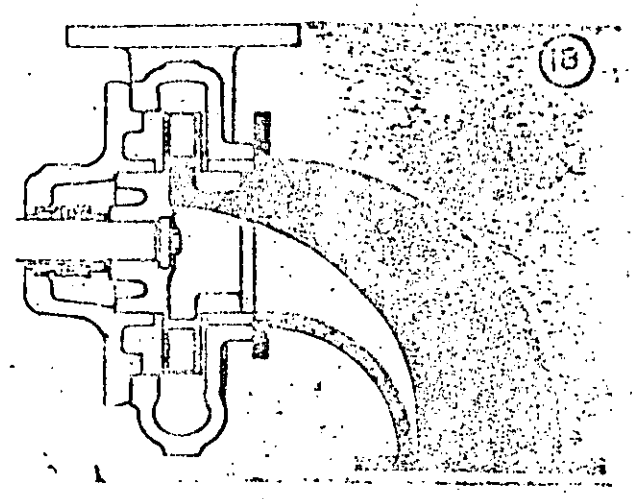
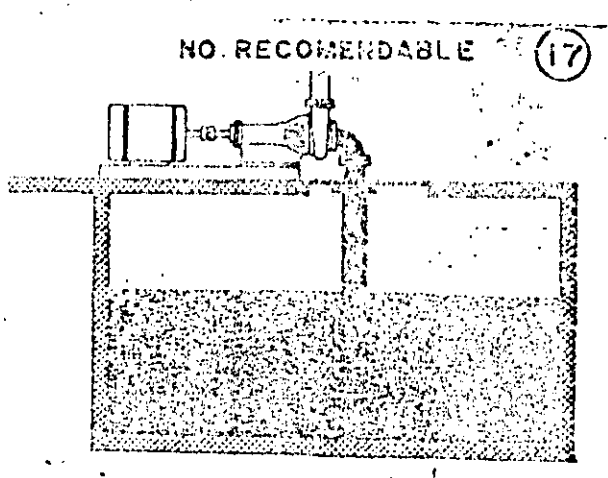
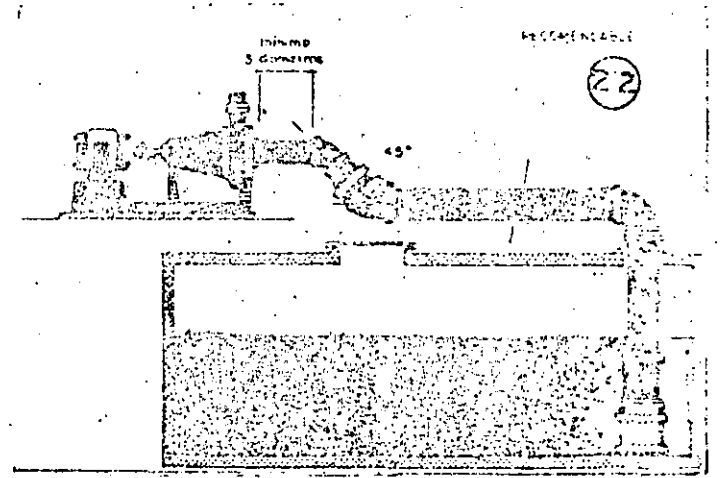
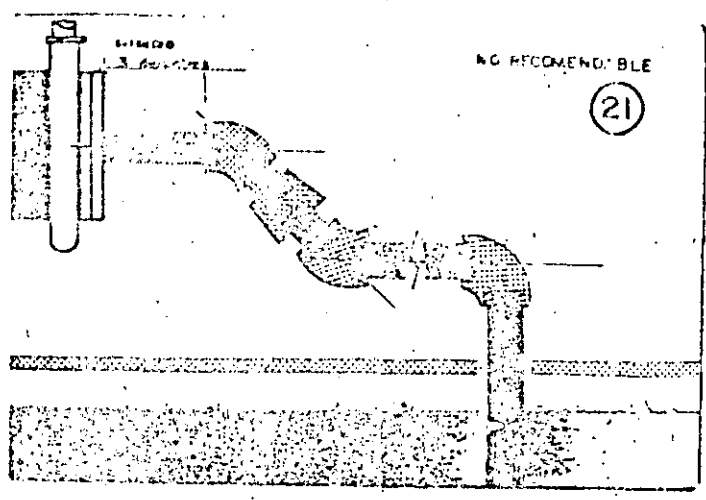
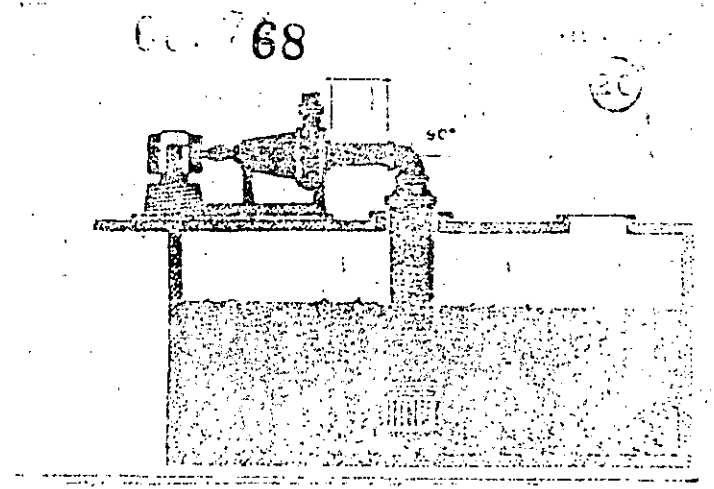
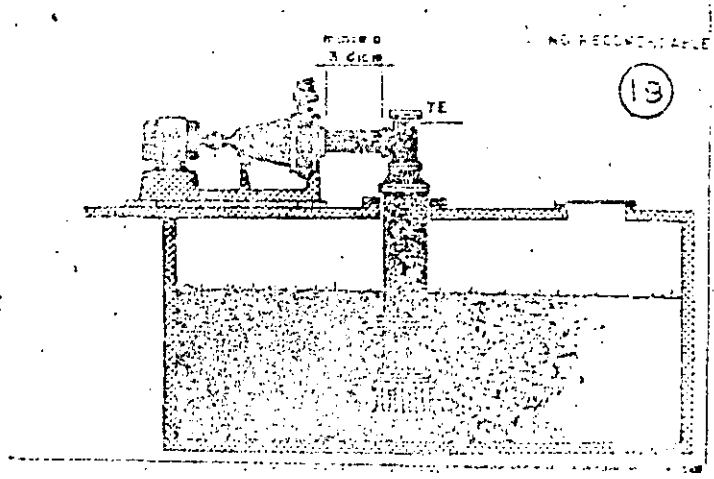
**Co 766
LOCALIZACION
DE LA
CISTERNA
Y
BOMBA**



**LA SUCCION:
TALON DE AGUILES
DE LAS BOMBAS**

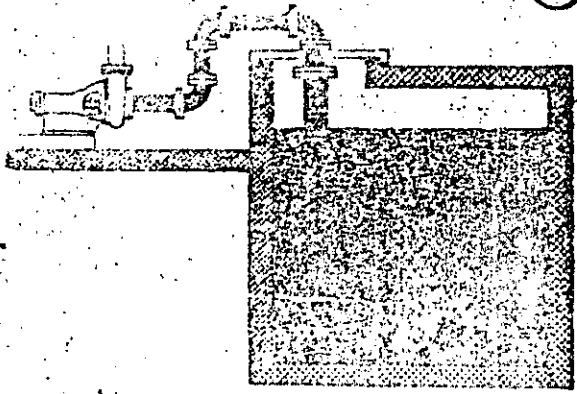
②



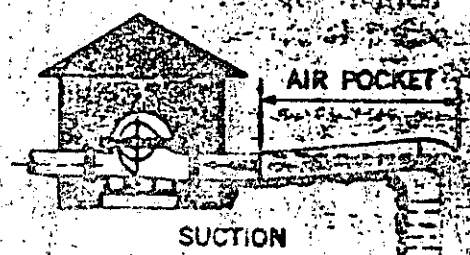


NO RECOMENDABLE

13

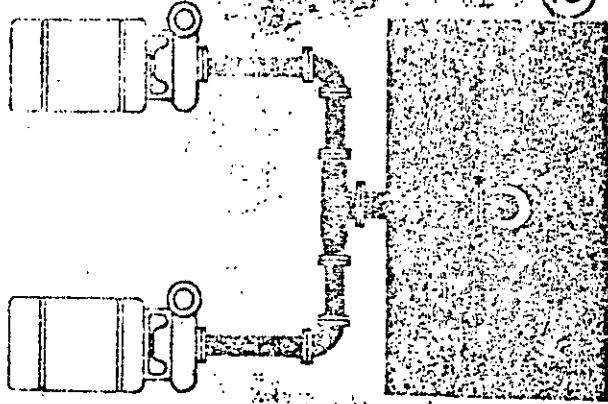


NOT RECOMMENDED



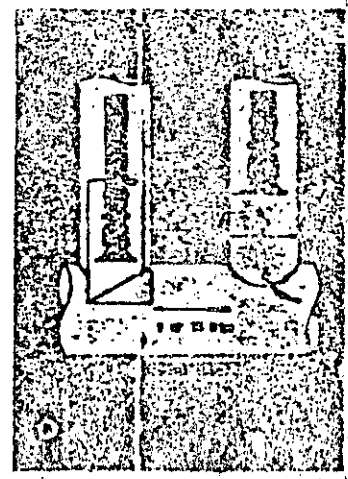
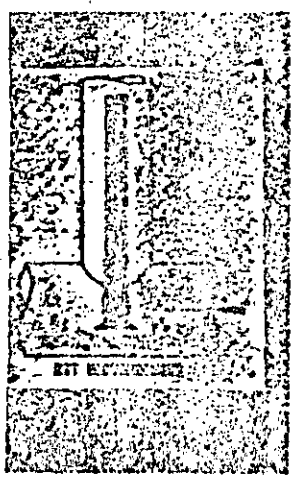
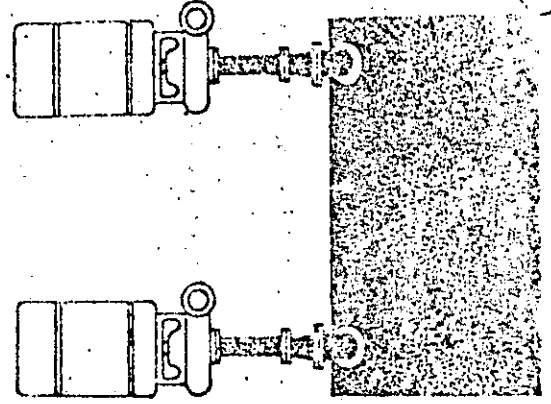
NO RECOMENDABLE

15



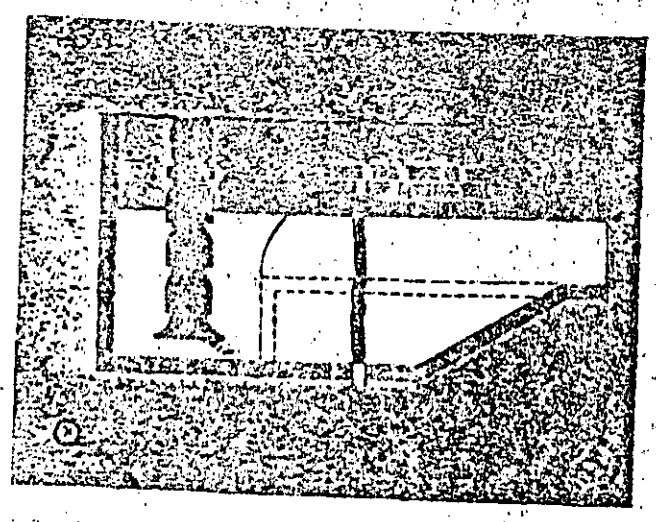
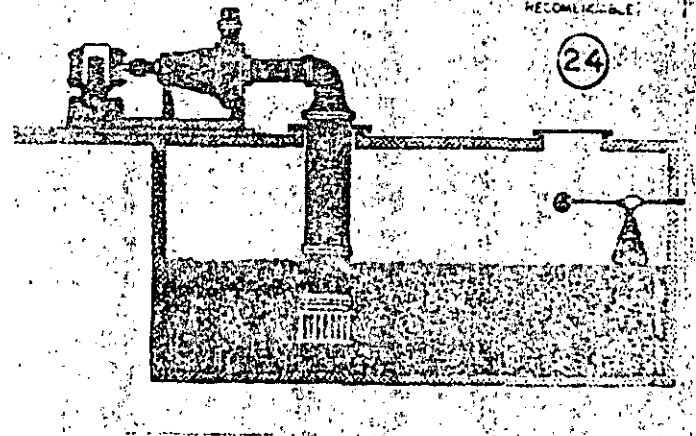
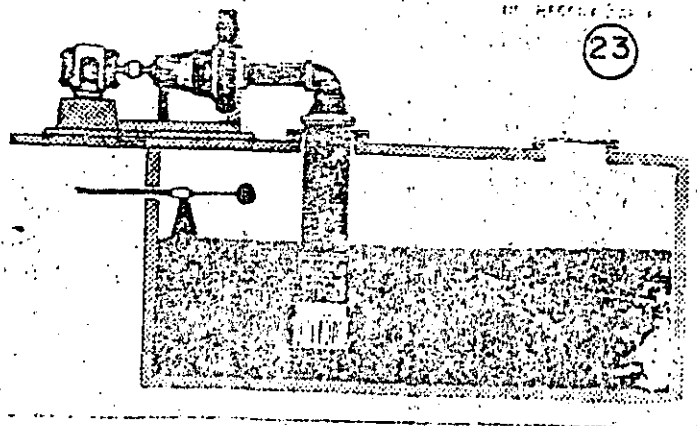
RECOMENDABLE

16



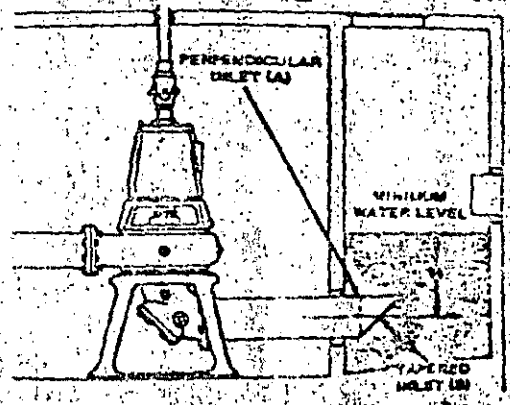
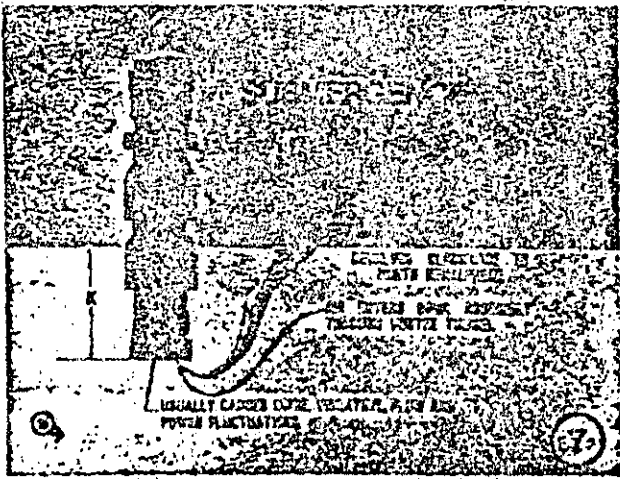
60,770

RECOMBABLE



PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

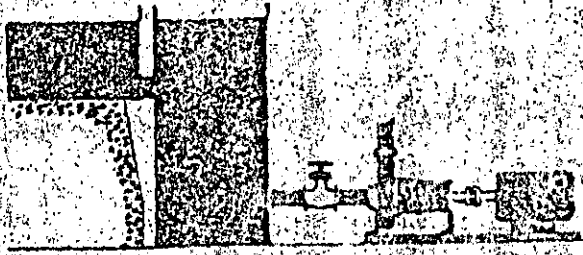
SUMERGENCIA ES LA PROFUNDIDAD MINIMA A QUE DEBE DE ESTAR LA SUCCION DE LA BOMBA CON RELACION AL ESPEJO DEL AGUA



NO RECOMENDABLE



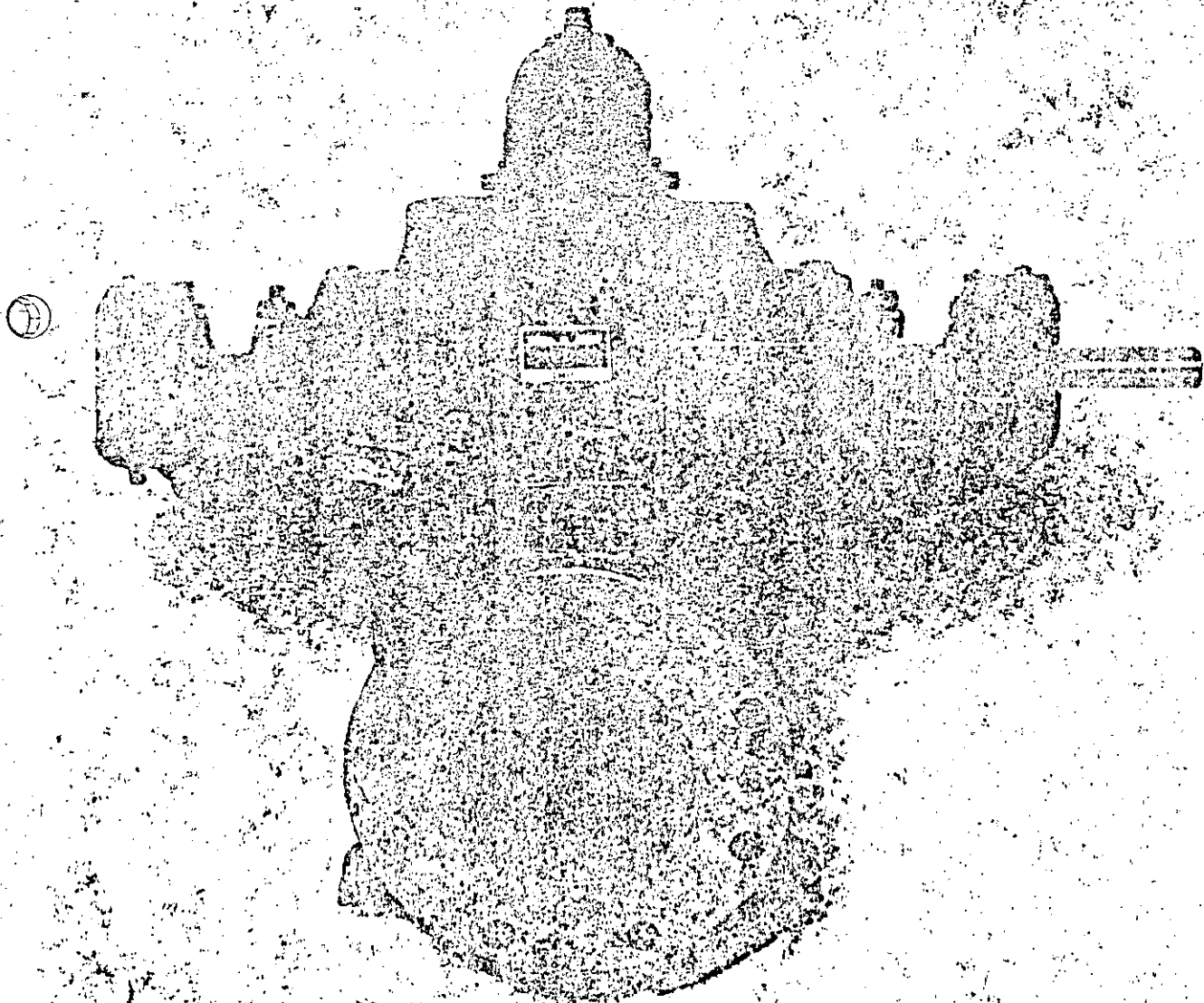
RECOMENDABLE



Worthington

centrifugal, horizontal
split-case pumps.

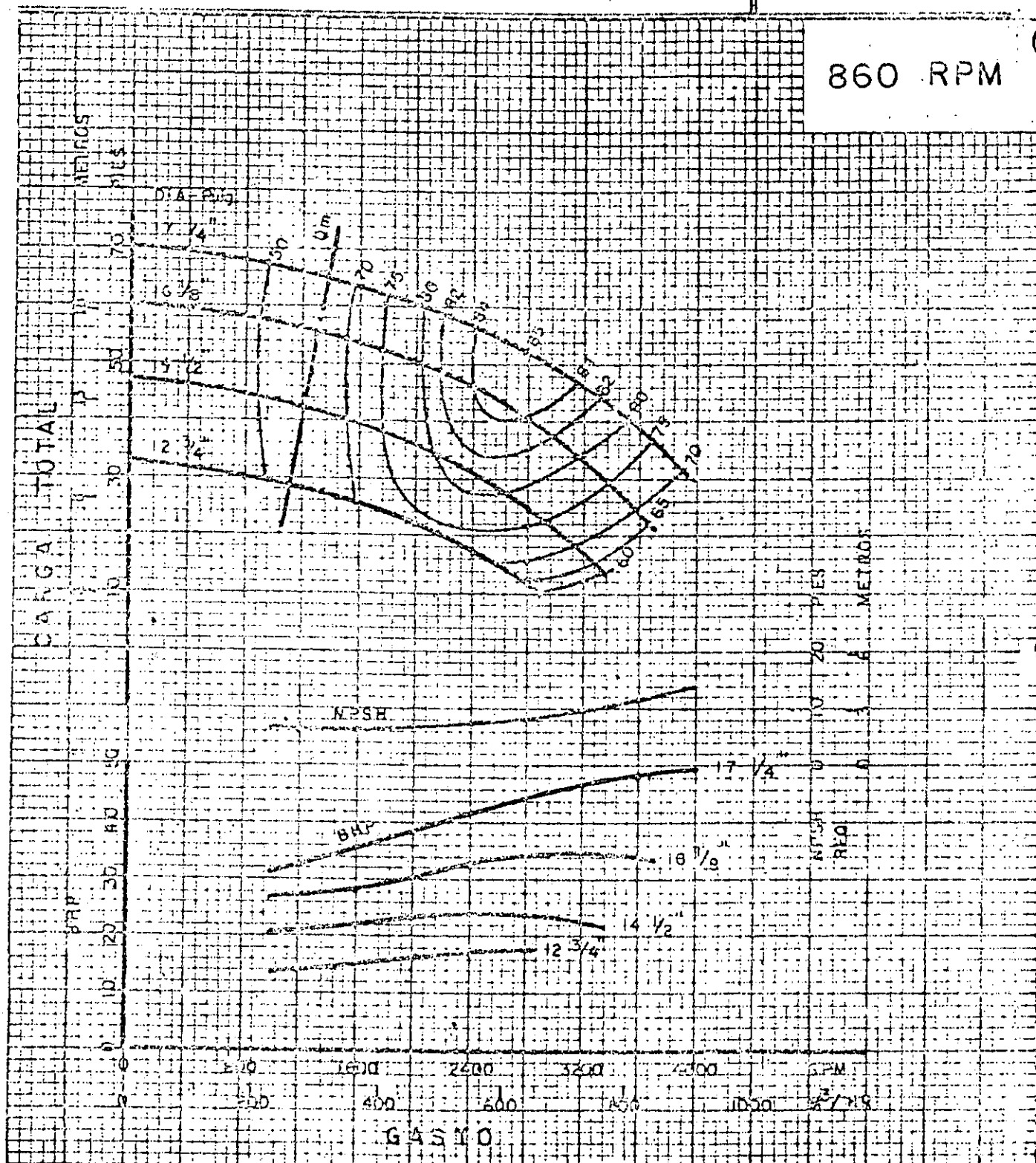
72



Sizes 1½ to 12 inches,
capacities to 15,000 gpm,
heads to 800 feet.



860 RPM

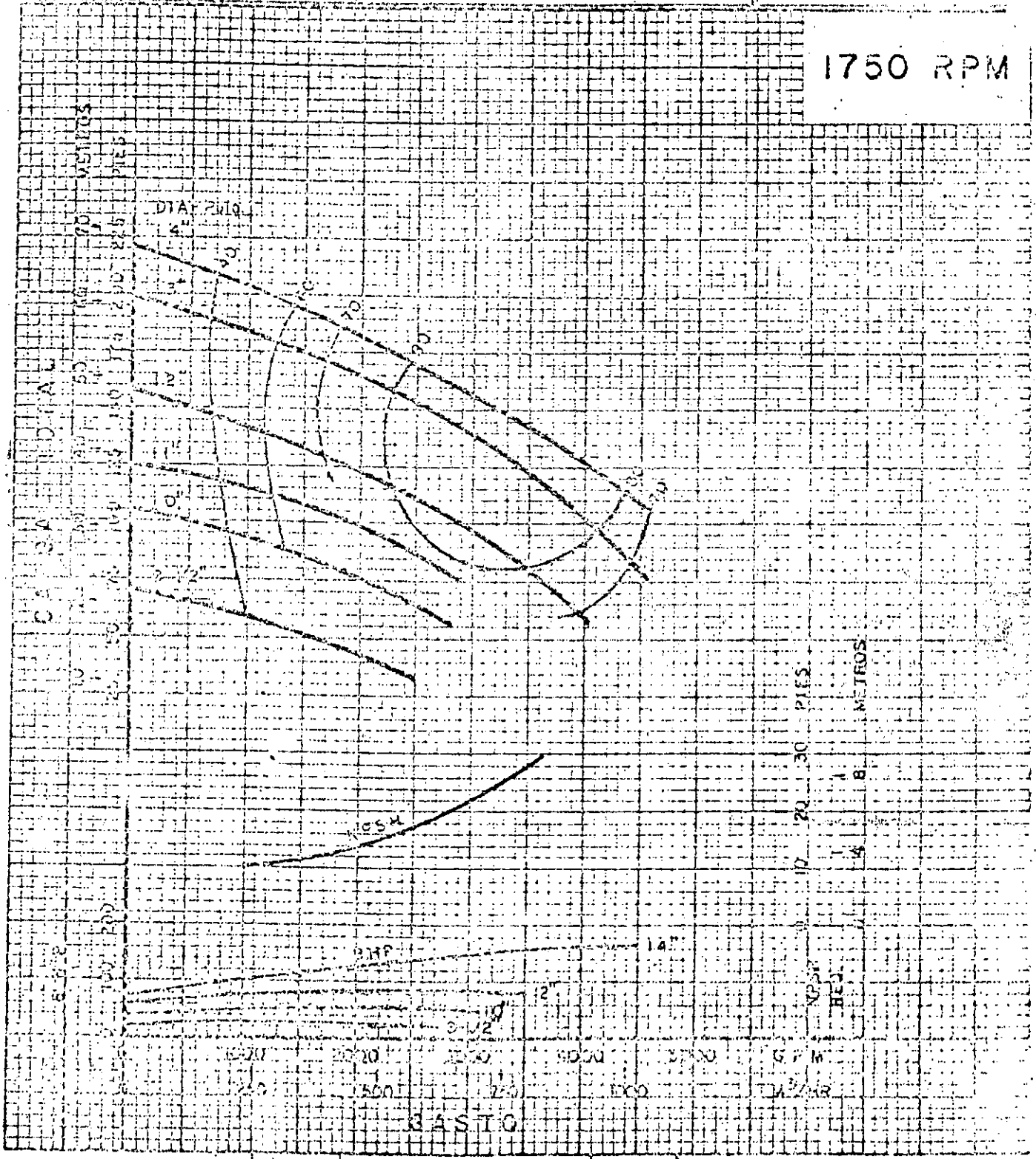


SUCCION Ø 12 PULG 305 MM. DESCARGA Ø 8 PULG 203 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS 65

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CARGA: _____ NPSHD _____ NPSHREQ _____
 CONSISTENCIA: _____ %

1750 RPM



SUCCION Ø 10 PULG. 254 MM. DESCARGA Ø 8 PULG. 203 MM. DIAM. MÁXIMO SÓLIDOS

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CARGA: _____ NPSH₀: _____ NPSHREQ: _____

4 L-3
 IMP "B"

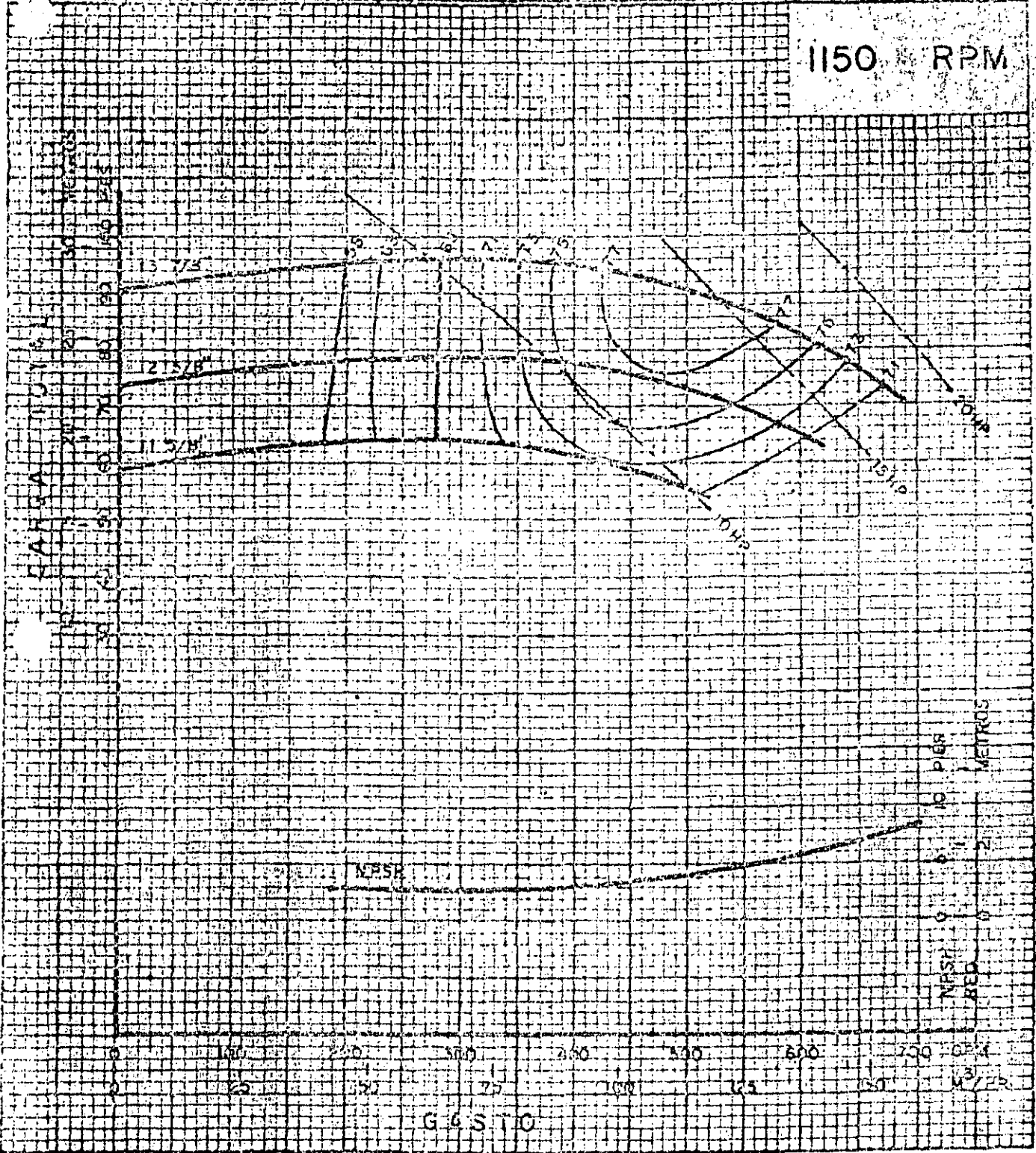
BOMBAS CENTRIFUGAS

81

DOBLE SUCCION.
 LINEA L & LR
 60 CICLOS

SERVO
 NUEVA

1150 RPM



SUCCION Ø 6 PULG 152 MM. DESCARGA Ø 4 PULG 102 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS _____ MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

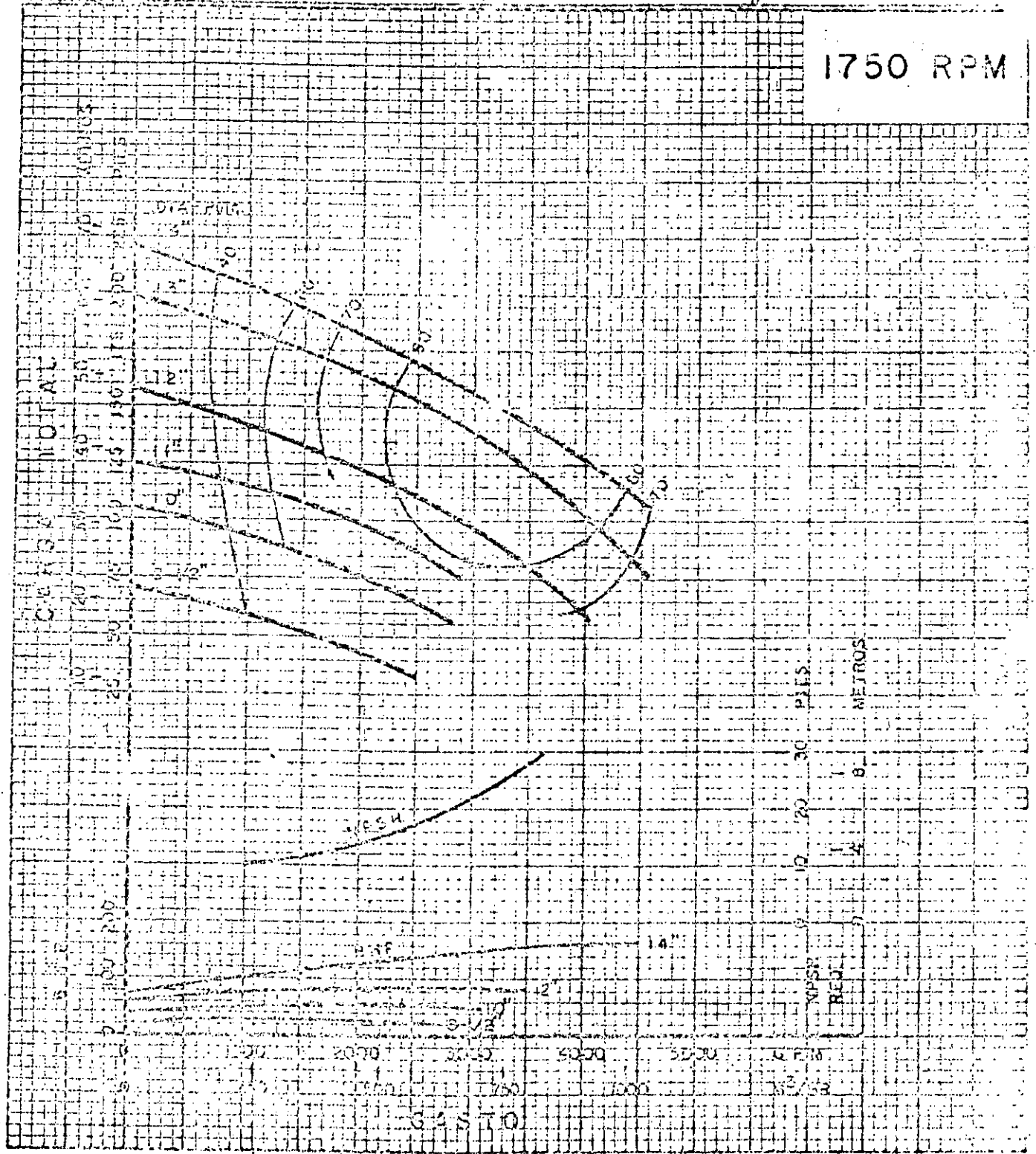
CARGA: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CARGA: _____ NPSHD: _____ NPSHREQ: _____

DISCOTE SUCCION
 LINEA L B LR
 60 CICLOS

82

211077 230
 SHEET 12
 BLR-13
 ME 12

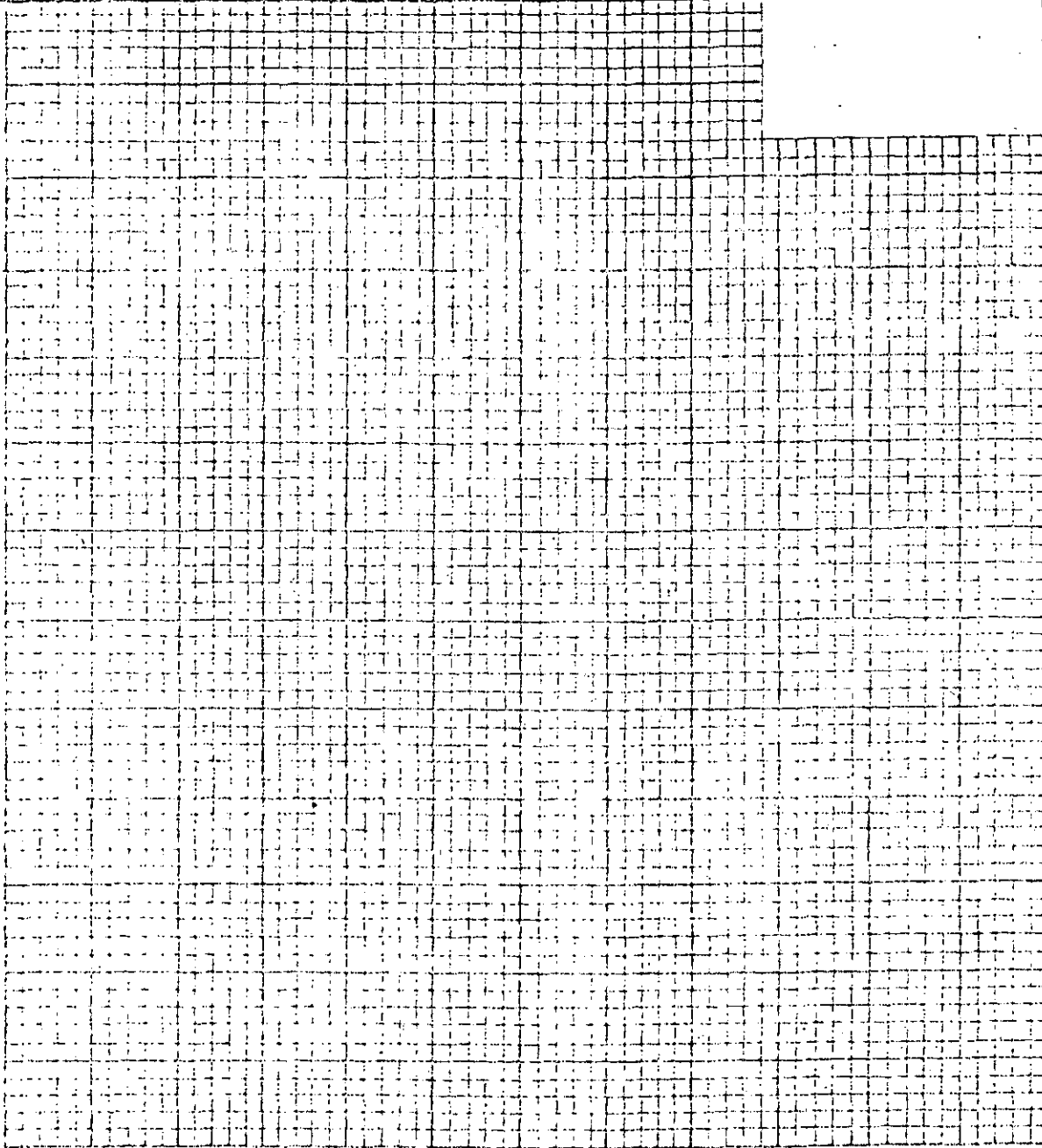
1750 RPM



SUCCION Ø 10 PULG 254 MM DESCARGA Ø 8 PULG 203 MM DIAM. MAXIMO SOLIDOS 4 1/2"

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 FECHA: _____ CAPCA: _____ NPSH₀: _____ NPSHREQ: _____



La eficiencia indicada es para _____ pasos para menos pa-
sos corregir la eficiencia como se indica.

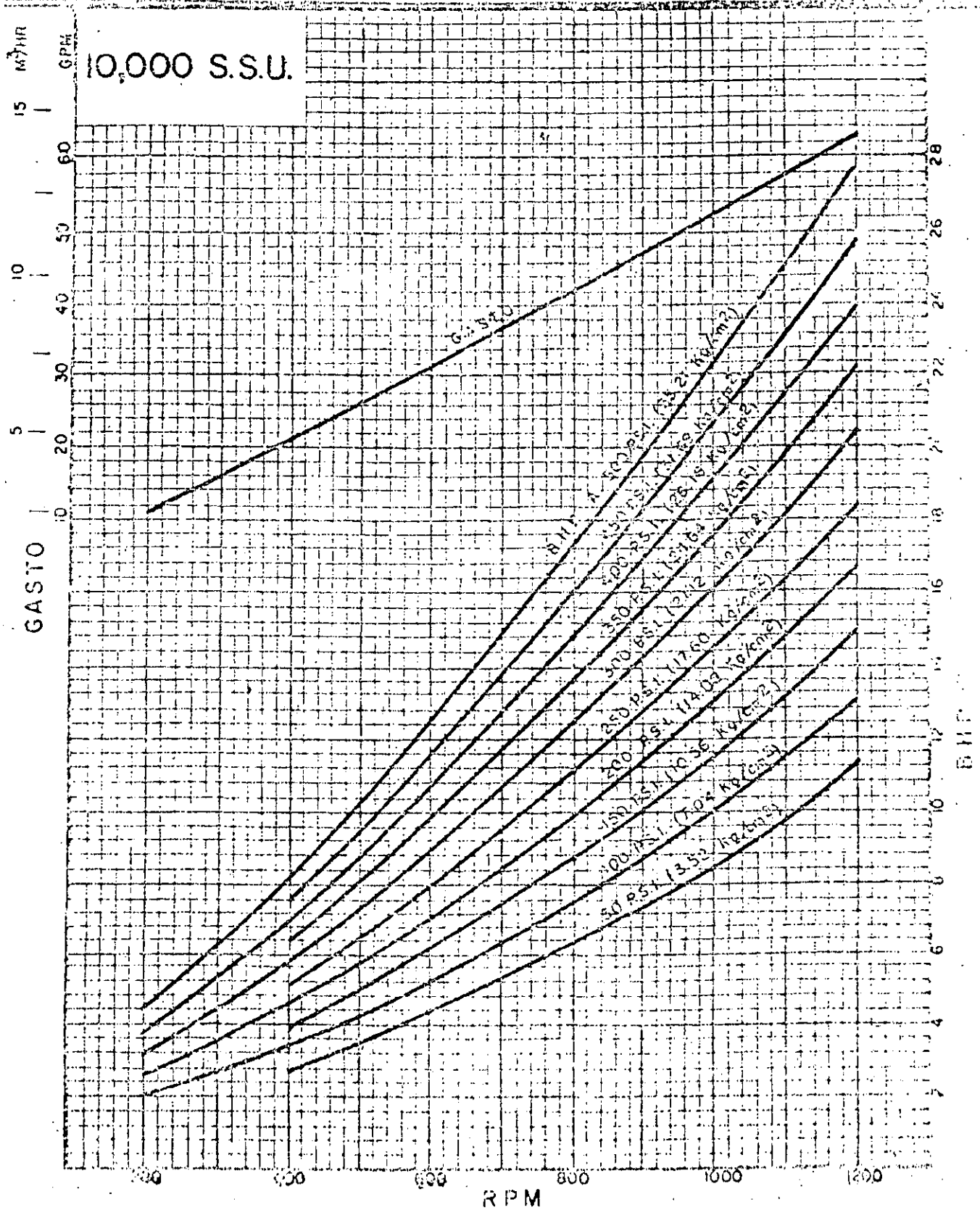
No. de Pasos	Correc. Efic.	No. de Polos	Correc. Efic.
1		4	
2		5	
3		6	

DATOS TECNICOS		Kg	Ibs
Peso x c/paso adicional			
Peso del rotor p/paso			
Peso cuerpo tornos 1 ^o paso			
Factor de empuje			
HP max cuerpo de tornos			
Area del ojo del impulsor (pulg ²)			

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____
 SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____
 CARGA: _____ NPSM_D: _____ NPSH_{REQ}: _____

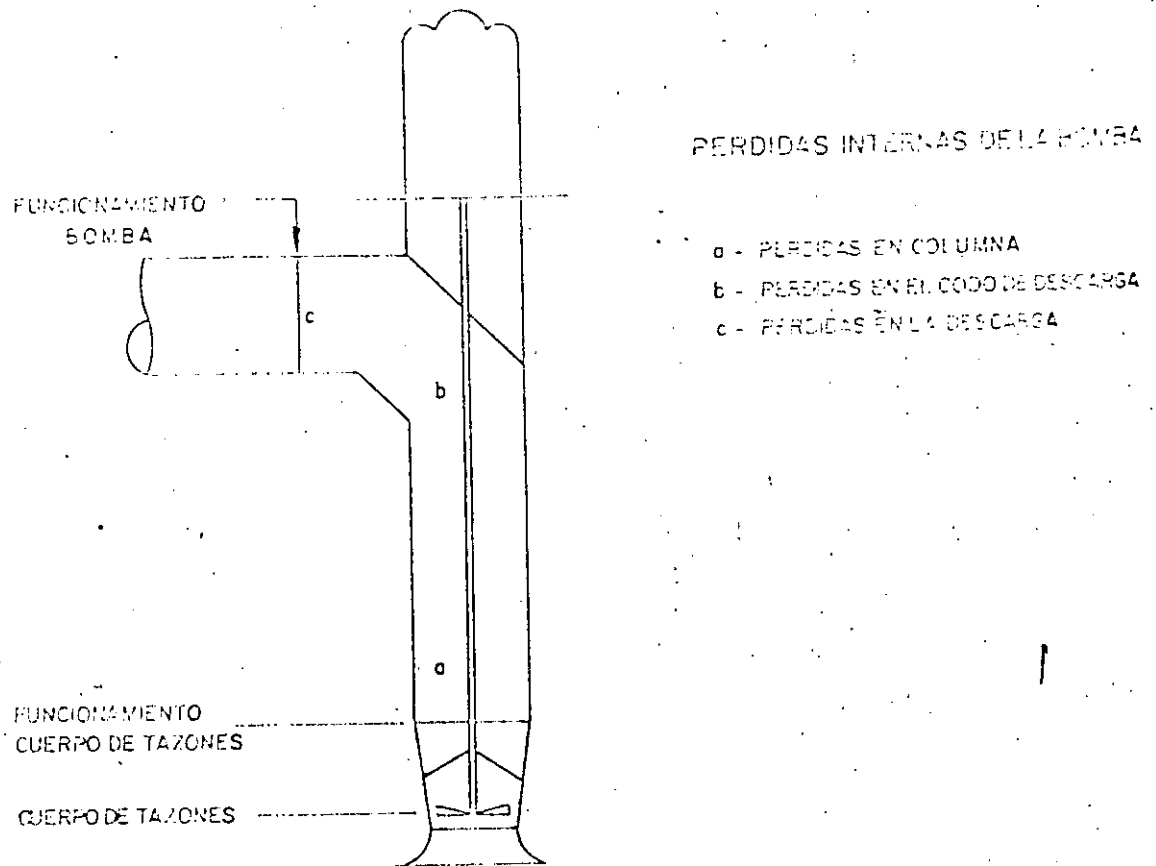
FECHA: _____



EJEMPLO DE SELECCION CONSIDERANDO EL PUNTO D.4
PARA UNA BOMBA VERTICAL DE FLUJO MIXTO:

85

E.4 Nota: El cálculo de la carga total, la carga de columna, etc. por el usuario incluye todas las pérdidas del sistema, pero usualmente no considera las pérdidas internas de la bomba, entre el cuerpo de tazones y la descarga, ver croquis.



a) Pérdida en columna.- Despreciable cuando la longitud de columna es menor de 6 m. (20 ft); si la longitud de columna es mayor, se procede al cálculo de las

pérdidas por rozamiento originadas en este tramo. Lo anterior puede obtenerse por tablas usando la siguiente expresión:

$$H_{fa} = \frac{h_f \times \text{Long. columna}}{100}$$

Coeficiente de rozamiento (h_f), determinado por tabla, expresado normalmente en m/100m.

O bien aplicando la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Donde el coeficiente de rozamiento (f) se determina en función del número de Reynolds y de rugosidades relativas, empleando para ello, el nomograma de Moody. Figura A-4

- b) Pérdida en el codo.- Las pérdidas en el codo son consideradas como parte de las pérdidas en la bomba al igual que las pérdidas en la columna y en la descarga se restan de la carga mostrada en la curva de funcionamiento del equipo, dando como resultado la carga requerida por el sistema. Para determinar los valores de estas pérdidas, se consideran

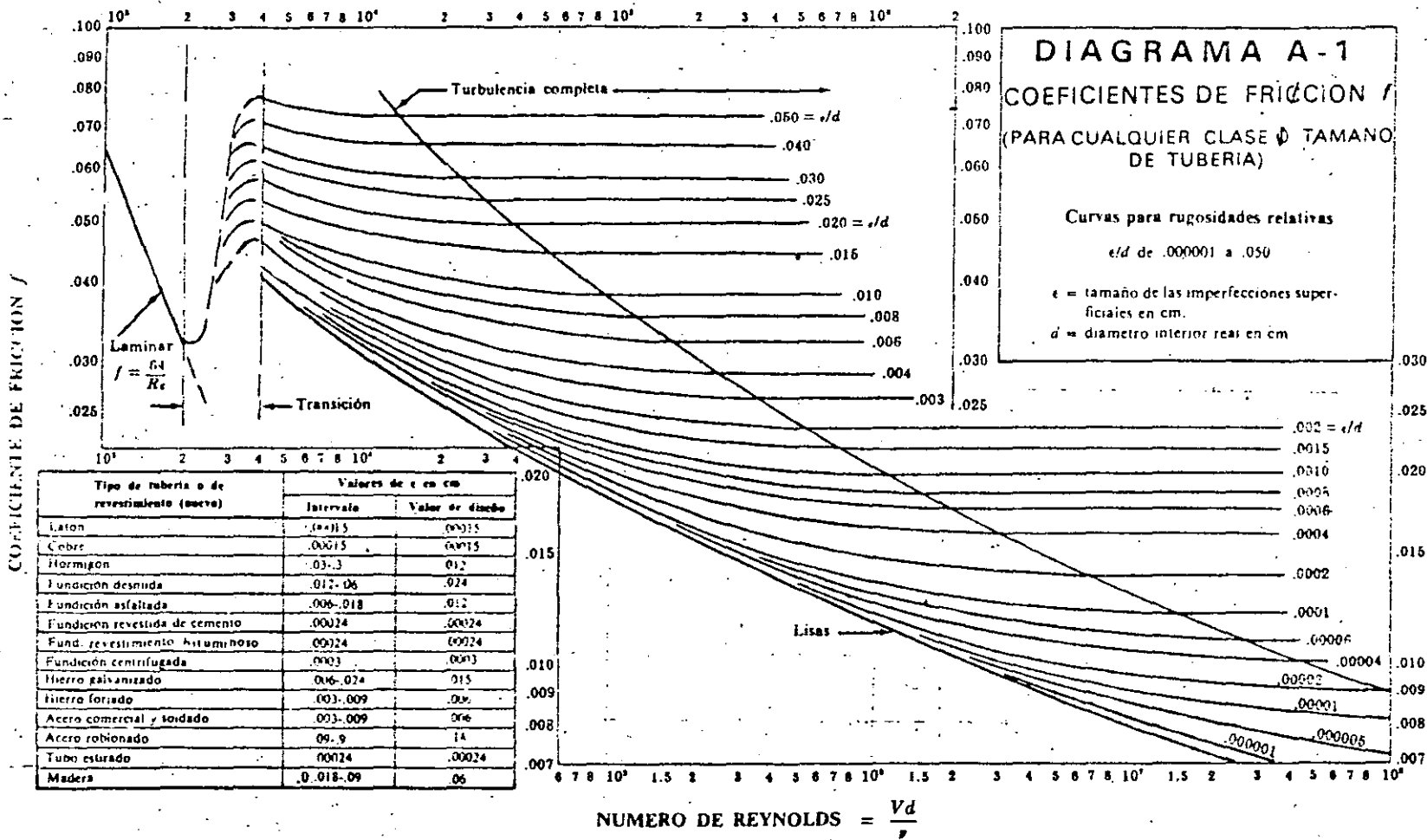


FIGURA 4 - 4

el factor geométrico del codo y la carga de velocidad en este punto y se relaciona de la manera mostrada en la figura 4-5.

El valor de la carga de velocidad viene indicada en la curva de funcionamiento (H-Q) por algunos fabricantes; cuando no esta determinada, se obtiene de igual manera que la realizada en el cálculo de pérdidas en accesorios.

$$H_{facc} = h_f + \frac{v^2}{2g}$$

- c) Pérdida en la descarga.- Tiene un valor igual a la carga de velocidad, se considera sólo cuando la bomba descarga libremente.

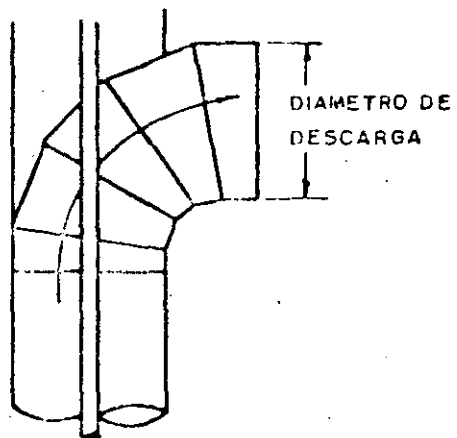
Por tanto la carga dinámica total es igual a:

$$H = H_u + H_{fa} + H_{fb} + H_{fc}$$

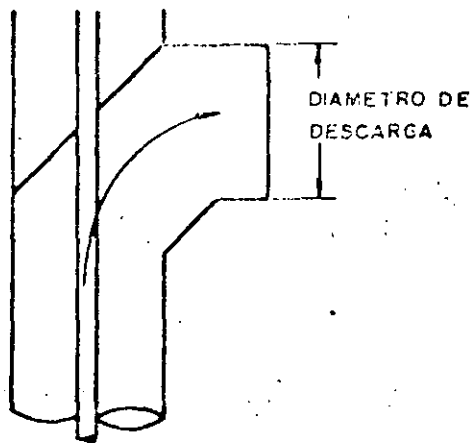
Esta será la carga utilizada en la selección del equipo.

- B.5 Número de pasos requeridos.- Se encuentra dividiendo la carga dinámica total entre la carga por paso a recorte máximo del impulsor, si se obtiene un número fraccionario se tomará el inmediato superior.

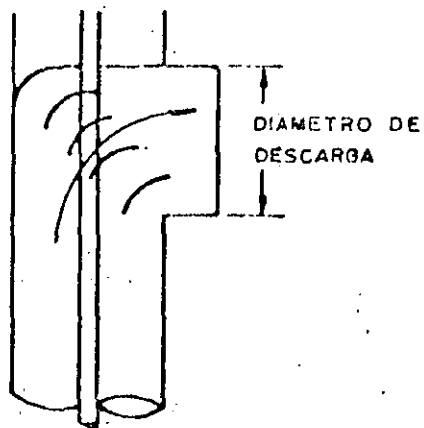
PERDIDAS EN CODOS



ESPECIAL
 RADIO LARGO DE 90°
 PERDIDA EN CODO = $0.25 \times \frac{v^2}{2g}$



ESTANDAR
 RADIO CORTO DE 90°
 PERDIDA EN CODO = $0.5 \times \frac{v^2}{2g}$



ESPECIAL
 RADIO CORTO DE 90°
 PERDIDA EN CODO = $0.5 \times \frac{v^2}{2g}$

FIGURA 1-5

La carga indicada en el punto de operación (H-Q) de la curva de funcionamiento, es la que resulta de dividir la carga dinámica total entre el número de pasos.

B.6 Eficiencia.- De la curva de funcionamiento (H-Q) se determina la eficiencia del equipo correspondiente a las condiciones de operación.

B.7 Potencia.- Se calcula la potencia requerida por la bomba de acuerdo a la fórmula siguiente:

$$P_b = \frac{Q \times H \times w}{270 \times E_b} + \text{Pérdidas de potencia en flecha.}$$

Se hacen dos cálculos de potencia: la potencia normal obtenida con las condiciones normales de operación y la potencia máxima al extremo derecho del punto de operación correspondiente al diámetro del impulsor determinado. Realizado el cálculo de ambas potencias y con el valor de la potencia mayor calculada, se selecciona la potencia comercial inmediata superior del accionador.

B.8 Diámetro de flecha de línea.- Se determina por medio de la carta de selección, figura 1-6, estando en función de la potencia a transmitir y la velocidad de operación.

CARTA PARA LA SELECCION DE FLECHA DE LINEA

Esta carta es válida solamente para flechas de acero al carbón, de acuerdo al standar ASTM - A-108 Gr 1045 (F-114)

Para flecha de acero con 13% Cr. de acuerdo al ASTM A-276 tipo 420 (F-312). Esta carta puede ser usada multiplicando la potencia por 0.79

Para acero inoxidable como es ASTM A-276 tipo 316 puede ser usado tambien multiplicando la potencia por 2

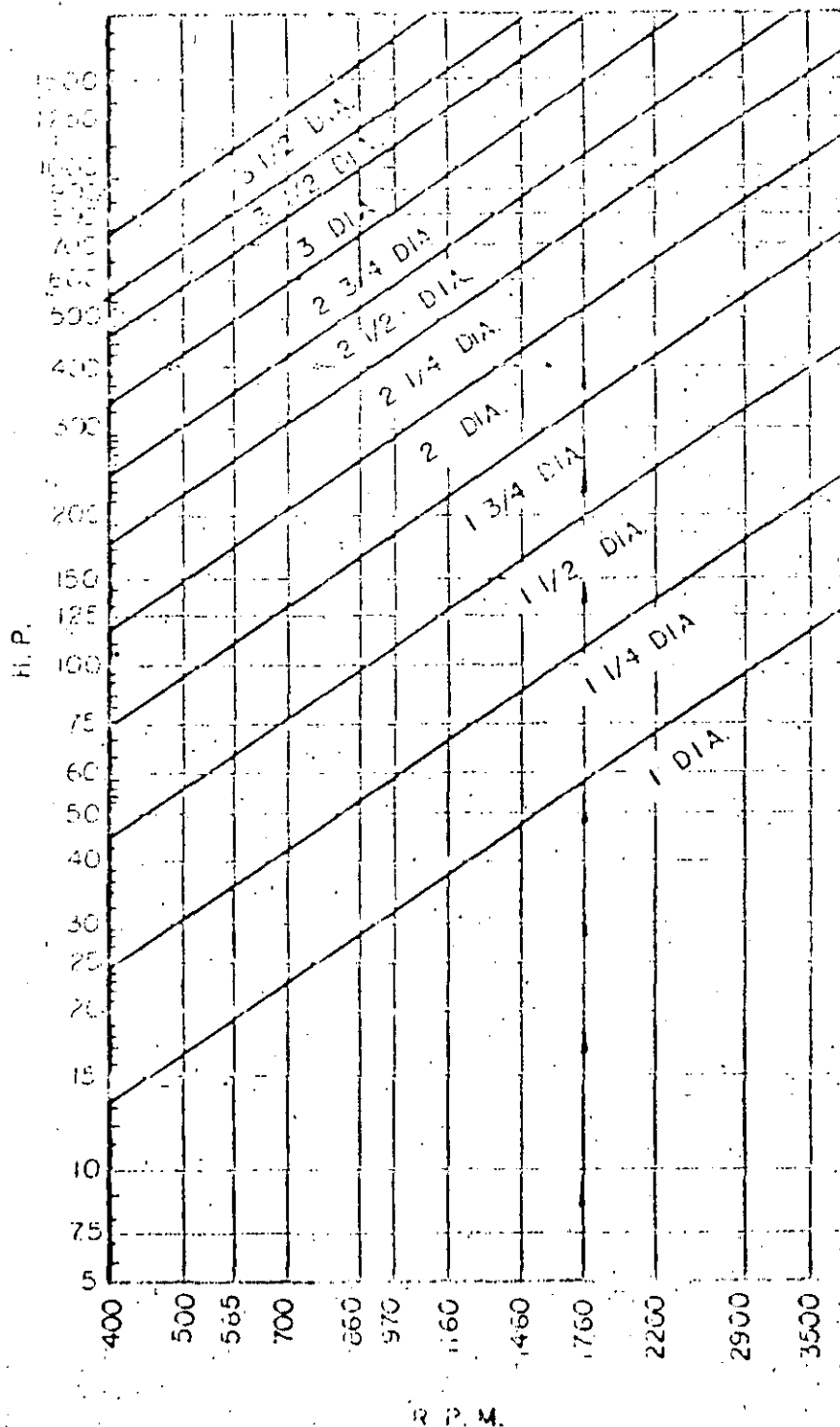


FIGURA 1-6

B.9 Pérdidas de potencia en flecha de línea.

Se determina con el diámetro de flecha y de acuerdo a la tabla de la figura 4-7, seleccionando el factor de pérdidas correspondiente y aplicando la siguiente fórmula:

$$P_f = \frac{\text{Pérdida de Pot.} \times \text{Long. total flecha de línea}}{100}$$

La pérdida de potencia calculada se suma a la potencia determinada en el punto 7, verificándose que la potencia así obtenida no sea mayor que la potencia comercial determinada.

B.10 Cálculo de empujes.- Se determinan para la bomba y el motor, cuidando siempre de que el empuje del motor sea mayor que el de la bomba.

El empuje total de la bomba viene determinado por:

$$E.T.B. = \text{Empuje hidráulico} + \text{peso flecha} + \text{peso rotor}$$

$$\text{Empuje hidráulico} = (F.c.h.) (H) (w)$$

El factor de empuje hidráulico del impulsor lo proporciona el fabricante de la bomba.

El peso de la flecha es también proporcionado por el fabricante del equipo, y esto se

POTENCIA DE FLECHA DE LINEA											
R P M BOMBA	DIAMETRO DE FLECHA										
	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 11/16"	1 15/16"	2 3/16"	2 7/16"	2 11/16"	2 15/16"	3"
	PERDIDA DE POTENCIA EN FLECHA POR CADA 100 M										
720	0.43	0.72	1.08	1.54	2.07	2.66	3.28	4.07	4.36	5.74	7.71
870	0.49	0.85	1.31	1.84	2.46	3.18	3.94	4.82	5.44	6.79	7.87
970	0.56	0.95	1.48	2.07	2.76	3.54	4.43	5.41	6.23	7.61	8.86
1150	0.66	1.12	1.74	2.43	3.28	4.20	5.25	6.40	7.28	9.02	10.50
1450	0.86	1.44	2.23	3.15	4.20	5.41	6.76	8.20	9.51	11.58	13.12
1750	0.98	1.71	2.62	3.74	4.99	6.40	8.04	9.84	10.96	13.78	18.37
2900		2.85	4.40								
3500		3.44	5.18								

FIGURA 1-7

multiplica por la longitud total de la flecha de línea.

Peso flecha = (peso/pie) (longitud de flecha).

Peso rotor, lo proporciona el fabricante y se encuentra en tablas o en la curva de funcionamiento (H-Q) de los equipos.

- 4.3 SELECCION DEL EQUIPO.- Para seleccionar correctamente los equipos de bombeo de acuerdo con lo expuesto en el punto anterior, se empieza por determinar la carga total del sistema considerando el nivel medio de operación.

$$H_u = Z + H_f$$

Del croquis del sistema figura 1-8 se obtiene:

Z = Nivel de descarga - Nivel de suministro

Z = 42.77 - 28.19 = 14.58 m. (47.83 pies)

$$H_f = H_{ftub} + H_{facc}$$

$$H_{ftub} = h_f \times \text{long. tubería}$$

Long: Tubería = 24.05 m. (78.9 pies).

Para determinar el factor de pérdidas por rozamiento en la descarga, de la tabla de la figura 1-9, interpolando se tiene:

CROQUIS DEL SISTEMA

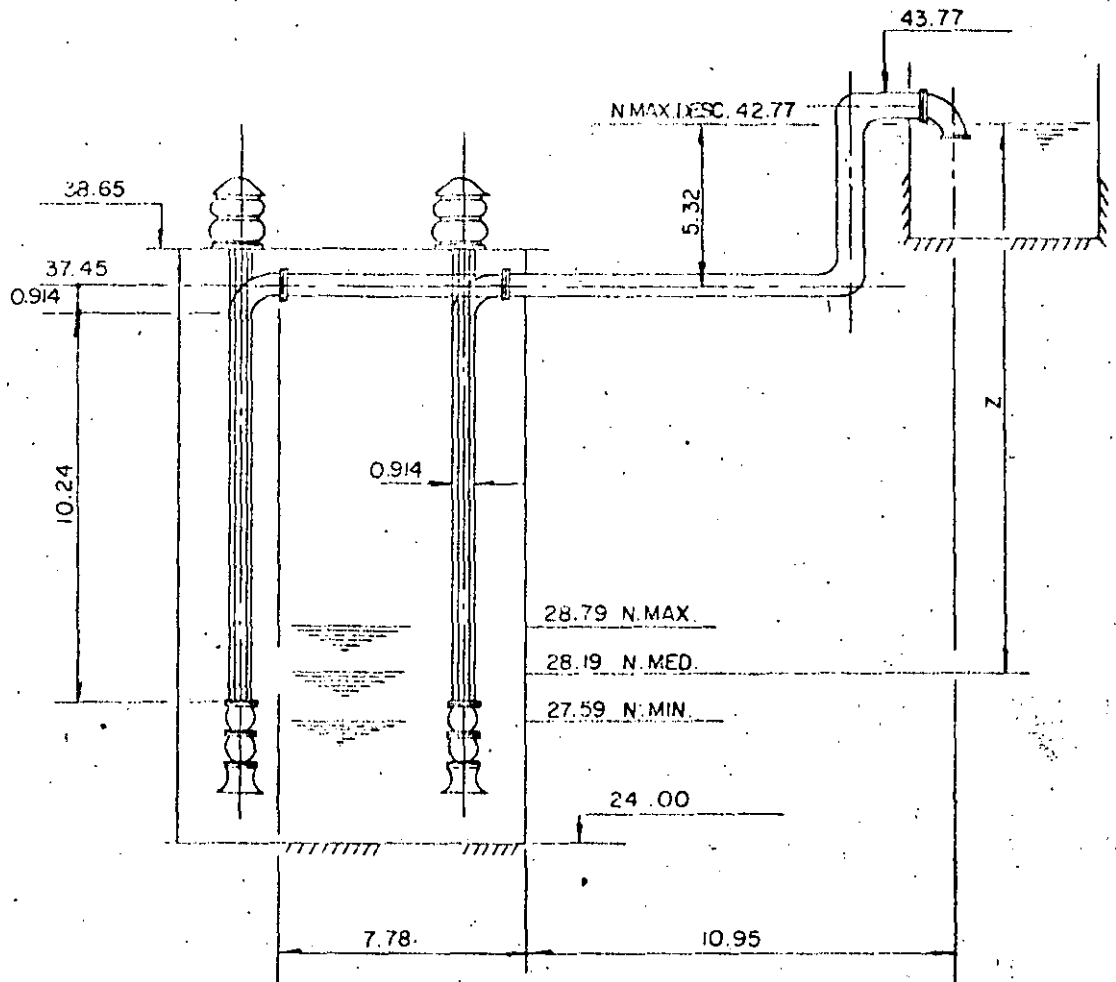


FIGURA 1-8

TABLA DE PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIA DE ACERO - CEDULA- 40				
PERDIDAS POR FRICCION POR CADA 100 m DE TUBERIA DE 914mm (36") DIAM.				
G A S T O		V E L. v m/s	C A R G A V E L. $v^2/2g$ m	P E R D. F R I C C. vf m
m ³ /h	G. P. M.			
1814	8000	0.77	0.03	0.013
2043	9000	0.87	0.04	0.017
2270	10000	0.96	0.05	0.020
2497	11000	1.05	0.06	0.025
2724	12000	1.15	0.07	0.029
2951	13000	1.25	0.08	0.033
3178	14000	1.34	0.09	0.038
3405	15000	1.44	0.11	0.044
3632	16000	1.54	0.12	0.049
3859	17000	1.63	0.14	0.055
4086	18000	1.73	0.15	0.062
4313	19000	1.82	0.17	0.068
4540	20000	1.92	0.19	0.076
5675	25000	2.40	0.30	0.115
6810	30000	2.88	0.42	0.165
7945	35000	3.35	0.58	0.221
9080	40000	3.84	0.75	0.287
10215	45000	4.30	0.95	0.359
11350	50000	4.82	1.18	0.442
13620	60000	5.76	1.69	0.631
15890	70000	6.74	2.30	0.856
18160	80000	7.68	3.01	1.12
20430	90000	8.66	3.81	1.40

FIGURA 4-9

Q (m ³ /s)	v (m/s)	h _f (m/100 m.)
2.0	3.043	0.603

$$H_{ftub} = \frac{0.603}{100} \times 24.05 = 0.145 \text{ m. (0.476 pies)}$$

$$H_{facc} = H_{fcodo \ 90^\circ} + H_{fcodo \ 180^\circ}$$

Por lo tanto de la figura 4-5:

$$H_{facc} = 3 \left(0.25 \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_{facc} = 0.75 \times \frac{(3.043)^2}{2(9.8)} = 0.354 \text{ m. (1.161 pies)}$$

Sustituyendo valores:

$$H_f = 0.145 + 0.354 = 0.499 \text{ (1.637 pies)}$$

Por lo tanto:

$$H_u = 14.58 + 0.499 = 15.079 \text{ m. (49.79 pies)}$$

Carga del sistema para el nivel máximo:

$$\begin{aligned} H_u &= 15.079 - (28.79 - 28.19) \\ &= 14.479 \text{ m. (47.50 pies)} \end{aligned}$$

Carga del sistema para el nivel mínimo:

$$\begin{aligned} H_u &= 15.079 + (28.19 - 27.59) \\ &= 15.679 \text{ m. (51.55 pies)} \end{aligned}$$

Por lo cual, de acuerdo al sistema se tienen las siguientes condiciones de servicio:

Líquido a Manejar:

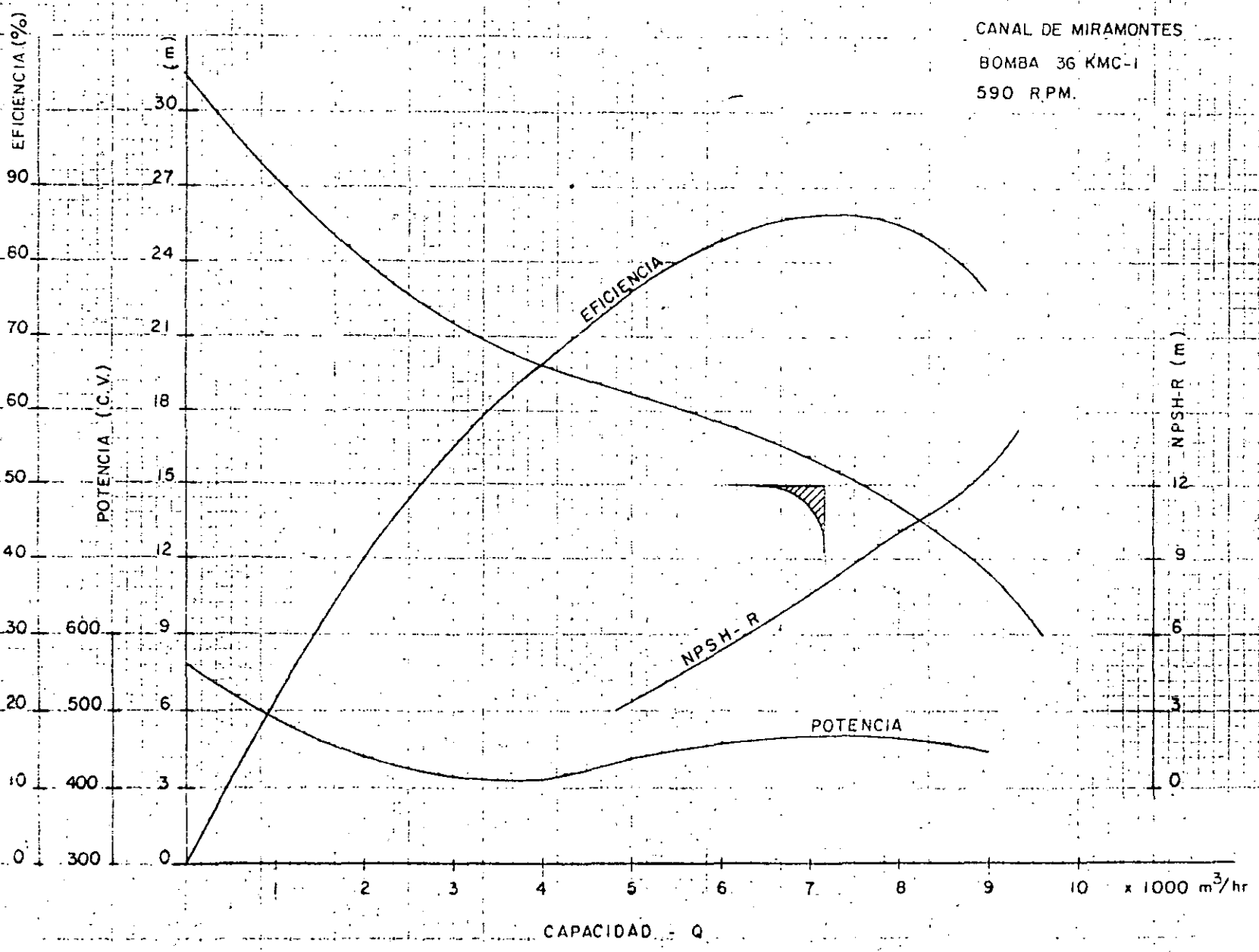
Aguas Mixtas

Gasto	2 m ³ /s	(31,704 GPM)
Carga dinámica máxima	15.679 m.	(51.44 pies)
Carga dinámica de operación normal	15.079 m.	(49.47 pies)
Carga dinámica mínima	14.479 m.	(47.50 pies)
Nivel máximo de agua	4.79 m.	(15.71 pies)
Nivel mínimo de agua	3.59 m.	(11.77 pies)
Profundidad del cárcamo	14.65 m.	(48.05 pies)

Conforme al procedimiento de selección descrito anteriormente, utilizando la información técnica proporcionada por el fabricante en este caso, Worthington de México, se procede de la siguiente manera:

- B.1 De la carta de cobertura figura 2-12, se determina en forma preliminar, el tamaño y modelo del equipo, para esta aplicación resulta una bomba 36 KMC.
- B.2 De la misma carta de cobertura se observa que el equipo funcionará a una velocidad sincrónica de 600 RPM.
- B.3 La curva de funcionamiento (figura 4-10) de la bomba 36 KMC a 590 RPM; confirma la preselección de la carta de cobertura.
- B.4 Para determinar la carga total del equipo seleccionado se tiene:

CANAL DE MIRAMONTES
BOMBA 36 KMC-1
590 R.P.M.



$$H = H_u + h_f \text{ bomba}$$

$$H = H_u + H_{fa} + H_{fb} + H_{fc}$$

Pérdidas en la columna (H_{fa})

$$v = \frac{Q}{A_1 - A_2}$$

Debido al tubo de protección de 127 mm. (5") de diámetro, se incrementará la carga de velocidad como sigue:

$$v = \frac{Q}{0.785 (d_1^2 - d_2^2)}$$

$$v = \frac{2}{0.785 (0.914^2 - 0.127^2)}$$

$$= 3.11 \text{ m/s (10.2 pies/s)}$$

Como el factor de pérdidas se incrementa con el cuadrado de la velocidad se tiene:

$$\frac{h_{f1}}{h_{f2}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \text{ de donde } h_{f2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 h_{f1}$$

$$h_{f2} = \left(\frac{3.11}{3.043} \right)^2 0.603 = 0.629 \text{ m/100 m.}$$

$$H_{fa} = \frac{0.629 \times 10.24}{100} = 0.064 \text{ m. (0.211 pies)}$$

Pérdidas en codo de descarga (H_{fb})

$$H_{fb} = h_f \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{fb} = 0.25 \times \frac{(3.11)^2}{2 \times 9.8} = 0.123 \text{ m. (0.404 pies)}$$

Pérdidas en la descarga (H_{fc}), no consideradas porque el equipo no descarga libremente.

Sustituyendo valores se determina la carga total:

$$\begin{aligned} H &= 15.079 + 0.064 + 0.123 \\ &= 15.266 \text{ m. (50.072 pies)} \end{aligned}$$

Siendo ésta la carga real de selección en el punto de operación normal.

Carga total para el nivel máximo:

$$H = 15.266 - 0.6 = 14.666 \text{ m. (48.104 pies)}$$

Carga total para el nivel mínimo:

$$H = 15.266 + 0.6 = 15.866 \text{ m. (52.040 pies)}$$

B.5 El número de pasos requeridos, se determina:

$$\text{No. Pasos} = \frac{H}{H_p/\text{paso}} = \frac{15.266}{15.266} = 1.0$$

No. Pasos 1:0

B.6 La eficiencia en el punto normal de operación es de 87%

B.7 Potencia de la bomba en el nivel normal de operación.

$$P_b = \frac{7,200 \times 15.266 \times 1.0}{270 \times 0.87} = 467.92 \text{ C.V.}$$

De manera similar obtenemos:

Potencia de la bomba para el nivel máximo.

$$P_b = \frac{7,500 \times 14.666 \times 1.0}{270 \times 0.86} = 473.71 \text{ C.V.}$$

Potencia de la bomba para el nivel mínimo.

$$P_b = \frac{6,800 \times 15.866 \times 1.0}{270 \times 0.86} = 464.64 \text{ C.V.}$$

Por lo tanto tendremos una potencia comercial de 500 caballos de fuerza.

B.8 El diámetro de flecha de línea es igual a 76 mm. (3") valor determinado de selección de flecha de línea figura 4-6.

B.9 Las pérdidas de potencia por transmisión para este diámetro de flecha de línea, será de acuerdo con la tabla de la figura 4-7.

Pérdidas de potencia en flecha de línea:

$$P_f = \frac{7.71 \times 10.24}{100} = 0.789 \text{ C.V.}$$

Por lo tanto:

Potencia total requerida en el nivel normal de operación:

$$P_t = 467.92 + 0.789 = 468.709 \text{ C.V.}$$

Potencia total requerida en el nivel máximo:

$$P_t = 473.71 + 0.789 = 474.499 \text{ C.V.}$$

Potencia total requerida en el nivel mínimo:

$$P_t = 464.64 + 0.789 = 465.429 \text{ C.V.}$$

Las variaciones de estas potencias no modifican la potencia comercial determinada.

B.10 Empuje total en la bomba.

$$\begin{aligned} \text{Empuje Hidráulico} &= (\text{F.e.h.}) (H) (w) \\ &= (312) (15.266) (1.) \\ &= 4763 \text{ Kg } (10,479 \text{ lbs.}) \end{aligned}$$

El valor del factor de empuje hidráulico lo proporciona el fabricante de la bomba.

$$\begin{aligned} \text{Peso de Flecha} &= (\text{peso/m}) (\text{long. flecha}) \\ &= (40.45) (10.24) \\ &= 414 \text{ Kg } (911 \text{ lbs.}) \end{aligned}$$

El valor del peso por metro de flecha lo proporciona el fabricante de la bomba.

Peso del rotor = 188 kg. (415 lbs.) proporcionado por el fabricante.

Sustituyendo valores se tiene:

$$\begin{aligned} \text{E.T.B.} &= 4,763 + 414 + 188 \\ &= 5,365 \text{ kg. (11,805 lbs.)} \end{aligned}$$

Valor del empuje total hacia abajo en la bomba.

Empuje total del motor = 6,802 kg. proporcionado por el fabricante del motor.

Resumiendo, las características del equipo seleccionado son las siguientes:

DATOS DE LA BOMBA:

Bomba centrífuga vertical, flujo mixto, modelo 36 KMC-1 a 590 RPM, simple succión, tipo inatascable, lubricada por aceite, para instalarse en cárcamo húmedo con las siguientes características:

Número de Pasos	Uno
Eficiencia	87 %
Sumergencia requerida	3.59 m.
Diámetro de flecha de línea	76 mm. (3")
Presión de prueba hidrostática	2.40 Kg/cm ²
Peso de la bomba	7,500 Kg.
Empuje axial	5,365 Kg.
Diámetro de la columna	914 mm. (36")
Diámetro de tazones	970 mm. (38 3/16")

Diámetro de campana de succión 1250 mm. (49")
 Distancia del piso superior al eje
 de la descarga. 1.20 m.

MATERIALES:

Cuerpo de tazones	Hierro dúctil ferrítico ASTM-A 395
Impulsores	Bronce clase SAE-40
Tubería de columna	ASTM-A 55 grado B - Céd. 40
Flecha de línea	AISI - 1045
Flecha del cuerpo de tazones	AISI-416

DATOS DEL MOTOR:

Motor eléctrico vertical modelo VEFLOA-KK, jaula de ardilla, flecha hueca, para servicio a prueba de goteo (APG) con las siguientes características:

Potencia	500 HP
Factor de Servicio	1.15
Arranque	A tensión plena
Par NEMA	"B" (Baja corriente de arranque)
No. de fases	Tres
Voltaje	4160 volts
Frecuencia	60 Hz.

Velocidad	La requerida por la bomba 590 RPM
No. de polos	12
Aislamiento	Clase 'F' de las especificaciones AIEE ó similar.
Eficiencia mínima a plena carga	91%
Factor de potencia mínima a plena carga	88%
Tipo de servicio	Continuo
Protección mecánica	Trinquete de no retroceso
Protección eléctrica	Detector de temperatura en los devanados. Detector de temperatura en chumaceras - (superior e inferior) Resistencias calefactoras en 220 Volts
Lubricación	Aceite
Corriente de Arranque	550 %
Corriente a plena carga	80 AMP
Factor de potencia a plena carga	71.6 %
Balero para empuje axial	6,802 Kg.
Peso	6,900 Kg.

4.4 UNIDADES MOTRICES.- Las unidades motrices comúnmente utilizadas en este tipo de bombas son: Motor eléctrico, motor de combustión interna o turbina; las cuales pueden ser acopladas directamente o a través de cabezales engranados o poleas.

El tipo de accionador de mayor aplicación es el motor eléctrico, cuyas principales características describimos a continuación:

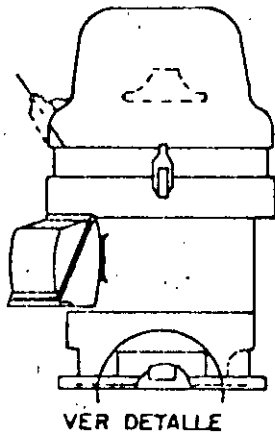
- a) Los motores eléctricos verticales de acuerdo a su diseño mecánico poseen las siguientes características:

Tipo de Flecha.- Pueden ser flecha hueca o flecha sólida; los motores flecha hueca están provistos de un disco trinquete que sólo permite la rotación de la flecha en sentido contrario a las manecillas del reloj (visto el motor desde arriba), impidiendo con ello se vacíe la columna de agua. Los motores verticales flecha sólida tienen una extensión de flecha para el acoplamiento directo con la flecha superior de la bomba.

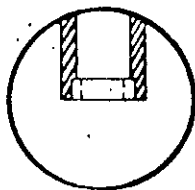
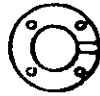
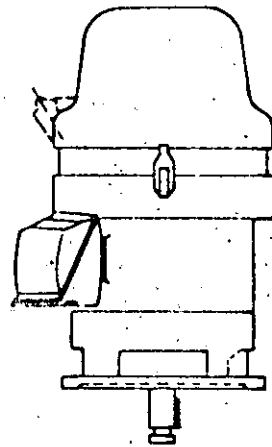
La figura 4-11 nos muestra la diferencia de construcción de estos motores.

Tipo de Rodamiento.- Pueden ser de empuje axial normal o de alto empuje. Los rodamientos de alto empuje axial, son de fabricación especial. El aumento en la capacidad de empuje axial se debe a que además de la reducción en el peso del rotor para la misma capacidad, se utilizan rodamientos para mayor empuje axial, es decir rodamientos especiales.

MOTOR VERTICAL
FLECHA HUECA (VFH)



FLECHA SÓLIDA (VFS)
MOTOR VERTICAL



DETALLE DE LA FLECHA



DETALLE DEL COPLE

FIGURA 4-II

Tipo de Armazón.- Pueden ser abiertos a prueba de goteo (APG), totalmente cerrado con ventilación (TCCV) o totalmente cerrado a prueba de explosión (TCCVX).

Los armazones abiertos a prueba de goteo.- Son diseñados con aberturas para ventilación satisfactoria de la máquina aún cuando caigan gotas de líquidos o sólidos sobre ella a cualquier ángulo mayor de 15° desde la vertical.

Esta construcción incluye deflectores mecánicos para prevenir la entrada de materiales a la máquina dentro de estos límites.

Los armazones totalmente cerrados con ventilación.- Son diseñados sin aberturas evitando el libre intercambio de aire entre el interior y el exterior del motor, están equipados con un ventilador externo operando sobre el eje del motor para circular el aire del exterior y proveer de esta manera la ventilación del motor; la construcción es hermética.

Los armazones totalmente cerrados a prueba de explosión.- Son diseñados para resistir una explosión interna de gas o vapor y construido para prevenir ignición por la explosión interna de gases o vapores en la superficie del motor.

Existen otros tipos de nomenclaturas asignadas a los armazones, debido a innovaciones realizadas en las anteriormente descritas.

Tipo de aislamientos.- El aislante utilizado en un motor permite al bobinado ser aislado eléctricamente de las partes mecánicas del motor, así como del aire de enfriamiento.

El aislante de un motor también incluye los materiales usados en el devanado para protegerlos de condiciones severas o imprevisibles condiciones ambientales. Consecuentemente, el aislamiento del motor es un sistema que utiliza partes y materiales que aislen efectivamente el bobinado. Los motores son aislados con clases específicas de material aislante.

Son cuatro clases básicas de materiales aislantes reconocidas actualmente por la industria eléctrica. Cada clase de aislante difiere de acuerdo con sus propiedades físicas respectivas y pueden soportar cierto rango de temperatura máxima de operación y provee una usual y práctica vida útil del aislamiento. Las clases de aislamiento y sus temperaturas máximas de operación son las siguientes de acuerdo a las normas NEMA.

Clase A 90° C.

Clase B 130° C.

Clase C 155° C.

Clase D 180° C.

Los factores que contribuyen para determinar la temperatura máxima de operación en un motor son: la temperatura ambiente, la elevación de temperatura dentro del devanado causada por pérdidas del motor y por sobrecarga disponible diseñada en el motor (factor de servicio).

Estos tipos básicos de aislamientos pueden variar de acuerdo a modificaciones realizadas para adecuar los motores a los requerimientos necesarios de acuerdo al tipo de aplicación al que se vaya a destinar.

- b) Los motores eléctricos verticales comúnmente aplicados en este tipo de bombas, pueden ser clasificadas de acuerdo a su diseño eléctrico en diseño B, diseño C y diseño D; esta clasificación es la utilizada por los fabricantes de motores eléctricos.

El diseño 'B' corresponde a aquellos motores cuya corriente y pares de arranque son normales.

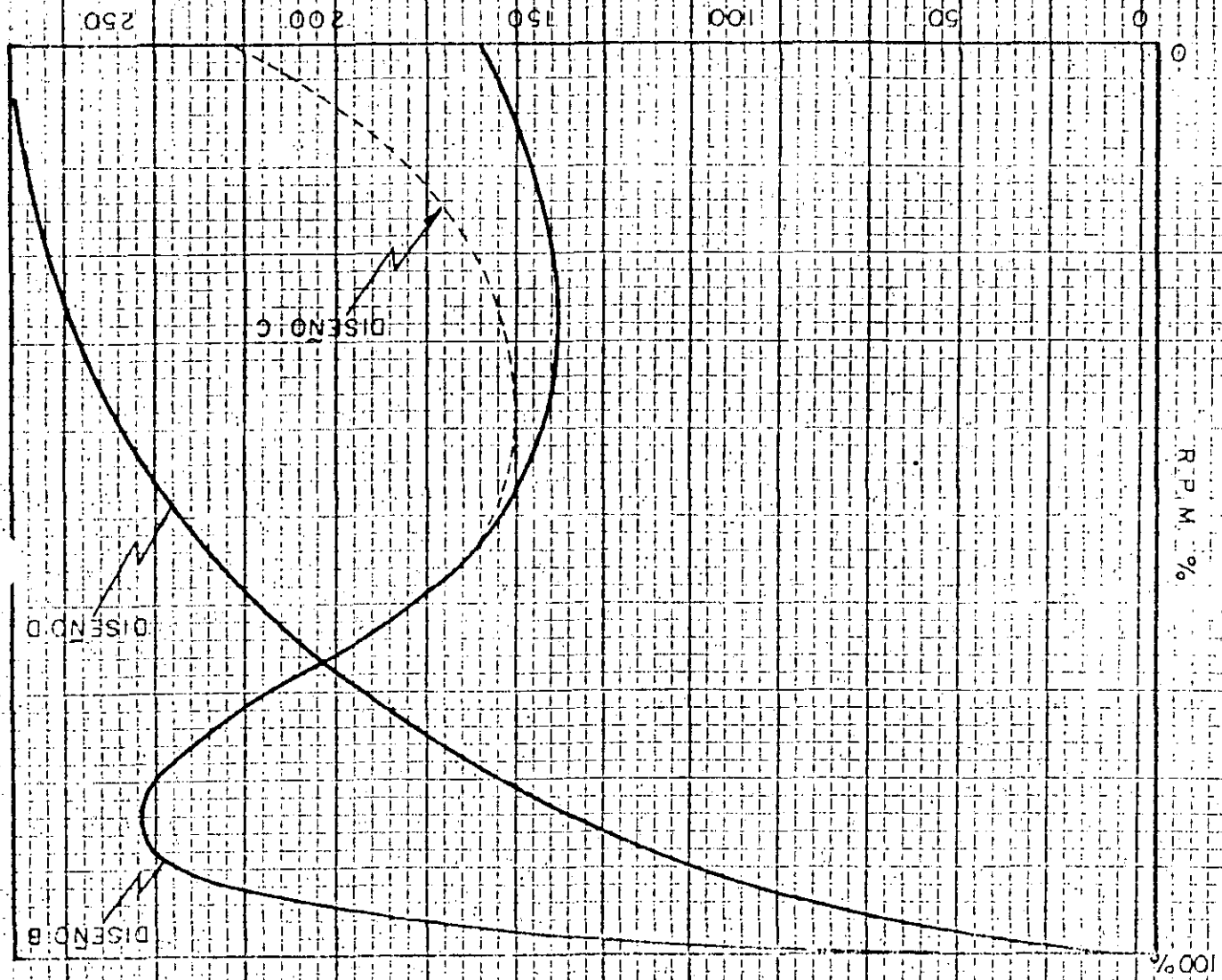
Corriente de arranque normal se considera aquella cuyo valor se encuentra entre 5 y 6 veces la corriente de carga plena del motor. Además el deslizamiento de estos motores a carga plena debe ser de 1 a 5%. (Ver figura 4-12)

El diseño 'C' se refiere a aquellos motores que teniendo una corriente normal de arranque, desarrolla pares de arranques superiores a los que desarrolla un motor de diseño 'B'. El desliza-

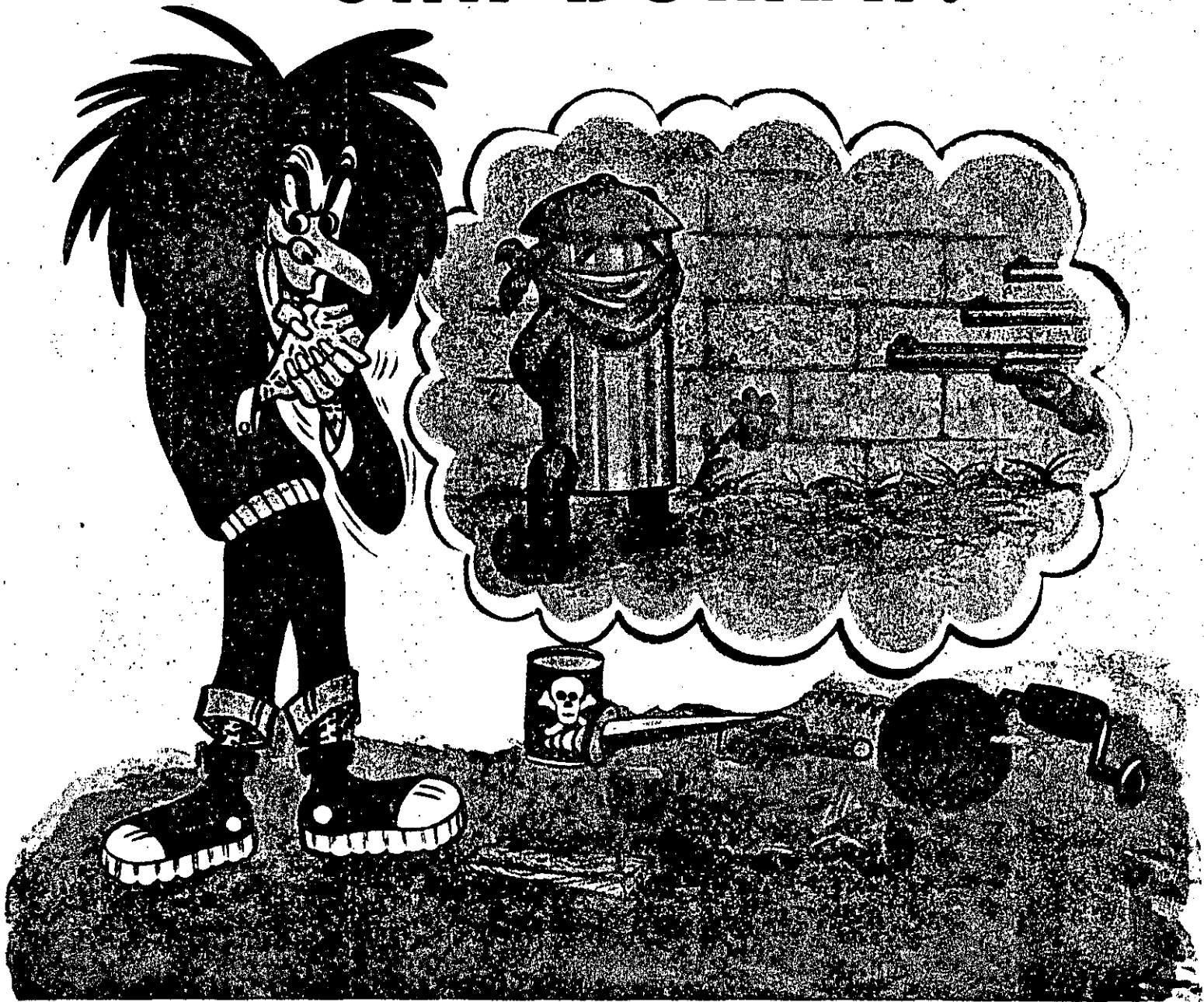
miento de estos motores a carga plena debe ser de 2 a 5%. (Ver figura 4-12).

El diseño 'D' se refiere a motores que desarrollan un par de arranque nunca menor que el 275% del par a carga plena con una corriente de arranque normal y con un deslizamiento que nos permite hacer tres grupos; el primero que tienen un deslizamiento de 5 a 8%; el segundo requiere un deslizamiento de 8 a 13% y el tercero de 13 a 18% (Ver figura 4-12).

FIGURA 4-12
PAR %



¿SABE COMO ASESINAR UNA BOMBA?



Así que usted es dueño de una bomba centrífuga. ¡Qué bueno! Si la adquirió de un fabricante con gran prestigio, lo más probable es que sea un equipo robusto, en fin, una pieza de ingeniería bien construida. Y está diseñada para que se espere de ella un servicio prolongado y digno de confianza. Pero, como hay tantos poseedores que insisten en asesinar sus bombas, he aquí "10" maneras seguras para hacerlo. ¿Por qué prolongar la agonía? y además usted nun-

ca irá a la cárcel por su cobarde asesinato. El único castigo que puede esperar será una fuerte multa. Y es cierto. Usted tendrá que reponer su bomba, o sus componentes mayores, muchos años antes de lo que lo hubiera tenido que hacer.

¿Todo de acuerdo? Entonces tome sus pertrechos de James Bond y escoja el método más adecuado para sus tendencias particulares de sadismo. Aquí vamos...

"10 METODOS PARA ASESINAR UNA BOMBA"

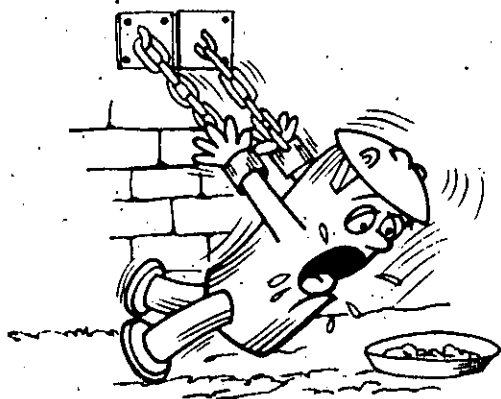
115

POR: J. H. Biheller, Worthington Corporation.
TRADUCCION: E. Couto, Worthington de México, S. A.



1.- Trabajéla en exceso.

Su bomba fué ordenada y diseñada para ciertas condiciones específicas de capacidad, carga, velocidad, etc. Sea un capataz de esclavos. Las máquinas no están protegidas por leyes de salario y horarios. Trabajéla constantemente a capacidades, cargas y velocidades mayores de las que especificó originalmente. Eso es lo que muchos usuarios están haciendo. ¿Por qué usted no? Esto se aplica especialmente para bombas que fueron ordeñadas para trabajar en servicio intermitente y bajo condiciones de diseño. Olvide la característica de intermitencia —la bomba puede satisfacer aquellas condiciones, así que hagámosle trabajar **todo el tiempo**. Así está bien, 24 horas al día y 7 días a la semana. Usted no tendrá que hacer frente a un problema laboral, pero, como cualquier otro esclavo sobre-trabajado, la bomba perecerá un día por una rotura de flecha o un balero quemado.



2.- Hambréela.

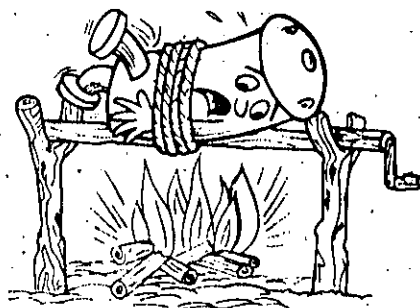
Los rodamientos, ya sean de lubricación por grasa o aceite, necesitan surtirse periódicamente de lubricante para tener un rendimiento satisfactorio. Así que si quiere hambrear su bomba, **NUNCA** le dé una buena vuelta a la grasera. O para rodamientos lubricados por aceite, que generalmente vienen equipados con un lubricador de nivel constante, esté seguro de que está vacío, para un sádico, un lubricador vacío es una vista maravillosa. Y recibirá su recompensa viendo morir aquellos nuevos rodamientos en un corto tiempo.



3.- Estrangúela.

Su bomba aspira líquido a través de su boquilla de succión. Para ahogarla y matarla, esté seguro de que el NPSH disponible (presión total de succión, menos la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de succión) es **menor** que el requerido por la bomba. Podemos asumir que, en el momento de la instalación original había disponible un NPSH suficiente. Entonces puede estrangular su bomba de estas tres formas: a).—Si está extrayendo agua de un sumidero, baje la línea de nivel del agua suficientemente debajo de la bomba; b).—Si tiene una coladera de succión, permita que se tape con arrastres, y asegúrese de no limpiarla; c).—Si está bombeando líquidos calientes, deje que la temperatura se eleve sin incrementar la presión de succión para compensar el aumento de la presión de vapor.

¿Ha seguido los 3 métodos? Perfecto. Ahora tendrá la recompensa adecuada al escuchar los quejidos de la bomba. ¿Música para sus oídos? Eso también es bueno, porque el ruido significa que la descarga se está reduciendo del mismo modo. Si quiere todavía algo más cómico, no haga caso de estos síntomas y muy pronto tendrá los álabes de succión del impulsor corroídos e imposibles de reparar. Con esta vista tan maravillosa, seguramente arderá su corazón.



4.- Asela.

Opere la bomba debajo del punto de eficiencia cero, por un largo tiempo, y esté perfectamente seguro que la línea de derivación (by-pass) —si es que tiene una instalada— está cerrada herméticamente. ¿Por qué

dejar que todo ese líquido se desperdicie? Usted está aún dándole energía a la bomba. Pero, por supuesto no hay flujo a eficiencia cero, toda esa costosa energía se transforma en calor. Y como no hay flujo de líquido para disipar ese calor, tendrá una hermosa bomba caliente en sus manos en breve tiempo. Y todo el líquido se estará convirtiendo en vapor en las áreas de succión. Si usted tiene inclinación y hay un violín a la mano, puede emular a Nerón y tocar mientras la bomba arde. Pero no pierda toda la emoción desintegramiento la válvula de descarga o abriendo la línea de derivación. Sólo permita que se siga asando.



5.- Envenénela.

Cuando ordenó su equipo, yo apostaría a que le indicó al fabricante qué líquido intentaba usted bombear. Por lo tanto los materiales que él usó al construir su bomba, fueron seleccionados de acuerdo a sus indicaciones. Ahora, para envenenar su bomba, sólo cambie el líquido que está bombeando. Puede hacer eso sin consultar con el fabricante para comprobar si las partes internas de la bomba pueden ser usadas con el nuevo fluido de proceso. Como una buena medida, cambie el fluido completamente. Entonces use aditivos químicos, aún a bajas concentraciones. Ahora, en un instante, cambie la temperatura de ciertos ácidos que bombee. Con un poco de suerte puede acertar exactamente en el **cambio adecuado** en el fluido, para iniciar una gran acción corrosiva dentro de la unidad. Entonces su máquina jamás volverá a bombear. Pero vea los beneficios. Qué poco tiempo hace que era una hermosa, bien fabricada y diseñada pieza de equipo que se verá como un sabroso queso suizo —completo con todo y hoyos. Entonces la puede poner en una sala de museo para que todos los sádicos la admiren:



Apuñálela.

Su bomba está hecha de metal, así que nada puede dañarla. Por esta razón remueva la coladera. Los objetos dañinos sólo se atascarán todo el tiempo de cualquier modo. Entonces, sature el fluido de arenillas, arena, partículas de metal y de todo lo que guste. Estas

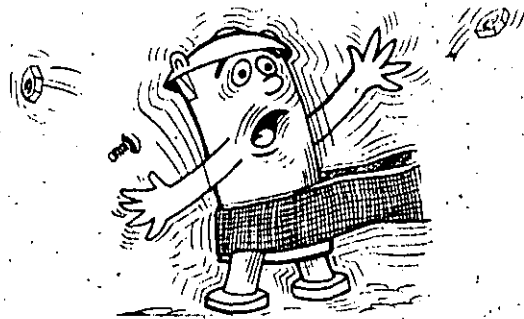
pequeñas partículas provocarán una bella abrasión y erosión en las partes internas de la bomba, especialmente en los anillos de desgaste y en las áreas de las camisas de la flecha. Eso es más gracioso que dispararle con una escopeta a su carro nuevo —y mucho más efectivo.



7.- Rómpale sus extremidades.

Usted puede romper su bomba en pedazos de varias maneras. Un método muy popular es el colocar tuberías gruesas y pesadas en la succión y en la descarga. Esto se puede acompañar, bien sea, por un desalineamiento inicial o por una expansión térmica de la tubería. Si las bridas de su tubería no coinciden exactamente con las bridas de la bomba; no cambie la tubería —sólo jale los tubos al lugar conveniente, coloque placas y rondanas y atorníllelos a la bomba. Tampoco coloque juntas de expansión en las tuberías si está bombeando líquidos calientes o de propiedades criogénicas. ¿Qué significan unos cuantos cientos de grados cuando el coeficiente de expansión de la mayoría de los materiales de las tuberías es tan bajo? ¿Tiene la idea? Usted romperá las boquillas de succión y de descarga, torcerá el cuerpo fundido, o puede tener suerte y arrancará la bomba de su base.

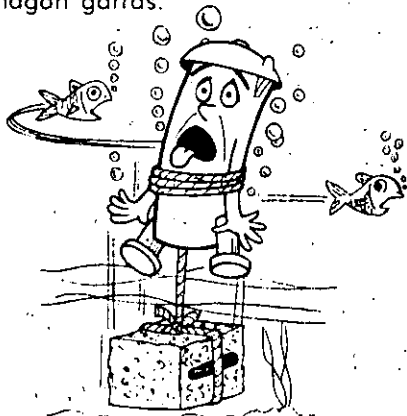
O puede incrementar grandemente la presión de succión de la bomba sin consultar con el fabricante. De esta forma, puede romper los pernos de la carcasa, o quizá tener una bomba bipartida sin haber querido. Y sólo tiene que exceder la presión hidrostática de la bomba:



8.- Sacúdala hasta hacerla pedazos.

Si no quiere hacer que estallen las extremidades de la bomba, y prefiere someterla a una muerte lenta, ¿por qué no trata de sacudirla hasta hacerla pedazos? Un método sencillo de hacerlo es desalineando el acoplamiento. Pero esté seguro de que excede la cantidad que un cople flexible puede compensar. Esto sujetará a los rodamientos y a la flecha a fuerzas alternativas, que, lenta pero seguramente, se balancearán algo apartados. El desalineamiento se puede lograr de muchas maneras. Una es, ya sea haciendo la instalación

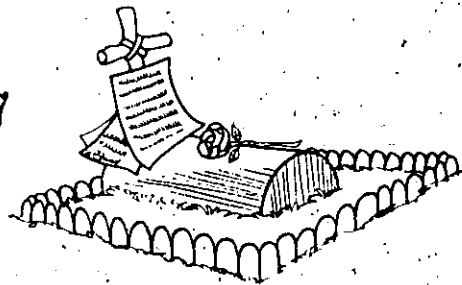
inicial con las flechas de la bomba y del motor sin estar colineales, o instalando una cimentación poco sólida. Eso hará que sea fácil que la bomba o el motor que la accionan, se muevan fuera de su lugar durante la operación y que se sacudan a sí mismos hasta que hagan garras.



9.- Ahóguela.

Tomemos por un hecho el que su bomba tiene una caja de empaques y un orificio de drenaje en el soporte del rodamiento para escape del prensa-estopas. Bien, es muy fácil, solamente tapan el orificio de drenaje. Un método muy favorecido es el atascarlo con colillas de cigarrillos, pero si pone papel o algo semejante lo hará igualmente bien. Entonces el líquido goteando afuera de la caja de empaques anegará hermosamente el soporte del rodamiento. Y, tan pronto como el líquido entra en los rodamientos, el aceite se contamina, y los rodamientos se corroen eventualmente. Si no quiere tapan el orificio de drenaje, puede obtener los mismos resultados quitando el desviador de agua. O trate también de hacerlo permitiendo un goteo excesivo a través de la caja y alineando todos los cortes de los anillos de empaque en línea recta. Esto facilita que el fluido corra a través de la caja e inunde los rodamientos. Para que le dé más risa, esté seguro de que el corte en el último anillo tenga la cara hacia arriba, no hacia abajo. ¿Tiene la idea ahora? El goteo puede alcanzar el rodamiento con más facilidad, en lugar de desviarlo hacia abajo y dentro del soporte del rodamiento.

117



10.- Desprecie los chequeos médicos.

Este es el método **final** para asesinar su bomba. No es muy rápido, piénselo, pero trabaja. Acelerando el deterioro. Cuando compró su equipo, probablemente el fabricante le recomendó un chequeo anual o semestral. ¿Correcto? Pero si quiere que la bomba tenga una corta e infeliz vida, no haga caso de la recomendación. Nunca cheque los empaques, juntas, anillos "O", vástagos del prensa-estopas, o todas las demás partes pequeñas que se pueden reparar o reponer fácilmente y a bajo costo. Sólo permita que estas partes se rompan o estén completamente inutilizadas. Entonces su mal funcionamiento afectará seriamente los componentes mayores y más costosos. Otros propietarios hacen eso todo el tiempo, ¿por qué no ha de hacerlo usted? O trate a su bomba como lo haría con una mujer si quisiera que envejeciera antes de tiempo. Sólo niegue a una mujer los cosméticos o alguna otra pequeñez de femineidad. Igualmente, niegue a su bomba una nueva capa de pintura cuando la necesite. O no le ponga grasa al acoplamiento de tipo engranado. Nunca cheque el alineamiento, y nunca cambie el filtro de aceite (si tiene lubricación forzada). ¿Se da cuenta de lo que quiero decir?

Tiene usted ahora **10 métodos probados** para matar una bomba. Y ni siquiera necesita licencia de caza para matar. Pero si utiliza alguno o todos estos métodos, y tiene éxito, por favor no le dé ningún crédito al fabricante de la bomba. Cuelgue el trofeo, que será una orden de compra para una bomba nueva, o un trabajo de reparación mayor, exactamente en donde debe ser —**arriba de su escritorio.**

Reimpreso de la Revista "POWER"

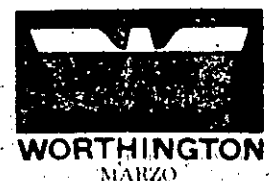
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.

FABRICA VENTAS Y SERVICIO, MEXICO, D. F.

Av. Ceylán y Poniente 140 No. 859
Col. Industrial Vallejo
Tel. 5-67-51-00 Con 10 líneas Telex 017-72-527

MONTERREY, N. L.

Av. Gonzalitos Norte No. 919
Tels. 47-34-44 y 47-34-43
Telex 038-797



● PROTEJA SUS IMPULSORES



Cómo evitar el desgaste de los impulsores

Las bombas centrífugas han de funcionar muchas veces bajo unas condiciones de servicio diferentes de aquellas para las que han sido diseñadas, y sobre todo para trabajos continuos, lo que dista mucho de ser lo ideal para las bombas del tipo centrífugo. Las que trabajan, además, con líquidos sucios, tienden a fallar prematuramente, debido a las obstrucciones parciales del impulsor y al desgaste de los órganos interiores de la bomba.

Como el funcionamiento es en estas condiciones de bajo rendimiento, dentro del impulsor tiene lugar una circulación anormal o forzada, y si se bombean líquidos abrasivos, se desgastan de una manera alarmante la mayor parte de las piezas. El impulsor queda materialmente carcomido, destruyéndose los alabes o aletas, haciendo que en modo alguno sea posible el que esa bomba alcance sus presiones y capacidades normales.

Esto es debido a varias razones, las cuales detallamos a continuación:

1. Con frecuencia, la selección de las bombas se hace a base de datos teóricos, que luego no responden a la realidad. Efectivamente, al hacer el pedido de una bomba se consideran las contingencias posibles y un factor de seguridad que sobrecarga las condiciones de servicio de la instalación. Esto no se pone en evidencia hasta que está en marcha la misma. Llegado ese momento, se presenta la necesidad de cerrar severamente la válvula de compuerta situada en la descarga de la bomba.

2. Para algunos servicios donde se bombean líquidos con sólidos en suspensión, con frecuencia se hace preciso elegir una bomba de mayor capacidad, a fin de que el paso entre alabes sea lo suficientemente grande para que permita el paso de sólidos sin atascarse.

3. La adquisición de impulsores con diámetros máximos o standard origina con mucha frecuencia llegar a caudales y alturas más grandes que los previstos.

Cualquiera de estas contingencias que acabamos de detallar traen consigo un margen, o sea, un factor de seguridad muy grande, originando que la bomba trabaje muy sobrecargada.

Este problema lo evitamos con un by-pass (según se muestra en la figura 1), al mismo tiempo que se mantienen los factores de seguridad, que tan importantes son en unas condiciones de funcionamiento constante. (Para quienes se interesan por los detalles técnicos, las figuras 2 a la 5 muestran prácticamente las diversas características de esta disposición tal como tiene lugar el funcionamiento de estas bombas).

Otra de las ventajas de esta disposición es que, además, el operario puede apreciar el desgaste de la bomba, pues al principio la cantidad del líquido que se hace pasar a través del by-pass sería posiblemente muy grande, pero conforme progresa el desgaste de la bomba se hará necesario cerrar la válvula V del by-pass para mantener el caudal requerido.

En tanto que pase el líquido por el conducto del by-pass, existe un margen de seguridad, ya que ello previene a los operarios del fallo de la bomba con bastante anticipación, concediéndoles un margen de tiempo para obtener los repuestos y planear la adecuada conservación. Para hacer la descarga del by-pass, la tubería debe estar por encima del nivel del líquido en el tanque de succión.

Para facilitar la comprensión, la figura 1 muestra la disposición del by-pass, cuya descarga termina exactamente por encima de la succión, sien-

do ésta una colocación que debe especialmente evitarse, ya que las burbujas de aire que se forman cerca de la descarga del by-pass no deben entrar en la succión de la bomba; por tanto, la descarga del by-pass debe colocarse tan lejos como sea posible de la succión de la bomba y, si es posible, colocar pantallas, para impedir que se mezcle el líquido cargado de aire y que no vaya así a la succión directamente.

FIGURAS

Colocando un by-pass se tiene una solución sencilla.

Figura 1. —El funcionamiento de la bomba a baja capacidad induce a una doble circulación del líquido dentro de la bomba, y cuando existen sólidos en suspensión en el líquido, se acelera la corrosión del impulsor. Con esta sencilla disposición del by-pass puede hacerse funcionar la bomba al máximo de capacidad, reduciendo la doble circulación interna y haciendo que el desgaste sea más lento.

LO QUE SUCEDE CON EL BY-PASS

Figura 2. —Aquí tenemos la situación típica para una bomba centrífuga que funciona con una capacidad neta, A, que es solamente un 25 por 100 de la correspondiente a su mayor rendimiento, C, y aproximadamente un 30 por 100 de la capacidad máxima posible, B.

En la condición A, el rozamiento en las piezas interiores de la bomba es excesivamente pronunciado.

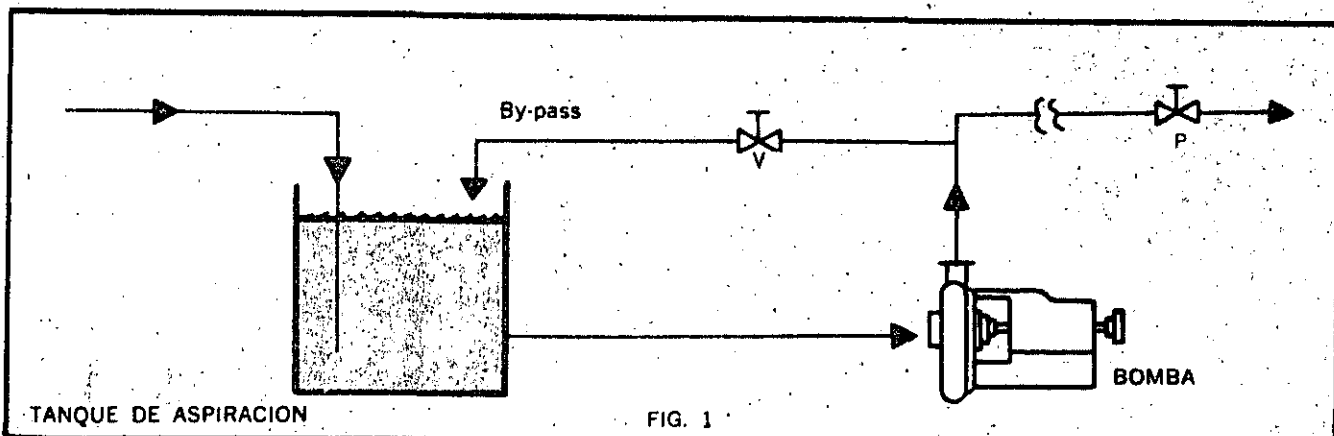


FIG. 1

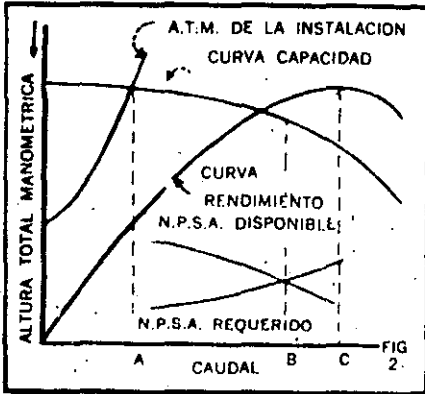


Figura 3 — La sección de la tubería determina la intersección de la curva característica con la curva de caudales de la instalación.

Se reduce el desgaste conforme va ya habiendo una aproximación al rendimiento máximo, o sea, al punto B

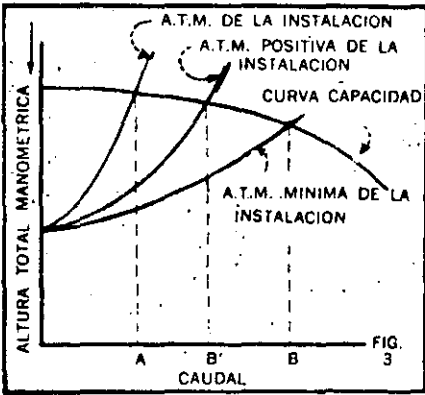


Figura 4 — Si se eleva la capacidad bruta por reducción de la altura total manométrica, se produce una aparente reducción en la capacidad neta.

Las pérdidas de las válvulas V y P (figura 1) dan lugar a una nueva curva de altura total manométrica.

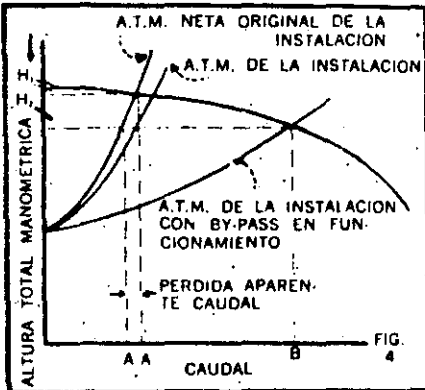
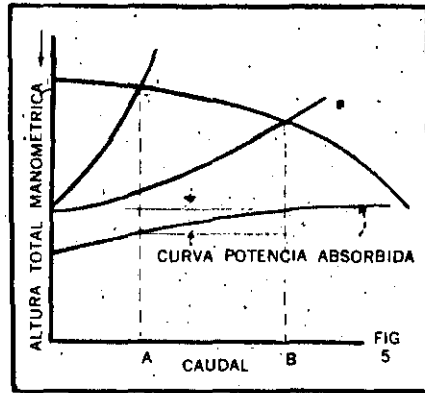


Figura 5 — Al aumentar la capacidad en B, da también como resultado un aumento en la potencia al freno, según se indica. No obstante, ya que normalmente se dispone de suficiente potencia en el motor para impedir la sobrecarga real, el ligero aumento en la necesidad de fuerza está más que compensado por la reducción en el costo de mantenimiento de la instalación.



EL EFECTO DE ESTE DISPOSITIVO EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA

En las figuras hemos indicado unos términos que debemos aclarar.

N. P. S. H. (altura neta de la presión de succión) es una medida de la altura disponible para la bomba en la succión. En un sistema de bombeo, el N.P.S.H. disponible disminuye ligeramente con la capacidad, en virtud de las pérdidas por fricción en la tubería de succión. Cada bomba tiene un N.P.S.H. requerido, que aumenta aproximadamente conforme al cuadrado de la capacidad de la bomba. Ambas curvas se aprecian en la figura 2.

La intersección de la curva se obtiene sumando a la altura estática las pérdidas por fricción en la tubería (A. T. M. de la instalación) con la curva característica de capacidad-altura manométrica se fija el caudal, que rinde la instalación (A). La capacidad de esta intersección puede reducirse por una válvula de compuerta, ya que aumenta la componente de pérdidas por fricción. Sin embargo, únicamente con cambios de alguna importancia en la instalación que redujeran las pérdidas por fricción podría aumentarse la capacidad.

La figura 2 ilustra el estado típico cuando la capacidad neta A rinde solamente un 25 por 100 de la capacidad de la bomba, punto C, que es el correspondiente al máximo rendimiento.

Existen muchas instalaciones trabajando con las bombas a capacidades mucho menores que las indicadas en la figura 2. Esto sirve para dar una idea del problema. Lo ideal es hacer trabajar las bombas en un punto correspondiente al rendimiento máximo. No obstante, como en el caso mostrado en esta figura 2, la capacidad B es la máxima permisible, ya que en estas condiciones es cuando el N. P. S. H. cae por debajo de lo que la bomba necesita.

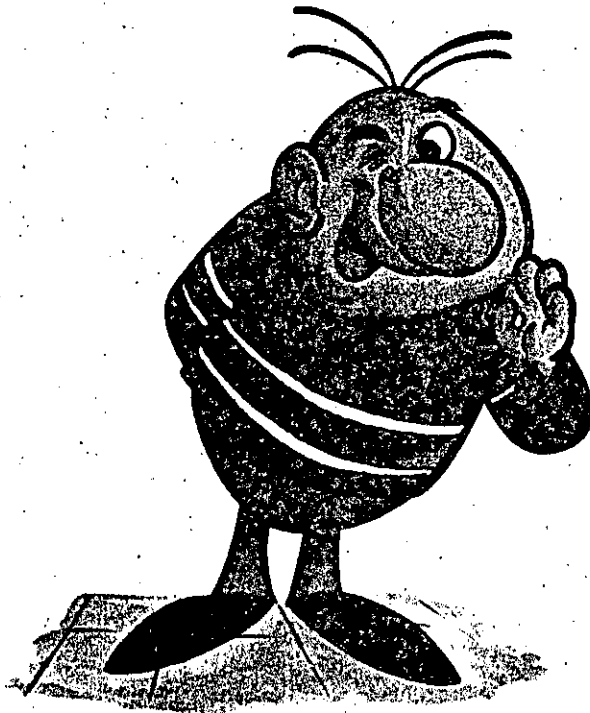
Según puede apreciarse en la figura 3, la curva de altura de la instalación obtenida con by-pass puede cruzar la curva característica de la bomba en cualquier punto. Este cruce depende del tamaño de la tubería y de lo que se reduzca el caudal. Sin embargo, el ajuste en cualquier punto que no sea la capacidad B no sirve para producir las condiciones óptimas del servicio. La capacidad B' no se aproxima al mejor rendimiento tanto como sería posible, y el desgaste en la mayor parte de las piezas de la bomba se realiza todavía con una rapidez innecesaria. La capacidad B no es, desde luego, posible a causa de las consideraciones que impone el N. P. S. H., como anteriormente hemos indicado.

La figura 4 demuestra que cuando la capacidad bruta de la bomba se aumenta de A a B, queda reducida la altura total manométrica que la bomba puede desarrollar, resultando una pérdida aparente en la capacidad neta (A a A'), aunque en algunos casos, no obstante, haya algo de reducción de caudal por retención de la entrada (válvula P, figura 1).

Mediante la regulación de esta válvula podemos producir la capacidad neta deseada para la instalación.

Este ejemplo típico que aquí se ilustra supone una altura total manométrica hasta de la mitad de las alturas estática y dinámica, respectivamente. En aquellos casos en que la altura total manométrica es principalmente estática, la regulación se hará, mayormente difícil si hubiese una mayor pérdida aparente que hubiera de compensarse.

La figura 5 nos demuestra el aumento en potencia al freno de la bomba y el incremento en las necesidades de fuerza, que queda compensado con la reducción del costo del mantenimiento de la instalación.

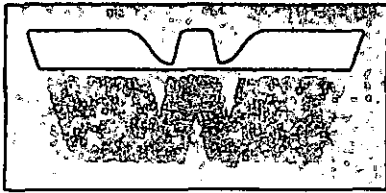
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.**FABRICA VENTAS Y SERVICIO,
MEXICO, D. F.**

Av. Ceylán y Poniente 140, No. 859
Col. Industrial Vallejo
Tel. 5-67-51-00 Con 10 líneas
Telex. 017-72-527

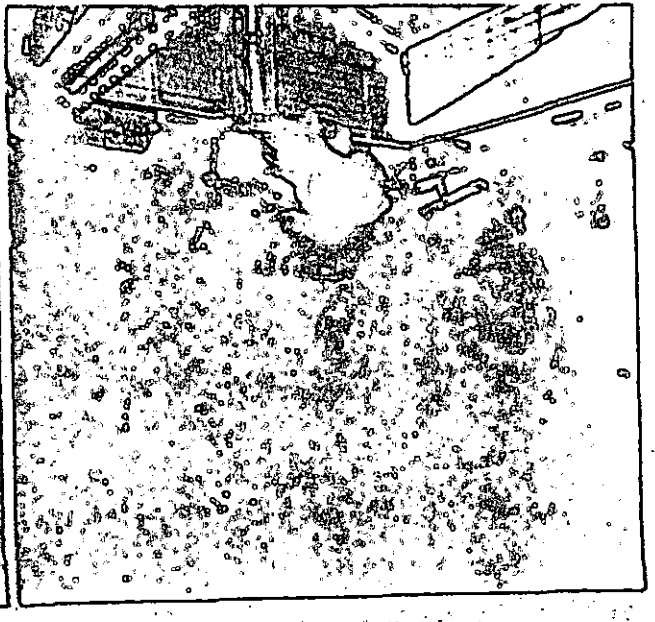
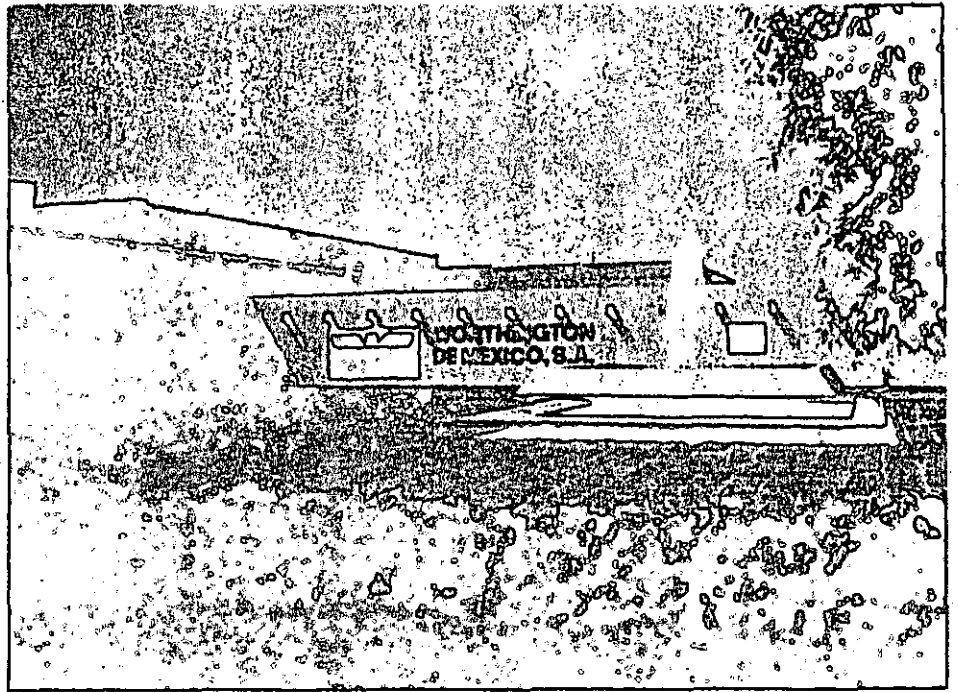
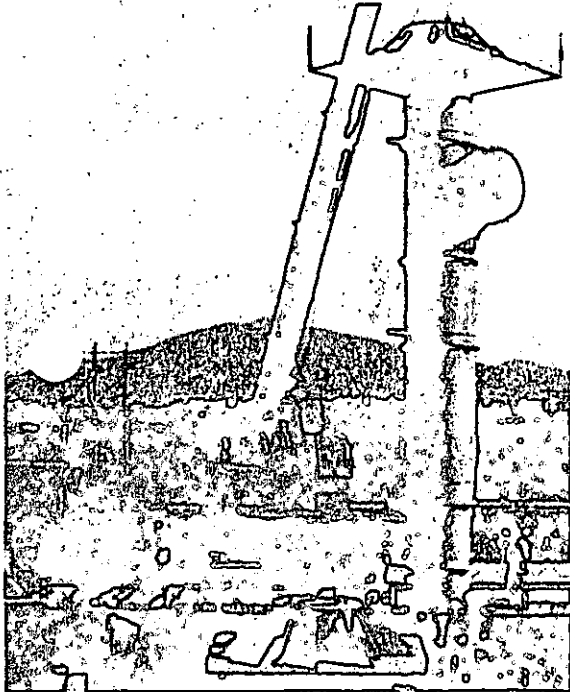
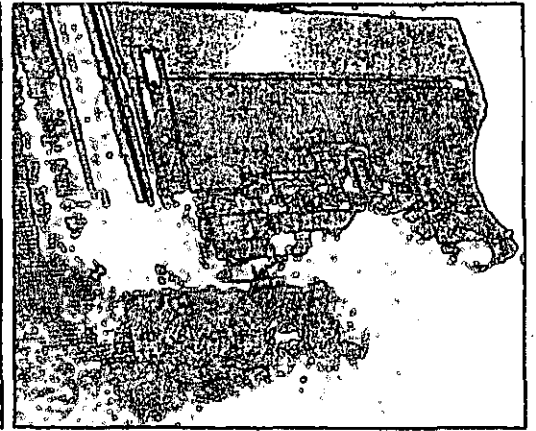
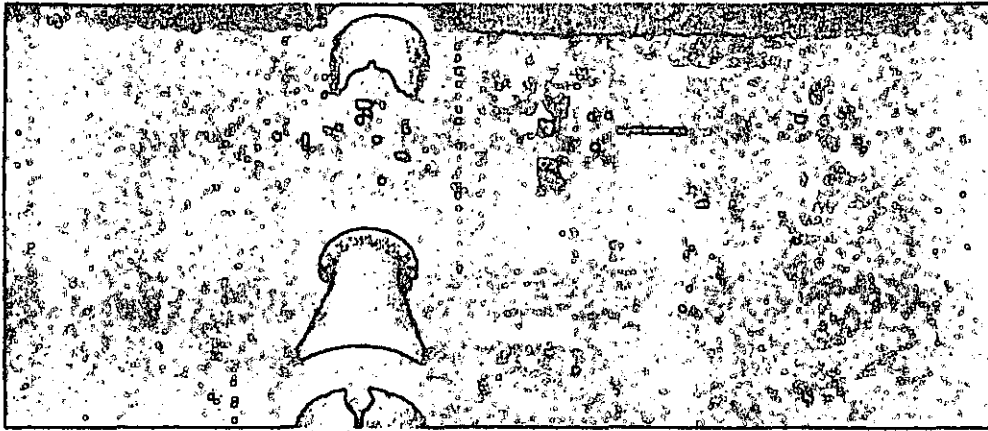
MONTERREY, N. L.

Av. Gonzalitos Norte No. 919
Tels. 47-34-44 y 47-34-43
Telex 038-797





122
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.



WORTHINGTON LA COMPANIA DE BOMBAS
MAS GRANDE DEL MUNDO

INDICE

BOMBAS CENTRIFUGAS

	PAG.
HORIZONTALES DE SUCCION AL EXTREMO LINEA SESC	2
HORIZONTALES TIPO ANSI LINEA D-1000	6
HORIZONTALES TIPO API-610 DE PROCESO PESADO LINEA HQ	8
HORIZONTALES PARA MANEJO DE PASTA LINEAS FR & FRB	10
BIPARTIDAS HORIZONTALES DE DOBLE SUCCION LINEAS L, LN & LR	12
BIPARTIDAS HORIZONTALES TIPO MULTIPASO LINEAS UNQ & UNB	14
VERTICALES DE DOBLE SUCCION LINEA QL	16
VERTICALES TIPO TURBINA DE ALTO FLUJO LINEA UHF	18
VERTICALES DE FLUJO AXIAL TIPO PROPELA LINEA KLD	20

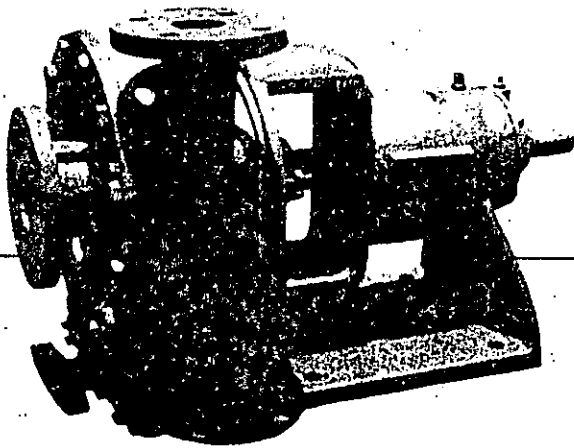
BOMBAS ROTATORIAS

DE ENGRANES HELICOIDALES LINEA GR	22
-----------------------------------	----

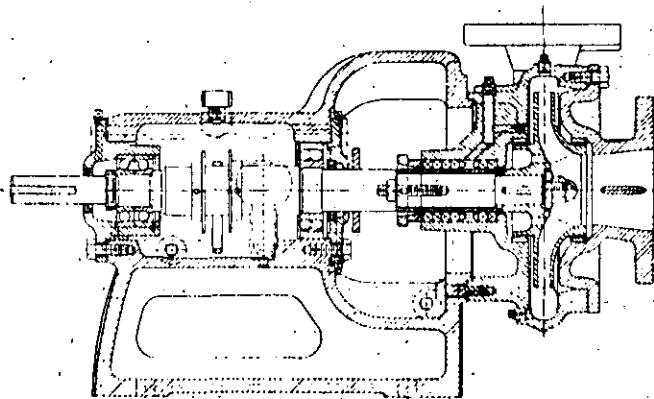
COMPRESORES

ROTATIVOS EN PAQUETE, ENFRIADOS POR AIRE LINEA RMM	23
RECIPROCANTES DE BALANCE OPUESTO ENFRIADOS POR AGUA LINEAS BDC & BDCB	24
RECIPROCANTES ENFRIADOS POR AGUA LINEAS HB & HBB	25
PORTATILES ACCIONADOS POR MOTOR DIESEL	26

LINEA SESC (TIPO CN & CNE)



MODELO CNE



BOMBA CN. De succión al extremo, impulsor cerrado y conexiones roscadas. Para servicio general en condiciones normales de temperatura y presión de entrada. Maneja salmuera, licores en proceso, aceites ligeros y líquidos similares. Con una capacidad hasta de 142 litros por segundo (2250 GPM) y 115 metros (380 Pies).

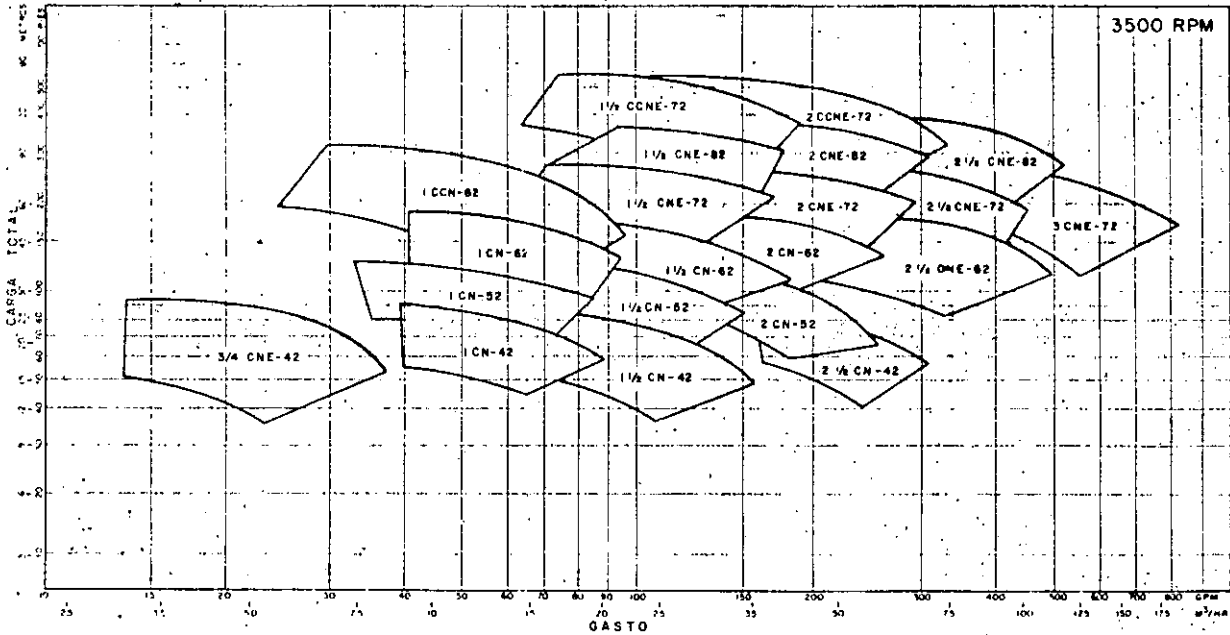
BOMBA CNE. De succión al extremo, impulsor cerrado y conexiones bridadas. Para servicio general en condiciones normales de temperatura y presión de entrada. Maneja salmuera, licores en proceso, aceites ligeros y líquidos similares. Con una capacidad hasta de 142 litros por segundo (2250 GPM) y 115 metros (380 Pies). La construcción de las bombas CN y CNE es bronce el extremo líquido, acero al carbón la flecha y fierro fundido el soporte.

TABLAS DE COBERTURA BOMBAS CN & CNE

BOMBAS DE IMPULSOR CERRADO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA CN-CNE

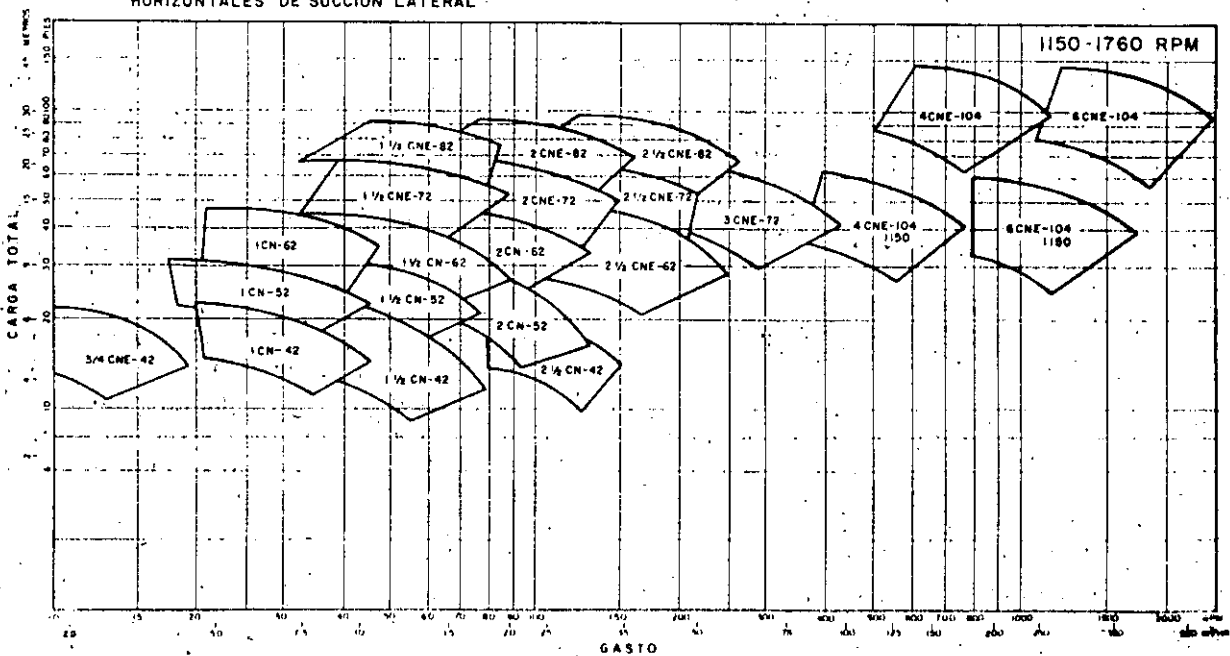
TABLA DE COBERTURA 60 HZ



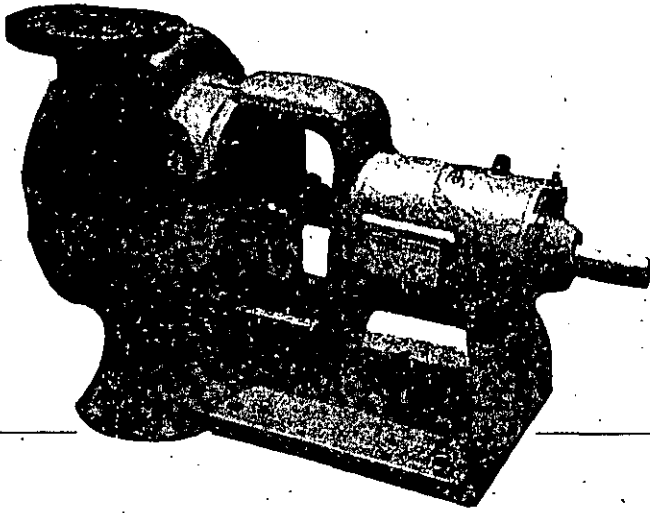
BOMBAS DE IMPULSOR CERRADO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA CN-CNE

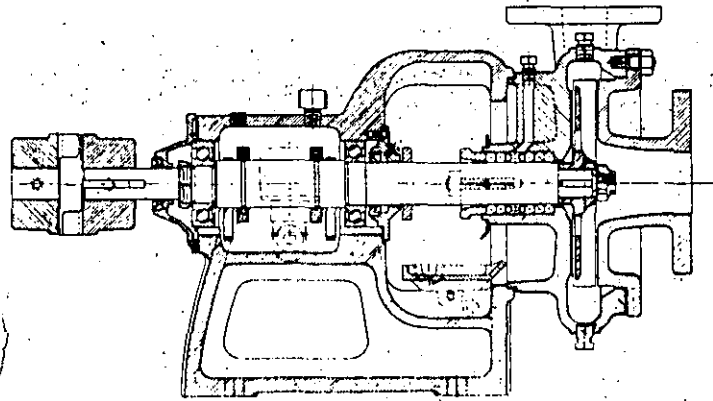
TABLA DE COBERTURA 60 HZ



LINEA SESC (TIPO CNG)



MODELO CNG



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor abierto. Succión al extremo. Descarga hacia arriba tangencial. Simple succión. Soporte tipo "bracket". De un paso. Carcasa partida verticalmente.

Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERÍSTICAS:

Conexiones bridadas, lubricación por aceite. Alojamiento de empaque que admite empaquetadura y sello mecánico.

SERVICIO:

Debido a su construcción en Worthite (acero inoxidable austenítico patente de Worthington) esta bomba puede operar satisfactoriamente con líquidos corrosivos y es propia para servicio químico.

LIMITES DE OPERACION.

Presión de trabajo - (150 PSIG) 10.6 Kg./cm²
temperatura - (350° F) 177° C

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

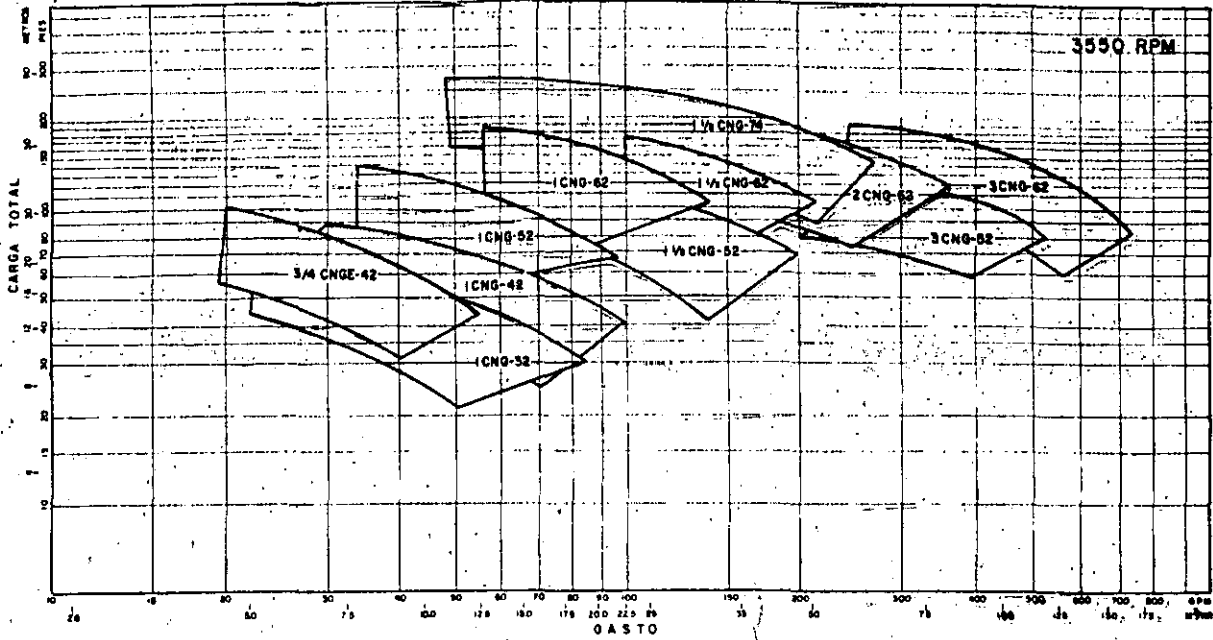
Extremo líquido en Worthite y bastidor de baleros en Fierro Fundido.

TABLAS DE COBERTURA BOMBAS CNG

BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA CNG

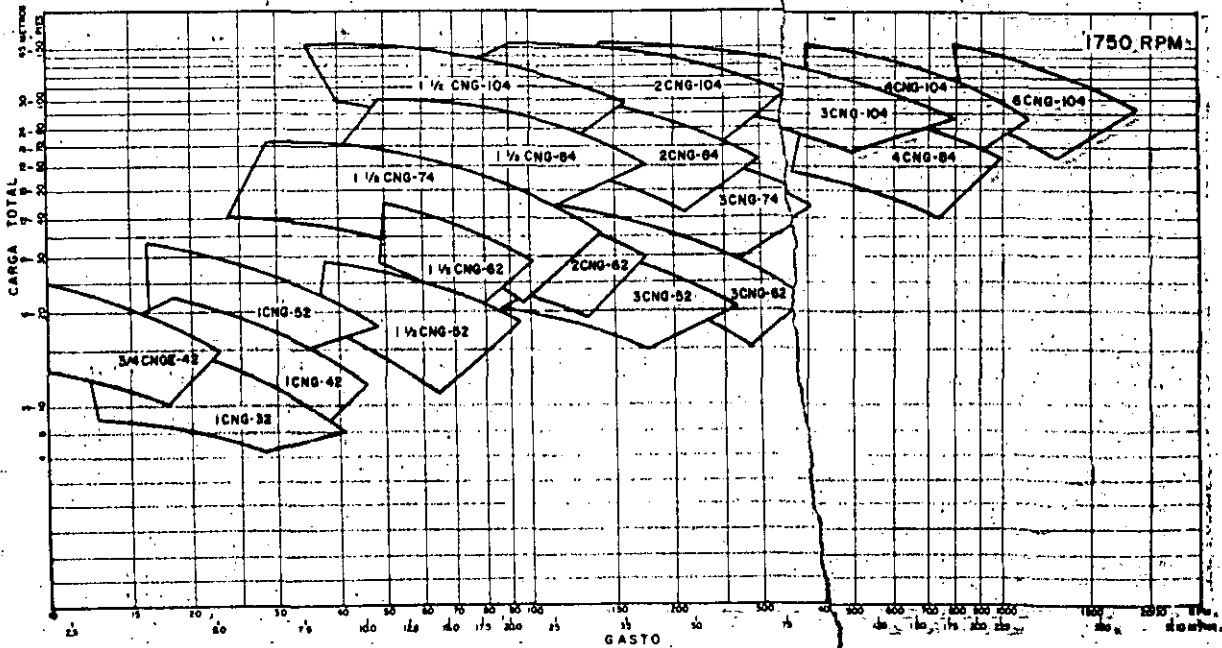
TABLA DE COBERTURA A 80 HZ.



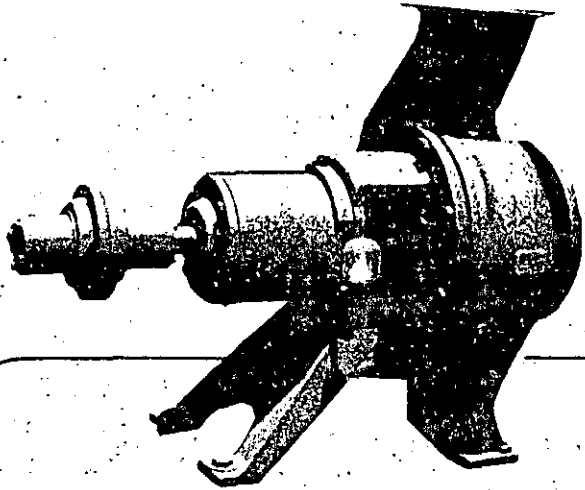
BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA CNG

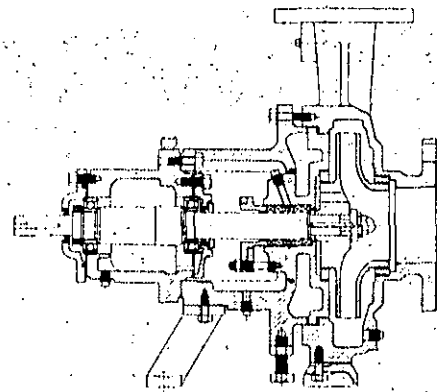
TABLA DE COBERTURA 60 HZ.



LINEA D-1000 (TIPO ANSI)



MODELO D - 1011



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor cerrado. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. De un paso. Carcasa partida verticalmente.

Soporte tipo pedestal. Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

Conforme las normas ANSI B73.1-1974. Conexiones bridadas. Lubricación por aceite. Alojamiento de empaques que admite empaquetadura así como sello mecánico. Diseño "Back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensambar tuberías.

OPCIONES:

Inductor para limitaciones de NPSH. Anillo de enfriamiento en alojamiento de baleros. Chaqueta de enfriamiento en alojamiento de empaques.

SERVICIO:

Petroquímico, químico e industria general.

LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo - (250 PSIG) 17.6 Kg/cm²
 Temperatura (340° F) 171°C
 (con empaquetadura y carcasa de acero).

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

1. Toda en Hierro Fundido
2. Acero Inoxidable 316
3. FeFo con Internos de Ac. Inox. 316
4. Acero al Carbón con Internos de FeFo.

Nota: El bastidor es en FeFo para las cuatro construcciones.

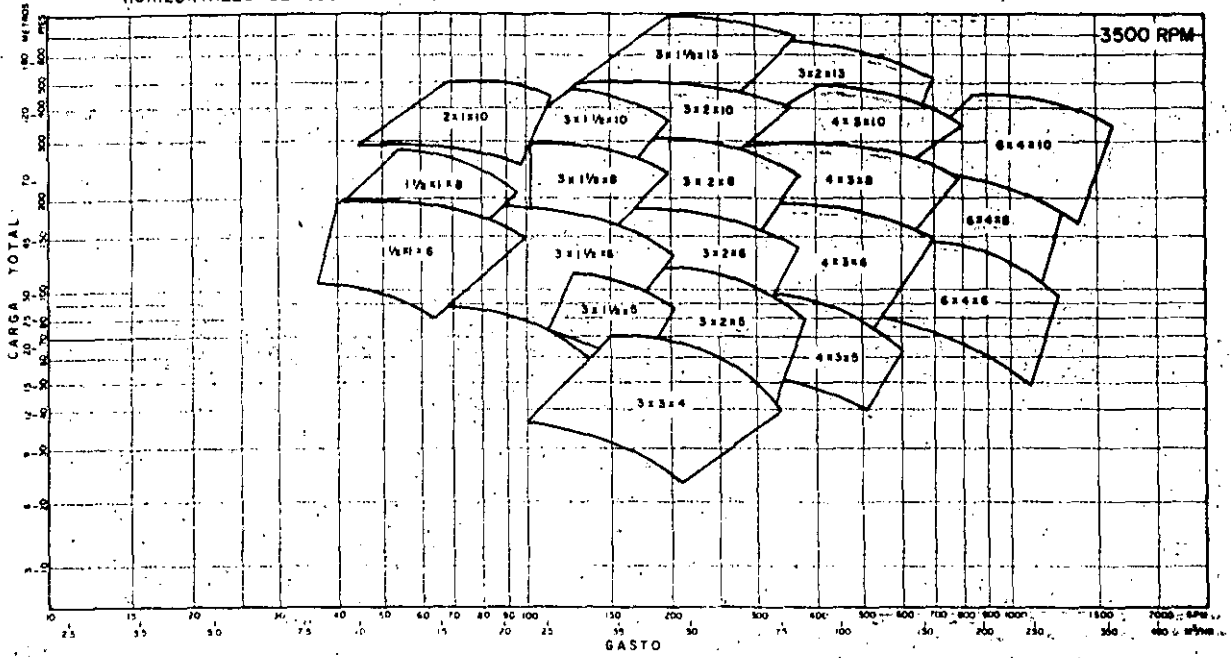
Otros materiales disponibles de acuerdo con aplicación específica.

TABLAS DE COBERTURA BOMBAS D-1000

BOMBAS DE IMPULSOR CERRADO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA D-1011

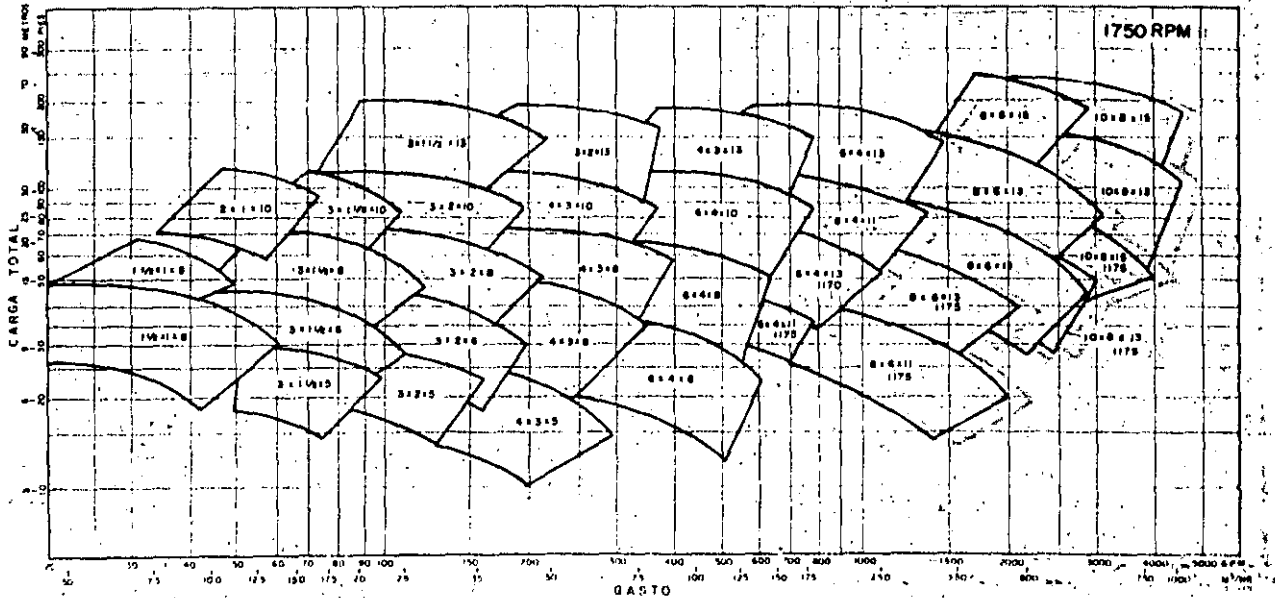
TABLA DE COBERTURA 60 HZ



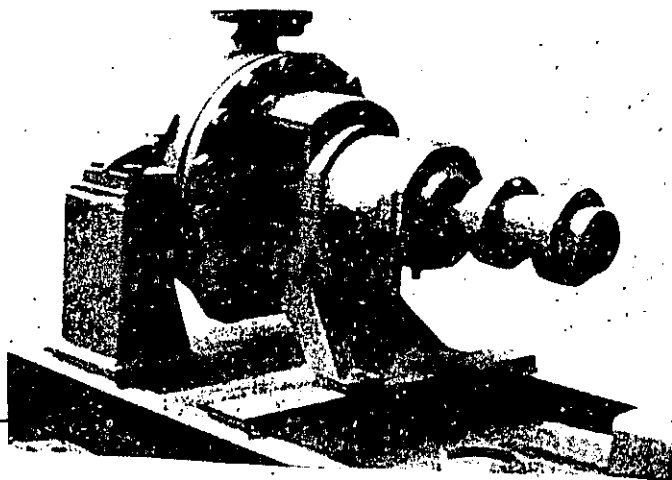
BOMBAS DE IMPULSOR CERRADO
HORIZONTALES DE SUCCION LATERAL

LINEA D-1011

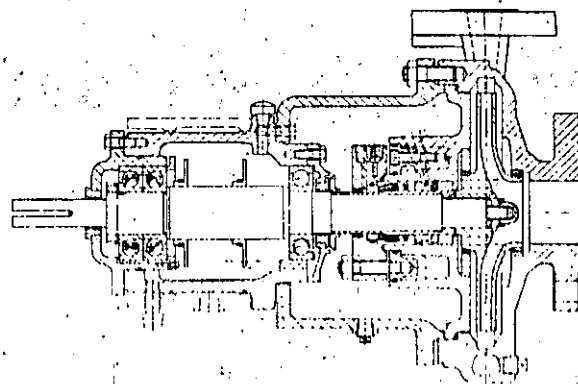
TABLA DE COBERTURA A 60 HZ



LINEA HQ (TIPO API-610)



MODELO HQ.



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal impulsor cerrado. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. Un paso. Carcasa partida verticalmente. Pedestales fijos a la base. Rotación: En el sentido del reloj, vista desde el cople.

CARACTERÍSTICAS:

De acuerdo a los estándares del API-610
Conexiones Bridadas.
Lubricación por aceite.
Alojamiento de empaques que admite empaquetadura así como sello mecánico. Diseño "back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

OPCIONES:

Inductor para limitaciones de NPSH, anillo de enfriamiento en alojamiento de baleros. Chaqueta de enfriamiento en alojamiento de empaques. Enfriamiento en pedestales.

SERVICIO:

Servicios de proceso pesado, petroquímico, químico e industria en general.

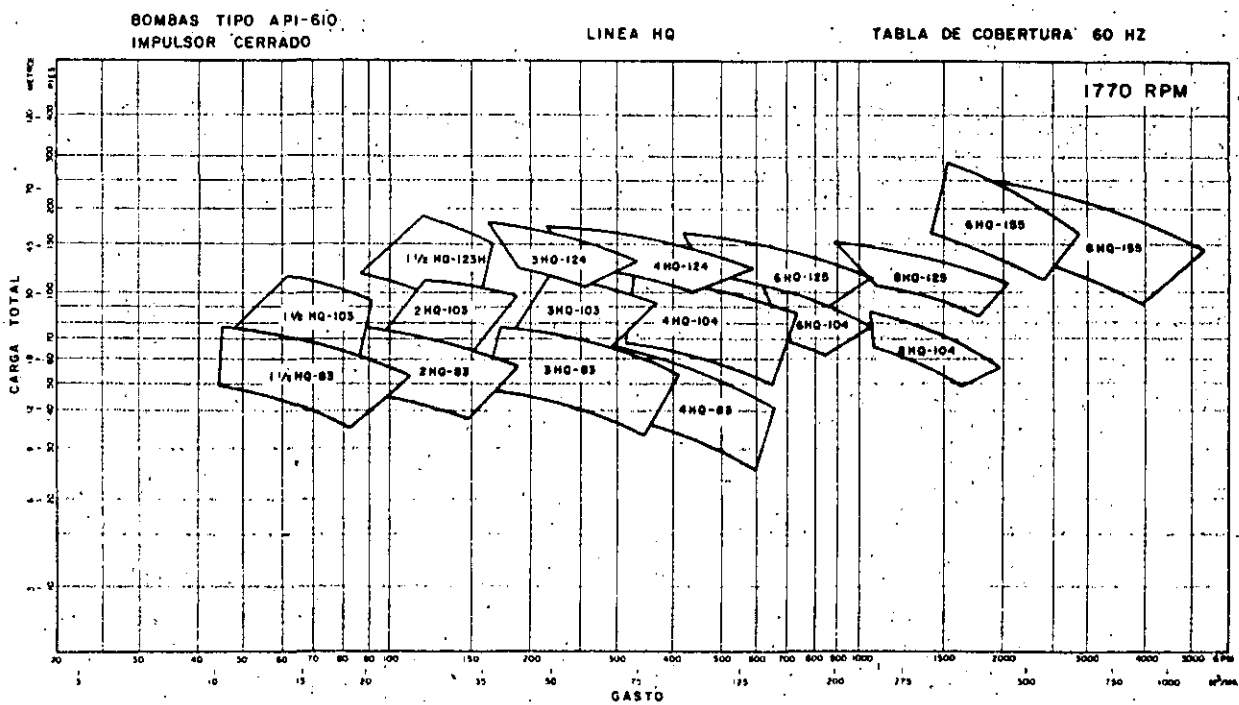
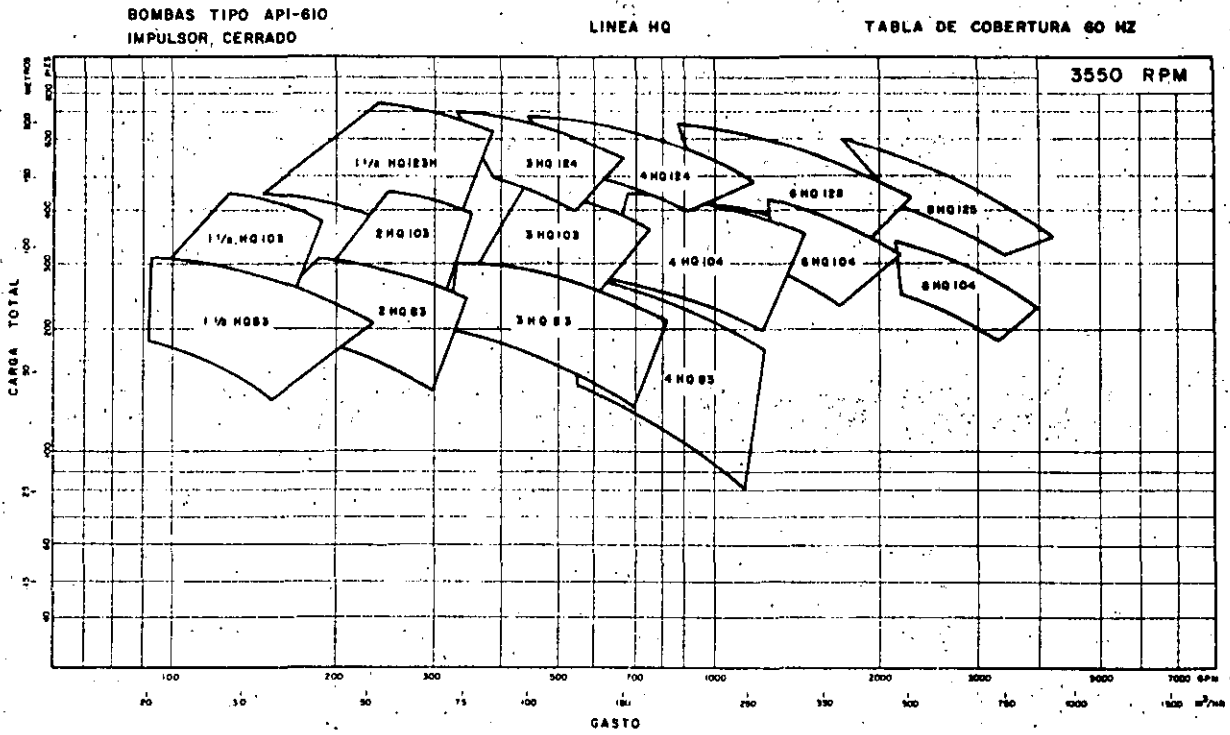
LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo hasta (700 PSIG)
49.3 Kg/cm² en algunas bombas.
Temperatura de (-350° F) - 212°C
hasta (850° F) 454°C

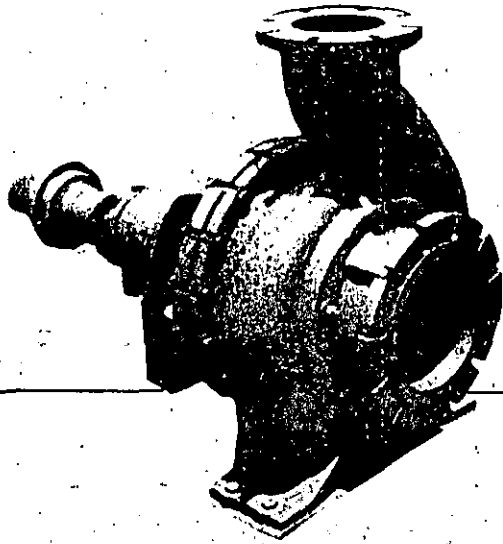
MATERIALES DE CONSTRUCCION

Conforme las especificaciones del API-610, estas bombas se fabrican en las siguientes construcciones:
S-1, S-4, S-5, S-6, A-7 A-8.

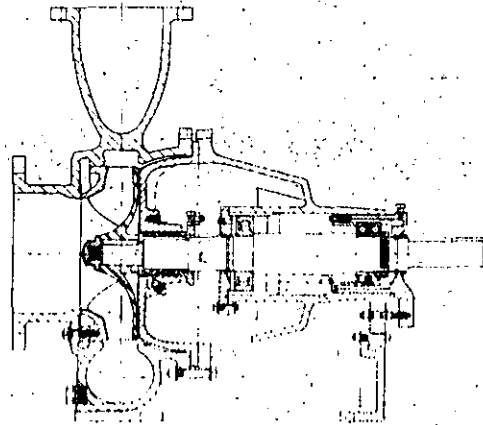
TABLAS DE COBERTURA BOMBAS HQ



LINEA FR & FRB (PARA MANEJO DE PULPAS)



MODELO FR



DISEÑO:

Bomba centrífuga horizontal. Impulsor semiabierto de alta eficiencia de tipo inatascable. Succión al extremo. Descarga hacia arriba sobre la L.C. Simple succión. Un paso. Carcasa partida verticalmente. Soporte tipo pedestal.

Plato de desgaste: La carcasa está protegida por una placa de desgaste empernada en tres puntas y fácilmente removible. Su maquinado es de alta precisión, siguiendo el contorno del impulsor para conservar prolongadamente la eficiencia inicial.

Rotación: En el sentido del reloj vista desde el cople.

CARACTERISTICAS:

Conexiones bridadas. Lubricación por aceite. Incrementador de succión opcional, para que el fluido pase al ojo del impulsor con la velocidad adecuada conforme su consistencia.

Diseño "Back pull out" que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

SERVICIO:

La aplicación más frecuente de estas bombas es en la industria papelera, ya que pueden operar con fluidos de consistencias hasta del 60%. Se considera propia para servicios de proceso pesado, así como químico e industria en general.

LIMITES DE OPERACION:

Velocidad - (800 RPM)

Presión de trabajo hasta (150PSIG) 10.6 Kg/cm² en algunos casos.

Temperatura (250° F) 121°C.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

Se tienen dos construcciones básicas y dos combinadas, es decir.

1. Toda en FeFo
2. Toda en A.I.316.
3. Fierro fundido con internos de A.I.316.
4. Fierro fundido con internos de bronce.

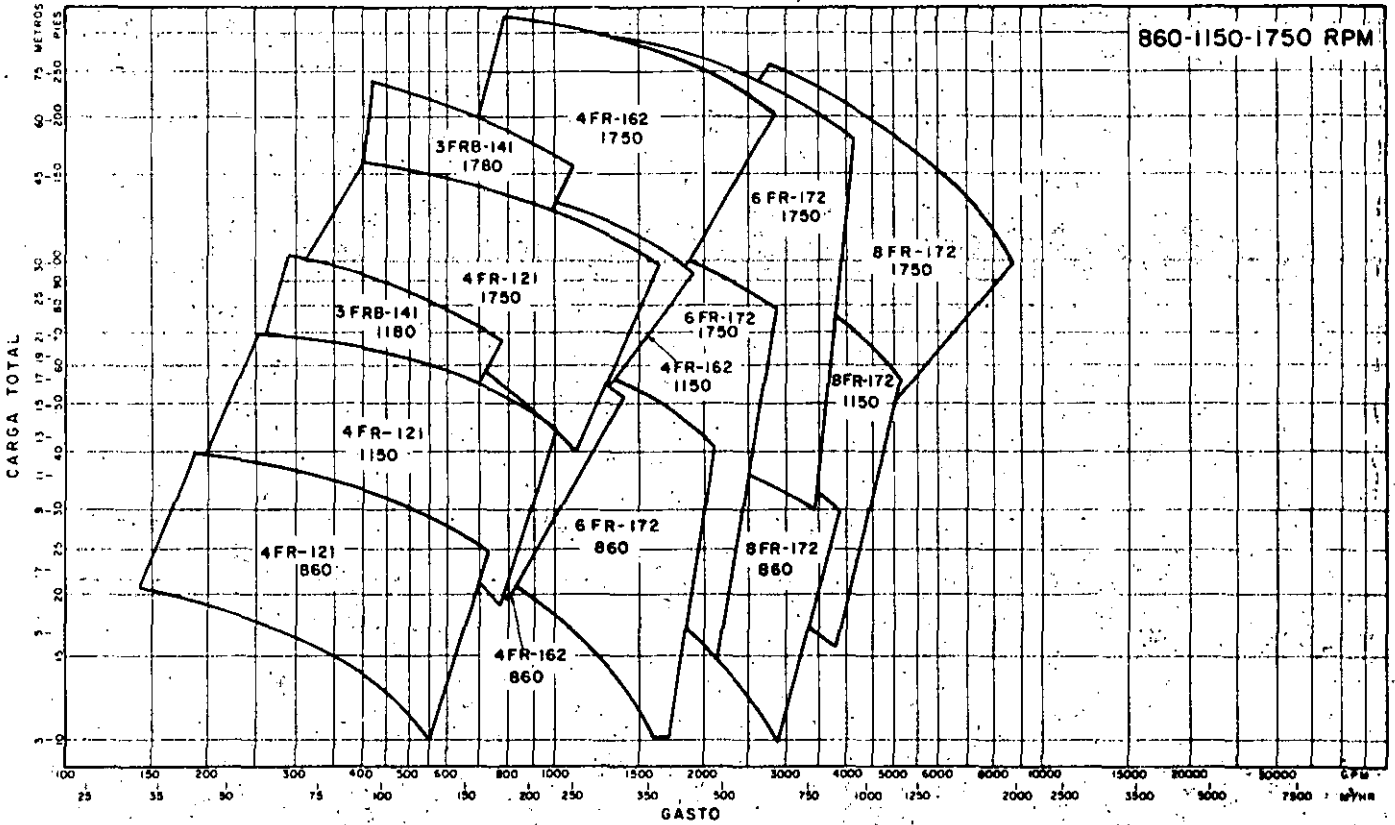
Nota: El bastidor es en FeFo para las cuatro construcciones.

TABLA DE COBERTURA BOMBAS FR & FRB

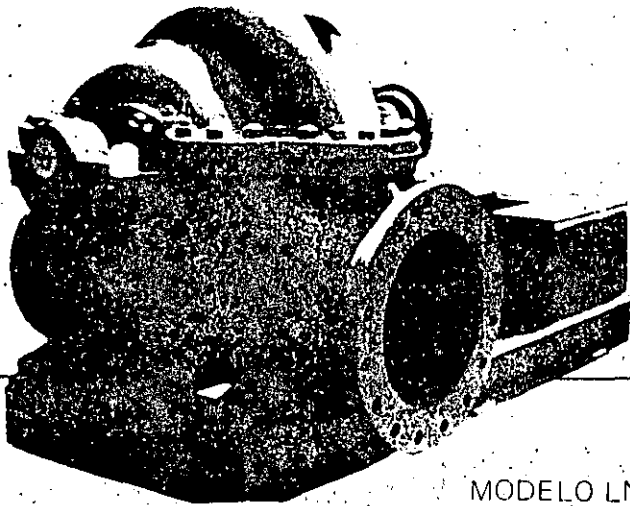
BOMBAS DE PROCESO
PARA MANEJO DE PULPAS

LINEA FR & FRB

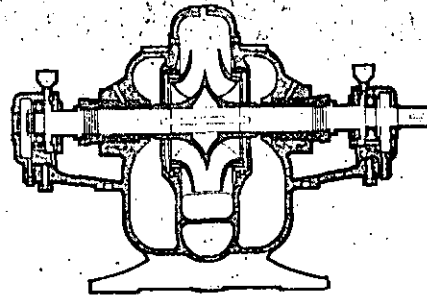
TABLA DE COBERTURA 60 HZ



LÍNEA L, LN & LR (TIPO BIPARTIDA)



MODELO LN



DISEÑO:

Bombas centrífugas horizontales. Impulsor cerrado, de doble succión diseñado para que haya un equilibrio hidráulico eliminando el empuje axial.

Succión y descarga laterales. Carcasa partida horizontalmente. De doble voluta (para bombas LN y algunas LR), la que permite operar con una amplia gama de capacidades ya que elimina prácticamente la reacción radial. Bombas, de un paso.

Rotación: En o contra el sentido del reloj.

CARACTERÍSTICAS:

Conexiones, bridadas. Lubricación por aceite. Con doble alojamiento de empaques que acepta empaquetadura y sello mecánico.

SERVICIO:

Municipal, contra incendio, industrias azucarera y papeleras, procesos petroleros y petroquímicos, torres de enfriamiento, etc.

LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo - (175 PSIG)
12.3 Kg/cm²

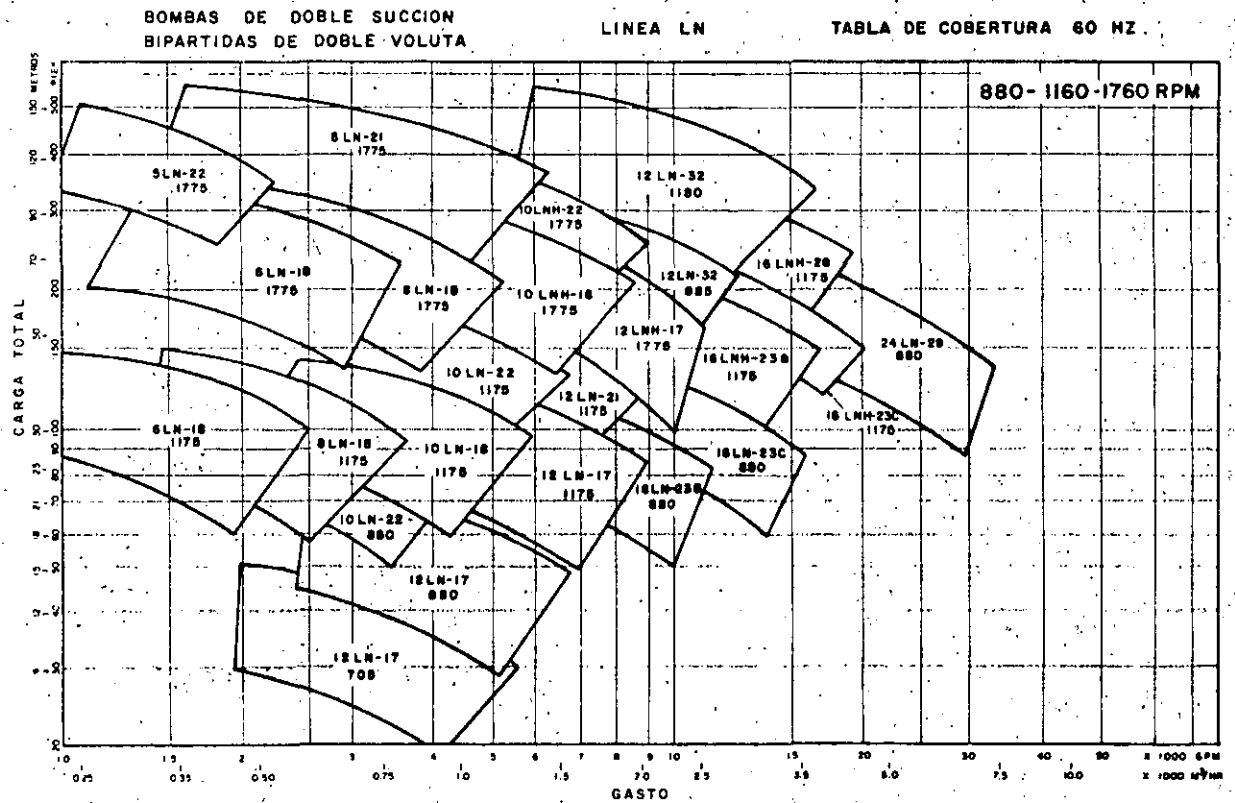
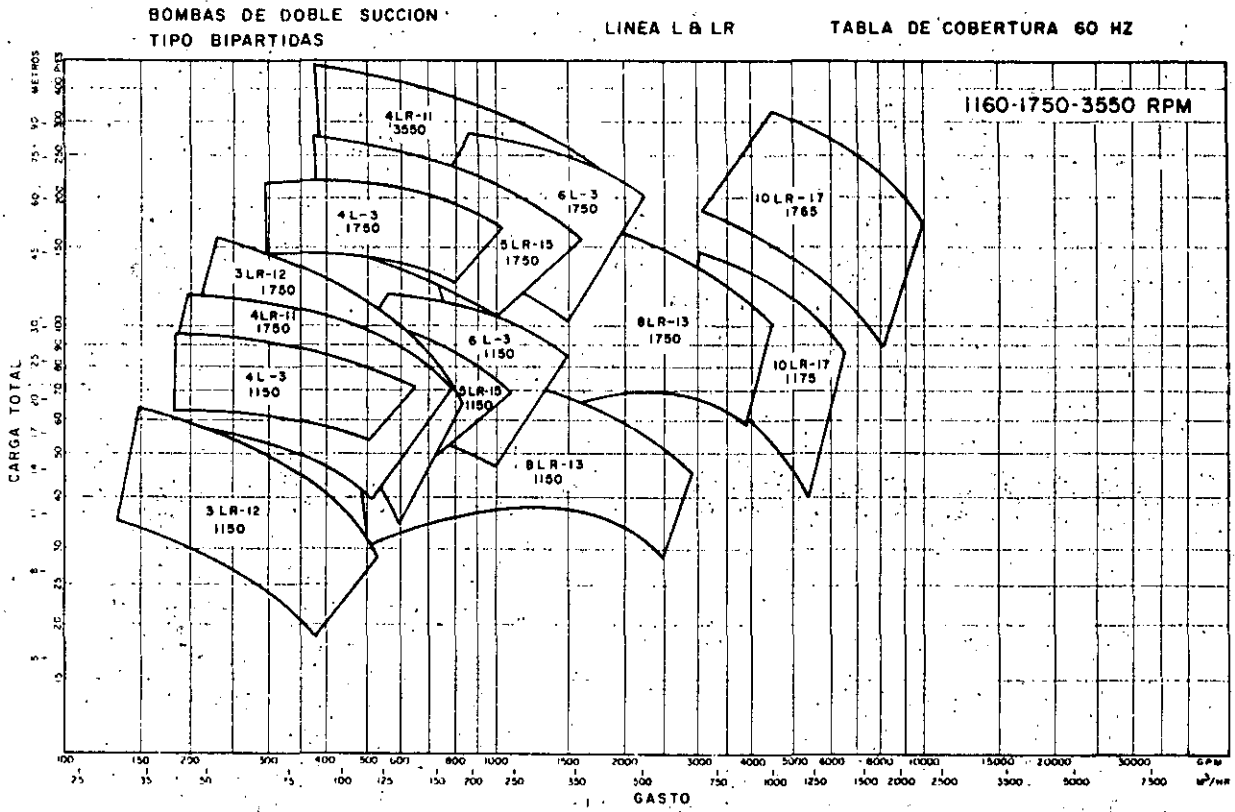
Temperatura - (250° F) 121° C

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

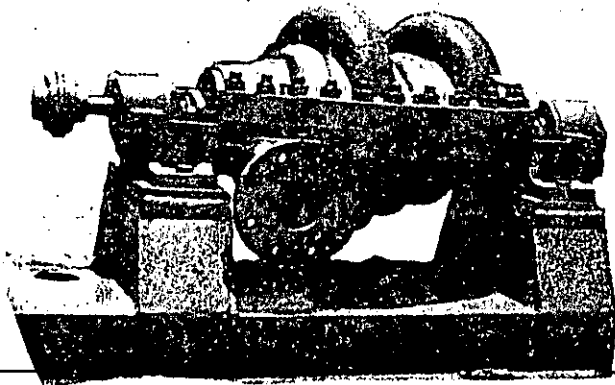
1. Toda en Fierro Fundido.
2. Toda en Bronce
3. Carcasa en Fierro Fundido con internos de Bronce.

Otros materiales de acuerdo con aplicación específica.

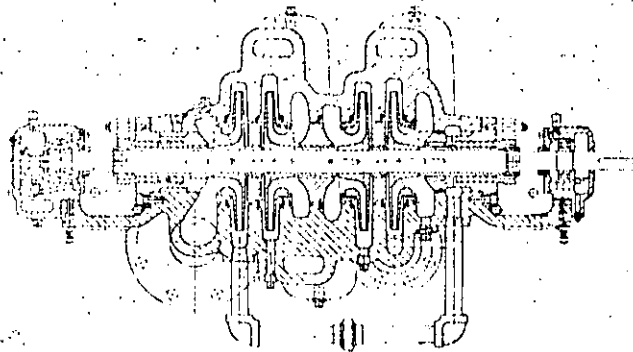
TABLAS DE COBERTURA BOMBAS L, LN & LR



LÍNEA UN (TIPO MULTIPASO)



MODELO UNQ



DISEÑO:

Bombas centrífugas horizontales. Impulsor cerrado, de simple succión. Succión y descarga laterales, carcasa partida horizontalmente. De dos y cuatro pasos. Con doble voluta (para los modelos UNQ de cuatro pasos).

Rotación: En o contra el sentido del reloj.

CARACTERÍSTICAS:

Conexiones bridadas. Lubricación por aceite. Alojamiento de empaques que admite empaquetadura y sello mecánico.

SERVICIO:

Aplicaciones donde se requieren altas presiones, como alimentación a calderas, así como servicios petroquímicos, químicos e industria en general.

LIMITES DE OPERACION

Presión de trabajo - (500 PSIG) 35.2 Kg/cm² en dos pasos y hasta (950 PSIG) 66.9 Kg/cm² en algunas bombas de 4 pasos.

Temperatura: (250°F) 121°C.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

1. Toda en Fierro Fundido.
2. Toda en Bronce.
3. Carcasa en Fierro Fundido con internos de Bronce.

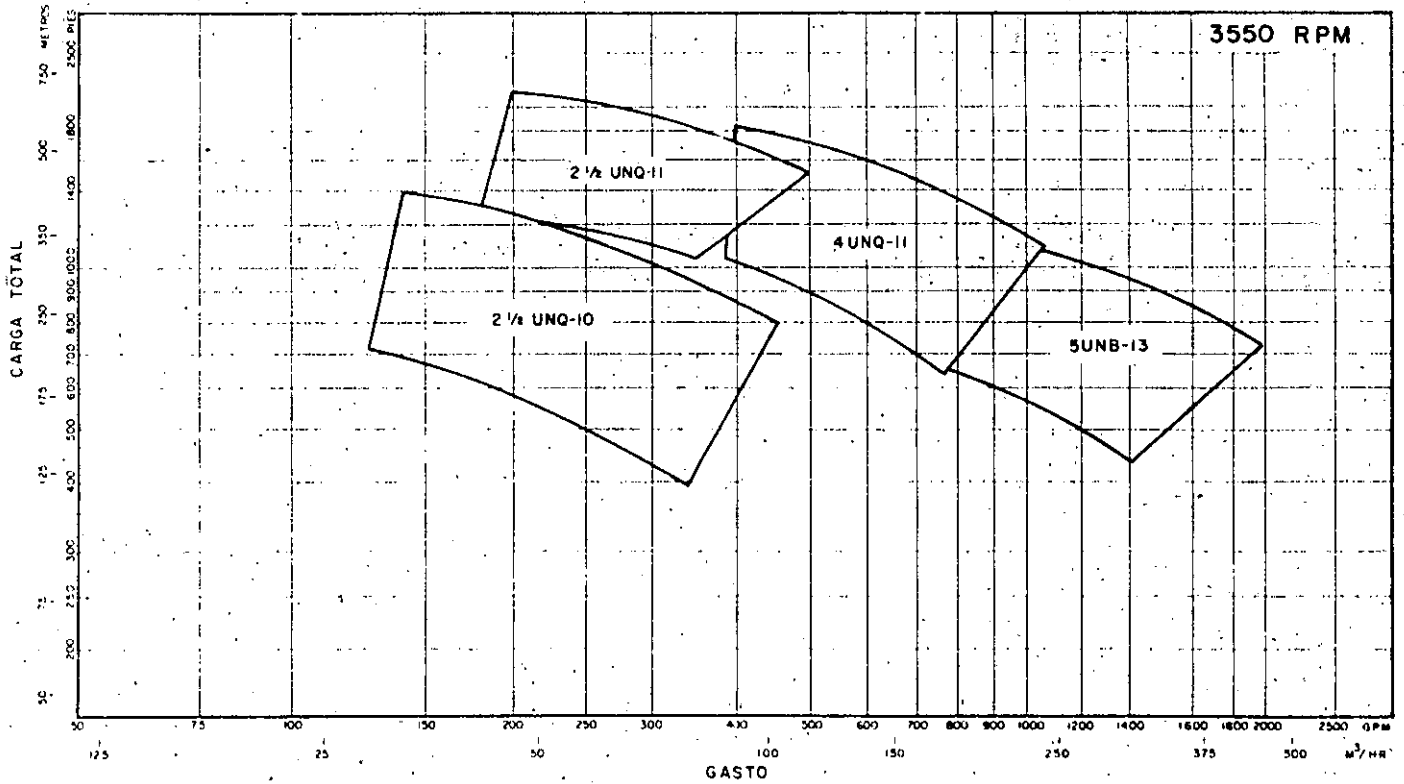
Disponibles otros materiales de acuerdo con aplicación específica.

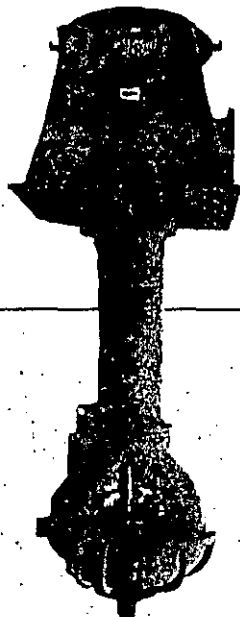
TABLA DE COBERTURA BOMBAS UN

BOMBAS MULTIPASO DE VOLUTA DE 2 Y 4 ETAPAS

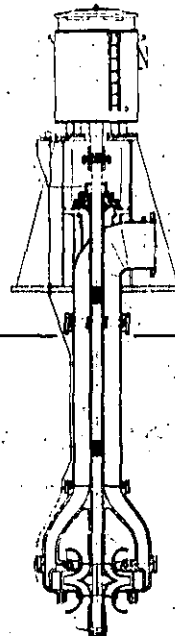
LINEA UNQ & UNB

TABLA DE COBERTURA 60 HZ



LINEA QL (VERTICAL DE DOBLE SUCCION)

MODELO QL

**DISEÑO:**

Bombas centrífugas verticales. Impulsor cerrado de doble succión. Con doble voluta. De un paso.

Rotación: En sentido contrario al del reloj vista de la parte superior del motor.

CARACTERISTICAS:

Descarga bajo y sobre superficie.

Lubricación.

Por aceite.

Por el mismo líquido.

Forzada.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

Extremo líquido - Fierro Fundido con impulsor en bronce.

Columna - Tubería en acero al carbón y flecha de acero.

Cabezal de Descarga - Acero al carbón.

Con posibilidad de ofrecer otros materiales de acuerdo con aplicación específica.

SERVICIO:

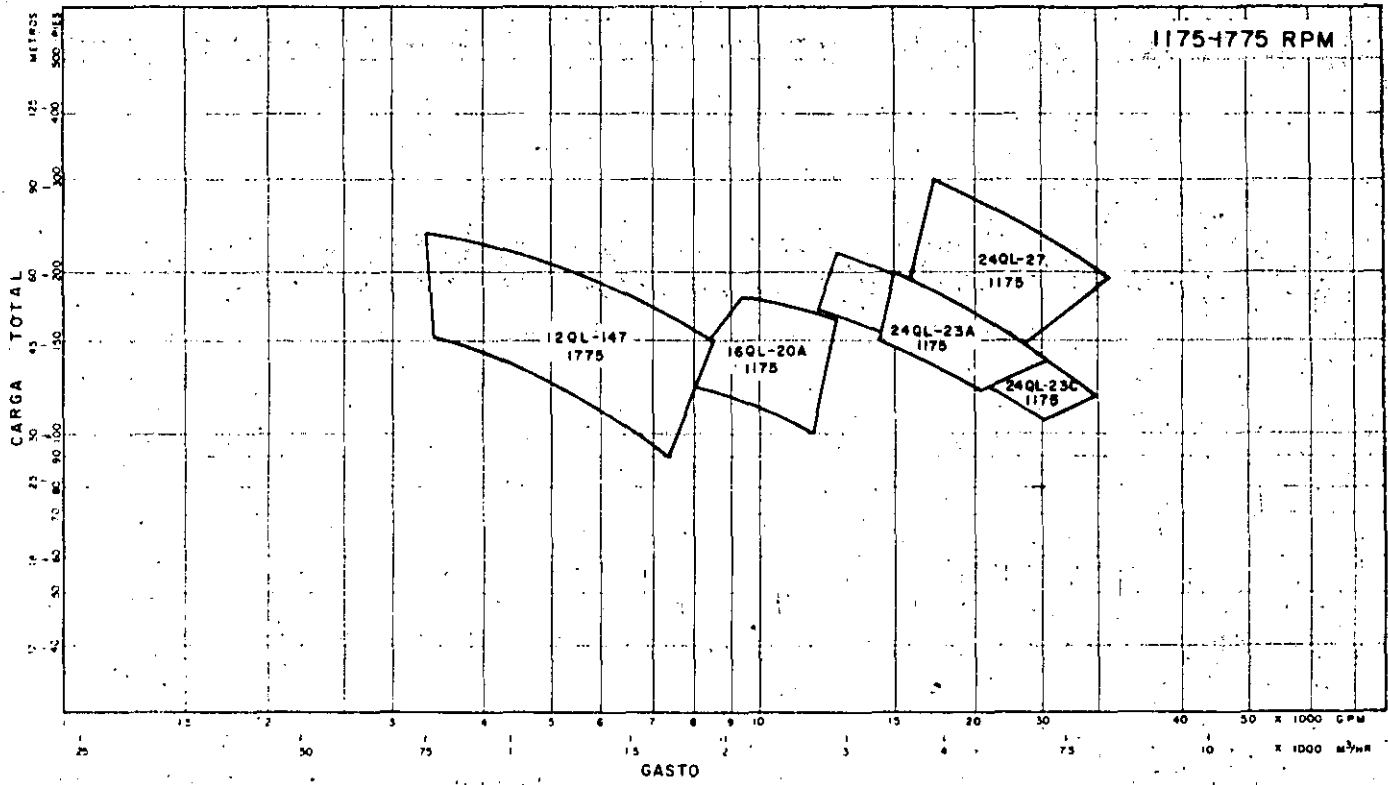
Torres de enfriamiento, así como todos aquellos que requieran grandes cantidades de líquidos con cargas relativamente altas.

TABLA DE COBERTURA QL

BOMBAS VERTICALES DE DOBLE SUCCION

LINEA QL

TABLA DE COBERTURA 60 HZ



LÍNEA UHF BOMBAS VERTICALES TIPO TURBINA



MODELO UHF



DISEÑO:

Bombas centrífugas verticales. Impulsor cerrado de flujo mixto, de simple succión. Multipaso. Tipo difusor.

Rotación: En el sentido contrario del reloj vista desde la parte superior del motor.

CARACTERÍSTICAS:

Descarga sobre superficie. Lubricación por aceite o por el mismo fluido bombeado. Flecha extra dimensionada lo que alarga y asegura la vida del equipo.

SERVICIO:

Municipales, Irrigación, Pozo profundo, Condensado (tipo lata), Cárcamo e Industria en general.

LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo: (220 PSIG) 15.5 kg/cm²
Temperatura: (250° F) 121° C.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

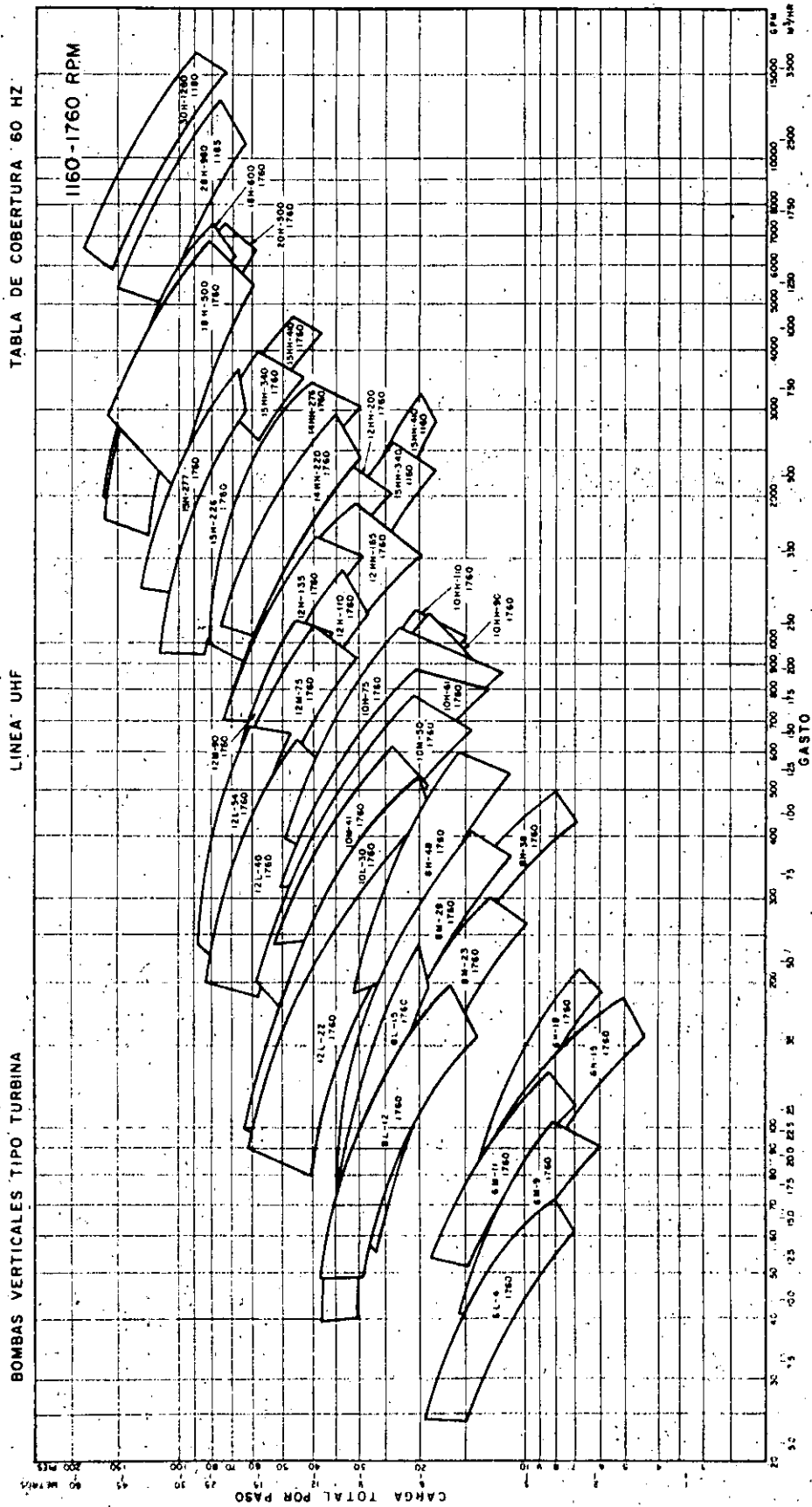
Cuerpo de Tazones: Tazones en Fierro fundido con impulsores de bronce o todo en Fierro Fundido.

Columna: Tubería de acero al carbón y flecha en acero A1S1-1045

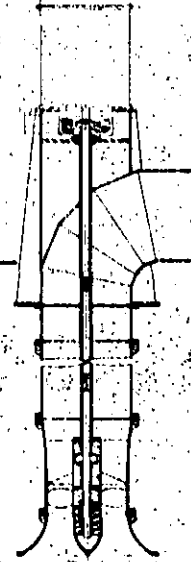
Cabezal de Descarga: En fierro fundido con conexión roscadas de 125 ANSI. O, de acero estructural con bridas de 150 y 300 ANSI RF.

Con posibilidad de ofrecer otros materiales de acuerdo a la aplicación específica.

TABLA DE COBERTURA BOMBAS UHF



BOMBAS KLD (TIPO PROPELA)



BOMBAS KLD (TIPO PROPELA)

DISEÑO:

Bombas centrífugas verticales. Impulsor de flujo axial, tipo hélice de tres aspas de alta eficiencia. Simple succión. Multipaso. Tipo difusor.

Rotación: En el sentido contrario del reloj vista desde la parte superior del motor.

CARACTERÍSTICAS:

Descarga sobre y bajo superficie. El codo de descarga está diseñado para reducir las pérdidas por rozamiento así como los difusores que evitan las turbulencias e incrementan la eficiencia del equipo. Pueden manejar sólidos hasta de (14") 356 mm de diámetro.

Lubricación:

aceite
o el mismo líquido
Forzada.

Flecha sobredimensionada que garantiza una larga y segura vida de la bomba.

OPCIONES:

Base dimensionada con acceso al paso de campana de succión y cabezal de descarga.

Brida en cabezal de descarga.

Cople Dresser

Colador tipo canasta

Placa "rompedora de vórtices".

SERVICIO:

Todos aquellos que requieran grandes cantidades de agua con cargas bajas como:

Drenaje, Aguas negras, control de inundación, etc.

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

Cuerpo de tazones: Fierro fundido con impulsor en bronce.

Columna: Acero al carbón con flecha AISI-1045.

Cabezal de descarga: Acero estructural.

BOMBAS DE FLUJO AXIAL TIPO PROPELA

LINEA KLD

TABLA DE COBERTURA 60 HZ

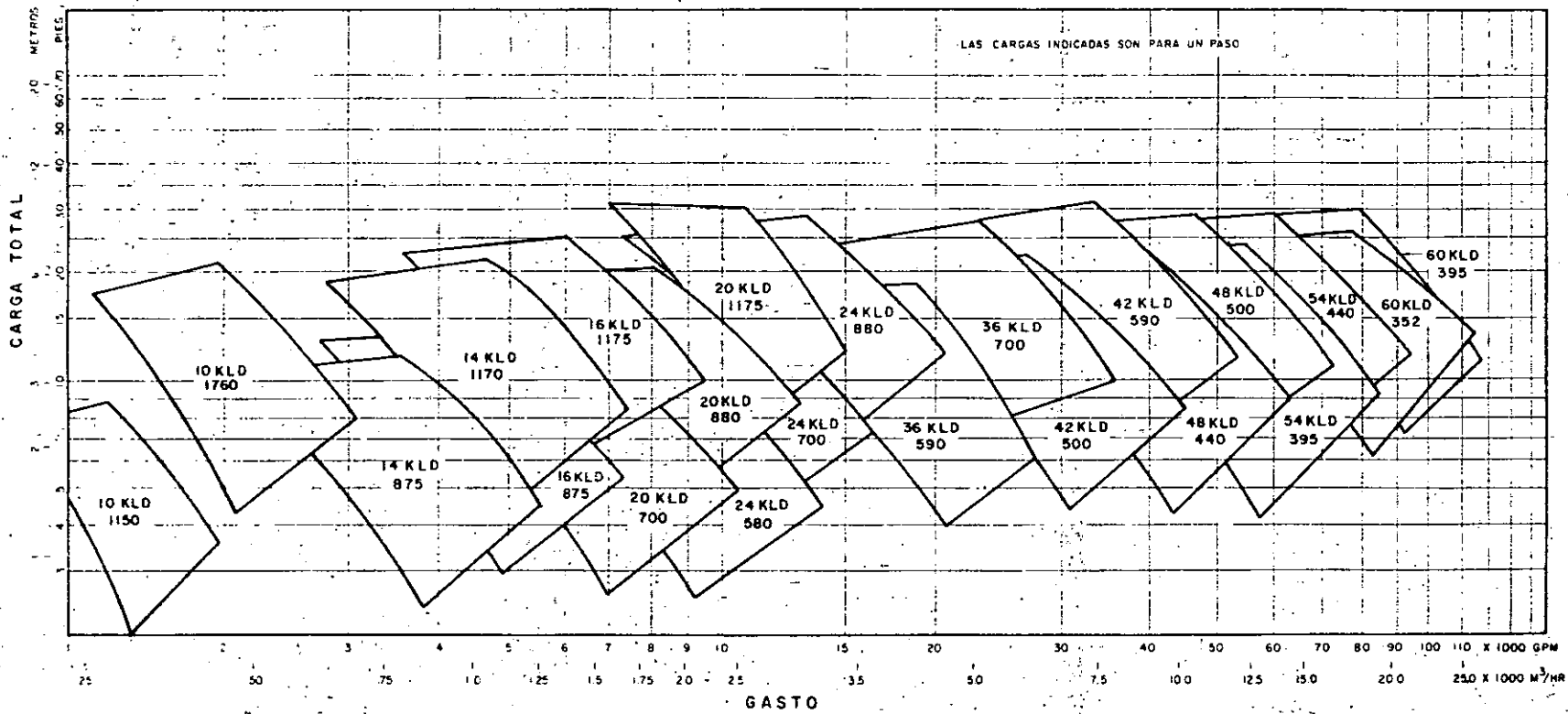
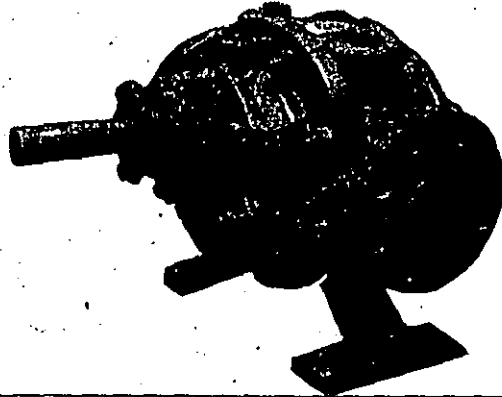
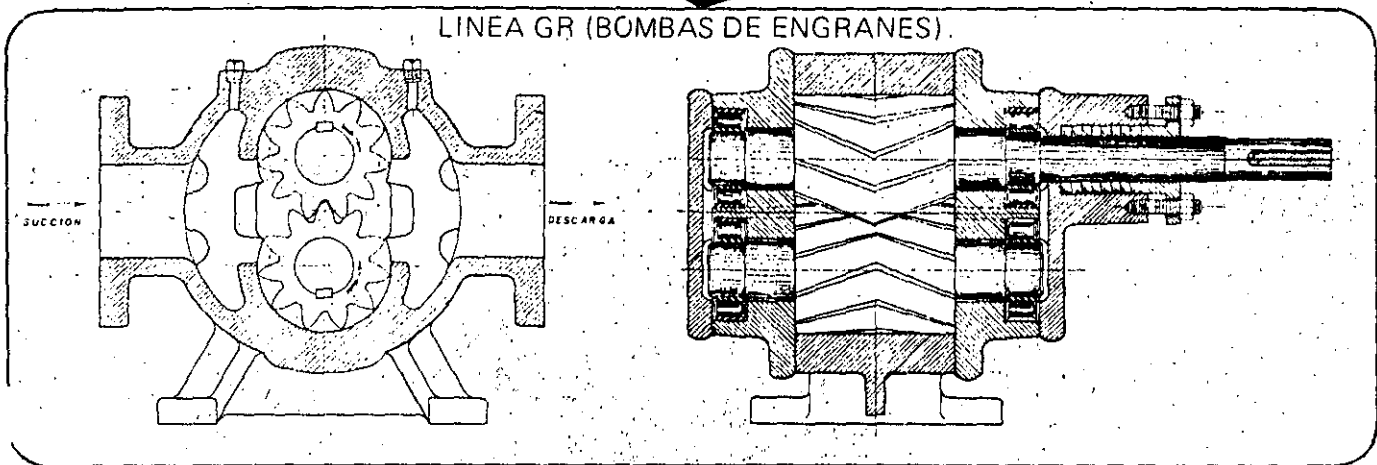


TABLA DE COBERTURA BOMBAS KLD

LINEA GR (BOMBAS ROTATORIAS DE ENGRANES)



LINEA GR (BOMBAS DE ENGRANES)



DISEÑO:

Bomba de desplazamientos positivo. De engranes helicoidales, de gran área de contacto sin empuje axial, de alta resistencia al desgaste. Conexiones laterales. Cojinetes de rodillos.

Rotación: En o en contra del reloj.

SERVICIO:

Industria azucarera, petroquímica, química y todos aquellos que requieran manejar fluidos viscosos.

LIMITES DE OPERACION:

Presión de Succión (50 PSIG) 3,5 Kg/cm²
 Presión de descarga (100 PSIG) 7 Kg/cm²
 Temperatura (350° F) 177° C

CARACTERISTICAS:

Cuerpo de la bomba solidamente construido con fierro fundido de alta resistencia, con amplios orificios de succión y descarga para evitar las turbulencias y las pérdidas por desplazamientos, manteniendo la eficiencia volumétrica. Los engranes están diseñados de tal forma que el fluido tenga un desplazamiento suave y sin pulsaciones.

Su caja de empaques de cavidad extraprofunda permite un mejor sellado con empaquetado normal que admite también sello mecánico. Conexiones bridadas de 250 ANSI (excepto bomba 1 1/2 GR que son roscadas). Opción de arreglo con válvula de alivio integral hasta el tamaño 3 GR.

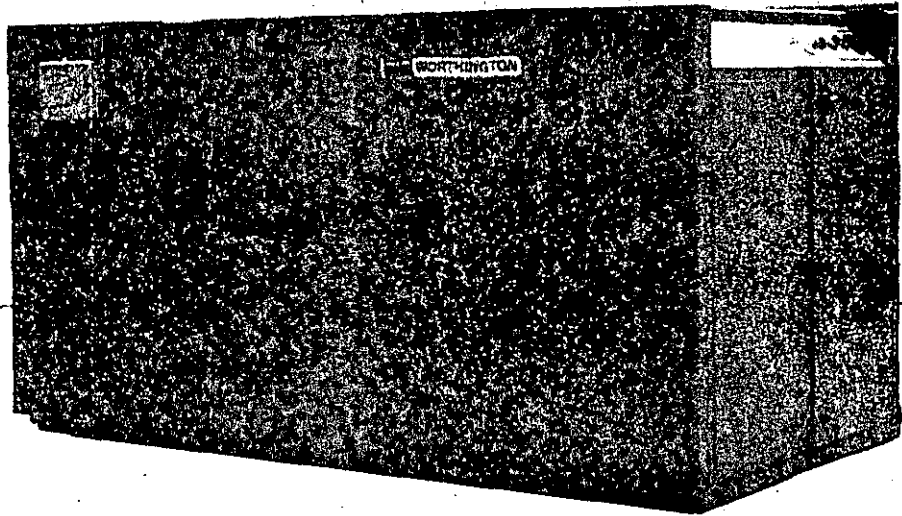
MATERIALES DE CONSTRUCCION:

Estas bombas están construidas en fierro fundido de alta resistencia, con flecha de acero al carbón.

RANGO DE COBERTURA

Viscosidad: De 50 a 100,000 SSU
 Gasto: 8 a 300 GPM (100 SSU)
 5 a 105 GPM (100,000 SSU)

COMPRESORES ROTATIVOS TIPO RM



TIPO RM

DISEÑO:

Compresores Rotativos. Lubricados por aceite. En paquete que consta de:

Compresor, motor eléctrico de 25 a 150 HP, arrancador * sistema de refrigeración por aire con ventilador, controles del compresor, dispositivos de seguridad y accesorios. Todo dentro de un armazón cerrado *

CARACTERISTICAS:

Únicamente se requiere hacer una conexión a la descarga sin necesidad de post-enfriador y otra a la corriente eléctrica.

La unidad de compresión consta únicamente de cinco elementos móviles.

Ha sido diseñado y construido para trabajar 24 horas diarias al 100% de su capacidad y con 7 Kg/cm² (100 PSI) de presión de descarga.

No se requiere ningún tipo de cimentación o anclaje, logrando así una gran flexibilidad en la instalación.

* Excepto los de 100 y 150 HP. No se suministra arrancador integrado.

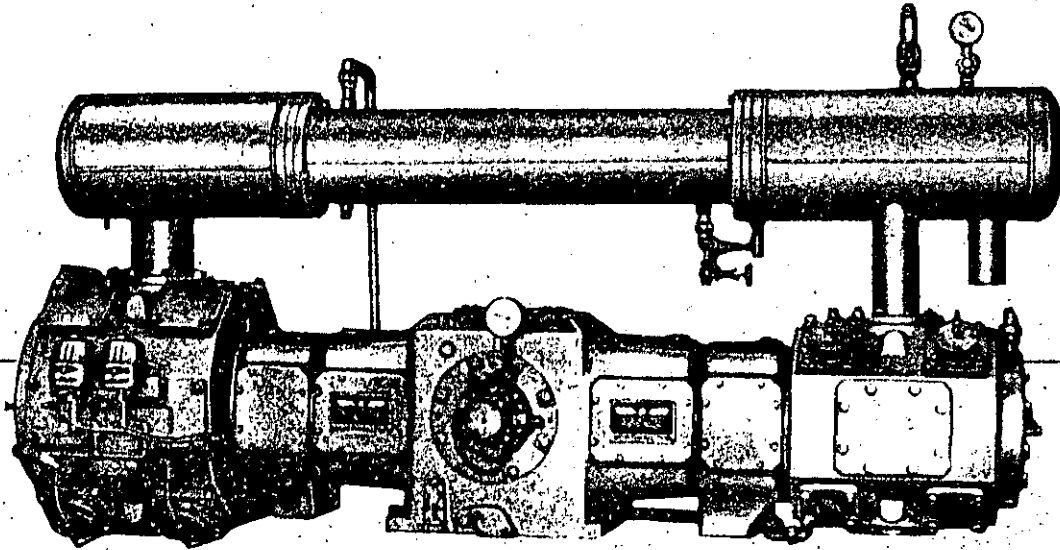
SERVICIO:

Industrial -Metal mecánico- herramientas, servicio 24 Hrs: al día mínimo mantenimiento.

RANGO DE OPERACION:

Capacidades: 120 a 600 pies³/min.
Presión de descarga: 7 a 8.8 Kg/cm² (100-125 PSIG)

COMPRESORES RECIPROCANTES TIPO BDC-5 & BDCB-5



MODELO BDCB-5

DISEÑO:

Compresores reciprocantes enfriados por agua, de balance opuesto, lubricados tipo BDC-5, no lubricados tipo BDCB-5.

CARACTERISITCAS:

Disposición de los cilindros en los extremos opuestos del bastidor que conjuntamente con el balance dinámico de las partes móviles, aseguran un suave y silencioso funcionamiento, libre de vibraciones.

SERVICIO:

La aplicación de estos compresores es ideal donde se requiere aire comprimido libre de contaminación de aceite tales como industrias que tienen instalaciones de control neumático y equipo de regulación.

Industrias químicas donde la eliminación de los vapores e hidrocarburos es esencial. La industria alimenticia y los laboratorios farmacéuticos están dentro de la aplicación, ya que requieren "aire puro".

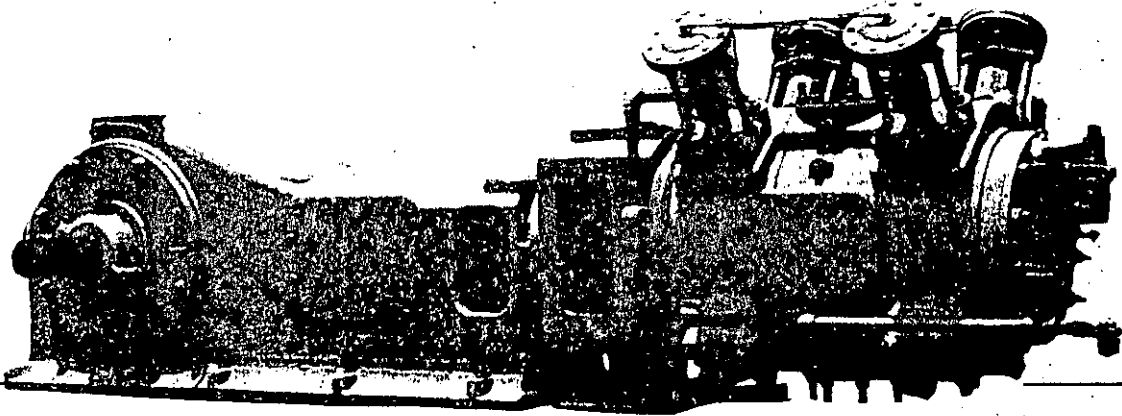
RANGOS DE OPERACION:

Capacidad de: 450 a 830 Pies³/min.

Presión de Descarga: Hasta 8.8 Kg/cm² (125PSIG).

Potencia: de 100 a 200 H.P.

COMPRESORES RECIPROCANTES TIPO HB & HBB



TIPO HB Y HBB

DISEÑO:

Compresores reciprocantes Horizontales de un paso doble efecto enfriados por agua, lubricados tipo HB y no lubricados tipo HBB.

CARACTERISTICAS:

El compresor HB está provisto de enfriamiento por agua a través de camisas de gran volumen y de extensa área de transmisión de calor.

Tiene válvulas "Feather" que trabajan por contacto y sin impactos destructivos por lo que no requiere dispositivos amortiguadores adicionales.

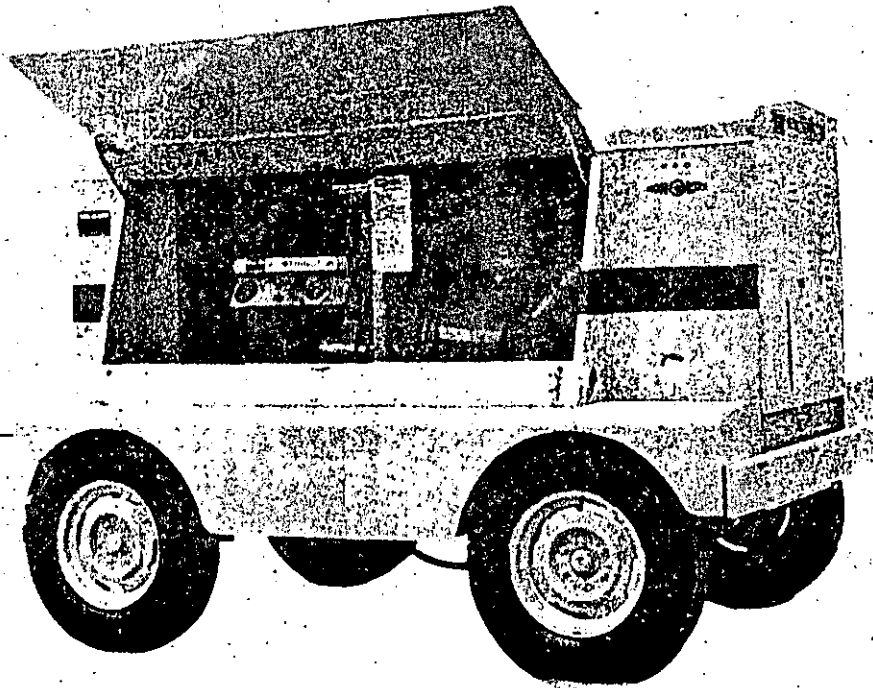
SERVICIO:

Aplicaciones industriales.
Servicio pesado 24 Hrs. al día
Mínimo mantenimiento, alta confiabilidad y duración.

RANGOS DE OPERACION:

Capacidad: 100 a 420 Pies³/min.
Presión de Descarga: hasta 9.5 Kg/cm²
(135PSIG)

COMPRESORES DE AIRE PORTATILES MODELOS 175-D, 250-D, 365-D, 600-D & 750-D



MODELOS - 175-D, 250-D, 365-D, 600-D & 750-D

DISEÑO:

Compresores de aire tipo mono-rotor. Proporciona aire comprimido de la manera mas segura operando las siguientes partes: El rotor con su eje de una sola pieza.

Juego de aspas (Vanasil), aleación de aluminio. Baleros para trabajo pesado, un sello para alta presión.

CARACTERISTICAS:

Desgaste mínimo de las partes expuestas al mismo, ya que estas piezas están lubricadas constantemente por aceite limpio y debidamente enfriado.

El mono-rotor está integrado por 1/3 parte de los componentes de un compresor de dos pasos o tipo "tornillo".

SERVICIO:

Demoliciones, perforación de roca

Limpieza de tuberías y tanques por chorro de arena, romper pavimento etc.

Confiabilidad - seguridad - garantía - economía son nuestro prestigio.

RANGOS DE OPERACION:

Capacidad: hasta 750 Pies³/min.

Presión máxima de trabajo 8.8 Kg/cm²
(125 PSIG).



Subsidiarias y afiliadas.

Worthington Pump Corporation (U.S.A.)
207 Sheffield St., Mountainside, N.J. 07092

Worthington (Canada) Ltd.
4180 Dundas St. W. Toronto, Ontario, Canada

Worthington Gesellschaft m.b.H (Austria)
Industriestrasse B, Brunn am Gebirge, Austria

**Constructions Hydrauliques
Worthington**
25, rue Jean Giraudoux, 75116 Paris 16^{eme}

Deutsche Worthington G.m.b.H
Hallesdorfer Strasse 61, 2 Hamburg 71, Germany

Worthington Argentina S.A.I.C.
Casilla de Correo 3590, Correo Central,
Buenos Aires, Argentina

Worthington Colombiana S.A.
Avenida de las Americas No. 41-08, Bogota, Colombia

Worthington Asia Pte. Ltd.
Bideford Rd., Singapore 9

Worthington-Simpson, Ltd.
Newark-on-Trent, Notts., England

Worthington S.A.
Bolivar, 9, Madrid 5, Spain

Worthington Batignolles S.A.
20, Rue De Koufia, 44300 Nantes, France

Worthington de Mexico S.A.
Poniente 140 No. 859 Esq. Ceilan, Frac. Industrial Vallejo,
Mexico 16, D.F. Mexico

Worthington S.p.A. (Italy)
via Pirelli, 19 20124 Milan, Italy

Worthington Sud S.p.A.
Area industriale S. Marco, 81025 -- Marcanise (Caserta)

Nilgata Worthington Company Ltd.
No. 20 Akafune cho, Shiba Nishikubo Minato-ku,
Tokyo 105, Japan

Worthington S.A. (Maquinas)
Rua Arujo Porto Alegre, 36, Rio de Janeiro, Brazil

Metcast Foundry Division
Worthington Ave., Harrison, N.J. 07029



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBAS DE BAJA CARGA (PROPELA Y FLUJO MIXTO)

ING. JOSÉ ANTONIO MARÍN RENOVATO

SEPTIEMBRE, 1984

BOMBAS DE BAJA CARGA
(PROPELA Y FLUJO MIXTO)

0 1

TEMA II

TIPOS DE BOMBAS UTILIZADAS

- 2.1 BOMBAS DE FLUJO AXIAL.- El camino que recorre el fluido dentro del impulsor en una bomba de flujo axial, es paralelo al eje de rotación, como se muestra en la figura 2-1.

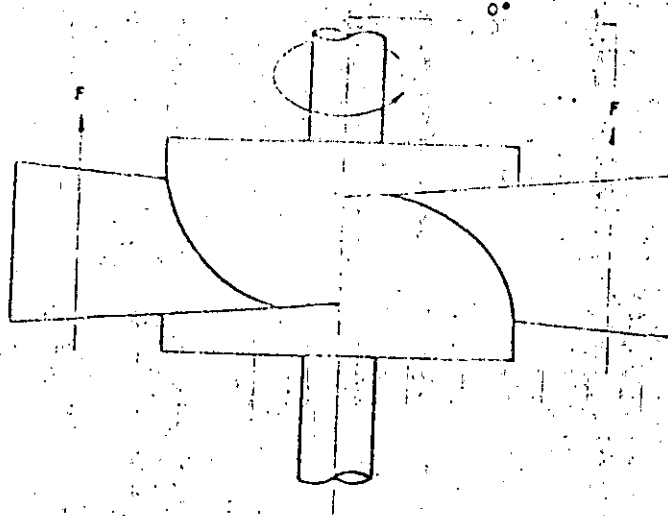


FIGURA 2-1.

Su curva característica desarrolla relativamente grandes flujos y bajas cargas a máxima eficiencia. La curva típica carga-capacidad es descendente, por lo tanto su carga a válvula cerrada es bastante alta comparada con la carga en el punto de mejor eficiencia y como consecuencia su curva de potencia aumenta

rá a un valor máximo a flujo cero, como se puede observar en la figura 2-2.

Estos diseños se caracterizan por tener rangos de alta velocidad específica arriba de 9,000.

2.1.1 DESCRIPCION DE COMPONENTES.- Las bombas de flujo axial tipo propela básicamente constan de cuatro componentes principales:

- a) Cuerpo de Tazones
- b) Tubería de Columna
- c) Cabezal de Descarga
- d) Accionadores.

a) Cuerpo de Tazones: El cuerpo de Tazones consiste básicamente de un conjunto de partes que son: Campana de succión, tazón intermedio y/o de descarga, impulsor, bujes, flecha de impulsor, sellos, tornillos, tuercas y juntas.

La forma abocinada de la campana de succión conduce el fluido al tazón de la bomba, donde las -
aspas guías dirigen el flujo hacia el ojo del impulsor del primer paso, formando a la vez el alojamiento para el buje que lleva la campana de succión. Este buje es lubricado con grasa al momento del ensamble a través de dos barrenos localizados en la campana inyectada a presión. El tazón conduce y dirige el fluido desde el impulsor hasta la descarga con un mínimo de pérdidas hidráulicas, formando a la vez los alojamientos

CURVA CARACTERISTICA H₂O

BOMBA FLUJO AXIAL

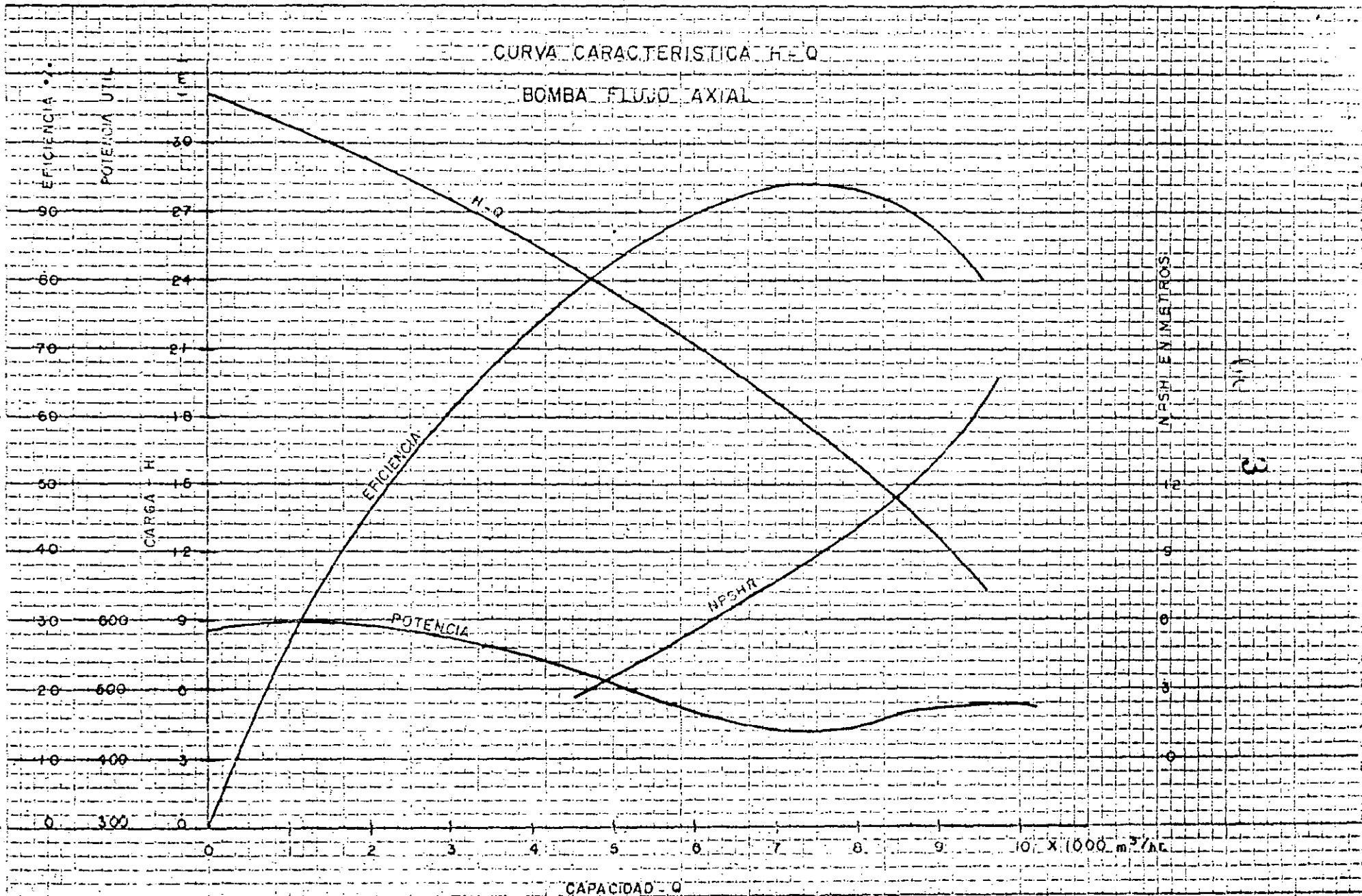


FIGURA 2

de los bujes que llevan los tazones.

El impulsor es de flujo axial, tipo hélice, de dos aspas de alta eficiencia, simple succión, multipaso, tipo difusor, sujeto a la flecha con una cuña y mantenido en su posición por un collarín bipartido y un anillo elástico de retención.

La rotación es en sentido contrario a las manecillas del reloj vista desde la parte superior de la unidad motriz.

El impulsor es balanceado dinámicamente para proporcionar una operación uniforme.

- b) Tubería de Columna: La tubería de columna conduce el líquido desde el tazón de descarga. El cuerpo de tazones y la tubería de columna están suspendidos de la base del cabezal o codo de descarga. La tubería de columna y las flechas podrán ser de uno ó varios tramos, dependiendo de las longitudes adecuadas para situar la succión de la bomba a la profundidad deseada. Las uniones son bridadas y maquinadas con hembra y macho para permitir un alineamiento y una concentricidad adecuada.

Cuando se fabrican con el codo de descarga bajo superficie, el codo de descarga forma parte de la tubería de columna. Cuando sea codo bajo superficie los sistemas de tubería deben permitir cierto grado de flexibilidad para no afectar el

alineamiento de la bomba. La flecha de línea y el tubo de protección están localizados dentro de la tubería de columna.

El eje de transmisión o flecha se selecciona para transmitir el par máximo al impulsor, con un esfuerzo de trabajo confiable. Todas las flechas son rectificadas y pulidas, con cuerda en ambos extremos correctamente maquinados para ensamblarse a sus coples correspondientes. En el caso de lubricación aceite el tubo de protección sirve de conducto del aceite lubricante desde la chumacera de ajuste hasta todas las chumaceras de línea y/o conexión, el cual está hecho de acero extra-reforzado en tramos no mayores de 1.52 m. (5 pies) los tubos de protección son roscados en sus extremos, permitiendo un acoplamiento seguro y un alineamiento perfecto de todas las chumaceras de línea. Además de que el tubo de protección superior se remaquina en el exterior para el sellado correcto de la empaquetadura o anillo O'Ring.

Las chumaceras de línea sirven para acoplar los tubos de protección y están ranuradas para permitir la lubricación a las chumaceras inferiores.

- c) Cabezal de Descarga: La base de la bomba está diseñada para soportar la unidad motriz y los componentes de la bomba y columna.

Las zonas maquinadas en la parte superior e infe

La lubricación estándar es por aceite. Las unidades lubricadas por aceite cuentan con un tanque que abastece de lubricante a la bomba.

El tanque con válvulas y accesorios son montados por un lado de la base estructural de la bomba. Esta línea alimentada a través de la chumacera de ajuste lubrica a las chumaceras de línea y de conexión a lo largo de la columna.

- d) Accionadores: Las unidades motrices proporcionan la fuerza mecánica o el giro de la flecha de la bomba y el impulsor. La unidad motriz es seleccionada para satisfacer los requerimientos de la instalación y las condiciones de servicio específicas para cada equipo.

La bomba puede ser impulsada con motor eléctrico, máquina de combustión interna o turbina de vapor. Los motores generalmente son de tipo vertical montados sobre la base de la bomba y son acoplados directamente a la flecha superior de ésta.

Las máquinas motrices horizontales se instalan junto a la bomba conectadas a un cabezal de engranes en ángulo recto, montado verticalmente sobre la base de la bomba y acoplado a la flecha superior de ésta. Los motores eléctricos y cabezales de engranes verticales pueden ser flecha hueca o sólida.

Las unidades motrices de flecha hueca deberán ser montadas sobre la extensión de la flecha su-

rior de la base, aseguran el correcto alineamiento del motor y de la columna. En igual forma, distribuye el peso de la unidad motriz y el de la bomba misma sobre la cimentación. Cuando la bomba se requiere con descarga sobre superficie, el codo de descarga forma parte del cabezal o base, denominándose entonces este conjunto como cabezal de descarga. El cabezal está diseñado para reducir las pérdidas por rozamiento y por lo tanto cambiar en forma eficiente el flujo del líquido desde una dirección vertical a una dirección horizontal.

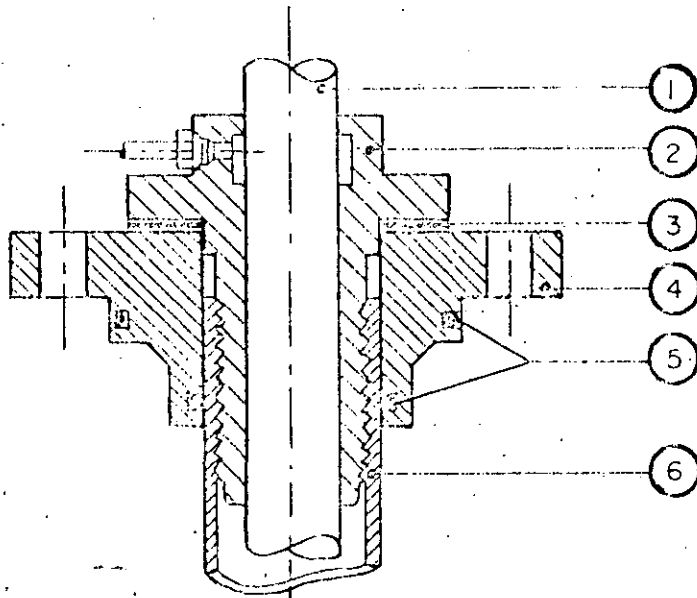
La descarga generalmente se diseña sin brida para acoplamiento con cople Dresser, además existe la opción de brida en descarga.

Estos cabezales llevan ventanas que dan fácil acceso para la colocación de caja de empaques y chumacera de ajuste; si un cople es montado inmediatamente abajo de la base del motor, estas ventanas también dan acceso para su colocación. El sellado se efectúa utilizando anillos O'Ring ó empaquetaduras en la caja de empaques ubicada en el cabezal.

En bombas selladas con empaques es comúnmente usada una camisa de flecha, una caja de empaque, la cual aloja la empaquetadura en forma de anillos, una jaula de sellos y un buje de la caja de empaques. Se agrega un prensaestopas que comprime a los empaques por medio de tuercas y espárragos.

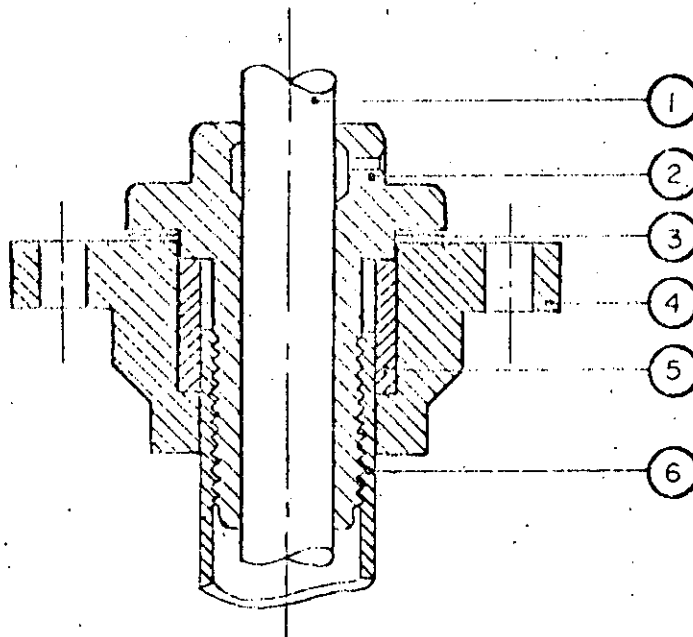
En el caso de lubricación aceite la manera de sellar es de dos formas:

Caja de empaques con anillos O'Ring como se muestra en la figura 2-3 ó caja de empaquetaduras y cámaras de anillos. Ver figura 2-4.



REF.	PARTE
1	FLECHA SUPERIOR
2	CHUMACERA DE AJUSTE
3	JUNTA CAJA EMPAQUES
4	CAJA EMPAQUES
5	ANILLO "O" DE SELLO
6	TUBO PROTECCION SUPERIOR

FIGURA 2-3



REF.	PARTE
1	FLECHA SUPERIOR
2	CHUMACERA DE AJUSTE
3	JUNTA CAJA DE EMPAQUES
4	CAJA DE EMPAQUES
5	CAMISA DE EMPAQUE
6	TUBO DE PROTECCION SUPERIOR

FIGURA 2-4

perior de la bomba y conectadas a ésta a través de un cople localizado en la parte superior de la máquina motriz.

Las unidades motrices de flecha sólida cuentan con un tramo de flecha que sobresale hacia la parte inferior de la base de la unidad motriz que tiene un cuñero circular y rectangular, con la que se conecta a la flecha superior de la bomba por medio de un cople rígido bridado ajustable, el cual es accesible a través de las ventanas localizadas en el cabezal de descarga o base de la bomba.

En las figuras 2-5 y 2-6 se muestran respectivamente cortes seccionales y lista de componentes para bombas lubricadas por aceite y el mismo líquido.

2.1.2 RANGOS DE OPERACION Y SUS APLICACIONES.- Este tipo de bombas están diseñadas para manejar en su operación altos flujos y cargas bajas o medias.

a) Rangos de Operación.

Los rangos de operación o cobertura de los equipos de flujo axial como son las bombas llamadas tipo propela son los siguientes:

Capacidad o Flujo; Desde: $0.25 \text{ m}^3/\text{s} = 907 \text{ m}^3/\text{h}$
(4,000 G.P.M.)

10

Hasta: $4.4 \text{ m}^3/\text{s} = 15,897.6$
 m^3/h (700,000 G.P.M.)

Carga Total; Desde: 1.52 m. (5 pies)
Hasta: 21.30 m. (70 pies)

Velocidad de operación; Desde: 390 RPM
Hasta: 1175 RPM

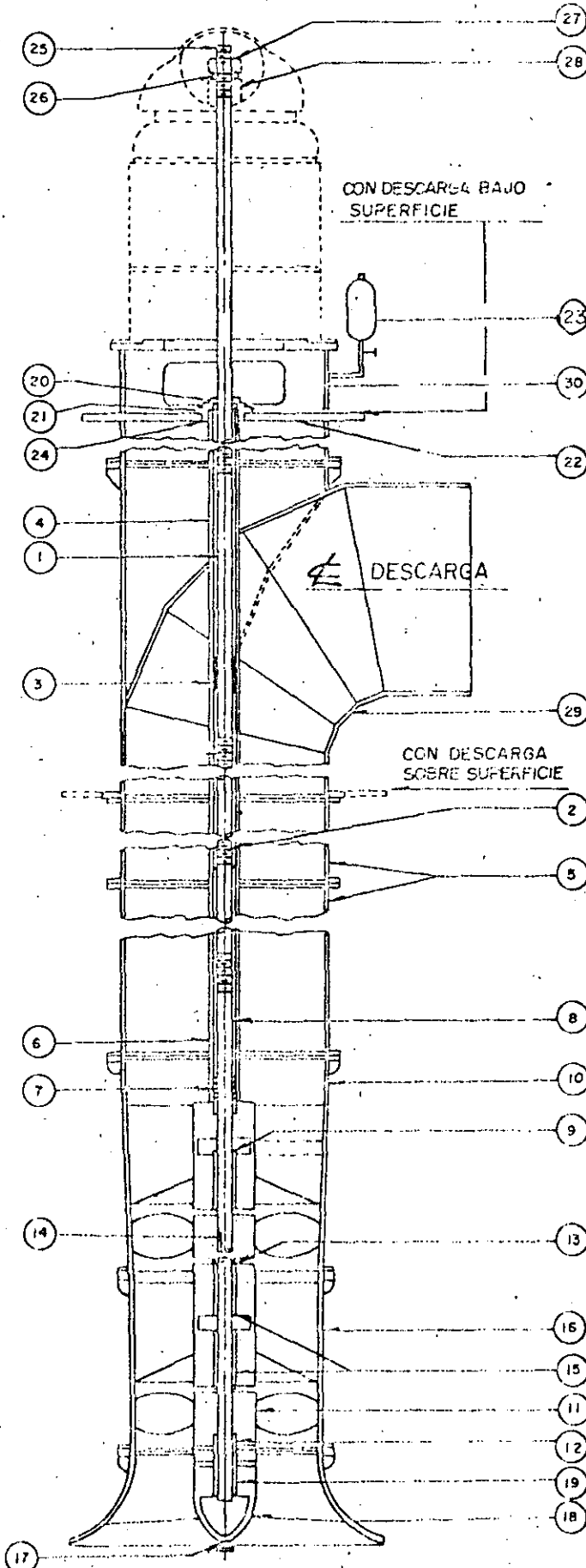
En la carta de cobertura (figura 2-7), se describen estas características.

b) Aplicaciones.

Las aplicaciones principalmente son en los siguientes servicios:

Abastecimiento de Agua
Irrigación
Transferencia
Torres de enfriamiento
Aguas Negras Mixtas.

LUBRICACION ACEITE

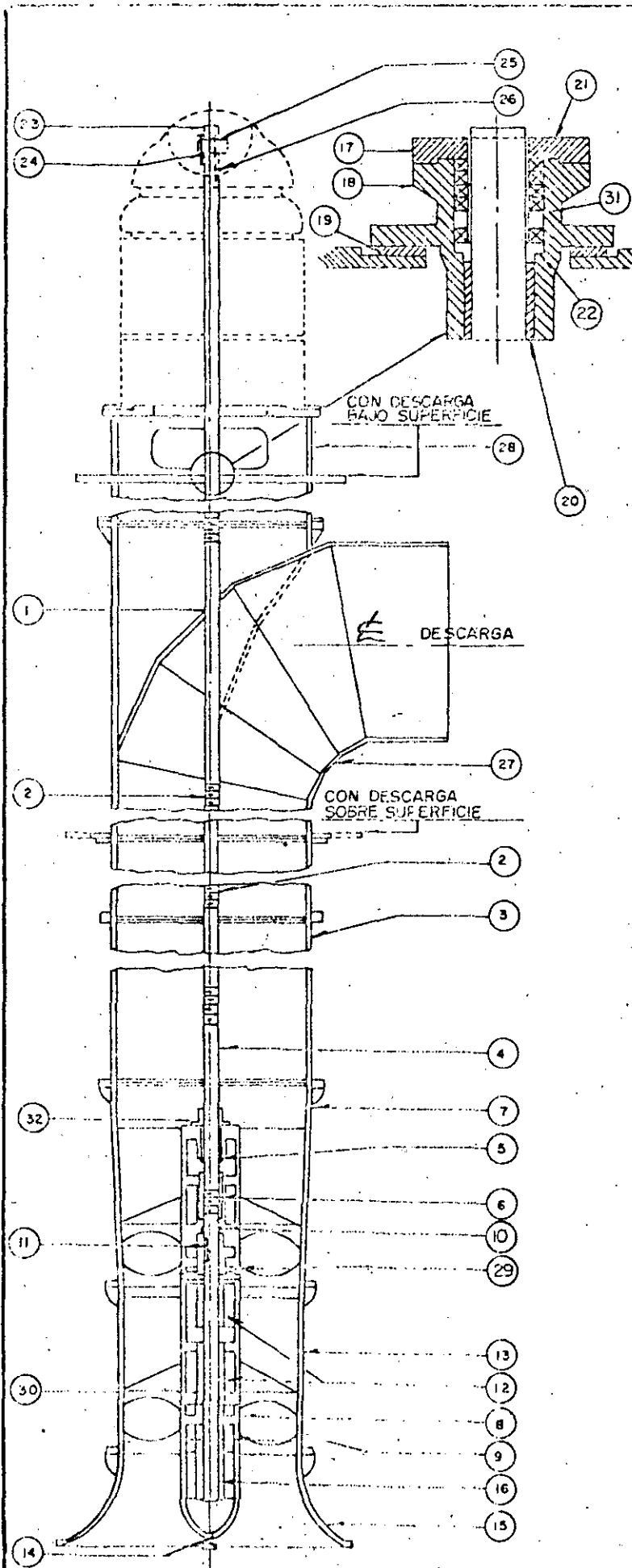


DESCRIPCION	MA
1 FLECHA DE LINEA	A - 108
2 COPLE DE FLECHA	A - 108
3 CHUMACERA DE LINEA	B - 584
4 TUBO DE PROTECCION SUP.	A - 120
5 TUBO DE COLUMNA	A - 120
6 TUBO DE PROTECCION	A - 120
7 CHUMACERA DE CONEXION	B - 584
8 FLECHA DE IMPULSORES	A - 582
9 BUJE DEL CONO DE DESCARGA	B - 584
10 TAZON DE DESCARGA	A - 278
11 IMPULSOR	B - 584
12 COLLARIN DE EMPUJE	A - 276
13 ANILLO DE EXPANSION	A1 - 460
14 CUÑA DE IMPULSOR	A - 108
15 BUJE DEL TAZON INTERMEDIO	B - 584
16 TAZON INTERMEDIO	A - 278
17 TAPON P/TUBO	A - 279
18 CAMPANA DE SUCCION	A - 276
19 BUJE DE CAMPANA DE SUCCION	B - 584
20 CHUMACERA DE AJUSTE	B - 584
21 CAJA DE EMPAQUES	A - 278
22 JUNTA CAJA DE EMPAQUES	ASBESTO
23 LUBRICADOR	
24 ANILLO DE EMPAQUES	ASBESTO
25 FLECHA SUPERIOR	A - 108
26 TORNILLO DE SEGURO	Ac Gr 2
27 TUERCA DE AJUSTE	A - 108
28 CUÑA DE LA FLECHA SUPERIOR	A - 108
29 CODO DE DESCARGA	A - 120
30 BASE DEL MOTOR	A - 36

NOTA :

MATERIALES SEGUN ESPECIFICACION

A S T M



LISTA DE PARTES BOMBAS FLUJO AXIAL
LUBRICACION AGUA

DESCRIPCION	M. A. T.
1 FLECHA DE LINEA	A - 108
2 COPLÉ DE FLECHA	A - 108
3 TUBO DE COLUMNA	A - 120
4 FLECHA DE IMPULSORES	A - 582
5 BUJE SUP. DEL TAZON DE DESCARGA	B - 584
6 BUJE INF. DEL TAZON DE DESCARGA	B - 584
7 TAZON DE DESCARGA	A - 278
8 IMPULSOR	B - 584
9 COLLARIN DE EMPUJE	A - 276
10 ANILLO DE EXPANSION	A. I. - 400
11 CUÑA DEL IMPULSOR	A - 108
12 BUJE DEL TAZON INTERMEDIO	B - 584
13 TAZON INTERMEDIO	A - 278
14 TAPON PARA TUBO	A - 278
15 CAMPANA DE SUCCION	A - 278
16 BUJE DE CAMPANA DE SUCCION	B - 584
17 PRENSA ESTOPAS	B - 584
18 CAJA DE EMPAQUES	A - 278
19 JUNTA CAJA DE EMPAQUES	ASBESTO
20 BUJE CAJA DE EMPAQUES	B - 584
21 EMPAQUETADURA	ASBESTO
22 JAULA DE SELLO	B - 584
23 FLECHA SUPERIOR	A - 102
24 TORNILLO DE SEGURO	Ac. Gr 2
25 TUERCA DE AJUSTE	A - 108
26 CUNA DE LA FLECHA SUP.	A - 108
27 CODO DE DESCARGA	A - 120
28 BASE DEL MOTOR	A - 36
29 ANILLO DE DESGASTE	B - 584
30 PRISIONEROS	Ac. Gr 2
31 CANISA FLECHA SUP.	A - 582
32 CHUMACERA DE CONEXION	B - 584

NOTA :

MATERIALES, SEGUN ESPECIFICACION

A. S. T. M.

BOMBAS DE FLUJO AXIAL TIPO PROPELA

TABLA DE COBERTURA 60 HZ

LAS CARGAS INDICADAS SON PARA UN PASO

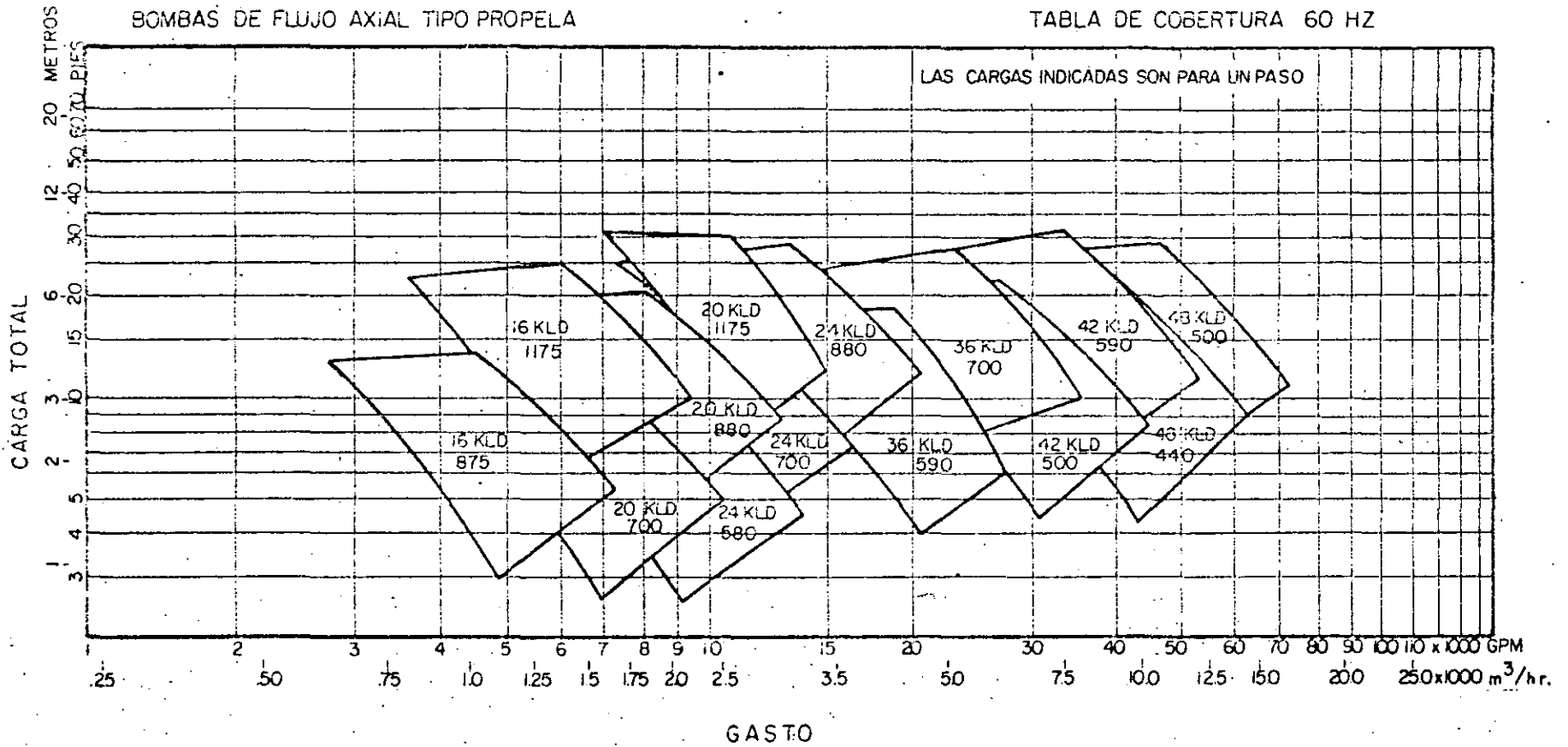


FIGURA 2-7

- 2.2 BOMBAS DE FLUJO MIXTO.- Son aquellas en las que el ángulo de descarga del fluido con respecto al eje de rotación, tiene un valor diferente de 90° y 0° variando según el diseño entre 45° y 80° , como se observa en la figura 2-8.

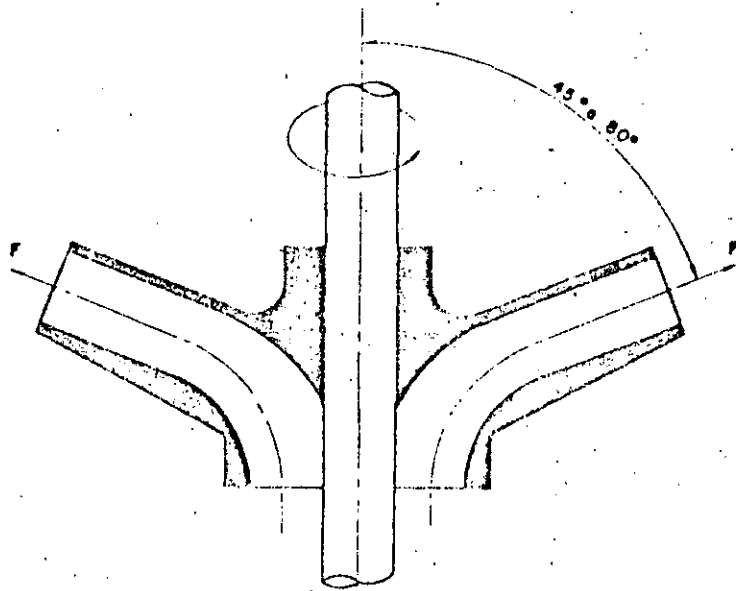


FIGURA 2-8

El impulsor de flujo mixto tipo inatascable, debe diseñarse con el menor número de vortices y de acuerdo al diámetro de sólidos a manejar.

La curva carga-capacidad se incrementa uniformemente hacia el punto de válvula cerrada, por ello, la curva de potencia requerida es bastante plana y de esta manera la potencia máxima corresponde al punto de máxima eficiencia, como lo muestra la figura 2-9,

2.2.1 DESCRIPCION DE COMPONENTES.- Las bombas centrífugas verticales tipo flujo mixto, al igual que las bombas de flujo axial, constan de cuatro componentes principales que son:

- a) Cuerpo de Tazones
- b) Tubería de Columna
- c) Cabezal de Descarga
- d) Accionadores.

El cuerpo de tazones ya ensamblado consiste de: Una campana de succión, uno o más tazones, uno o más impulsores, una flecha de impulsores y anillos de desgaste.

La campana de succión sirve como el puerto de entrada hacia el tazón de la bomba. Guías o venas internas ejecutan la doble función de dirigir el fluido hacia el interior del ojo del impulsor del primer paso o tazón, y soportar el alojamiento para la chumacera y buje de la flecha del impulsor.

El tazón contiene un impulsor acuñado y conducido por la flecha de la bomba. La posición axial es sostenida por un anillo bipartido. El flujo del líquido en el impulsor es tanto axial como radial.

La parte superior del tazón contiene venas que dirigen el fluido desde el impulsor hacia fuera del tazón, las venas también soportan el alojamiento para el buje del tazón.

Los impulsores usados en estas bombas son del tipo flujo mixto o centrífugo cerrado. El sellado del escurrimiento entre pasos es efectuado por un ajuste radial cerrado entre el tazón y la superficie de sellado del impulsor. Su diseño les permite operar sumergidos en el líquido bombeado eliminando así la necesidad de cebar el equipo.

Un anillo de desgaste en la campana de succión está localizado en la entrada del impulsor para reducir el retorno del líquido desde el lado de la descarga del impulsor hacia el lado de succión, debido a la diferencia de presiones.

La flecha de impulsor es común a todas las partes en movimiento en el cuerpo de tazones y es el enlace mecánico entre unidad motriz y los impulsores.

Por lo que respecta a los otros tres componentes principales: Columna, cabezal de descarga y accionadores, son idénticos a los utilizados y descritos en las bombas tipo flujo axial.

Podemos agregar que existen dos configuraciones básicas para la lubricación: Por el líquido a manejar o por aceite. Las diferencias funcionales dependen del tipo de lubricación ya que para lubricación por aceite, las chumaceras van aisladas, por lo que no están en contacto con el líquido bombeado, también la flecha de línea y los coples están protegidos de la abrasión por ir en el interior del tubo de protección donde las chumaceras son lubricadas por aceite con goteo por gravedad; bajando el aceite hasta la última chumacera de la columna. En el caso de lubricación por el mismo líquido, el lubricante usado no es más que el fluido que está siendo bombeado.

A continuación se muestran cortes seccionales y listas de componentes para bombas lubricadas por aceite así como para bombas lubricadas por el mismo líquido. (Figura 2-10, 2-11, respectivamente).

2.2.2 RANGOS DE OPERACION Y SUS APLICACIONES.- Este tipo de bombas están diseñadas para manejar altos flujos o capacidades y altas cargas.

a) Rangos de Operación:

Los rangos o cobertura de los equipos de flujo mixto para manejo de aguas negras o mixtas son los siguientes:

Capacidades o Flujos; Desde: $1.01 \text{ m}^3/\text{s} = 3,639 \text{ m}^3/\text{h}$ (16,000 G.P.M.)

Hasta: $12.62 \text{ m}^3/\text{s} = 45,426 \text{ m}^3/\text{h}$ (200,000 G.P.M.)

Carga dinámica total; Desde: 10 m. (33 pies)
Hasta: 21 m. (70 pies)

Velocidad de operación; Desde: 212 RPM
Hasta: 1150 RPM

En la carta de cobertura figura 2-12 se describen estas características.

b) Aplicaciones.

Las aplicaciones principalmente son en los siguientes servicios:

Aguas Negras o Mixtas
Irrigación
Transferencia
Abastecimiento de agua.

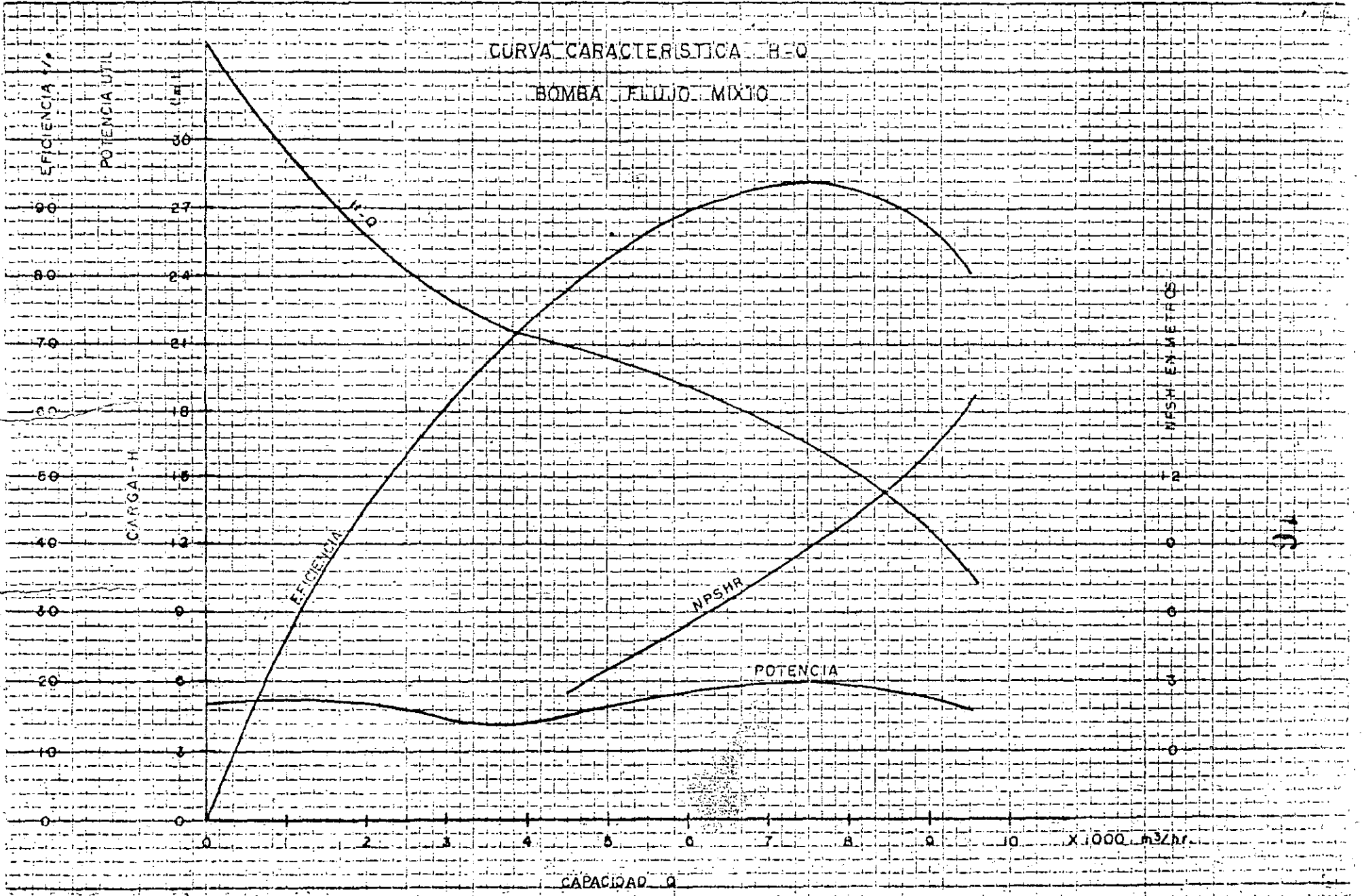
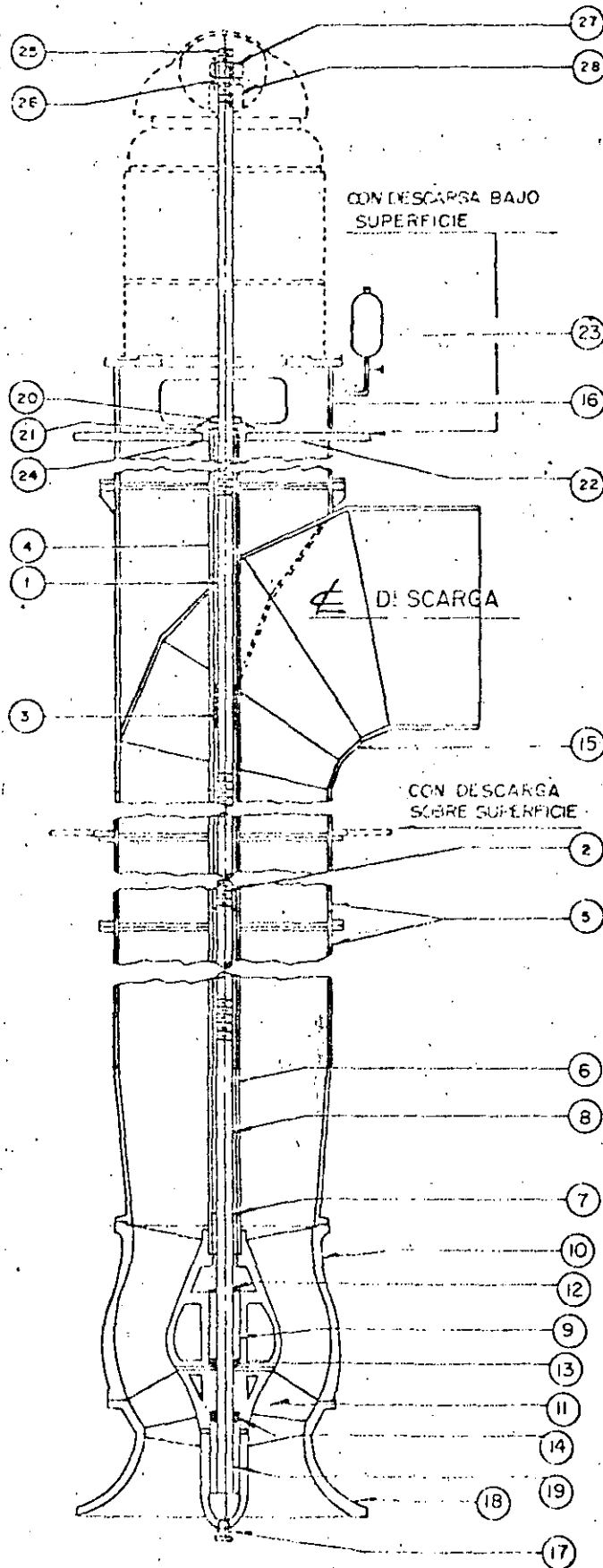


FIGURA 2-9



LISTA DE PARTES BOMBAS FI 0 MARIO

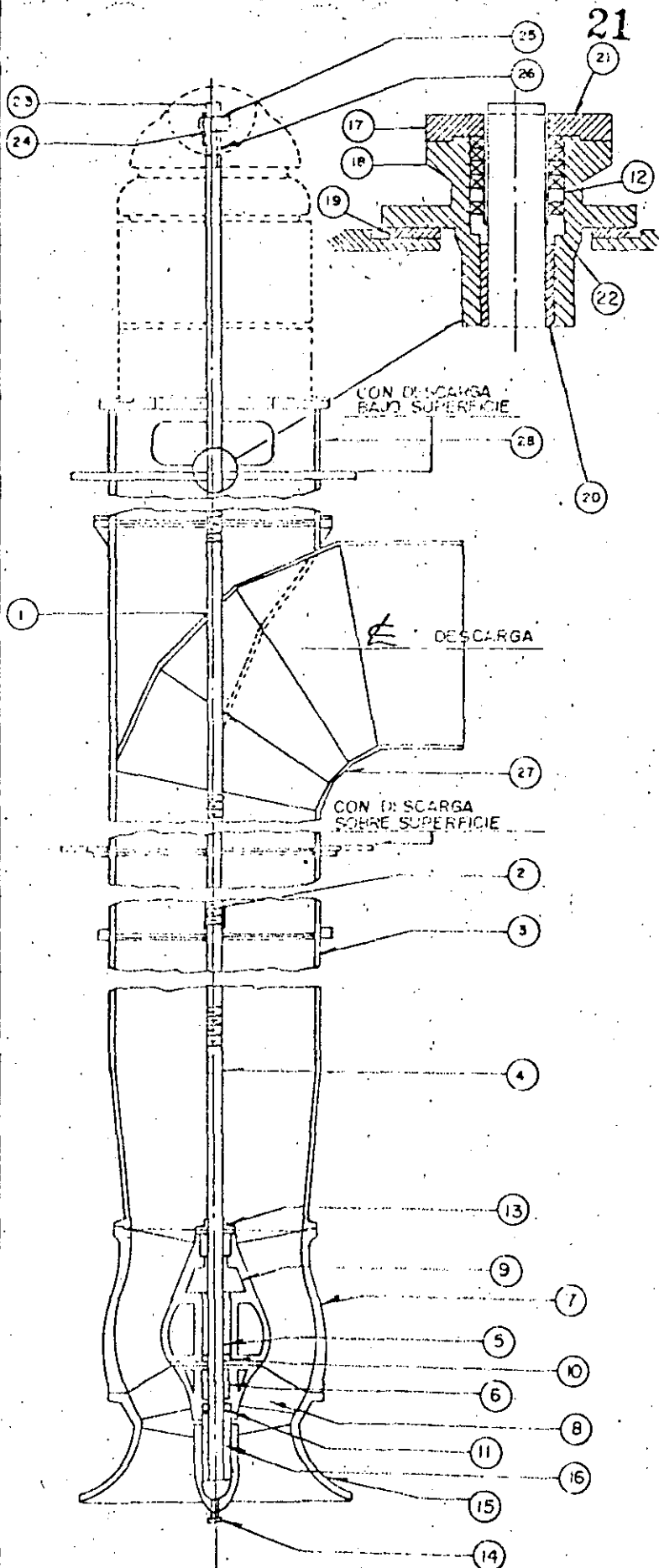
LUBRICACION ACEITE

DESCRIPCION	MAT.
1 FLECHA DE LINEA	A - 108
2 COPLE DE FLECHA	A - 108
3 CHUMACERA DE LINEA	B - 584
4 TUFO DE PROTECCION SUP.	A - 120
5 TUBO DE COLUMNA	A - 120
6 TUBO DE PROTECCION	A - 120
7 CHUMACERA DE CONEXION	B - 584
8 FLECHA DE IMPULSORES	A - 582
9 BUJE TAZON DE DESCARGA	B - 584
10 TAZON DE DESCARGA	A - 218
11 IMPULSOR	B - 584
12 COLLARIN DE EMPUJE	A - 276
13 ANILLO DE EXPANSION	AI - 400
14 CUÑA DE IMPULSOR	A - 108
15 CODO DE DESCARGA	A - 120
16 BASE DEL MOTOR	A - 36
17 TAPON P/TUBO	A - 278
18 CAMPANA DE SUCCION	A - 278
19 BUJE DE CAMPANA DE SUCCION	B - 584
20 CHUMACERA DE AJUSTE	B - 584
21 CAJA DE EMPAQUES	A - 278
22 JUNTA CAJA DE EMPAQUES	ASBESTO
23 LUBRICADOR	
24 ANILLO DE EMPAQUES	ASBESTO
25 FLECHA SUPERIOR	A - 108
26 TORNILLO DE SEGURO	Ac Gr 2
27 TUERCA DE AJUSTE	A - 108
28 CUÑA DE LA FLECHA SUPERIOR	A - 108

NOTA :

MATERIALES SEGUN ESPECIFICACION

A. S. T. M.



LISTA DE PARTES BOMBAS FLUJO MIXTO
LUBRICACION AGUA

DESCRIPCION	M A
1 FLECHA DE LINEA	A - 108
2 COPLÉ DE FLECHA	A - 108
3 TUBO DE COLUMNA	A - 120
4 FLECHA DE IMPULSORES	A - 582
5 RUJE SUP. DEL TAZON DE DESCARGA	B - 584
6 RUJE IMPULSOR	B - 584
7 TAZON DE DESCARGA	A - 276
8 IMPULSOR	B - 584
9 COLLARIN DE EMPUJE	A - 276
10 ANILLO DE EXPANSION	AI - 400
11 CUÑA DEL IMPULSOR	A - 108
12 CAMISA FLECHA SUP	A - 582
13 CHUMACERA DE CONEXION	A - 584
14 TAPON PARA TUBO	A - 278
15 CAMPANA DE SUCCION	A - 278
16 RUJE DE CAMPANA DE SUCCION	B - 584
17 PRENSA ESTOPAS	B - 584
18 CAJA DE EMPAQUES	A - 278
19 JUNTA CAJA DE EMPAQUES	ASBESTO
20 RUJE CAJA DE EMPAQUES	B - 584
21 EMPAQUETADURA	ASBESTO
22 JAULA DE SELLO	B - 584
23 FLECHA SUPERIOR	A - 582
24 TORNILLO DE SEGURO	Ac Gr 2
25 TUERCA DE AJUSTE	A - 108
26 CUÑA DE LA FLECHA SUP	A - 108
27 CODO DE DESCARGA	A - 120
28 BASE DEL MOTOR	A - 36

NOTA:

MATERIALES SEGUN ESPECIFICACION

A. S. T. M.

FIGURA 2-II

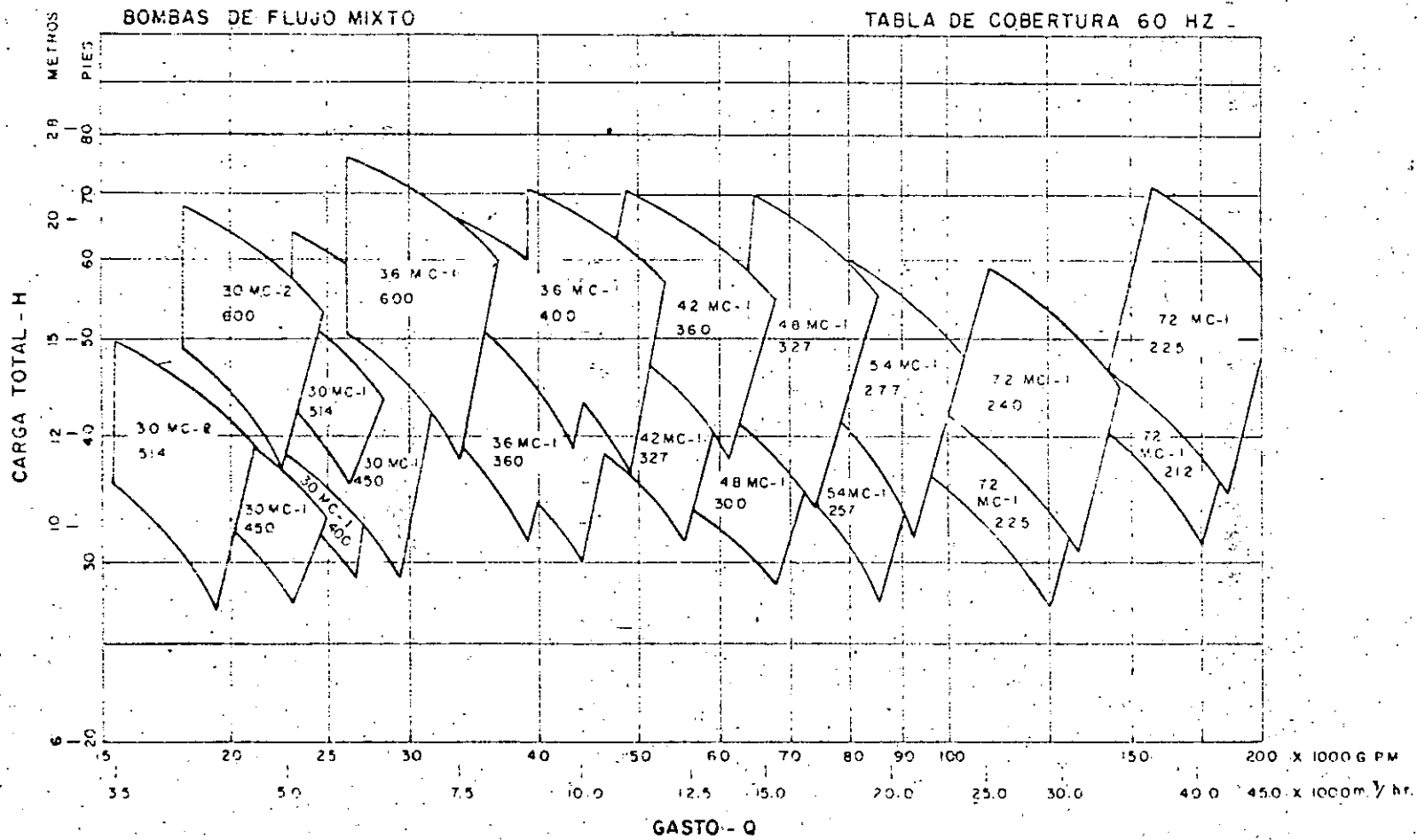


FIGURA 2-12

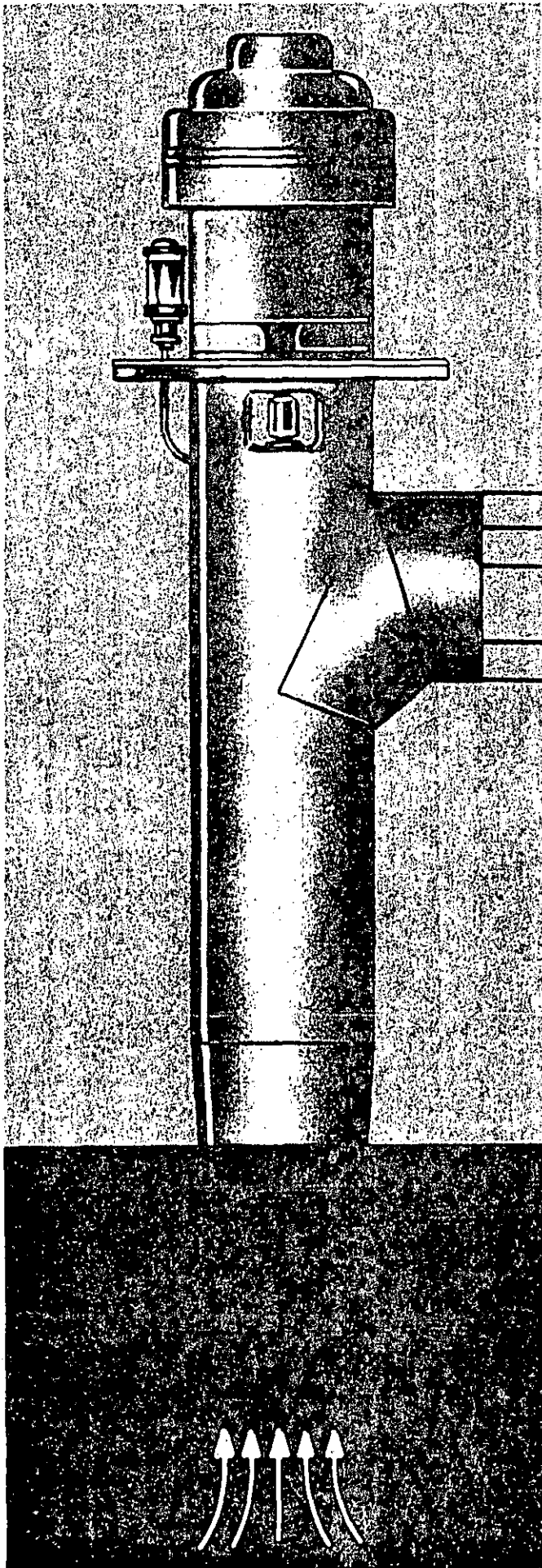
23

Bombas Worthington tipo Propela Para Cárcamo húmedo

Capacidades

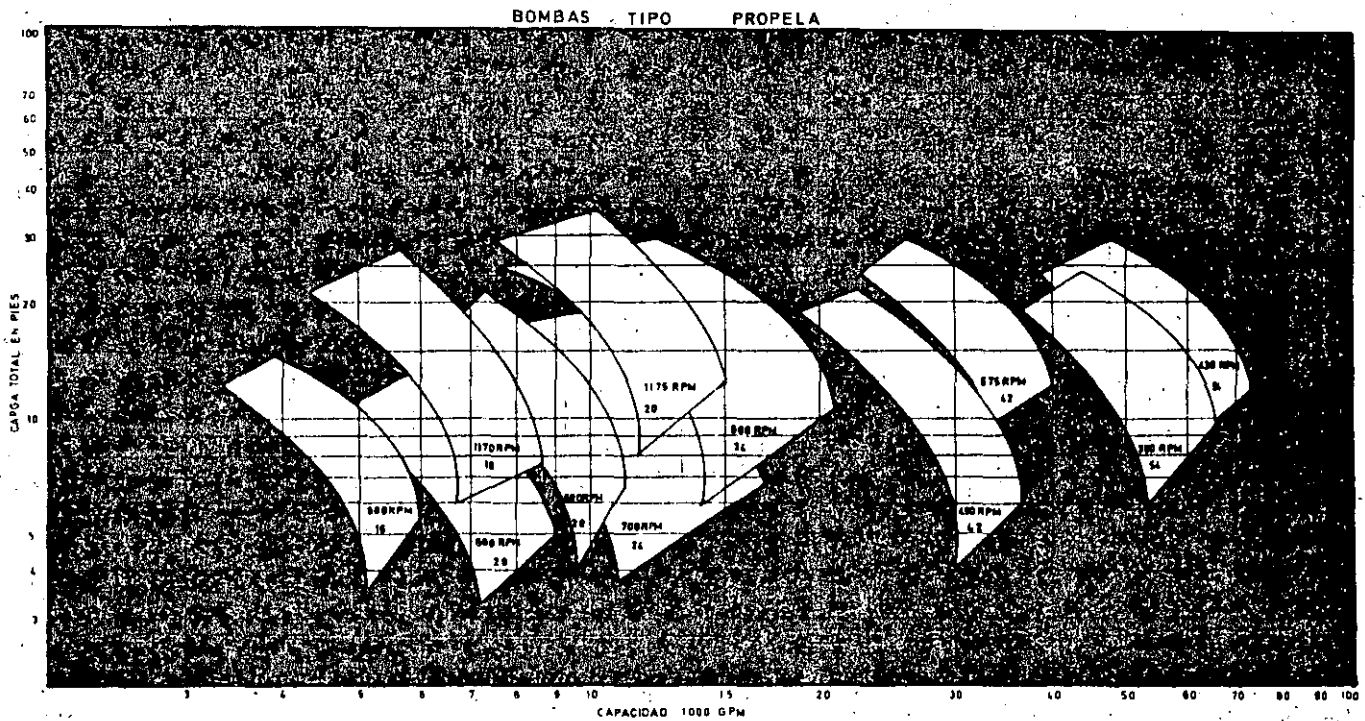
hasta 15,900 m³/hora (70.000 G.P.M.)

Cargas hasta 21.3 mts. (70 ples).



AMPLIA COBERTURA

Esta Línea de bombas está diseñada para manejar casi cualquier condición de operación que involucre altos flujos y cargas bajas o medias.

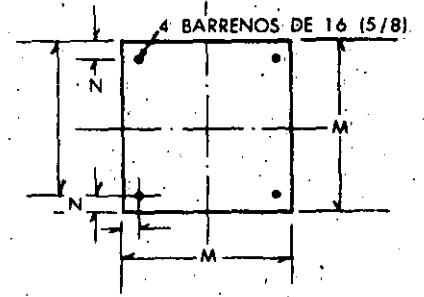
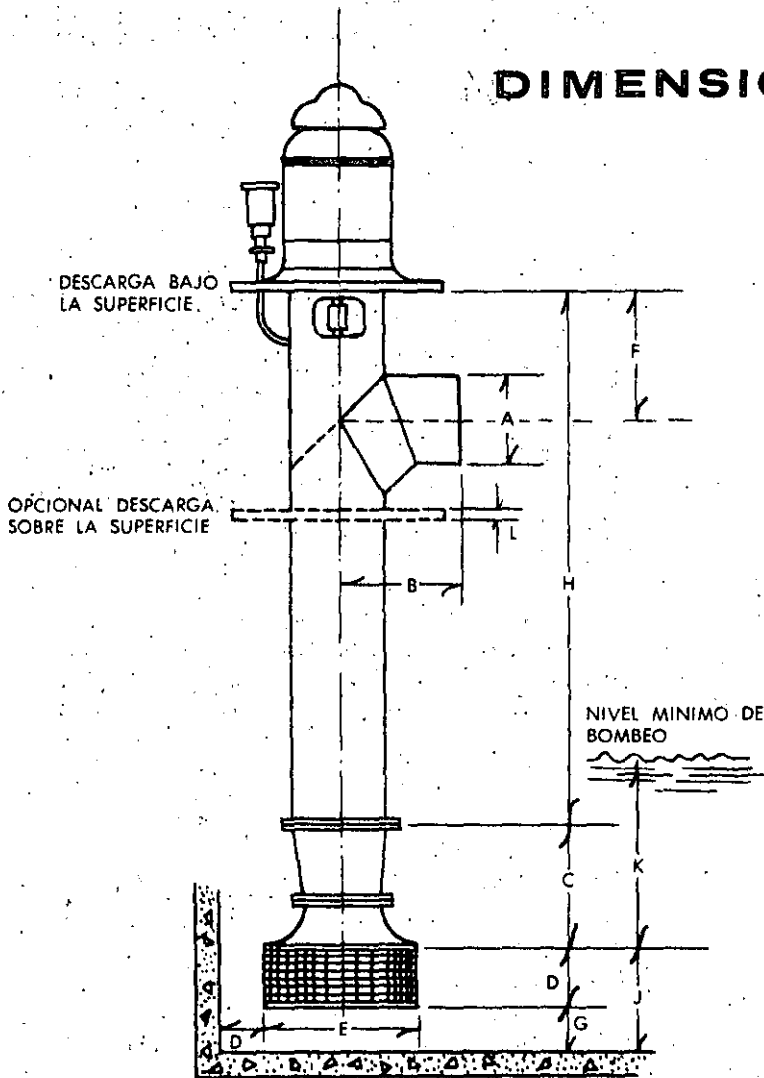


Para aplicaciones que requieran más de dos pasos, referirse a la fábrica.

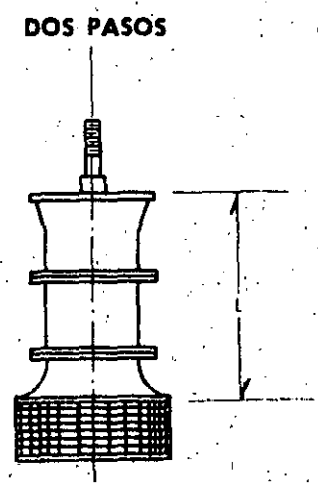
APLICACIONES:

- Abastecimiento de agua
- Irrigación
- Transferencia
- Torres de enfriamiento
- Tratamiento de aguas
- Aguas negras
- Etc.

25 DIMENSIONES



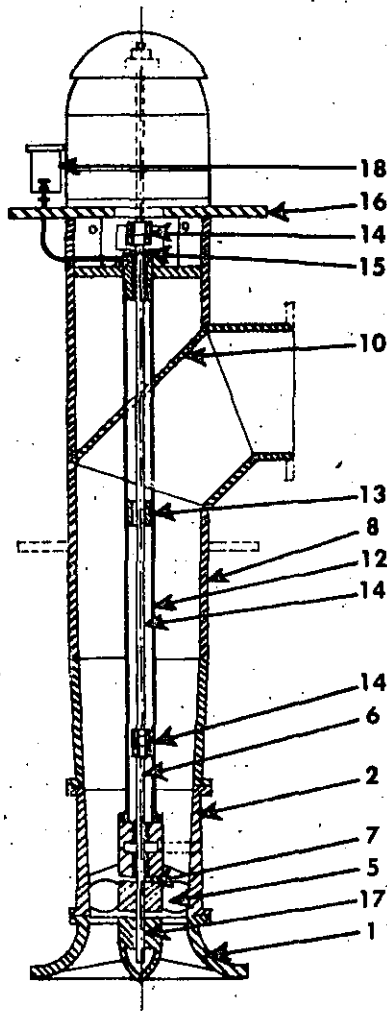
DETALLE DE LA BASE



DIMENSIONES EN MM. Y PULGADAS

TAMARO DE LA BOMBA	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N
16	407 16	559 22	568 22-3/8	305 12	686 27	559 22	51 2	—	356 14	863 34	911 35-7/8	813 32	51 2
20	508 20	711 28	749 29-1/2	305 12	813 32	610 24	102 4	—	407 16	1067 42	1156 45-1/2	914 36	51 2
20	610 24	812 31-15/16	749 29-1/2	406 16	813 32	686 27	102 4	—	508 20	1067 42	1156 45-1/2	965 38	51 2
24	610 24	813 32	965 38	406 16	965 38	686 27	102 4	—	508 20	1270 50	1448 57	965 38	51 2
42	914 36	1067 42	1356 53-3/8	457 18	1397 55	838 33	254 10	—	711 28	1422 56	2128 83-3/4	1270 50	51 2
54	1219 48	1524 60	1781 70-1/8	711 28	1956 77	1016 40	279 11	—	991 39	1981 78	2775 109-1/4	1676 66	51 2

- 1.—LAS DIMENSIONES "F" Y "H" SON CONSIDERADAS ESTANDAR, PERO PUEDEN VARIAR DE ACUERDO CON LA INSTALACION.
- 2.—LA DIMENSION "G" MUESTRA EL CLARO MINIMO RECOMENDADO, DESDE LA COLADERA AL FONDO DEL CARCAMO.
- 3.—LA DIMENSION "J" MUESTRA EL CLARO MINIMO RECOMENDADO, DESDE LA CAMPANA DE SUCCION, AL FONDO DEL CARCAMO.
- 4.—LA DIMENSION "K" MUESTRA LA MININA SUMERGENCIA RECOMENDADA A UNA ALTURA DE 800 MTS. (2624 FT) O MENOR SOBRE EL NIVEL DEL MAR, AGREGANDO 30 CM. (1FT) POR CADA 300 MTS. (984 FT) DE ELEVACION ARRIBA DE LOS 800 MTS. (2624 FT) CITADOS.
- 5.—TODAS LAS DIMENSIONES TIENEN CARACTER INFORMATIVO Y NO PODRAN SER USADAS PARA FINES DE CONSTRUCCION.



BOMBAS PROPELA PARA CARCAMO HUMEDO

Muestra de Especificaciones

GENERALES:

Las bombas deberán ser verticales tipo propela, sumergidas, Marca Worthington Modelo ó similar aprobado.

El elemento de bombeo deberá ser de diseño para flujo axial.

Las bombas deberán estar construidas para estar suspendidas de la base del motor a una elevación de mts. (pies). El elemento de bombeo será suficiente para permitir el correcto desagüe en una columna de mts. (pies) (sobre superficie). Cuando la bomba opere a las condiciones especificadas de servicio y velocidad, deberá estar libre de vibraciones excesivas, cavitación, ruido y filtraciones de aceite ó agua.

La unidad matriz deberá tener baleros axiales capaces de resistir el máximo empuje axial producido en el servicio de la bomba más el peso del elemento matriz.

El diseño de la bomba deberá prever el evento de rotación en reversa causado por el regreso del fluido.

REQUERIMIENTOS DE OPERACION

Las bombas estarán diseñadas para bombear m³/h (G.P.M.) de a mts. (pies) de carga dinámica total con una elevación a la succión del líquido de mts. (pies). Las bombas deberán operar entre los siguientes rangos de carga: mts. (pies) de carga dinámica total y una elevación a la succión de mts. (pies) mínimo de mts. (pies) de carga dinámica total y una elevación a la succión de mts. (pies) (Las cargas especificadas incluyen todas las

pérdidas en el sistema, no incluyen las pérdidas internas en la bomba).

Las bombas deberán operar a un máximo de R.P.M. y requerirán un motor no mayor de H.P.

CONSTRUCCION

El equipo ensamblado consistirá de:

- 1.—Campana de succión de fierro fundido bridadada, con álabes guías.
- 2.—Tazón de descarga de fierro fundido con álabes de difusión. En ningún caso el espesor de la pared del tazón, será menor que el espesor de la pared de la columna.
- 5.—Propela de una pieza de bronce fundido, asegurado a la flecha de la bomba para prevenir daños por rotación en reversa.
- 6.—Flecha de acero inoxidable pulida en cada junta con el buje, para soportar la propela en el tazón, y acoplada a la flecha de línea, arriba del buje del tazón de descarga.
- 7.—Un sello de flecha adecuado, inmediatamente arriba de la propela.

LA COLUMNA DE DESCARGA CONSISTIRA DE:

- 8.—Columna de acero y codo de descarga no menor que:
Diámetro de descarga, de 14" a 42" - 1/4" espesor de la pared.
Diámetro de descarga, de 48" a 60" - 3/8" espesor de la pared.
Provista con soportes adecuados, en ningún caso el diámetro de la columna será menor que el diámetro del codo de descarga.
- 10.—El codo de descarga deberá tener una superficie lisa en la curva del extremo para unirse a acoplamiento flexible y deberá tener de diámetro en el punto de descarga. El codo deberá tener una sección de 45° al flujo directo del fluido.
- 12.—El tubo de protección reforzado de acero debe ser diseñado para soportar los bujes de la flecha de línea y prevenir la filtración del fluido y estar tratado internamente para alojar la flecha de línea con sus rodamientos.
- 13.—Todos los bujes de la flecha de línea deberán ser de bronce y de tipo removible y deben estar provistos de conductos que permitan el libre flujo de aceite de un buje a otro. (Ver lubricación).
- 14.—La flecha de línea y sus coples deberán ser de acero al carbón y de un diámetro suficiente para resistir el torque a carga máxima. Deben estar diseñados para mantener el alineamiento entre las secciones de la flecha y deben ser intercambiables.
- 15.—La base del motor deberá estar provista de soportes adecuados para soportar la tensión del tubo de protección.
- 16.—La placa de sustentación deberá ser construida integralmente al codo de descarga ó a la columna.

LUBRICACION

- 17.—Buje del tazón de succión, lubricación de grasa a prueba de agua.
- 18.—Lubricación por goteo de aceite (manual ó por válvula solenoide) en todos los otros bujes ó rodamientos (especificar si se requiere lubricación por agua ó aceite).

PINTURA

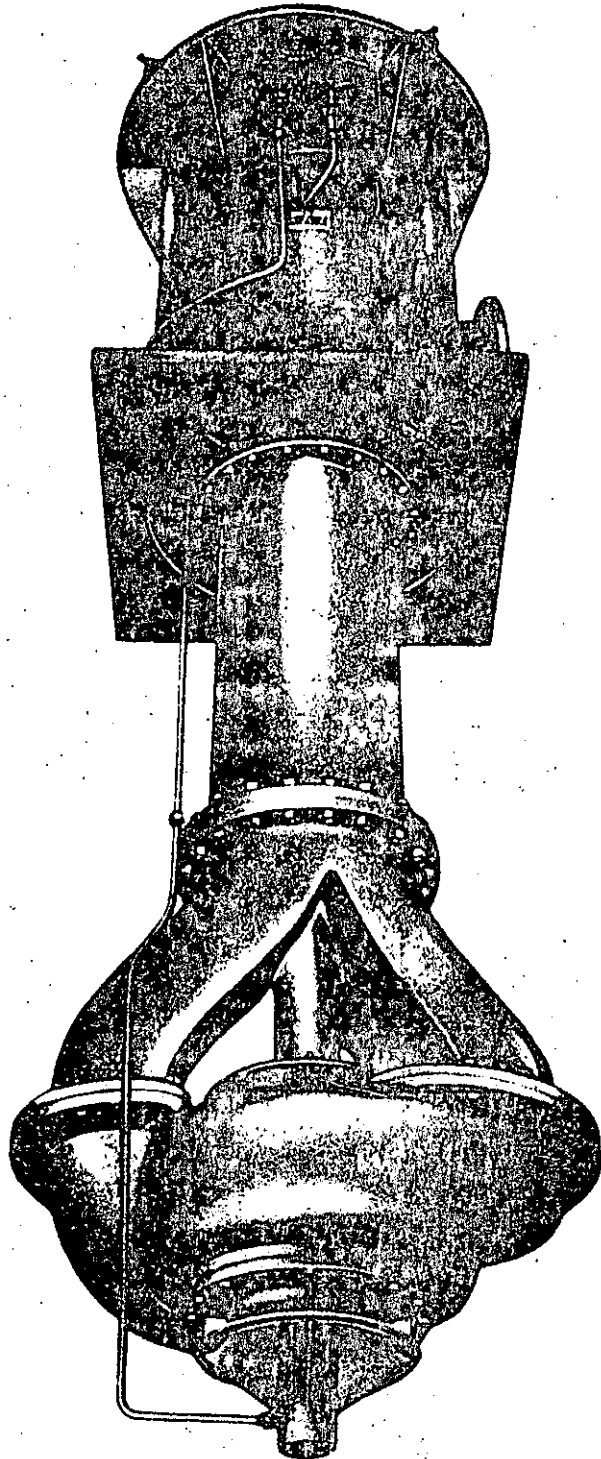
Toda la columna y el codo abajo del nivel del piso deberán ser pintados por dentro y por fuera con asfalto. El tubo de protección se pintará en el lado exterior con el asfalto. La bomba en su parte saliente del suelo se pintará con una mano de protección y dos manos de anticorrosivo para maquinaria.



WORTHINGTON DE MEXICO, S.A.

FABRICA Y VENTAS, MEXICO, D. F.
Av. Poniente 140 No. 859 con
Coyrán Col. Industrial Vallejo
Tel. 567-51-00 Telex 017-72-527

MONTERREY, N.L.
Av. Gonzalitos No. 919
Tels. 47-34-44 y 47-34-43
Telex 038-797



BOMBAS VERTICALES DE DOBLE SUCCION TIPO QL

**INSTRUCCIONES PARA
INSTALACION, OPERACION,
MANTENIMIENTO Y LISTA
DE PARTES**

PREFACIO

Los productos Worthington son el resultado de más de un siglo de estudio progresivo y desarrollo. Nuestro diseño avanzado, selección apropiada de materiales y precisión en la construcción, reflejan esta amplia experiencia.

Los productos WORTHINGTON le darán una operación eficiente, libre de problemas, con un mínimo de mantenimiento y reparaciones.

Este instructivo familiarizará al gerente y personal de operación con detalles pertinentes y procedimientos propios para la instalación, operación y mantenimiento de nuestros productos.

En cuadro siguiente identifique los equipos para los que se aplica este manual.

LOCALIZACION O SERVICIO DE LA BOMBA	TAMAÑO DE LA BOMBA	NUMERO DE SERIE

ESTUDIE LAS INSTRUCCIONES DE ESTE LIBRO

Las descripciones e instrucciones incluidas en este boletín cubren los diseños estandar del equipo y algunas variaciones comunes. No cubre por consiguiente todos los detalles de diseño ni todas

las contingencias que pudieran encontrarse. Cuando alguna información no se encuentre en este boletín, deberá solicitarse a la oficina de WORTHINGTON más cercana.

ADVERTENCIA

No opere estos equipos en exceso de sus rangos de capacidad, velocidad, presión y temperatura ni de otra manera que no esté de acuerdo con las instrucciones de este manual. El equipo (o un prototipo) ha sido probado en nuestro Laboratorio y se encontró satisfactorio para las condiciones para las cuales fue vendido, pero su operación en exceso de estas condiciones lo sujetará a esfuerzos y deformaciones para las cuales no ha sido diseñado.

Hacer caso omiso a esta observación puede provocar un accidente causando desgracias personales.

INDICE

30

I.-	INTRODUCCION	5
II.-	DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS	5
III.-	DESCRIPCION DETALLADA	5
3-1.	Ensamble del cuerpo de la bomba	6
	Campanas de succión	5
	Anillos de desgaste	6
	Bujes de las campanas	6
	Impulsor	6
	Carcasa de Voluta	6
	Pieza de transición	6
3-2.	Ensamble de columna y flecha	6
3-3.	Base de la bomba o cabezal de descarga	6
3-4.	Sistema de lubricación	7
3-5.	Unidad Motriz	7
IV.-	INSTALACION	7
4-1.	Localización	7
4-2.	Cimentación	8
4-3.	Pernos de anclaje	8
4-4.	Cárcamo	9
V.-	PRE-INSTALACION	9
5-1.	Inspección del embarque	9
5-2.	Almacenamiento	9
5-3.	Limpieza previa a la instalación	9
5-4.	Equipo necesario para la instalación	9
5-5.	Revisión de las partes antes del ensamble	10
5-6.	Comprobación del número de serie	10
5-7.	Medición del juego axial	10
5-8.	Pre-instalación del equipo eléctrico	10
VI.-	INSTALACION	10
6-1.	Instalación de la bomba	10
6-2.	Instalación de la tubería de columna, flechas de línea y tubería de protección	11
6-3.	Instalación de la base de la bomba o cabezal de descarga	13
6-4.	Nivelación de la unidad	14
6-5.	Instalación de la unidad motriz. Motor vertical de flecha hueca o cabezal de engranes	15

6-6.	Instalación de la unidad motriz. Motor vertical flecha hueca con acoplamiento bridado.	15
6-7.	Instalación de la unidad motriz. Motor vertical de flecha sólida o cabezal de engranes	16
6-8.	Sistema de lubricación. Lubricación por aceite. Construcción cerrada	17
6-9.	Sistema de lubricación alterno. Lubricación por agua. Construcción cerrada	17
6-10.	Tubería de descarga	17
6-11.	Lechadeo	18
VII.—	OPERACION	18
7-1.	Cuidado previo al arranque	18
7-2.	Prelubricación	18
7-3.	Arranque de la unidad motriz	19
7-4.	Ajuste final	19
7-5.	Paro de la unidad	19
7-6.	Sistema de lubricación alterno. Lubricación con agua. Construcción cerrada	20
VIII.	MANTENIMIENTO	20
8-1.	Mantenimiento preventivo	20
	a) Inspección horaria y diaria	20
	b) Inspección semestral y anual	20
	c) Limpieza	20
	d) Lubricación	20
8-2.	Mantenimiento correctivo	21
	a) La bomba no arranca	21
	b) La bomba no entrega líquido	21
	c) Capacidad insuficiente	21
	d) La bomba se desceba después del arranque	21
	e) La bomba sobre carga al motor	21
	f) La bomba vibra	21
	g) Alineamiento	22
	h) Corrosión	22
8-3.	Reparaciones completas	22
8-4.	Procedimiento para el desensamble	22
8-5.	Claros en bujes y anillos de desgaste	23
IX.	LISTA DE PARTES	24
9-1.	Generalidades	24
9-2.	Cómo ordenar partes para refacción	24
9-3.	Devolución de partes	24
9-4.	Corte de bomba y lista de partes	25

SECCION I

INTRODUCCION

La bomba WORTHINTON tipo QL de doble succión vertical es de construcción robusta, de un paso y de doble voluta. Esta bomba fue diseñada para operar verticalmente en cárcamos

abiertos, pozos, canales, ríos o en instalaciones similares que permitan un flujo uniforme, volumen adecuado y profundidades que satisfagan los requerimientos de succión de la bomba.

SECCION II

DESCRIPCION GENERAL
Y CARACTERISTICAS

La bomba tipo QL de doble succión se fabrica en diferentes tamaños cubriendo un rango amplio de condiciones de operación. El impulsor está diseñado para operar sumergido en el líquido bombeado eliminando así la necesidad de cebar la bomba.

Hidráulicamente la bomba QL por ser de Doble Succión resulta balanceada y soluciona el problema de Alto Empuje Axial. El empuje total tomado por el balero de carga de la unidad motriz se reduce a la suma de los pesos de las partes rotativas más un empuje hacia abajo nominal previsto en el diseño del impulsor, para evitar que la bomba flote.

Por su sistema protegido de estas unidades las chumaceras van aisladas y no están en contacto con el líquido bombeado. La flecha de línea y los coples están también protegidos de la abrasión por ir en el interior del tubo de protección.

Normalmente las chumaceras son lubricadas por aceite que es alimentado por gravedad. El lubricante a través de las chumaceras baja hasta el ojo del impulsor en virtud de una presión diferencial provocada por un pequeño vacío. Excepcionalmente para condiciones severas pueden usarse sistemas de lubricación a presión.

El buje de la campana inferior es lubricado a través de un tubo externo conectado al sistema de lubricación.

El sistema de flecha protegida de las bombas QL, no necesita el sellado mediante cajas de empaques, eliminando por consiguiente el desgaste de la flecha y el problema de mantenimiento de la empaquetadura.

Además, la bomba QL ofrece la ventaja de que requiere de un mínimo de espacio horizontal y no necesita de tuberías elaboradas en la succión.

SECCION III

DESCRIPCION DETALLADA

Las bombas QL de 12" y mayores no son ensambladas en su totalidad antes de su embarque. Esto es debido al peligro de causar daños o desalineamientos debido al tamaño y distribución de los pesos de sus componentes mayores.

Las bombas QL básicamente constan de cuatro componentes.

- a) Cuerpo de la bomba
- b) Tubería de columna
- c) Cabezal de descarga
- d) Unidad motriz

3-1. — CUERPO DE LA BOMBA

El cuerpo de la bomba ensamblado en fábrica consiste básicamente de un conjunto de partes que son: Campana de succión inferior y campana de succión superior, un impulsor de doble succión, una carcasa de voluta, una pieza difusora de transición, bujes, sellos, tornillos, tuercas y juntas.

Campanas de Succión

La forma abocinada de las campanas de succión conduce el fluido bombeado al ojo del impulsor. Cuentan con cuatro aspas guías que evitan los vórtices, formando a la vez los alojamientos de los bujes que llevan las campanas.

El buje de la campana de succión inferior es lubricado a través de una tubería externa que se extiende verticalmente hacia abajo desde el lubricador.

Anillos de Desgaste

Los anillos de desgaste se fabrican para cada campana de succión y se localizan a ambos lados del impulsor. Los anillos de desgaste están fabricados con el ajuste necesario para reducir al mínimo la recirculación del fluido de la descarga a la succión por la presión diferencial. La lubricación de los anillos de desgaste, depende del líquido bombeado y su desgaste; de los materiales de construcción. Con frecuencia estos anillos se surten de Acero Inoxidable para servicios severos.

Bujes de Campana

Los bujes de las campanas se localizan adjuntos a los lados del impulsor, siendo estos una especie de camisas ranuradas para recibir la lubricación propia, montadas cuidadosamente para mantener el alineamiento de la unidad.

Impulsor

El impulsor es cerrado, de doble succión tipo centrífugo, sujeto a la flecha con cuña y mantenido en posición por dos anillos de retención resistentes a la corrosión. Estos anillos de retención van protegidos del efecto de abrasión por unos collarines que giran con el impulsor. El impulsor es estática y dinámicamente balanceado para proporcionar una operación uniforme.

Cuando se desee, pueden surtirse como opcionales anillos de desgaste de impulsor o pueden ser agregados posteriormente para renovar los claros originales entre el impulsor y los anillos de desgaste de las campanas.

Carcaza de Voluta

La carcaza es de diseño de doble voluta para convertir en forma eficiente en presión la velocidad impartida al líquido por el impulsor. La carcaza de voluta dirige el líquido desde el impulsor al interior de la pieza de transición con un mínimo de pérdidas hidráulicas.

Pieza de Transición

La pieza de transición produce un flujo uniforme hacia el interior del tubo de columna. Esta pieza contiene la chumacera de conexión donde

se acopla el tubo de protección inferior de la flecha. Para acoplarse a la columna se hace mediante conexión brida y tornillos.

3-2.- TUBERIA DE COLUMNA Y FLECHA

La tubería de columna conduce al líquido desde la pieza de transición hasta el cabezal de descarga. El cuerpo de la bomba y la tubería de columna están suspendidos de la base del cabezal o codo de descarga.

La tubería de columna y las flechas pueden ser uno o varios tramos de longitudes adecuadas para situar la succión de la bomba a la profundidad deseada. Las uniones son bridadas y maquinadas con hembra y macho para permitir un alineamiento y una concentricidad adecuadas.

Algunas unidades se fabrican con el codo de descarga bajo superficie. En este caso, el codo de descarga forma parte de la tubería de columna. Cuando estos codos son bridados debe permitirse cierto grado de flexibilidad en los sistemas de tubería para no afectar el alineamiento de la bomba. La flecha de línea y el tubo de protección se localizan dentro de la tubería de columna.

El eje de transmisión o flecha se selecciona para transmitir el par máximo al impulsor con un esfuerzo de trabajo confiable. Todas las flechas son rectificadas y pulidas con un paralelismo dentro de norma con cuerda en ambos extremos perfectamente maquinadas para ensamblarse a sus coples correspondientes.

El tubo de protección sirve como conducto del aceite lubricante a todas las chumaceras y está hecho de acero extra reforzado en tramos no mayores de 5 pies. Los tubos de protección son roscados a torno en sus extremos permitiendo un cierre seguro y un perfecto alineamiento de todas las chumaceras de línea.

Las chumaceras de línea sirven para acoplar los tubos de protección y están ranuradas para permitir la lubricación a las chumaceras inferiores.

3-3.- BASE DE LA BOMBA O CABEZAL DE DESCARGA

La base de la bomba está diseñada para soportar la unidad motriz y los componentes de la bomba.

Las zonas maquinadas en la parte superior e inferior del cabezal, aseguran el alineamiento correcto del motor y de la columna. En igual forma

distribuye el peso de la unidad motriz y el de la bomba misma sobre la cimentación. Cuando la bomba se necesita con descarga sobre superficie, el codo de descarga forma parte del cabezal o base, conociéndose el conjunto como Cabezal de Descarga. El cabezal de descarga está diseñado para cambiar en forma eficiente el flujo de líquido desde una dirección vertical a una dirección horizontal.

La descarga generalmente se surte bridada de acuerdo con los estándares de la A.S.A., para los rangos de presión incluidas en estas formas. Es recomendable que la tubería de descarga se soporte perfectamente, en tal forma que no transmita esfuerzos a la bomba que afecten su alineamiento.

Debido al claro tan grande requerido para instalar estas bombas, generalmente los cabezales de fierro fundido se montan en vigas estructurales "I". Sin embargo, los cabezales de acero estructural pueden hacerse del tamaño adecuado para cubrir dichos claros.

Estos cabezales llevan ventanas que dan acceso para la colocación de la chumacera de ajuste. Si un cople es usado inmediatamente abajo de la base del motor, estas ventanas también dan acceso para su colocación.

Para unidades con descarga bajo superficie se recomienda usar válvulas de aire y de vacío para evitar el calentamiento alrededor del tubo de protección. Esta válvula se localiza para su control adecuado en la base de la bomba y es relativamente pequeña. Una válvula de dos pulgadas desalojaría satisfactoriamente el aire atrapado en la parte superior del codo de descarga, sin dañar a las chumaceras que están protegidas por la construcción cerrada de la bomba.

3-4.— SISTEMA DE LUBRICACION

La lubricación estándar es por aceite. Las unidades lubricadas por aceite son dotadas de un tanque que abastece de lubricante a la bomba. El

tanque con válvulas y accesorios son montados por un lado de la base estructural de la bomba. Se usan dos líneas de lubricación. Una de estas líneas alimentada a través de la chumacera de ajuste; lubrica las chumaceras de línea y conexión, así como el buje de la campana superior. La otra línea corre lateralmente a lo largo de la bomba hasta el buje de la campana inferior. Como arreglo especial de lubricación, puede ser usada agua a baja presión, cuando el aceite no es permitido que pase de la bomba al resto del sistema.

3-5.— UNIDAD MOTRIZ

Las unidades motrices proporcionan la fuerza mecánica o el giro de la flecha de la bomba y el impulsor. La unidad motriz es seleccionada para satisfacer los requerimientos de la instalación y las condiciones de servicio especificados.

La bomba puede ser impulsada con motor eléctrico, máquina de combustión interna o turbina de vapor. Los motores generalmente son de montaje vertical sobre la base de la bomba y son acoplados directamente a la flecha de ésta.

Las máquinas motrices horizontales se instalan junto a la bomba conectadas a la flecha a través del cabezal de engranes en ángulo recto, montado verticalmente sobre la base de la bomba.

Los motores y cabezales de engranes verticales pueden ser flecha hueca o sólida.

Los motores de flecha hueca son montadas sobre la extensión de la flecha superior de la bomba y conectadas a ésta a través de un cople localizado en la parte superior de la máquina motriz.

Los motores de flecha sólida tienen un tramo de flecha extendido hacia la parte inferior del motor con cuñeros circulares y rectangulares y son conectados a la flecha de la bomba por medio de un cople bridado ajustable accesible a través de las ventanas localizadas en la base del cabezal de la bomba.

SECCION IV

INSTALACION

4-1.— LOCALIZACION

La localización de la unidad y detalles de la cimentación, deberán regirse por los códigos de la industria local y normas del gobierno.

Las unidades deben localizarse en lugares accesibles para su inspección periódica y en un lugar donde se tenga espacio suficiente para que el motor siempre cuente con ventilación adecuada durante su operación. Deben tomarse precaucio-

nes para localizar la bomba en un lugar donde el motor no se inunde. Para aquellos lugares altamente húmedos con vapores o polvos peligrosos, es necesario enclaustramiento especial en los motores. Deberá preverse una altura de techo suficiente para instalar los componentes más largos usando una grúa o aparatos de suficiente capacidad para mover la bomba ensamblada o motor de la bomba separadamente.

La tubería de descarga deberá planearse con el mínimo de codos y accesorios para disminuir al mínimo las pérdidas de fricción.

La línea de descarga deberá soportarse en tal forma que no transmita esfuerzos a la bomba en el momento del apriete de los tornillos o por expansiones y contracciones del sistema.

4-2.- CIMENTACION

La cimentación deberá hacerse de un material que suministre un soporte rígido y permanente a toda la base de la bomba y deberá tener la resistencia necesaria para absorber los esfuerzos y choques que se puedan producir durante la operación. Las cimentaciones rígidas de concreto son las más deseables y deberán construirse tan nivelada como sea posible sobre un terreno firme. La cimentación deberá ser del tamaño adecuado a la base de la bomba o cabezal de descarga cuyas dimensiones se dan en el dibujo de elevación.

Normalmente la abertura requerida en la cimentación debe proporcionarse para permitir el paso del componente mayor. El concreto debe dejar-

se con acabado rugoso para obtener una adherencia satisfactoria entre la cimentación y la lechada que se agregará después del alineamiento.

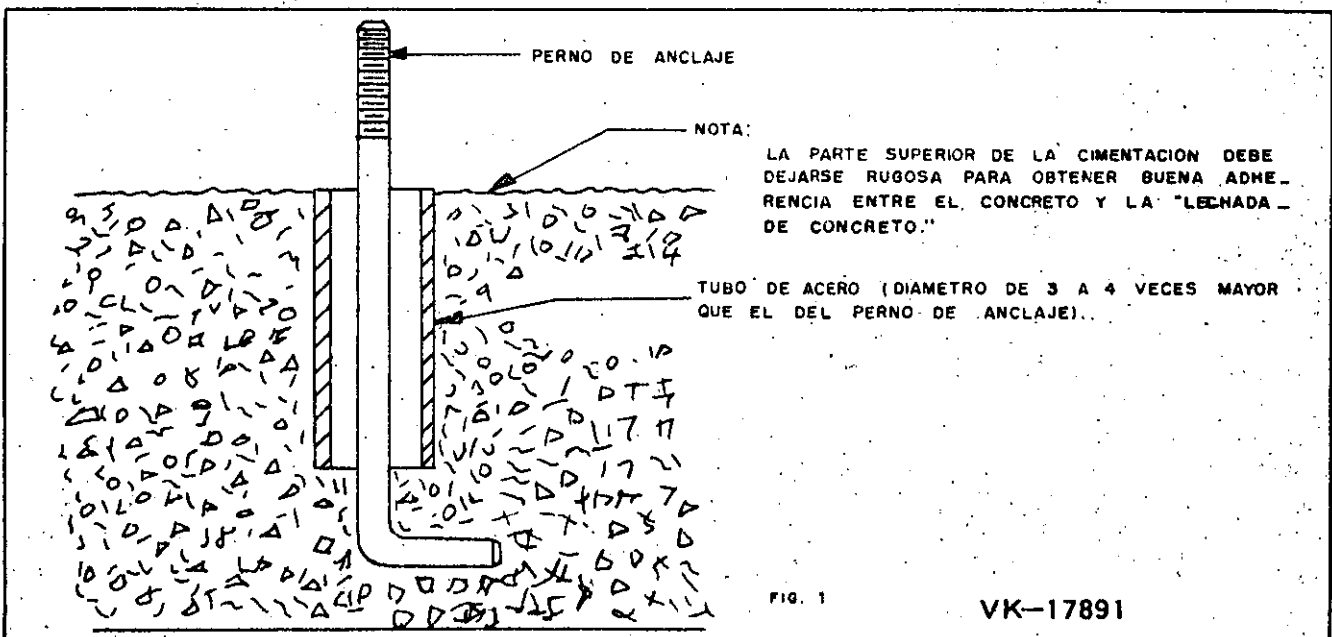
Cuando la bomba se monte directamente sobre una viga "I" de acero estructural, se colocará directamente sobre o tan cerca como sea posible de las paredes, vigas o elementos estructurales del edificio. La base deberá ser atornillada y fijada a los soportes de acero, con objeto de impedir movimientos y vibraciones para evitar desalineamiento.

La estructura deberá estar soportada en tal forma que la máxima deflexión operando a plena carga la bomba no exceda de .015" y sea simétrica en todas direcciones.

4-3.- PERNOS DE ANCLAJE

La base de la bomba normalmente se fija a la cimentación con pernos de anclaje.

Estos pernos pueden ser proporcionados por la fábrica si son solicitados. El diámetro de los pernos de anclaje deberá ponerse conforme se especifiquen en los dibujos de elevación de la unidad y su colocación puede hacerse mediante el uso de una plantilla. Cada perno deberá estar alojado en una camisa de tubo de acero reforzado que tenga dos o tres veces el diámetro del tornillo. El interior de la camisa del tornillo deberá llenarse con concreto después que la base de la bomba esté alineada. Las camisas deberán permitir que los pernos se muevan para ajustarse a los agujeros que están en la base (véase la figura 1).



4-4.- CARCAMO

El diseño correcto del cárcamo asegura y produce una distribución uniforme del líquido así como una baja velocidad y mínima turbulencia en ambas campanas de succión. Los cárcamos deberán ser cuadrados con esquinas a escuadra y pisos planos. De preferencia el canal deberá ser recto y entrar de frente a la bomba.

Si dos o más bombas son instaladas en el mismo cárcamo, deberán estar espaciadas a distancias adecuadas; el líquido no deberá fluir desde una bomba a la siguiente. Pueden ser usados muros de separación o guías para evitar turbulencia o vórtices en la corriente de flujo. Mantenga siem-

36

pre el nivel mínimo del líquido recomendado. Como norma, el nivel mínimo de agua para los tamaños 12" y mayores es de 5 ft. arriba de la boca de la campana de succión superior.

Debe tenerse cuidado con las bombas instaladas en ríos o lagos. La distancia desde el extremo inferior de la campana de succión al fondo del lago o río deberá ser tal, que evite la entrada de sedimentos al interior de la campana o bloquee la entrada del líquido.

Si por cualquier razón se pretende cambiar las condiciones originales de operación, deberá consultarse al representante WORTHINGTON más cercano antes de proceder a dicho cambio.

SECCION V

PRE-INSTALACION

5-1.- INSPECCION DEL EMBARQUE

Inmediatamente después de recibido el equipo de la compañía transportista deben revisarse todos los componentes contra la remisión de embarque. Deberán revisarse cuidadosamente todos los huacales y bultos antes de desecharlos asegurándose de que no hayan sufrido daño durante el transporte.

Cualquier daño o faltante deberá reportarse de inmediato a la compañía transportista y a nuestras oficinas de ventas o agentes dando claramente los detalles de las deficiencias o faltantes para que dichas partes sean localizadas o substituidas tan pronto como sea posible.

5-2.- ALMACENAMIENTO

Nuestras unidades se embarcan acondicionadas para su instalación inmediata. Si van a ser almacenadas antes de instalarse, deberán tomarse todas las precauciones necesarias para protegerlas contra la humedad excesiva, condiciones extremas de intemperie, emanaciones corrosivas u otros daños. Si el tiempo de almacenamiento es largo deberá examinarse periódicamente la unidad, limpiándose cuando sea necesario. Las chumaceras y coples deberán protegerse contra suciedad, polvo y otras sustancias extrañas. De fábrica la unidad sale con preventivos anticorrosión y placas protectoras en las superficies maquinadas y aberturas expuestas.

5-3.- LIMPIEZA PREVIA ALA INSTALACION

Deberá quitarse la capa de protección anticorrosiva para evitar la suciedad, polvo o material extraño que se adhiere. Todas las conexiones rosca- das deberán limpiarse y protegerse con grasa. La bomba y sus componentes deberán limpiarse completamente con agua limpia, quitando cualquier mancha de herrumbre en las superficies maquinadas con una tela de grano fino.

Asegúrese que el cárcamo o foso de succión esté libre de escombros que haya como resultado de las obras de construcción y que pueden causar daños a la bomba.

Si la bomba es instalada en algún canal o río, deberán tomarse precauciones para evitar la entrada de material dañino a la bomba.

5-4.- EQUIPO Y HERRAMIENTA NECESARIO PARA LA INSTALACION

- a) Grúa adecuada, tripié, polipasto o un equipo similar provisto de un gancho y movimiento giratorio, así como cadenas y eslingas de suficiente capacidad para levantar el peso total de la bomba o el de la unidad motriz.
- b) Juegos de pernos de ojo de tamaño adecuado para ponerse en los lugares apropiados cuando sea necesario.
- c) Viguetas adecuadas de acero que cubran la abertura de cimentación durante la instalación de tal modo que permitan sujetar los componentes de la bomba.

- d) Pernos de anclaje y tuercas cuando sea necesario. **37**
- e) Equipo para nivelar, tales como juntas o calzas con pequeña conicidad.
- f) Diversas herramientas de mano, incluyendo una llave para tubo de 2 ft. de longitud, dos llaves stillson para acoplamiento de flechas y un juego de escalas de medición.
- g) Un indicador de carátula con tornillo de sujeción para alineamiento de las unidades que tengan cople de conexión bridado entre la flecha del motor y la bomba.
- h) Cepillo de alambre y solvente para limpiar bridas y cuerdas.
- i) Un compuesto o cemento que no endurezca, apropiado para el líquido bombeado. Frecuentemente se usa Permatex No. 2.
- k) Aceite y/o grasa recomendados para los baleros del motor y aceite recomendado para el sistema de lubricación de la bomba.

5-5.— REVISION DE LAS PARTES ANTES DEL ENSAMBLE.

La bomba QL de doble succión es embarcada de WORTHINGTON en componentes que deben ser ensamblados en el campo. Estos componentes como se describieron en la sección III, junto con los tornillos, tuercas, juntas y otras partes deben ser colocados en el sitio y en el mismo orden según la secuencia del ensamble.

De esta manera los componentes pueden compararse con los dibujos de elevación y listas de partes y revisarse antes de ser instalados. La bomba debe ensamblarse sección por sección verticalmente, WORTHINGTON no recomienda el ensamble horizontal de la unidad completa debido al tamaño y distribución de los pesos de los componentes grandes. La abertura de cimentación, deberá cubrirse para evitar caídas accidentales al interior del pozo.

5-6.— COMPROBACION DEL NUMERO DE SERIE

Debe comprobarse que el número de serie vaya impreso en la placa de datos de la bomba, esto es importante para cuando se soliciten partes de reemplazo.

5-7.— COMPROBACION DEL JUEGO AXIAL

Mida y registre la cantidad de movimiento axial de la flecha del impulsor (end play) en el cuerpo de la bomba ensamblada. Esta medida deberá utilizarse cuando se ajuste el claro para el giro libre del impulsor. Esta medida es aproximadamente de 3/8" a 1/2 pulgada.

5-8.— PRE-INSTALACION DEL EQUIPO ELECTRICO.

Antes de empezar a instalar la bomba es recomendable contar con personal ampliamente capacitado, tales como contrastistas eléctricos para instalar y conectar los controles eléctricos y dispositivos protectores para el motor, así como las conexiones eléctricas del motor después de su instalación.

SECCION VI

INSTALACION

La bomba QL es una bomba para servicio pesado, sin embargo para asegurar su alineamiento tanto bridas como cuerdas son perfectamente maquinadas. Todas las flechas son fabricadas con la calidad y especificaciones de la bomba con tolerancias muy estrictas. Por consiguiente es muy importante que durante el ensamble los componentes sean manejados con mucho cuidado a fin de que la unidad pueda desarrollar el servicio con operación uniforme.

WORTHINGTON recomienda que se utilice el servicio de nuestros ingenieros para la instalación, alineamiento y arranque inicial. Esto asegu-

rá que la unidad sea perfectamente instalada y brinda al comprador la oportunidad de recibir instrucciones adecuadas y autorizadas.

6-1.— INSTALACION DEL CUERPO DE LA BOMBA

- a) Dispóngase el equipo de maniobras en la posición adecuada para que el gancho del Polipasto y la eslinga puedan girar perfectamente centrados en el Brocal de la cimentación durante la maniobra e instalación de los componentes.

- b) Colóquense las viguetas de acero en dos lados paralelos del Brocal del cárcamo.
- c) Colóquense los pernos de ojo en la brida de la pieza de transición.
- d) Pásese la eslinga por los pernos de ojo.
- e) Sujete la eslinga al gancho del Polipasto.
- f) Ize el cuerpo de la bomba hasta que la campana inferior de succión quede despegada del piso del cárcamo.

PRECAUCION

Al levantar el cuerpo de la bomba verifíquese que al enganchar la eslinga, la distribución de la carga quede balanceada al máximo posible para evitar tirones o deslizamientos bruscos en tanto se lleva a la posición vertical.

- g) Quite la tapa protectora del Brocal de la cimentación.
- h) Ensámblase la tubería, conexiones y accesorios para la lubricación de la chumacera de la campana de succión inferior. Esta tubería deberá sujetarse a la columna de descarga con abrazaderas.
- i) Céntrese y guíese el cuerpo de la bomba en el Brocal de la cimentación.
- j) Lenta y cuidadosamente hágase descender el cuerpo de la bomba, a través del Brocal de la cimentación, hasta que la cara inferior de la brida de la pieza de transición pueda descansar firmemente sobre las viguetas de acero.
- k) Conéctese y asegúrense las viguetas de acero haciendo descansar sobre ellas la brida de la pieza de transición.
- l) Retire los pernos de ojo y eslinga para utilizarlos en la maniobra de los componentes de la columna.

6-2.- INSTALACION DE LA TUBERIA DE COLUMNA, TUBO DE PROTECCION DE LA FLECHA Y FLECHA DE LINEA

- a) Verifíquese que las caras de las bridas del tubo de columna se han limpiado de acuerdo con las instrucciones de la Sección 5-3.

38 Quitense los tapones protectores de los extremos de la tubería de protección de la flecha, en el caso de recibir tramos pre-en-samblados de fábrica.

- c) Es posible que sea necesario ensamblar en campo las secciones del tubo de protección y flecha de línea.

Los ensambles del tubo de protección y flecha de línea consisten de un tramo de flecha de línea y 2 tramos de tubo de protección que han de unirse con una chumacera de línea.

Los tubos de protección se suministran en longitudes hasta de 1,524 mm. (5 pies) se requieren 2 tramos de tubo de protección de la longitud arriba indicada para cada tramo de tubo de columna con longitud de 3,048 mm. (10 pies). Se pueden surtir otras longitudes para satisfacer casos particulares de instalaciones. Favor de referirse al dibujo de elevación para identificar adecuadamente la longitud del tubo de columna.

PRECAUCION

Verifíquese y asegúrese que las conexiones ros-cadas y las caras de los extremos de los tubos de protección y las flechas de línea están perfectamente limpias antes de ensamblarse. Los tubos de protección de la flecha y los extremos de las flechas de línea deberán hacer un contacto perfecto para mantener la longitud de diseño.

- d) Lubríquense tanto las cuerdas de los tubos de protección como las de las chumaceras de la línea con un compuesto no endurecible.
- e) Lubríquense las cuerdas de la flecha de línea y las de los coples de línea, preferiblemente con bi-sulfuro de molibdeno.
- f) Las cuerdas de la flecha y de los coples de línea son izquierdos y las flechas deberán quedar centradas con respecto a la longitud de los coples de flecha.
- g) El ensamble de la tubería de protección se coloca en el interior del tubo de columna. Las bridas del tubo de columna son del tipo hembra y macho, debiendo quedar el macho, o cara realzada en el extremo superior y hembra en el extremo inferior. La flecha de línea deberá sobresalir aproxi-

madamente 381 mm. (15") por debajo del extremo inferior del tubo de protección y a su vez el extremo del tubo de protección deberá quedar aproximadamente a 381 mm. (15") abajo del extremo inferior del tubo de columna. Para mantener esta posición cuando el tubo de columna se coloca en posición vertical, úsese un cable o una cadena para hacer un nudo de 2-1/2 vueltas (vulgarmente nudo de cochino) en la flecha de línea; anudando también en la misma forma al tubo de protección de la flecha y finalmente el tubo de la columna de descarga.

- h) El cuerpo de la bomba se embarca llevando ensamblado un cople de flecha y una chumacera de conexión para proteger las cuerdas, tanto de la flecha como la interna de la bomba en donde se aloja la chumacera de conexión. Límpiense y lubriquense estas cuerdas, re-localizando adecuadamente el cople de la flecha de la bomba de acuerdo con el barreno localizado en el punto medio de la longitud del cople.
- i) Colóquense los pernos de ojo en la brida superior del tubo de columna y enganche la eslinga.
- j) Levántese el ensamble completo de la columna centrando el extremo inferior con respecto a la brida de la pieza de transición.
- k) Baje lentamente el ensamble de la columna hasta que la flecha de línea pueda acoplarse con la flecha de la bomba.
- l) Quite el cable de la flecha de línea.
- m) Lubríquense las cuerdas y haga girar la flecha de línea en sentido contrario al de las manecillas del reloj para acoplarla con la flecha de la bomba. Apriétense las flechas hasta juntar sus extremos firmemente. Se recomiendan dos pequeñas llaves Stillson. Una de ellas deberá sostener el cople de la flecha para que no gire y la segunda servirá para apretar la flecha colocándola inmediatamente arriba del cople de línea.

Proceda con cuidado para evitar que la flecha no se flexione ni maltrate durante el apriete.

39

- n) Quítese el cable del tubo de protección de la flecha y lubrique las cuerdas con un compuesto para cuerdas de tubo.
- o) Hágase girar el tubo de protección de la flecha en sentido contrario al giro de las manecillas del reloj para acoplar dicho tubo a la chumacera de conexión de la pieza de transición de la bomba.
- p) Colóquese la junta sobre la brida de la pieza de transición, asegurándose que la cara de dicha brida esté perfectamente limpia.
- q) Lentamente asiente el tubo de columna y fíjelo a la pieza de transición.

PRECAUCION

Las bridas del tubo de columna son de cara realzada y tienen tolerancias muy cerradas. Asegúrese que estas partes empalman adecuadamente para obtener un alineamiento adecuado.

- r) Levántese ligeramente el conjunto de tubo de columna y bomba y coloque las viguetas abrazadera para permitir el descenso de la bomba al interior del cárcamo.
- s) Vuélvase a colocar las abrazaderas en posición adecuada, haciendo descender lentamente tanto bomba como el ensamble de la columna hasta que la cara inferior de la brida superior de la columna descansa firmemente sobre dichas abrazaderas.
- t) Verifique que la distancia de la brida superior del tubo de columna y extremo superior de la flecha de línea sea de 394 mm. (15-1/2).
- u) Igualmente verifique que la distancia del extremo superior del tubo de protección al extremo superior de la flecha de línea es de 241 mm (9-1/2).
- v) A medida que se va ensamblando cada sección de la tubería de protección de la flecha, viértase una pequeña cantidad de aceite al interior de la misma para obtener la lubricación adecuada de las chumaceras de línea durante el arranque inicial de la bomba.

Para el aceite apropiado de lubricación ver la Sección 7-2 sobre instrucciones de lubricación.

- w) Lubríquense las cuerdas e instale una chumacera de línea en el tubo de protección que sobresale.
- x) Coloque una pequeña cantidad de lubricante en las cuerdas de la flecha de línea y del cople de flecha, instalando el cople en la flecha de línea que sobresale, asegurándose que dicho cople quede centrado.
- y) Repítase el procedimiento hasta que la bomba quede localizada a la profundidad adecuada del cárcamo.
- z) Si la descarga de la bomba es bajo superficie, instale el codo de descarga referido a la elevación de diseño.

a.a) Conéctese la flecha superior a la flecha de línea.

a.b) Conecte el tubo de protección superior al tubo de protección de la flecha de línea. El tubo de protección superior es de longitud menor que los demás tubos de protección y se instala con el extremo que tiene mayor longitud de cuerda interna hacia arriba.

a.c) La última sección del tubo de columna en instalarse es el tubo de columna superior.

El tubo de columna superior se conecta al cabezal de descarga. Si la longitud y la altura de la Casa de Máquinas lo permite se ensamblará primero el tramo de columna superior al cabezal de descarga y una vez hecho esto se levantará todo el ensamble sobre la flecha del cabezal, haciendo descender dentro del tubo de columna que descansa en las viguetas de acero. Si el tramo de columna superior es relativamente largo, primero ensámblase éste a la columna y después al cabezal de descarga. Por ejemplo las bombas con columnas cortas normalmente tienen una sola sección de columna de descarga y un tramo de flecha de línea que se extiende desde la flecha del impulsor hasta el cabezal de descarga.

En este caso el tramo de columna superior pudiera ser demasiado largo para que el ensamble total se izara por encima de la extensión de la flecha superior.

a.d) Los cabezales fundidos se montan sobre una placa de sustentación, si este es el ca-

so, primero atornílese el cabezal a la placa antes de colocar el ensamble completo sobre la brida del tramo de la columna superior.

Nota a los instaladores del cliente o de WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.

Aunque la experiencia individual haya desarrollado otros métodos satisfactorios para ensamblar estas unidades, el procedimiento aquí descrito es básicamente el mismo.

6--3.-- INSTALACION DE LA BASE DE LA BOMBA O CABEZAL DE DESCARGA

a) Procédase a quitar las soluciones anti-oxidantes, placas y tornillos utilizados para transportación, verificando que todas las superficies maquinadas estén limpias.

b) Si la caja de empaques de la flecha (también llamado soporte de la Tuerca de Ajuste) ha sido montada en Fábrica, procédase a quitarla.

c) Sujétese adecuadamente el cabezal de descarga con la eslinga, cable o cadena para que la maniobra de descenso sea suave y balanceada.

d) Apriete uniformemente todos los tornillos que unen el cabezal a la brida de la columna.

e) Levántese ligeramente todo el ensamble para retirar las viguetas de acero.

f) Tanto en el caso de descarga sobre superficie como baja superficie, hágase girar la bomba para orientar las líneas de centro de descarga con la tubería de descarga del sistema. Alínie los barrenos de la base del cabezal con las anclas de cimentación.

g) Asíéntese la bomba en la cimentación.

Si no tiene una placa separada de concreto para el asiento de la bomba, es necesario dejar una separación aproximada de 2-1/2 a 5 cms. entre la base del cabezal y la cimentación para rellenar de lechada de cemento.

Introdúzcanse placas o cuñas de ligera conicidad para soportar el conjunto sobre la cimentación, teniendo cuidado de colocar

dichas placas o cuñas muy cerca de las anclas.

Ver Sección 6-4 para el procedimiento de nivelación.

h) Colóquese la junta de la caja de empaques entre ésta y el cabezal de descarga.

i) Introdúzcase el anillo "O" en la ranura interior de la caja de empaque.

Lubrique el anillo "O" para evitar que éste se dañe o destrozé durante el ensamble.

j) Centre la caja de empaques sobre la flecha del cabezal, deslizándola cuidadosamente hacia abajo para colocarla en su lugar, permitiendo que la caja con el anillo "O" se deslice hacia abajo sobre el exterior del tubo de protección superior.

k) Atornille la caja de empaques al cabezal de descarga.

l) Introdúzcanse los resortes de la chumacera de ajuste en los alojamientos previstos de la caja de empaques.

Coloque la placa retén de resortes, ligeramente aceitada.

m) Aceite las cuerdas de la chumacera de ajuste, deslizándola hacia abajo sobre la flecha del cabezal, enroscándola en senti-

41

do contrario al giro de las manecillas del reloj dentro del tubo de protección de la flecha.

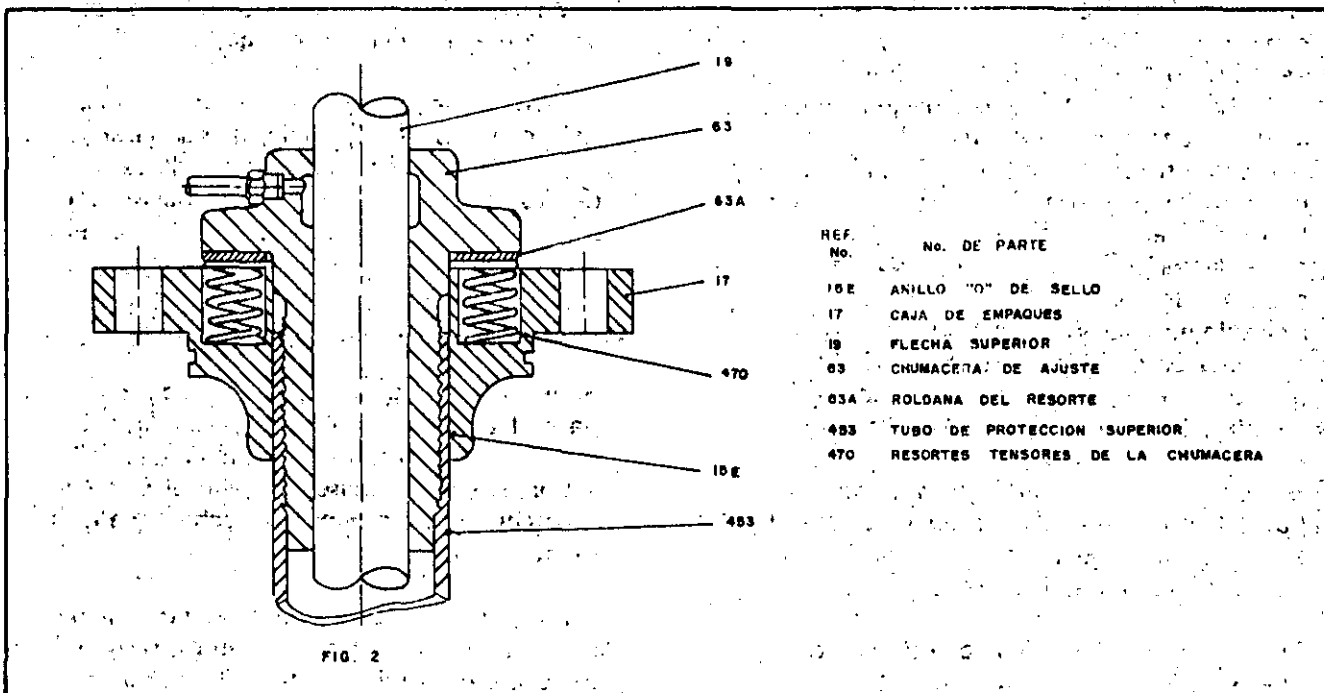
Continúe apretando la chumacera de ajuste hasta dejar un claro de 5 mm. (3/16") entre la cara superior de la caja de empaques y la cara inferior del plato que cubre los resortes. Para que este claro sea uniforme en todo el contorno, utilícense simultáneamente 2 ó 3 pedazos de cuñas de 3/16" de espesor. Ver fig. 2.

Para flechas con bombas lubricadas con agua a presión, ver la Sección 6-9.

6-4. — NIVELACION DE LA UNIDAD

Para asegurar una operación satisfactoria es esencial que la bomba quede rígidamente soportada en posición efectivamente vertical, para que la flecha de la bomba pueda quedar suspendida del motor y centrada tanto en las chumaceras de la bomba como en las chumaceras de línea.

Primero se ajusta y nivela la placa de la base sobre la cimentación y después se hace descansar sobre blocks rectangulares de acero y lanas de 1/16 a 1/8 de espesor o alternativamente sobre cuñas metálicas, introducidas en la cimentación y la placa de base del cabezal. Estas deberán colocarse próximas a las anclas y a intervalos no mayores de 610 mm. (24") sin que intervieran con las cimbras para el espesor entre 25 a 50 mm. (1 a 2").



Al colocar el motor sobre su base es necesario verificar la nivelación, ejecutando los ajustes que sean necesarios.

**6-5.— INSTALACION DE LA MAQUINA MOTRIZ.
MOTOR VERTICAL DE FLECHA HUECA O CABEZAL DE ENGRANES.**

- a) Antes de colocar el motor, revise que las superficies de empalme estén totalmente limpias y exentas de rebabas.
- b) Quite el cople o embrague del motor.
- c) Colóquese la eslinga al motor.
- d) Levante y centre el motor o cabezal de engranes por encima de la flecha superior de la bomba.
- e) Descienda lentamente el motor o el cabezal de engranes sobre el cabezal de la bomba, alineando los barrenos del cabezal con los respectivos de la base del motor.
- f) Atorníllese el motor a la base de la bomba y el cabezal de la bomba a la cimentación.
- g) Centre la flecha superior de la bomba con el interior de la flecha hueca del motor o del cabezal de engranes, utilizando una escala apropiada para medir.

Cualquier ligero ajuste que sea necesario para lograr un centrado perfecto deberá ejecutarse calzando el cabezal de la bomba contra la cimentación por medio de lanas, como se describe en la Sección 6-4, relativa a la nivelación de la unidad.

- h) Háganse las conexiones eléctricas al motor y verifíquese que la rotación del mismo sea contraria al movimiento de las manecillas del reloj, viendo el motor desde su parte superior.

El cabezal de la bomba lleva una flecha visible que indica el sentido de rotación.

PRECAUCION: Por ningún motivo deberá permitirse que la bomba gire como las manecillas del reloj, ya que de hacerlo se aflojarán los cople de la flecha de línea de la bomba, con efectos destructivos.

- i) Instale el cople o embrague del motor sobre el extremo de la flecha superior, sujetando dicho embrague al motor.

- j) Colóquese la cuña que fija la flecha superior al embrague del motor.
- k) Coloque la tuerca de ajuste en la flecha superior, teniendo presente que la cuerda es derecha. Apriete la tuerca hasta hacer contacto con el embrague del motor.
- l) Sobre la flecha superior haga una marca que indique la posición de la tuerca de ajuste para la medición que se describe en el inciso "n".
- m) Continúe apretando la tuerca de ajuste para subir el rotor de la bomba hasta que el impulsor haga contacto con la caja de la campana superior de succión. Este es el límite superior del desplazamiento axial (juego) del impulsor dentro de la voluta.
- n) Mida este ajuste vertical y verifíquese contra el previamente registrado, según lo establecido en la Sección 5-7: Pre-instalación.
- o) Afloje la tuerca de ajuste para descender el impulsor hasta que quede centrado precisamente a la mitad del juego axial.

La adecuada localización del impulsor es esencial para la correcta operación hidráulica y mecánica de la bomba, así como para balancear el empuje hidráulico del impulsor.

- p) Procédase a fijar y apretar el prisionero de la tuerca de ajuste.

6-6.— INSTALACION DE LA MAQUINA MOTRIZ

Motor de Flecha Hueca con Cople Bridado.

Si el acoplamiento del motor vertical de flecha hueca con el cabezal de descarga se hace por medio de cople bridado, el motor se suministrará con un buje estabilizador en el extremo inferior del mismo.

Este buje estabilizador puede ser de dos tipos. Uno de ellos consiste en un collarín estabilizador que ha de montarse previamente en la flecha superior antes de instalar la máquina motriz de flecha hueca.

Este collarín deberá ajustar firmemente contra la parte inferior de la máquina mo-

triz de flecha hueca, fijando su posición con prisioneros después de que se haya hecho el ajuste vertical de la posición del impulsor y el equipo quede preparado para su operación.

El otro tipo de estabilizador es un buje montado a presión por el fabricante del motor. Cuando se utilice este tipo de estabilizador, la flecha superior deberá introducirse por la parte inferior de la flecha hueca del motor antes de que la máquina motriz se coloque sobre el cabezal de descarga. Esto disminuye el riesgo de dañar el buje estabilizador.

En virtud de que el buje estabilizador está diseñado para girar conjuntamente con la flecha hueca superior, es necesario tomar las siguientes precauciones.

No arranque el motor con la flecha superior dentro del mismo a menos de que el embrague haya sido instalado y atornillado al motor, fijando también la flecha superior al embrague por medio de la tuerca de ajuste y el cuñero.

Puede instalarse el cople tipo brida correspondiente a la flecha superior pero no deberá conectarse a la mitad correspondiente a la flecha del cabezal de descarga de la bomba.

El motor y la flecha superior operarán como una unidad integral y la instalación será básicamente la misma que la de una máquina motriz de flecha sólida (ver Sección 6-7).

Como el cople bridado no es del tipo ajustable, el posicionado vertical del rotor de la bomba se hace con la tuerca de ajuste de la flecha superior (véase la sección 6-5).

6-7.— INSTALACION DE LA UNIDAD MOTRIZ

Motor Vertical o Cabezal de Engranés o Flecha Sólida.

- a) Antes de colocar el motor o cabezal de engranes verifíquese que las superficies de ensamble de la base propia del motor y las del cabezal de la bomba estén totalmente limpias y exentas de rebabas.

43 b) Instálense la mitad del cople y la tuerca de ajuste en la flecha superior de la bomba. ESTOS COPLES SON DE AJUSTE POR DESLIZAMIENTO.

- c) Ahora colóquese la otra mitad del cople sobre la extensión de la flecha de la máquina motriz, instalando la cuña circular "C" en la ranura anular de la flecha.
- d) Coloque la eslinga al motor.
- e) Levántese el motor y céntralo sobre la flecha de la bomba.
- f) Lentamente descienda la máquina motriz sobre el cabezal de la bomba, alineando los barrenos de succión del cabezal de la bomba con los correspondientes de la base del motor.
- g) Con una escala metálica verifique el alineamiento de las dos mitades del cople.
- h) Atornille el motor con el cabezal de la bomba dejando flojos los pernos.
- i) Háganse las conexiones eléctricas y verifíquese la rotación del motor, la cual debe ser contraria al giro de las manecillas del reloj visto desde arriba. El cabezal de la bomba deberá tener una flecha indicando la dirección del sentido de rotación. La rotación del motor deberá verificarse antes de unir las dos mitades del cople.

PRECAUCION: Por ningún motivo deberá permitirse que la bomba gire como las manecillas del reloj, ya que de hacerlo se aflojarían los coples de la flecha de línea de la bomba, provocando daños que pueden causar efectos destructivos.

- j) En las bombas de construcción normal (estándar) introdúzcanse varias tiras de lanas de aproximadamente 0.003" de espesor ente la flecha del cabezal de la bomba y la chumacera de ajuste para centrar y estabilizar la flecha.

En bombas equipadas con estopero auxiliar quítense la empaquetadura y el prensa-estopas para colocar el indicador de carátula en la parte superior de la chumacera de ajuste para proceder al centrado y alineamiento.

- k) Coloque un indicador de carátula sobre la extensión de la flecha sólida de la máquina motriz.

- l) Ajustese el indicador haciendo contacto con la flecha de la bomba.
- m) A mano hágase girar lentamente la flecha de la máquina motriz, tomando lecturas en por lo menos cuatro puntos diametralmente opuestos para determinar con la mayor exactitud posible la posición vertical relativa entre la flecha de la máquina motriz y la flecha del cabezal de la bomba.
- n) ajuste la posición de la máquina motriz sobre la base del cabezal de la bomba de acuerdo con las lecturas del indicador de carátula, hasta obtener el alineamiento vertical de ambas flechas, con una tolerancia dentro de 0.001".

Al terminar el alineamiento procédase a apretar los pernos entre el cabezal de la bomba y la máquina motriz.

- o) Retírese la eslinga y el polipasto, grúa o malacate de maniobras, del motor.
- p— Gírese la tuerca de ajuste sobre la flecha de la bomba hasta que la distancia sobre las dos mitades del cople sea la mitad del juego axial total previamente registrado.
- q) Colóquense los pernos que unen las mitades del cople con la tuerca de ajuste.
- r) Apriétense los pernos firmemente y verifique que se conserva el alineamiento de las flechas.
- s) Entre las primeras 24 y 72 horas de operación de la bomba, verifique el alineamiento de las flechas de la máquina motriz y de la bomba. Es posible que se produzca un desalineamiento causado por los esfuerzos de la tubería de descarga, asentamiento de la cimentación o cambios de temperatura. Véase la Sección 8-2, inciso g.

Si el alineamiento es correcto colóquense pernos cónicos de guía entre la base de la máquina motriz y el cabezal de la bomba.

6-8. SISTEMA DE LUBRICACION

Bombas con flecha de línea lubricada por aceite (construcción cerrada).

- a) Atornílese el soporte del lubricador y del tanque de aceite en la parte lateral del cabezal de la bomba en los barrenos provistos para este fin.
- b) Ensamble las válvulas manuales o de solenoide, las mirillas de goteo de aceite; las tuberías y accesorios, como se muestra en el dibujo seccional.
- c) Conéctese las líneas de lubricación que van una a la tuerca de ajuste en el cabezal de la bomba y la otra a la chumacera de la campana inferior de succión.
- d) Conéctese el sistema eléctrico de la válvula solenoide.

La válvula magnética abrirá al energizarse cuando se pone en marcha el motor eléctrico. La válvula es del tipo normalmente cerrado cuando no está energizado.

6-9. SISTEMA ALTERNO DE LUBRICACION

Bomba con flecha de línea protegida (construcción cerrada) y lubricada por agua.

Este sistema de lubricación se usa cuando no se permite o no es deseable que el aceite pase al líquido bombeado o cuando al estar parado el equipo de bombeo se hace circular y descargar continuamente agua a presión dentro de la columna interior para evitar que el líquido del cámara entre a la columna interior de la bomba.

La construcción para este sistema de lubricación por agua es similar a la usada para lubricación por aceite, agregando lo necesario para inyección de agua a la columna interior y para sellado de la chumacera de ajuste.

El tanque y accesorios de lubricación por aceite se eliminan.

En este sistema de lubricación, la flecha de línea se suministrará de acero inoxidable y las chumaceras de línea serán de bronce al plomo.

6-10. TUBERIA DE DESCARGA.

Al conectar la tubería de descarga del sistema externo de conducción deberán tomarse las precauciones para que la tubería quede firmemente apoyada en soportes y no ejerza esfuerzos sobre el cabezal de descarga de la bomba.

Los esfuerzos de las tuberías mal soportadas comúnmente causan desalineamiento.

Si las bridas de la tubería de descarga no ensamblan correcta y libremente antes de apretar la tornillería, sus efectos se transmitirán a la bomba provocando un muelleo y desalineamiento de la bomba.

6-11. LECHADEO (GROUTING).

Para mantener y conservar firmemente la posición, elevación y alineamiento de la bomba y su máquina motriz es necesario rellenar el espacio irregular entre la cimentación y la cara inferior de la placa de apoyo del cabezal de la bomba con material sólido y resistente.

Utilícese material para lechadear que no se contraiga después de fraguado. El lechadeo con agregados tales como óxido de hierro (EMBECO); u óxido de aluminio suministrarán un alto porcentaje de área de sustentación. El tipo adecuado de agregado para el lechadeo deberá decidirlo el contratista responsable de la cimentación y del montaje de la unidad.

Procedimiento para el Lechadeo:

- a) Construya una cimbra de madera que circunde el interior y el exterior de la placa de apoyo.
- b) Limpie totalmente la superficie rugosa de la cimentación, quitando todas las partículas de material suelto.

- c) Moje la cimentación eliminando el agua que se queda estancada en las irregularidades de la superficie del cimient o en las mangas de los pernos de anclaje.
- d) Cuele la lechada en la cimbra empezando por las mangas de los pernos de anclaje y continuando con el resto, cuidando de rellenar todos los huecos entre la cimentación y la placa de apoyo hasta enrasar con dicha placa.
- e) Con una varilla rígida agítese la lechada para eliminar las burbujas y bolsas de aire atrapado.
- f) Cúbrase la superficie expuesta de la lechada con una lona húmeda para obtener un fraguado lento, exento de grietas.
- g) Después del fraguado inicial, retírese la cimbra de madera procediendo al repellado y acabado fino de las aristas expuestas.
- h) Para retirar con facilidad las lanas y las cuñas utilizadas en la nivelación y antes de que se endurezca la lechada practíquense las ranuras necesarias frente a dichas lanas y cuñas.
- i) Una vez que la lechada ha endurecido totalmente retírense las lanas y cuñas, rellenando los huecos respectivos y las ranuras con lechada.
- j) Déjense transcurrir un mínimo de 72 horas antes de proceder a la puesta en marcha de la bomba.

SECCION VII

OPERACION

7-1. PRE-ARRANQUE.

Antes de arrancar la unidad, verifique cuidadosamente cada uno de los siguientes puntos.

- a) La válvula de descarga debe estar parcialmente abierta y la tubería de descarga conectada adecuadamente.
- b) Verifique la posición del impulsor que ya ha sido ajustado adecuadamente durante la instalación. Las flechas de la máquina motriz y de la bomba deberán girar libremente. Retire las lanas que se instalaron en la chumacera de ajuste.

- c) Todos los tornillos y pernos de anclaje deberán estar correctamente apretados.
- d) El suministro de líquido al cárcamo deberá ser el adecuado a la capacidad de diseño y selección del equipo de bombeo.

7-2. PRE-LUBRICACION.

- a) Lubríquese la máquina motriz, motor o cabezal de engranes y cualquier otro equipo auxiliar estrictamente de acuerdo con las instrucciones de los fabricantes de tales equipos.

- b) Llénese el tanque con aceite de alta calidad, tipo ligero para turbinas con rango de viscosidad de 150 a 200 SSU.
- c) Verifíquese que la válvula solenoide del lubricador magnético se energiza y opera cuando la unidad se pone en marcha.
- d) Verificar que las tuberías de lubricación estén instaladas y conectadas correctamente.
- e) Antes de poner en marcha la unidad ponga en derivación (by-pass) la válvula solenoide del lubricador para introducir aceite en la tubería de protección de la flecha de línea, a través de la chumacera de ajuste a razón medio (1/2) litro de aceite por cada 3 metros de longitud de columna aproximadamente.

Por la tubería correspondiente a la chumacera inferior de la campana de succión, Introdúzcase medio (1/2) litro de aceite, añadiendo medio (1/2) litro más de aceite por cada 3 metros de longitud de la tubería de aceite.

Déjese transcurrir el tiempo adecuado para que el aceite fluya totalmente a todas las chumaceras de línea de la flecha antes de poner en marcha el equipo.

Véase la Sección 7-6 para la operación de las bombas de construcción cerrada lubricadas por agua a presión.

7-3. PUESTA EN MARCHA DE LA UNIDAD

- a) Ponga en operación la máquina motriz de acuerdo con el manual de instrucciones del fabricante de la misma.
- b) Cierre el circuito eléctrico.
- c) Obsérvese si la unidad arranca fácilmente y gira sin vibraciones excesivas.

Si la unidad arranca con dificultad o gira con excesivas vibraciones, inmediatamente párese la máquina motriz y consulte la Sección 8-2 de este manual, para determinar las causas probables de la anormalidad del arranque.

- d) Abrase lentamente la válvula de descarga hasta que la presión de descarga alcance el valor de diseño y selección o hasta que dicha válvula quede totalmente abierta.

NOTA: La máxima vida de las chumaceras se obtiene operando la bomba a la capacidad correspondiente o más próxima al punto de máxima eficiencia de la bomba. A capacidades menores que la correspondiente al punto de máxima eficiencia y particularmente a capacidades próximas a las de válvula cerrada (Shut-Off), se desarrollarán grandes turbulencias en el interior de la bomba, causadas por excesiva recirculación dentro del impulsor, provocando un incremento en la carga de las chumaceras que acortarán la vida útil.

Como regla general la unidad no deberá operar a capacidades menores del 50 por ciento de la capacidad correspondiente al punto de mejor eficiencia de la bomba. En operación intermitente la capacidad deberá ser por lo menos la correspondiente a la de menos (-) 10 por ciento de la mejor eficiencia de la bomba.

- e) Al arrancar ajústese el lubricador a un rango de 30 gotas de aceite por minuto durante un tiempo total de una hora. Es posible que con este rango inicial de goteo se presente la tendencia del aceite a subir; en tal caso procedase al ajuste necesario del goteo inicial.

Después de la primera hora continua de operación ajuste el goteo de aceite a 6-8 gotas por minuto para la lubricación de la chumacera de ajuste y de 3 a 4 gotas por minuto para la chumacera de la campana inferior de succión.

7-4. AJUSTE FINAL.

Después de que la bomba ha trabajado lo suficiente para apretar cualquier holgura de los cojines de línea y limpiar la bomba de partículas extrañas, deberá pararse la unidad y re-verificar la posición del impulsor y en su caso hacer los ajustes que fueran necesarios, de acuerdo a lo establecido en la Sección 6-5 a 6-7 en aquello que sea aplicable al caso particular.

Es necesario verificar y ajustar periódicamente el alineamiento durante los primeros meses de vida de la unidad y de la cimentación.

7-5. PARO DE LA UNIDAD.

Cierre lentamente la válvula de descarga y pare la máquina motriz. Con este procedimiento se evitará tanto los golpes de ariete, como el retorno del líquido al cárcamo a través de la bomba.

7-6.—SISTEMA ALTERNO DE LUBRICACION.

"Bombas con flecha protegida y lubricadas por agua".

El agua para lubricación se introduce por la chumacera de ajuste y por la chumacera inferior de la campana de succión en una cantidad que queda determinada por la longitud de la bomba y el número de chumaceras de línea así como de las resistencias en la columna interior.

Las válvulas de control de flujo proporcionarán flujo positivo, constante y regulado. Deberá disponerse de agua para lubricación a una presión en la válvula de control de flujo no menor de 1.40 kg/cm². (20 PSIG) para mantener la circulación del agua en las chumaceras de línea, las cuales se enfrían con el agua bombeada que pasa en el exterior del tubo de protección.

47 Cuando la bomba esté en operación deberá mantenerse un flujo positivo de agua de lubricación y si ésta proviene de un sistema externo independiente, el flujo deberá mantenerse aun en el caso de que la bomba no esté operando.

Se recomienda la instalación de indicadores de flujo y válvulas reguladoras para asegurar el ajuste correcto de la presión y flujo del agua de lubricación.

Si tanto la unidad como su sistema de lubricación han permanecido sin operar por un período considerable de tiempo, primero se pondrá en operación el sistema de lubricación para remover cualquier sólido atrapado en las chumaceras de línea y verificar la libre y correcta circulación del agua de lubricación antes de poner la bomba en marcha.

SECCION VIII

MANTENIMIENTO

8-1.— MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

a) Inspecciones Horarias y Diarias.

El diseño de las bombas verticales QL de doble succión ha sido concebido para que con un mínimo de atenciones y cuidados operen en servicio prolongado exento de problemas. Debe establecerse un programa de observaciones horarias y diarias sobre la operación de la bomba para prevenir problemas, particularmente cuando la bomba es nueva o cuando se pone en operación después de una re-habilitación total. Exista o no la bitácora o libro de registro, el operador deberá estar alerta de cualquier irregularidad del funcionamiento de la bomba. Un cambio en el sonido típico o un aumento en la vibración indican la necesidad de un mantenimiento correctivo.

Periódicamente inspecciónese la operación correcta del sistema de lubricación y el flujo de lubricante a la bomba.

Establézcase un programa para el llenado del tanque de aceite.

b) Inspecciones Semestrales y Anuales.

Verifíquese el claro circular entre la chumacera de ajuste y la flecha superior, qui-

tando el cople de la flecha superior para que éste quede libre y mediante una ligera presión diametral en varios sentidos se puede determinar el juego radial de la chumacera de ajuste.

Una chumacera floja puede indicar la necesidad de re-alineamiento y una revisión de la cimentación o de los soportes de la tubería de descarga debido a asentamientos del terreno. El asentamiento de los soportes de la tubería de descarga pueden originar un desgaste acelerado antes de que ocurran vibraciones muy notables.

c) Limpieza.

Quítese el óxido o la corrosión con un cepillo de alambre fino y paños de limpieza. Si fuera necesario límpiense todas las partes expuestas a la atmósfera pero no los contactos eléctricos con paños húmedos o cepillo y un solvente adecuado a los materiales de construcción.

d) Lubricación.

Consérvase lleno el tanque de aceite con lubricante de buena calidad tipo ligero para turbina y viscosidad de 150 SSU, a la temperatura de bombeo del líquido manejado por la bomba. Un aceite más pesado o viscoso que el indicado podrá no fluir

libremente en las chumaceras de línea. Ajustese el goteo de 6 a 8 gotas por minuto para el interior del tubo de protección de la flecha de línea y de 3 a 4 gotas para la chumacera de la campana inferior de succión.

8-2.- MANTENIMIENTO CORRECTIVO.

a) La Bomba no Arranca.

Esta falla puede originarse por:

- 1.- Bajo voltaje en las líneas de entrada al motor de la bomba.
- 2.- Circuito eléctrico abierto o incompleto.
- 3.- Motor defectuoso.
- 4.- La bomba queda forzada por brocal del cárcamo torcido o por interferencia u obstrucciones por donde pasa la columna de la bomba.
- 5.- El impulsor roza contra la voluta debido a un mal ajuste de la posición del mismo o desgaste de la chumacera.

b) La Bomba no Entrega Líquido.

La causa de esta falla puede originarse por:

- 1.- Baja velocidad de rotación de la bomba por bajo voltaje en las líneas alimentadoras del motor eléctrico o por baja frecuencia de la corriente alterna.
- 2.- Sentido de rotación de la bomba incorrecto.
- 3.- La carga total existente en el sistema es mayor que la de diseño y selección.

c) Capacidad Insuficiente.

Esta falla puede ocurrir por:

- 1.- Baja velocidad de la bomba por bajo voltaje y/o frecuencia en las líneas de alimentación del motor eléctrico.
- 2.- La carga total actual existente del sistema puede exceder a la de diseño y selección de la bomba.
- 3.- Línea de descarga tapada por suciedad u objetos extraños. Cóladeras de succión en

la bomba (usadas por excepción) parcialmente obstruidas.

4.- Impulsor suelto.

5.- Entrada de aire o vapor en la succión de la bomba.

6.- El nivel actual de bombeo en el cárcamo es inferior al mínimo requerido de diseño y selección.

d) La Bomba Pierde el Cebado Después del Arranque.

Esto puede ocurrir si el nivel de bombeo en el cárcamo desciende descubriendo la campana superior de succión lo cual puede originarse cuando el volumen de líquido que llega al cárcamo es menor que la capacidad de diseño y selección de la bomba.

e) El Motor se Sobrecarga.

Las causas pueden ser:

- 1.- La velocidad del motor es muy alta debido a voltaje y/o frecuencia mayores que las normales.
- 2.- Operación de la bomba en un punto de su curva diferente al de diseño y selección.
- 3.- La gravedad específica actual del líquido bombeado es diferente a la de diseño y selección.
- 4.- Bajo voltaje en la corriente eléctrica que alimenta al motor o motor defectuoso.
- 5.- El impulsor roza arriba o abajo en la voluta.

f) Vibraciones de la Bomba.

La causa puede deberse a:

- 1.- Chumaceras desgastadas.
- 2.- Flecha desalineada o torcida.
- 3.- Anclas de cimentación flojas o cimentación poca rígida.
- 4.- Impulsor corroído o vías de agua parcialmente obstruidas, causando un desbalanceo estático y dinámico.

5.—Entrada de aire o vapor en la succión de la bomba.

6.—Esfuerzos originados por desalineamiento de la tubería de descarga.

g) Alineamiento.

Periódicamente deberá verificarse el alineamiento de la unidad. Si ésta no conserva el alineamiento después de haber sido instalada adecuadamente, investiguense las siguientes posibilidades de falla.

1.—Asentamiento, grietas o muelleo de la cimentación.

2.—Esfuerzos de la tubería de descarga transmitidos a la bomba, torciendo, jalando al conjunto de bomba-máquina motriz.

3.—Muelleo de la placa de sustentación por la proximidad de una línea de vapor.

4.—Movimiento de la estructura del edificio debido a cargas variables o a otras causas.

h) Corrosión.

Puede originarse por impurezas de agua bombeada o por el tipo de líquido manejado por la bomba. La corrosión podrá minimizarse con el uso de partes de acero inoxidable, bronce o metal monel, las que pueden surtirse para necesidades específicas, previa solicitud e informe detallado del cliente o usuario.

8-3. REHABILITACION COMPLETA.

La frecuencia de las rehabilitaciones totales depende de las horas acumuladas de operación de la bomba, la severidad de las condiciones de servicio y del cuidado y atención dado al equipo durante la operación. Normalmente la bomba no debe abrirse para inspección a menos de que se establezca evidencia definitiva de un mal funcionamiento interno, tal como una reducción en la capacidad o en la presión desarrollada.

Otras indicaciones de problemas dentro de la bomba pueden manifestarse por un cambio significativo del sonido típico o de la vibración de la bomba en operación.

8-4.— PROCEDIMIENTO DE PREENSAMBLE

Se requiere un equipo de grúa, malacate o polipasto similar al usado en la instalación para sa-

car la bomba del cárcamo. Levante y desensamble la bomba hasta el punto requerido para reponer las piezas defectuosas o desgastadas.

NOTA: Al desarmar la bomba tómesese la precaución de disponer las piezas en el orden en que se van quitando de la bomba a fin de facilitar el proceso inverso de ensamble.

Protéjense todas las piezas maquinadas evitando el contacto de metal contra metal.

Para sacar la bomba del cárcamo se procede esencialmente en la secuencia contraria indicada para el montaje, procediendo como sigue:

a) Sáquese la bomba del cárcamo y colóquese en posición horizontal a una altura adecuada para trabajar.

b) Sepárese la campana inferior de succión quitando los tornillos que la unen a la voluta y quítese el cople de la flecha superior para sacar el ensamble completo del roto a través del lado inferior de succión de la bomba.

Desmóntense los anillos retenes de la flecha del impulsor para poder separar el impulsor de la flecha.

Quítense los tornillos que unen la pieza de transición con la voluta y sepárense ambas piezas.

Por último retírese la campana superior de succión quitando los tornillos que la unen con la voluta de la bomba.

c) Al terminar el proceso de desensamble del cuerpo de bomba, límpiense todos los componentes e inspecciónese con sumo cuidado, buscando los defectos físicos. Obsérvese si el impulsor tiene huella de desgaste por fricción o muestra desprendimientos de metal por choques.

d) Las partes que muestran fracturas, grietas o desgaste excesivos, deben reponerse utilizando partes genuinas fabricadas por WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.

e) Siempre que se desensamble la bomba deséchense las juntas, empaques, arosellos "o", anillos de retén, etc., por piezas nuevas.

Si las flechas, impulsor, anillos de desgaste o piezas de fundición muestran excesiva

corrosión debido a impurezas o acción química del líquido bombeado se recomienda consultar a WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., suministrando datos completos del líquido bombeado considerando su temperatura de bombeo y las características ambientales del lugar de instalación. Es posible que de la investigación resulte necesario recomendar materiales especiales de construcción para satisfacer las condiciones de servicio y operación, los cuales se cotizarán por WORTHINGTON con las recomendaciones pertinentes para instalación y operación.

8-5.- CLAROS DE LAS CHUMACERAS Y LOS ANILLOS DE DESGASTE.

Las chumaceras desgastadas pueden quitarse con extractor o maquinando su diámetro interior hasta adelgazar suficientemente el espesor de la pared para deformarlos y sacarlos a mano.

La reposición de chumaceras nuevas se hace a presión contra el alojamiento de las mismas con una interferencia de (0.003"). Todas las chumaceras tienen un claro o juego nominal de (0.008" a 0.010") en diámetro.

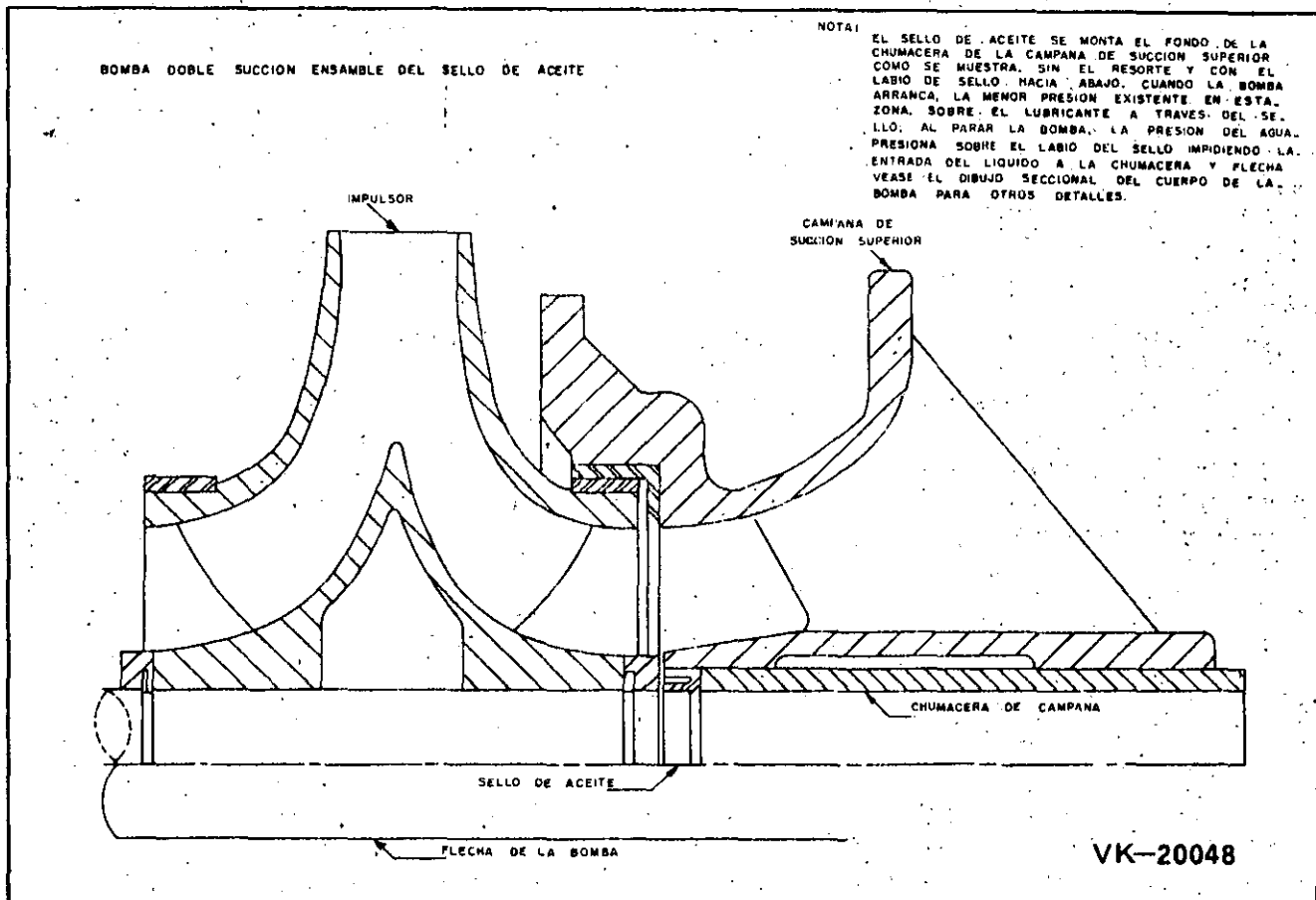
Antes de instalar las chumaceras médase el diámetro interior de las mismas y el diámetro exterior de la flecha. Si los claros no están dentro de la tolerancia antes señalada procédase a remaquinar el diámetro interior de la chumacera.

Los anillos de desgaste se colocan a presión dentro de sus alojamientos y para sacarlos se maquinan en el diámetro interior para adelgazar el espesor lo suficiente para deformarlos y quitarlos a mano. La reposición de anillos nuevos debe hacerse insertándolos también a presión.

El claro original de los anillos de desgaste varía ligeramente, dependiendo del diámetro básico.

Cuando se repare una bomba con anillos de fierro fundido o de bronce el claro diametral satisfactorio debe ser entre (0.018" y 0.024"), para todos los tamaños de bomba, amparados por este boletín de instrucciones (cuando se trate de anillos de desgaste de acero inoxidable endurecido, aumentese la tolerancia del claro diametral en un 50 por ciento de la indicada).

Cuando se suministren anillos de desgaste de reemplazo, éstos van con material excedente en las superficies de desgaste, a fin de que se maquinen



ya montados en el lugar de instalación al diámetro y tolerancias finales.

Después de instalar los anillos de desgaste de las campanas de succión médase el diámetro interior y el correspondiente diámetro exterior del impulsor, para verificar que el claro diametral está dentro de las tolerancias ya indicadas.

Si la bomba es de anillos de desgaste, en las campanas de succión y en el impulsor, ambos anillos se colocan a presión, maquinando el del impulsor en su diámetro exterior para ajustar el claro.

Lubríquense todas las chumaceras metálicas con grasa o aceite limpios mientras el cuerpo de

bomba permanece desensamblado. Quítense el exceso de grasa o aceite y píntese las superficies de empalme o guía, con un buen compuesto anticorrosivo.

NOTA: Las campanas de succión que se surten como repuesto incluyen sus respectivos anillos de desgaste maquinados a las dimensiones originales de diseño por lo que no se requiere ningún maquinado adicional en el campo.

Después de que se ha re-ensamblado el cuerpo de la bomba, médase el juego axial de la flecha, comparando las lecturas obtenidas y listadas como se indica en la Sección 5-7 de estas instrucciones.

SECCION IX

LISTA DE PARTES

9-1.- GENERALIDADES

Las necesidades de partes de repuesto quedarán determinadas por la severidad y naturaleza de las condiciones de servicio, por la calidad y alcance del mantenimiento anticipado y preventivo disponible en el lugar de instalación y por el número de unidades instaladas.

Se recomienda llevar existencia de por lo menos un repuesto de cada parte en movimiento y un juego completo de chumaceras y sellos.

9-2.- SOLICITUD DE PARTES DE REPUESTO.

Al ordenar partes de repuesto suministre el número de serie, el tamaño y tipo de la bomba. Refiérase a la placa de identificación de la unidad.

Esta información es esencial para que WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., identifique plenamente la bomba y surta las partes correctas.

Cite el nombre y número de referencia de las partes de acuerdo con las Listas de Partes del dibujo seccional, la cantidad de piezas requeridas y siempre que sea posible deberá darse el símbolo o número completo estampados en las partes usadas que van a requerirse.

Todas las órdenes por refacciones deberán dirigirse directamente a WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., o a nuestra oficina Distrital más próxima al lugar de instalación.

9-3.- DEVOLUCION DE PARTES.

No se acepta ninguna devolución de partes sin la previa autorización escrita de WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., en cuyo caso la devolución autorizada será con fletes pagados anticipadamente por el remitente o usuario.

Para evitar demoras innecesarias en el manejo de devolución de partes, favor de seguir el siguiente procedimiento.

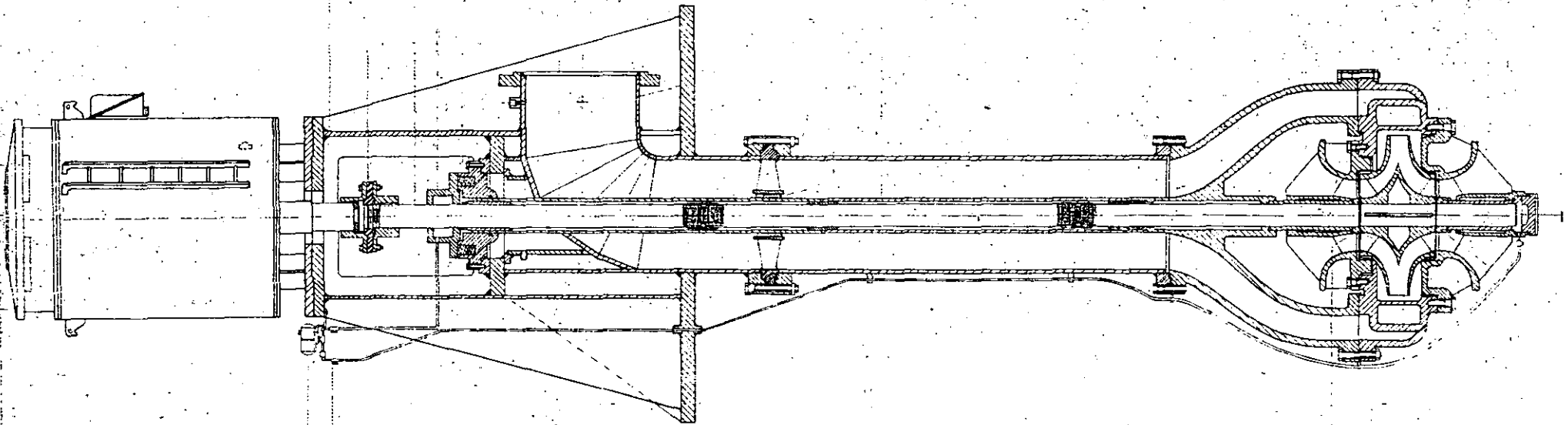
- a) Consulte a la Gerencia de Ventas de WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., o a nuestra oficina Distrital más próxima, listando las partes que se pretendan devolver y explicando las razones.
- b) La Gerencia de Ventas de WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., notificará al usuario o cliente la decisión respectiva, informando en su caso, al Departamento de Recepción de Materiales de nuestra fábrica.

En el caso de que no se apruebe la devolución, el usuario o cliente será notificado, explicándole las razones que existen para no autorizar la devolución.

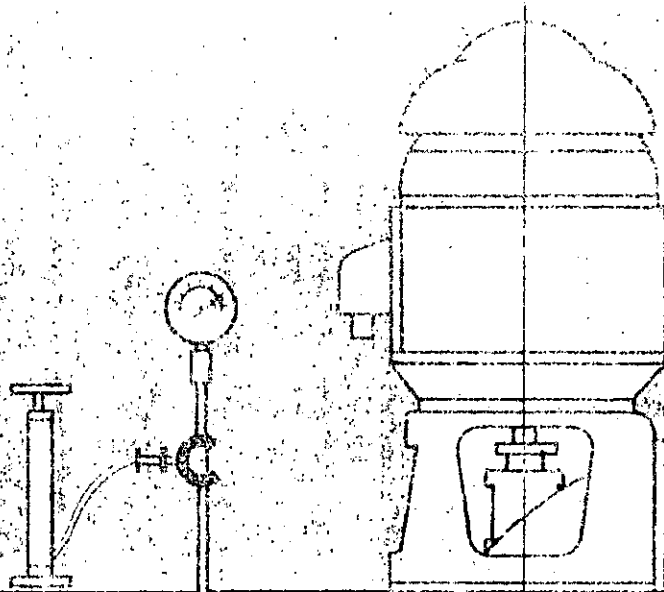
- c) El remitente o usuario deberá empacar cuidadosamente las partes a devolver para evitar cualquier daño en la transportación y manejo, identificando adecuadamente el paquete o piezas.

BOMBAS QL

CORTE SECCIONAL Y LISTA DE PARTES



CABEZAL DE DESCARGA		COLUMNA		EXTREMO LIQUIDO	
PARTE N°	DESCRIPCION	PARTE N°	DESCRIPCION	PARTE N°	DESCRIPCION
1	CABEZAL DE DESCARGA	8	SOPORTE DE CHUMACERA	16	PIEZA DE TRANSICION
2	COUPLE RIGIDO	9	CHUMACERA DE HULE	18	BUJE DE CAMPANA DE SUCCION SUPERIOR
4	TANQUE LUBRICADOR	10	CHUMACERA DE LINEA	20	CAMPANA DE SUCCION SUPERIOR
5	VALVULA SOLENOIDE	11	TUBO DE PROTECCION	21	CARCASA
6	TUBERIA DE LUBRICACION	12	FLECHA DE LINEA	22	CAMPANA DE SUCCION INFERIOR
17	CASA DE EMPAQUES	13	COUPLE DE LINEA	23	BUJE DE CAMPANA DE SUCCION INFERIOR
19	FLECHA SUPERIOR	14	TUBO DE COLUMNA	24	FLECHA DE IMPULSOR
23	CHUMACERA DE AJUSTE			25	TAPA DE ANILLO TRU-ARC
453	TUBO DE PROTECCION SUPERIOR			29A	ANILLO TRU-ARC
				26	IMPULSOR
				27	CUÑA DE FLECHA DE IMPULSOR
				28	ANILLO DE DESGASTE DE CARCASA
				29	CAPACETE CAMP SUCCION INF
				30	ANILLO DE DESGASTE DE IMPULSOR



PO

TURBINA

RUCCIONE

OPERACION Y MANTENIMIENTO

RIE
DEN



INTRODUCCION

Cada bomba centrífuga Worthington es el resultado de alrededor de un siglo de progreso en el campo de la Ingeniería Hidráulica. Las bombas Worthington son diseñadas científicamente y están construidas para dar un servicio digno de confianza y duradero.

Worthington cuenta con un cuerpo bien entrenado de diseñadores, asesores e ingenieros de servicio para asistirlo a usted en sus problemas de bombeo.

Una selección cuidadosa, de materiales y métodos de manufactura, le aseguran a usted que tendrá una bomba que le dará mayor rendimiento.

Este boletín cubre la instalación, Operación y Mantenimiento de las Bombas Verticales Tipo Turbina. Lea este panfleto y familiarícese con su unidad de bombeo.

Guarde este boletín en un lugar accesible para cuando necesite consultarlo.

CONTENIDO

	Página
INSPECCION DEL EQUIPO	2
ALMACENAMIENTO	2
LOCALIZACION DE LA BOMBA	2
ELIMINACION DE MATERIAL EXTRAÑO EN EL POZO	2
DISPOSITIVO MEDIDOR DE NIVELES	2
CIMENTACION	2
EQUIPO NECESARIO PARA UNA INSTALACION	3
INSTALACION	
Bombas lubricadas por agua	3
INSTALACION	
Bombas lubricadas por aceite	5
INSTRUCCIONES PARA EL SISTEMA DE DISTRIBUCION	8
OPERACION	
Ajuste de los márgenes de trabajo para la bomba	9
ARRANQUE Y PARADA DE LA BOMBA	9
LUBRICACION	10
MANTENIMIENTO	
Bombas lubricadas por agua	10
PIEZAS DE REPUESTO QUE SE RECOMIENDAN	11
MANTENIMIENTO	
Bombas lubricadas por aceite	11
PIEZAS DE REPUESTO QUE SE RECOMIENDAN	11
PROBLEMAS DE OPERACION Y CAUSAS QUE LOS MOTIVAN	11
BOMBAS MODELOS 6Q A 15Q. INSTRUCCIONES PARA SU REPARACION	12
TORTE SECCIONAL DE LAS COLUMNAS	14
DISPOSITIVO DE LOS LUBRICADORES	20

INSPECCION DEL EQUIPO

Tan pronto como se reciba un embarque, inspecciónese y cotéjese con la lista de embarque o con la remisión, y repórtese al agente local de la Compañía de Transportes, en caso de daño o faltante.

Inspecciónense huacales y bultos antes de tirarlos. Algunas veces, partes o accesorios, se aseguran, independientemente, a los huacales o cajas.

ALMACENAMIENTO

Nuestras unidades se embarcan para su inmediata instalación. Si van a ser almacenadas antes de instalarse, tómanse todas las precauciones necesarias para protegerlas contra la humedad, intemperie, corrosión u otros daños.

LOCALIZACION DE LA BOMBA

Las unidades deben ser montadas donde sean fácilmente accesibles para su inspección y mantenimiento. Déjese espacio suficiente, alrededor de la unidad, para que el motor cuente con libre circulación de aire.

NOTA: Las características de fabricación del motor deben llenar las necesidades que las condiciones del lugar de la instalación requieran. Son necesarias cubiertas especiales para los motores, cuando se tenga humedad excesiva, humos o polvo peligroso.

ELIMINACION DE MATERIAL EXTRAÑO EN EL POZO

Todo material extraño, tal como pedazos de metal, de madera, etc., debe ser extraído del pozo antes de que se instale la bomba. Si se deja cualquier material de éstos en el pozo, podrá ser succionado por la bomba y ocasionarle un serio daño. Como precaución adicional se recomienda usar una coladera para cada bomba. Se evitará así la entrada de cuerpos extraños de tamaño inadecuado.

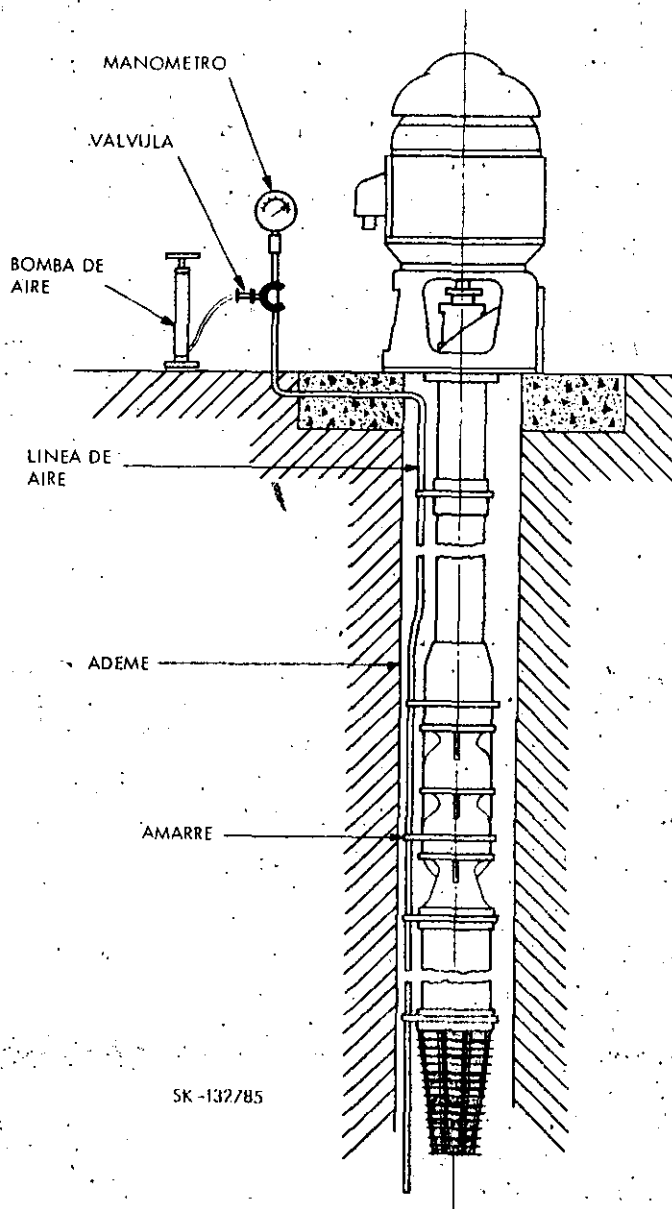
DISPOSITIVO MEDIDOR DE NIVELES

En todos los casos se recomienda la instalación de un dispositivo medidor de niveles, como el mostrado en la figura SK-132785.

Es muy importante conocer el nivel que tiene el pozo cuando se bombea. Si el nivel del agua desciende abajo del cuerpo de tazones, la bomba succiona aire y trabaja en seco. Esto origina el bombeo de un volumen menor de agua, o un suministro intermitente, lo que ocasionará trastornos que acortarán la vida de la bomba.

55

Se recomienda que se instale una válvula de compuerta y un manómetro en la línea de descarga. Las fluctuaciones de este aparato indicarán que el pozo no produce suficiente agua para abastecer la bomba, por abatimiento, periódico o alarmante, del nivel del líquido. En tal caso la capacidad puede ser reducida por medio de la válvula de compuerta y así suministrar un abastecimiento continuo.



Disposicion para la linea de Aire en una Bomba de Pozo Profundo Tipo Turbina.

CIMENTACION

Este párrafo sólo contiene ideas generales. El tamaño y peso de la unidad, las condiciones del terreno y los niveles de las crecientes, determina-

rán el diseño más adecuado para cada cimentación, la cual deberá ser permanente y rígida, de concreto, de acero estructural o de una combinación de ambos, pero de masa suficiente para absorber todas las vibraciones normales. Los pernos de anclaje pueden ser colocados o empotrados en el concreto, fijando su posición por medio de trazos o escantillones, referidos a las tuberías de succión y descarga. Si se usa concreto, los pernos de anclaje, del tamaño especificado, podrán quedar encerrados en un tubo, dos o tres diámetros mayor que el del perno, para compensar las pequeñas variaciones de alineamiento.

EQUIPO NECESARIO PARA UNA INSTALACION

- 1.—Pernos de anclaje con tuercas, cuando sean necesarios.
- 2.—Equipo para nivelar (tornillos de ajuste, cuñas, etc.).
- 3.—Grúa giratoria, tripié, poste grúa con diferencial de cadena, o un equipo similar provisto de un gancho giratorio. (Ver Instalación).
- 4.—Abrazaderas o elevadores para tubo que ajusten con el diámetro exterior de los tazones y tubos de columna.
- 4.—Abrazaderas o elevadores para tubo que ajusten con el diámetro exterior de los tazones y tubos de columna.
- 5.—Polines adecuados sobre los cuales puedan descansar las abrazaderas del tubo.
- 6.—Dos caimanes de tamaño apropiado para el tubo de columna.
- 7.—Un cepillo de alambre y solvente para limpiar las cuerdas.
- 8.—Un buen "compuesto" para las cuerdas de los tubos y una mezcla adecuada, que no se endurezca; para las cuerdas del tubo de protección, si la bomba se lubrica con aceite.
- 9.—Dos llaves "stillson" de tamaño propio, para la flecha y tubos de protección.
- 10.—Empaque cuadrado para la caja de estopas (suministrado por Worthington).
- 11.—Lubricantes recomendados para el motor y la bomba (ver Instalación).
- 12.—Herramientas de mano.

INSTALACION

(Bombas lubricadas por agua)

La bomba, tal como se embarca de fábrica, consta de tres partes principales como sigue:

- 1.—Cuerpo de tazones, o sea la sección de impulsores y tazones ensamblados.

- 2.—Columna, que incluye tubo de succión, coladera, tubo de columna, flecha, coples y chumaceras.

NOTA: Hemos de advertir que los tubos de columna ya llevan el cople apretado y en su posición correcta; por la cual, al acoplarse al tubo siguiente será necesario apretar solamente éste hasta que tope con el soporte respectivo. (Ver MK-101286).

- 3.—Cabeza de descarga, incluyendo el codo de descarga, soporte para el elemento motriz y caja de estopas.

Compruébense los números de serie del cuerpo de tazones y de la cabeza de descarga, para estar seguro de que coinciden. Ensamblense los componentes de la bomba en el sitio de emplazamiento. Colóquense sobre el suelo los diferentes tramos de tubo de columna y flecha, en el orden en el cual deban instalarse en el pozo. LIMPIENSE, DE GRASA Y SUCIEDAD, LA FLECHA Y TODAS LAS CUERDAS DEL EQUIPO. Insértense las secciones de flecha dentro del tubo de columna.

Céntrese el gancho sobre el pozo, dejando altura suficiente para elevar las secciones de la bomba. Colóquense los polines a través de la cimentación, para que las abrazaderas descansen sobre ellos, cuando sea introducida al pozo cada sección. (SK-132784).

Se recomienda usar una coladera para cada bomba. Esto impide que las partículas sólidas sean succionadas dentro de la bomba y causen daños. Colóquese la coladera en el extremo de succión de la bomba. Si está equipada con un tubo de succión, colóquese una abrazadera como a 30.5 cm. (12") del extremo superior. (Véase SK 132784).

Elévese el tubo hasta su posición, teniendo cuidado de no dañar la coladera. Bájese después dentro del pozo hasta que las abrazaderas descansen sobre los polines colocados con este propósito.

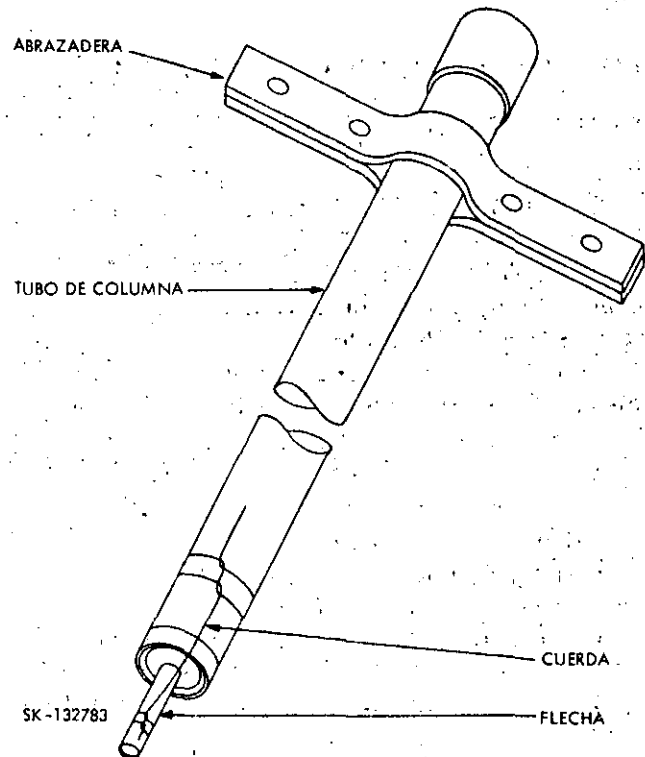
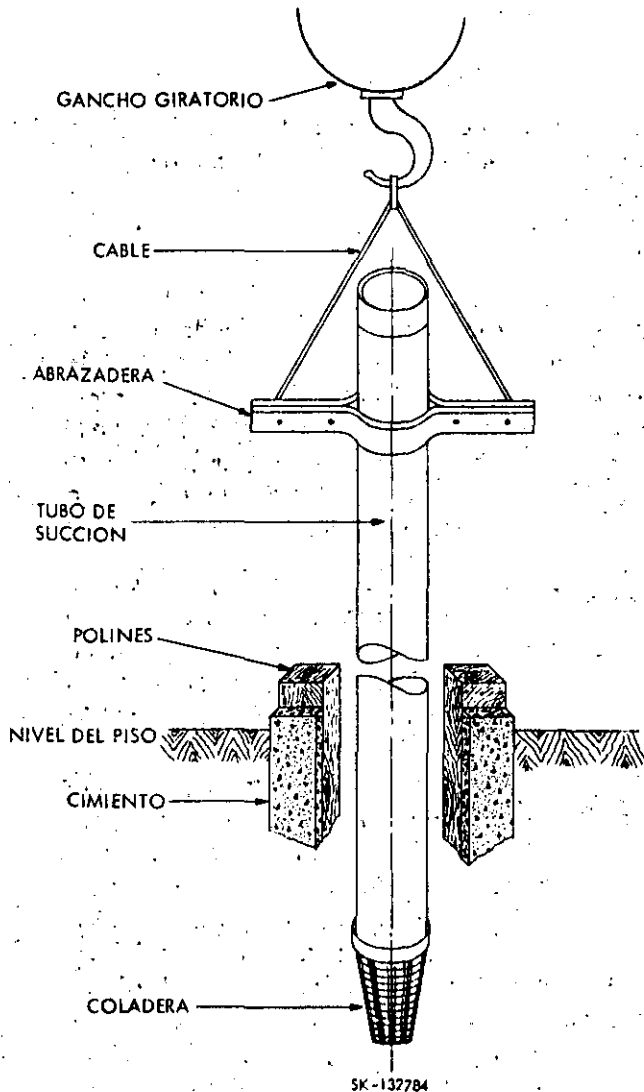
Mídase y tómese nota de la longitud del juego axial de la flecha en el cuerpo de tazones. Esto será útil cuando se ajuste el margen de operación de la bomba.

Apriétese una abrazadera justamente abajo del cono de salida del cuerpo de tazones. Elévese el cuerpo de tazones, aplíquese el compuesto para cuerdas a todas las roscas y atornillese el tubo de succión. Quitense las abrazaderas del tubo de succión y bájese entonces la sección de tazones dentro del pozo, hasta que las abrazaderas descansen en los polines.

Sujétense la flecha y el tubo de columna como se ve en la figura SK-132783. La camisa de la flecha y el cople del tubo deberán estar en la parte superior de la sección ensamblada. Apriétese después una abrazadera al tubo de columna, justamente abajo del cople y entonces elévese la sección ensamblada, teniendo cuidado de no arrastrarla en el piso.

57 Mójese bien la chumacera de hule para la flecha lubricada con agua, a fin de que pueda deslizarse fácilmente sobre ella. Colóquese el porta-chumacera de tal manera, que el extremo con anillo de retención de la chumacera, quede hacia abajo. Veanse los cortes para los detalles adicionales.

Atornílese el portachumacera dentro del cople hasta que quede a tope contra el tubo de columna.



METODO DE SUJETAR Y DISPOSICION DE UNA SECCION DE 3 MTS. (10') DE COLUMNA LUBRICADA POR AGUA LISTA PARA INSTALARSE.

Atornílese la cuerda izquierda de la flecha dentro del cople. **COMPRUEBE ANTES QUE LAS CUERDAS ESTEN LIMPIAS.** Es importante que las flechas se aprieten a tope en el centro del cople. Aplíquese el preparado para las cuerdas de tubo a la rosca derecha del tubo de columna y atornílese dentro del cono de salida hasta que tope con el asiento en él y forme una junta bien apretada.

Quítense las abrazaderas del cuerpo de tazones y bájese la sección completa de la columna permitiendo que las abrazaderas descansen sobre los polines colocados a través de la cimentación.

4 Vea SK-132782.

Instálense todas las secciones de tubo de columna y flechas de la manera ya descrita. Después de que cada sección quede instalada, cotéjese con el dibujo, para comprobar que la longitud que la flecha sobresale es la correcta. **COMPRUEBESE QUE LOS EXTREMOS DEL TUBO DE COLUMNA QUEDEN FIRMEAMENTE A TOPE CONTRA CADA LADO DEL PORTA CHUMACERAS.** Esto es muy importante pues asegura que las chumaceras de hule trabajarán sobre camisas de acero inoxidable a lo largo de todas las flechas de línea. (Ver MK-101286).

Una bomba de pozo profundo nunca debe ser forzada dentro de un pozo, porque cualquier saliente puede romper un tazón fundido. Por otra parte, cuando las bombas deban ser instaladas en pozos que tengan un diámetro reducido, las abrazaderas se harán girar suavemente al mismo tiempo que la bomba vaya descendiendo. De esta manera la bomba deslizará limando cualquier pequeña obstrucción con la que tropiece al descender.

La última sección del tubo de columna (tubo de columna superior) tiene una brida en un extremo. La sección superior o última de la flecha, es la flecha superior y tiene un cuñero en el extremo más alto. El tubo de columna superior y la flecha superior se ensamblan de la misma manera que la tubería de columna. Colóquese entonces la junta suministrada con la bomba, en la brida del tubo de columna superior.

Quítese la caja de estopas (si esta fue atornillada a la cabeza de descarga desde la fábrica) y afiáncese el cable o cadena del aparejo a la ca-

beza de descarga, de tal manera que ésta pueda descender sobre la flecha superior, rectamente y con facilidad. Atornílese uniformemente la cabeza al tubo de columna superior y entonces bájese el conjunto hasta la cimentación.

Si es una bomba para irrigación se aconseja equiparla con un tubo de descarga con objeto de que la vena líquida caiga fuera del área de la cimentación.

Antes de poner el elemento motriz sobre la cabeza de descarga colóquese la caja de estopas y la junta y pónganse también el prensa estopas y el anillo desviador de hule en la flecha. (Véase la Sección de Mantenimiento). Quítese el embrague del elemento motriz y hágase descender este último hasta que descansa sobre la cabeza de descarga, atornillándolo finalmente, en su lugar.

Cálcese la cabeza de descarga sobre la cimentación, hasta lograr que la flecha superior de la bomba se alinie en el centro exacto de la flecha hueca del elemento motriz. (Si el elemento motriz es algún otro que no sea un motor eléctrico vertical de flecha hueca, véase el suplemento para instrucciones adicionales). **NO SE DEBE** nivelar la cabeza de descarga usando un nivel de burbuja.

Apriétense los pernos de anclaje (si se usán) cuidadosamente, a modo de no forzar la bomba fuera de su posición. Cuñas y pernos deberán sostener la bomba sin esfuerzo y permitir la colocación de una lechada de cemento alrededor de la base de la cabeza de descarga.

Antes de volver a colocar el embrague, compruébese que el sentido de rotación del elemento motriz sea contrario al de las manecillas de un reloj cuando se mire hacia abajo. Una vez comprobada la corrección del sentido de rotación, vuélvase a colocar el cople del elemento motriz y póngase la correspondiente cuña como se explicará adelante, en el párrafo de Operación. Ajuste de los Márgenes de Trabajo para la Bomba, Pág. 10.

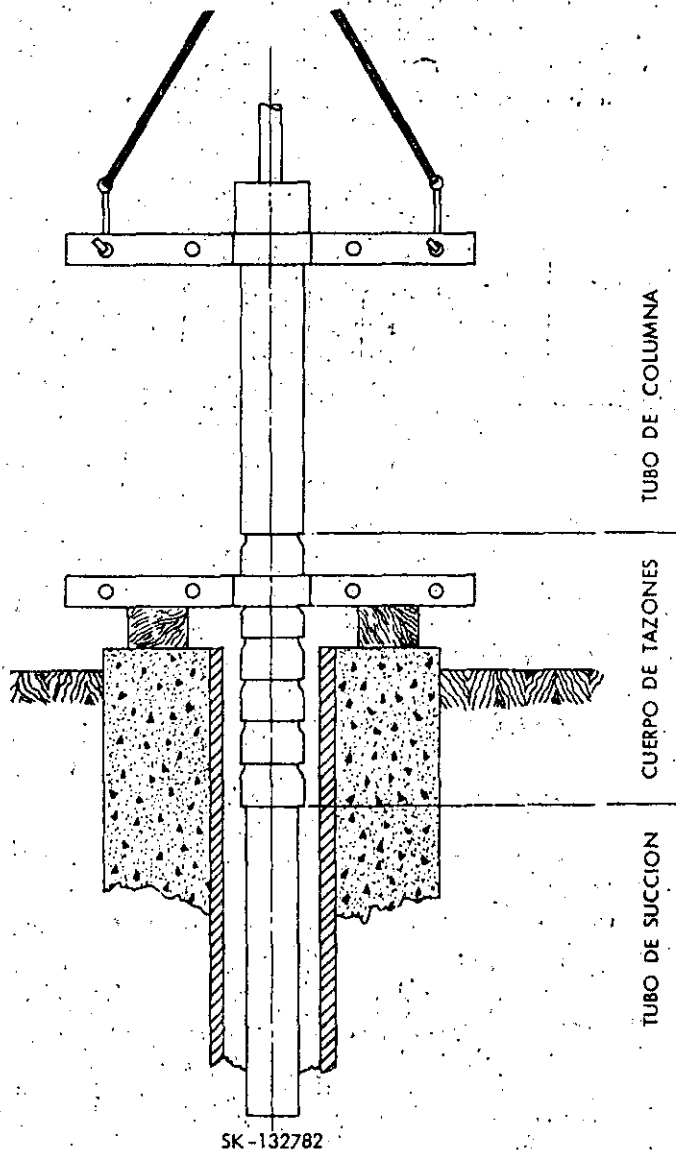
INSTALACION

(Bombas lubricadas por aceite)

La bomba, tal como se embarca en la fábrica, consta de tres partes principales como sigue:

- 1.—Cuerpo de tazones, o sea la sección de impulsores y tazones ensamblados.
- 2.—Columna que incluye tubo de succión, cóladera, tubos de columna, flechas, tubos de protección, coples, chumaceras y estréllas de hule.

NOTA: Hemos de advertir que el tubo de columna ya lleva el cople apretado en su posi- 5



ción correcta; por lo cual, al acoplarse al tubo siguiente, será necesario apretar solamente éste hasta que tope con el espaciador.

(Ver MK-101286).

3.—Cabeza de descarga, incluyendo el codo de descarga, soporte para el propulsor, caja de estopas y equipo para lubricación.

Compruébese ante todo, que los números de serie del cuerpo de tazones y de la cabeza de descarga, coinciden.

Ensámblense los componentes de la bomba en el lugar de erección. Colóquense en el suelo todos los tramos de tubo de columna, tubo de protección y flecha, uno junto a otro, en el orden en que deban ser instalados en el pozo.

LIMPIENSE DE GRASA Y DE SUCIEDAD ACUMULADA, LA FLECHA Y TODAS LAS CUERDAS DE LA BOMBA. Ensámblense dos tramos de tubo de protección de 1.52 m. (5') atornillándolos equidistantemente a una chumacera de línea, asegurándose de que los extremos de los tubos de protección estén limpios y sin rebabas.

Hágase la junta más hermética usando laca para empaques, o algún preparado que no se endurezca, en las cuerdas de las chumaceras de línea.

Deslicese una flecha limpia dentro del tubo de protección ensamblado. Insértense las flechas y tubos de protección, a su vez, dentro del tubo de columna. Cuando el conjunto así formado esté ya listo para elevarlo, sujétense la flecha y el tubo de protección al tubo de columna de tal manera que el tubo de protección sobresalga abajo del tubo de columna alrededor de 30 cm. (1') y la flecha sobresalga la misma longitud del tubo de protección. Véase Fig. SK-122379.

Céntrese el gancho sobre el pozo dejando altura suficiente para elevar las secciones de la bomba. Colóquense polines a través de la cimentación, para que las abrazaderas descansen sobre ellos cuando cada sección descienda en el pozo. Véase Fig. SK-132784.

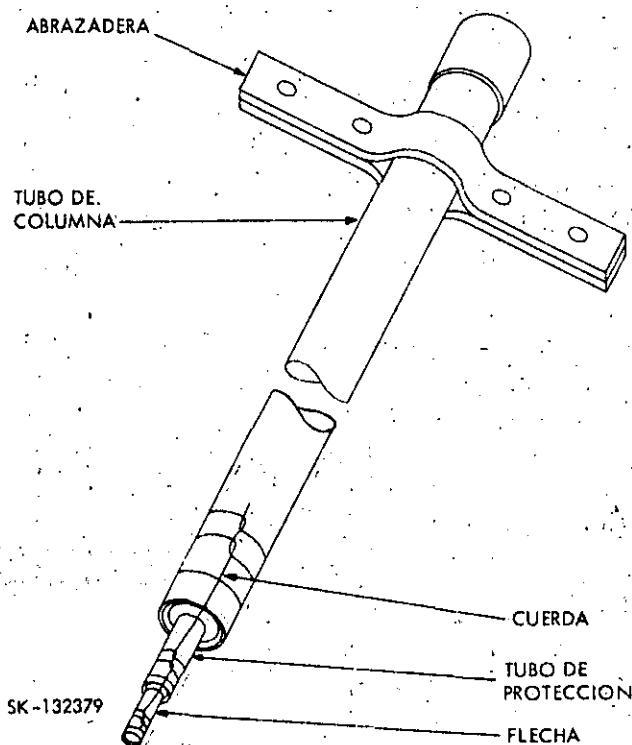
Se recomienda usar una coladera para cada bomba. Esto impide que las partículas sólidas que estén dentro del pozo sean succionadas dentro de la bomba y causen daños. Colóquese la coladera en el extremo de succión de la bomba. Si la bomba está equipada con un tubo de succión, colóquese una abrazadera como a 30 cm. (1') abajo del extremo superior. Elévese el tubo hasta su posición, teniendo cuidado de no dañar la coladera. Introdúzcanse en el pozo de manera que la abrazadera descansa en los polines puestos con este propósito.

Mídase y anótase el juego axial de la flecha del cuerpo de tazones. Esto será útil cuando se ajusten los márgenes de trabajo de la unidad.

Apriétese una abrazadera justamente abajo del cono de salida, en el cuerpo de tazones. Elévese el conjunto, aplíquese el "preparado" en las porciones roscadas y atornílese en el tubo de succión. Qúitense las abrazaderas del tubo de succión y bájese el conjunto de tazones al pozo, hasta que sus abrazaderas descansen sobre los polines.

Cuando la flecha de línea sea de un diámetro menor que la flecha de impulsores, el tubo de protección deberá ser reducido proporcionalmente. Esta reducción será hecha en el extremo superior del tramo de 1.52 m. (5') de tubo de protección, que esté conectado al cono de salida del cuerpo de tazones. En tales casos se requerirá una chumacera de reducción que tenga una rosca grande y otra más pequeña para conectar dos diámetros diferentes de tubo. (Vea Fig. MK-101359).

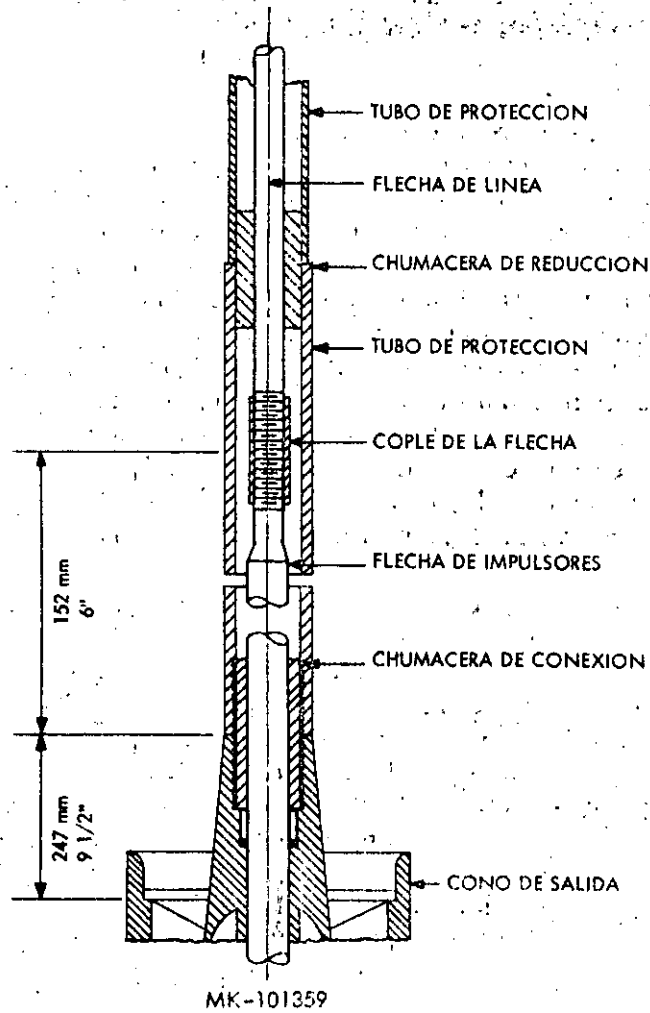
Sujétense la flecha, el tubo de protección y el tubo de columna como se ve en la Fig. SK-132379. Apriétese una abrazadera al tubo de columna, justamente debajo del cople, entonces elévese la sección ensamblada, teniendo cuidado de no rasparla en el suelo.



METODO DE SUJETAR Y DISPOSICION DE UNA SECCION DE 3 MTS. (10') DE COLUMNA LUBRICADA POR ACEITE LISTA PARA INSTALARSE.

Atornílese la cuerda izquierda de la flecha en el cople, **COMPROBANDO PREVIAMENTE QUE LAS CUERDAS ESTEN LIMPIAS.** Es muy importante que las flechas queden apretadas a tope en el centro del cople.

Aplicuese laca para juntas, o cualquier otro preparado para cuerdas, que no endurezca, en la parte saliente de la chumacera de conexión colo-



Sistema para reducir el diámetro de la flecha y el tubo de protección.

cada en el cono de salida y atornílese la cuerda izquierda del tubo de protección hasta que éste y el cubo del cono de salida estén a tope, de manera que se tenga una junta bien apretada.

Quítense las abrazaderas del ensamble de tазones y bájese la sección completa, hasta que las abrazaderas descansen en los polines sobre la cimentación. Vea Fig. SK-132782.

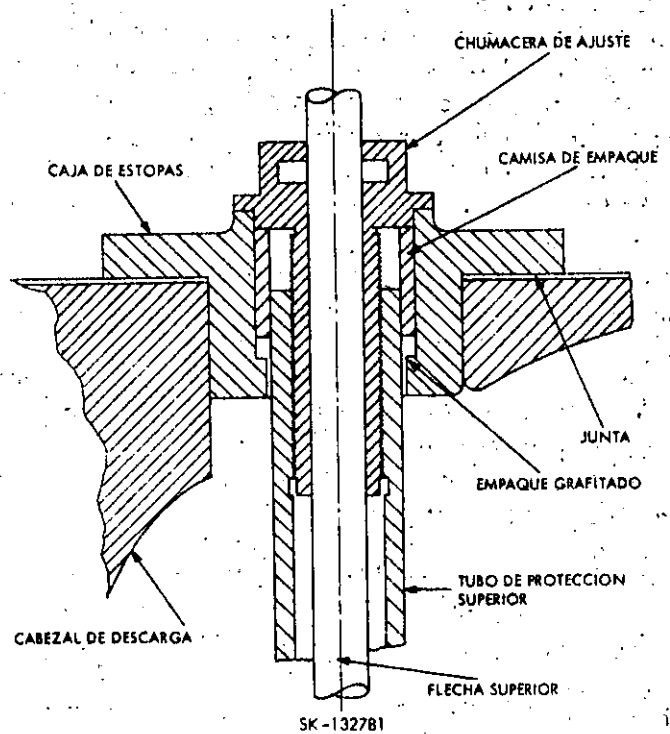
Vaciése un 1/16 de litro del aceite recomendado en el tubo de protección. (Sección de Lubricación).

Póngase laca o "compuesto" para roscas en la cuerda de una chumacera de línea y atornílese dentro del tubo de protección, atornillando tam-

60 Bien un cople en la flecha de línea.

Colóquese el espaciador de tubo de columna en un cople. Instálense todas las secciones restantes de tubo de columna, tubo de protección y flecha, de la manera descrita anteriormente. Después de que quede instalada cada sección, cotéjese con el dibujo de elevación la distancia que sobresale la flecha del tubo de protección y éste del tubo de columna. **COMPRUEBESE QUE LOS EXTREMOS DEL TUBO DE COLUMNA ESTEN FIRMEMENTE A TOPE CONTRA CADA LADO DEL ESPACIADOR.** (Ver dibujo MK-101286).

En cada tercer tubo de columna deberá instalarse un estabilizador para tubo de protección o estrella de hule. Sumérjase el estabilizador o estrella en un balde de agua jabonosa y deslícese sobre el tubo de protección, dentro del tubo de columna, de tal manera que quede un poco abajo de la parte superior de este último tubo. Colóquese la estrella inmediatamente después de descender en el pozo una longitud completa de columna de 9 mts. (30').



Sección de la chumacera de ajuste y Caja de Empaque.

No se use grasa o aceite para instalar esta estrella.

Una bomba de pozo profundo nunca debe ser forzada dentro de un pozo, porque cualquier saliente puede romper un tazón fundido. Por otra 7.

parte, cuando las bombas deban ser instaladas en pozos que tengan un claro reducido entre el tubo de columna y de ademe, las abrazaderas se harán girar suavemente al mismo tiempo que la bomba vaya descendiendo. De esta manera la bomba deslizará limando cualquier pequeña obstrucción con la que tropiece al descender.

La última sección del tubo de columna (tubo de columna superior) tiene una brida en un extremo. El tubo de protección superior es más corto que los demás y se instala con la cuerda interior más larga hacia arriba.

La última sección o sección superior de las flechas, es la flecha superior y tiene un cuñero en el extremo superior. Cuando todas las longitudes normales de columna con 3 m. de largo han sido instaladas, la flecha superior se atornilla firmemente en su cople. El tubo de columna superior se ensambla de la misma manera que la tubería de columna anterior. Colóquese la junta suministrada con la bomba, en la brida del tubo de columna superior.

Si la cabeza de descarga viene de fábrica con la caja de estopas atornillada, quítese ésta. Colóquese entonces la cadena o cable del diferencial a la susodicha cabeza de manera que ésta descienda sobre la flecha superior, suavemente y en ángulo recto. Apriétense uniformemente la cabeza al tubo de columna superior y bájese la cabeza de descarga hasta la cimentación.

Si es una bomba para irrigación se aconseja equiparla con un tubo de descarga con objeto de que la vena líquida caiga fuera del área de la cimentación.

Antes de colocar el motor eléctrico ó el cabezal de engranes sobre la cabeza de descarga, es necesario poner la chumacera de ajuste. Para esto colóquese la caja de estopas; póngase una tira de empaque cuadrado en la caja, formando un anillo, con las juntas a tope; deslícese la camisa de empaque dentro de la flecha hasta colocarla sobre la tira de empaque; deslícese la chumacera de ajuste en la flecha y atornílese con una llave de tal manera que el tubo de protección quede sujeto a una tensión moderada. La chumacera de ajuste deberá forzar la camisa o manguito de empaque hacia abajo y apoyarse sobre la cara de la caja de empaque para hacer una junta a prueba de presión. Véase la Fig. SK-132781.

Instálase el lubricador como se muestra en el dibujo de la cabeza de descarga. Si se requiere un lubricador automático con solenoide cotéjense las características eléctricas para comprobar que están de acuerdo con las de la fuente de energía. Conéctese cada punta a cualquiera de las terminales del

motor. Llénese el lubricador con un aceite ligero como se recomienda en la Sección de Lubricación. Un aceite más pesado que el recomendado, puesto dentro de la tubería de protección, consumirá potencia excesiva y además no podrá lubricar bien las chumaceras. Déjese que algo de este aceite (el recomendado lubrique la tubería de protección.

Ver dibujo MK-101287.

Quítese el embrague del propulsor y entonces hágase que descienda sobre la flecha de la bomba hasta que descansa sobre la cabeza de descarga. Atornílese en su lugar.

Aloese la cabeza de descarga en la cimentación hasta alinear la flecha de la bomba en el centro exacto de la flecha hueca del propulsor. (Si el propulsor no es un motor eléctrico de flecha hueca, véase el suplemento para instrucciones adicionales): NO SE DEBE TRATAR de nivelar la cabeza empleando un nivel de burbuja.

Apriétense cuidadosamente los pernos de anclaje (si se usan) de tal modo que la bomba no pierda su posición. Tanto las cuñas como los pernos deberán sostener la bomba sin esfuerzos y dejar un espacio alrededor de la base de la cabeza de descarga para que sea llenada con lechada de cemento.

Antes de colocar nuevamente el embrague del propulsor, véase que el sentido de rotación sea el indicado, que es el contrario al de las manecillas de un reloj cuando se mira hacia abajo. Estando correcto el sentido de rotación colóquese el embrague y su correspondiente cuña de la manera que se explica en el párrafo Operación: Ajuste de los Márgenes de Trabajo para la Bomba. Pág. 9.

INSTRUCCIONES PARA EL SISTEMA DE DISTRIBUCION

Para la mayoría de las aplicaciones de una bomba de pozo profundo, deberá colocarse una válvula de retención (check) y una de compuerta, en la línea de descarga, cerca de la cabeza. Para facilitar el acceso, instálase la válvula de retención (check) entre la bomba y la válvula de compuerta. La válvula de retención protege la bomba contra presiones excesivas, y cuando la bomba se para, elimina la posibilidad de que la unidad trabaje en sentido inverso, a velocidad excesiva con el consiguiente peligro de daño.

Pónganse soportes independientes para la tubería, cerca de la bomba, con objeto de que ésta no cargue el peso de la tubería y sea fácil cualquier maniobra.

Durante la instalación de la tubería compruébese que dentro de ella no quedaron fundentes o restos del material usado para juntas.

Las bombas para irrigación que descarguen sobre la superficie del terreno, no necesitan válvulas, pero es aconsejable instalar un mecanismo de cierre automático, que puede ser una simple aleta dentro del tubo de descarga, destinada a impedir la entrada de material extraño y hasta pequeños animales.

OPERACION

Ajuste de los márgenes de trabajo para la bomba

El ajuste de los márgenes de trabajo en la bomba, depende del alargamiento de la flecha, el que a su vez depende del empuje axial hidráulico o, dicho de otra manera, de la fuerza que tiende a alargar la flecha, del diámetro, de la longitud y del material de que está hecha ésta.

El ajuste de los márgenes de trabajo, después de que el propulsor de flecha hueca ha sido colocado en posición sobre la cabeza de descarga, se hace atornillando la tuerca de ajuste a la posición recomendada como se muestra en el grabado. Si la flecha superior ajusta en el embrague exactamente (Véase SK-132791) el mecanismo se ensambla alineando los cuñeros de la flecha y del embrague, insertando la cuña y atornillando la tuerca en la flecha hasta que embone la cara superior del embrague. Se continúa apretando la tuerca contando ahora el número de vueltas que atornilla y entonces se fija en su posición con el tornillo de seguro:

Si la flecha superior es de menor diámetro que el agujero del embrague del propulsor. (Véase SK-132790) se suministra una tuerca de ajuste especial, con camisa, para que la flecha quede centrada. El ajuste del impulsor se hace de la misma manera que el ajuste anterior, excepto que deberán darse vueltas completas para permitir la inserción de la cuña. Nótese, también, que en este caso la cuña deberá ser insertada después del ajuste.

Si la longitud del juego axial de la flecha fue anotado, como se sugirió en la Sección Instalación, puede permitirse que la tuerca de ajuste eleve la flecha más de lo recomendado en el dibujo de elevación. La flecha puede ser elevada, como máximo, 3 mm. (1/8") menos que el juego axial anotado. Se recomienda operar la bomba con los impulsores en el juego máximo hasta que el pozo esté suministrando agua clara.

Después de que el pozo haya sido trabajado de esta manera, vuélvase a ajustar el juego del impulsor con el número de vueltas recomendado para la tuerca de ajuste. Este es el margen mínimo con el cual debe operar el impulsor.

Después de que la unidad haya sido trabajada así por unos días, lo mejor será revisar el juego del impulsor, otra vez. Un nuevo ajuste puede ser necesario debido al apretón adicional de las roscas de la flecha durante el trabajo de la bomba.

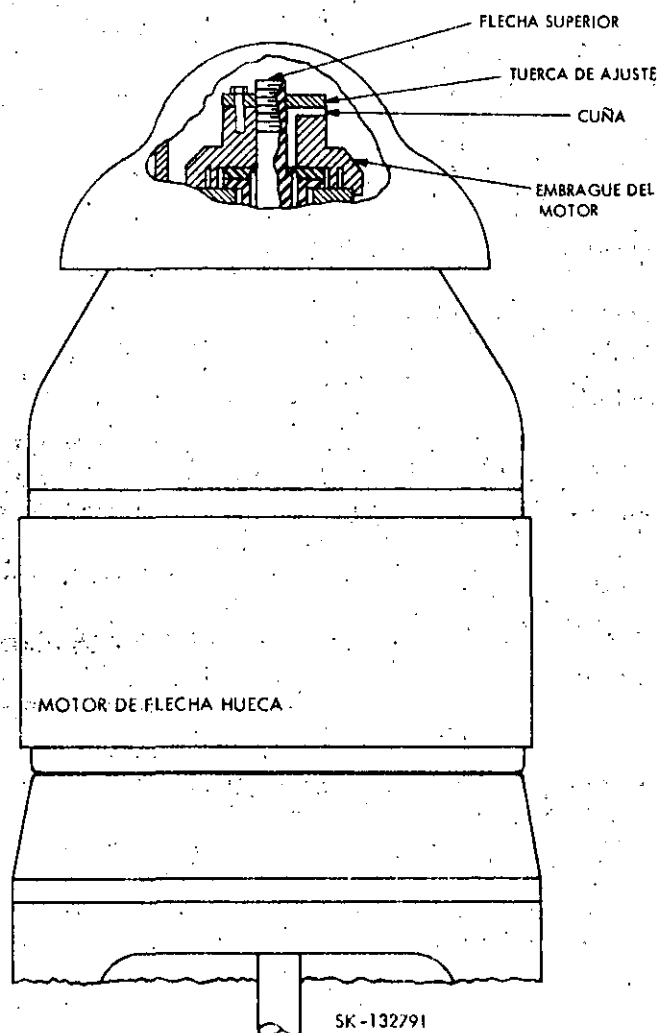
No se permita que la bomba sea operada cuando los impulsores rocen contra los tazones.

ARRANQUE Y PARADA DE LA BOMBA

Arránquese la bomba con la válvula de descarga parcialmente abierta. Abrase después la válvula lentamente, hasta que la presión o la capacidad alcance el valor deseado.

Cuando la bomba sea puesta en operación, deberá hacerlo suavemente y no ofrecer dificultad alguna. Si esto ocurre consúltese la sección Causas y Dificultades en la Operación.

Con objeto de evitar oscilaciones en el sistema y choques sobre el equipo, ciérrese lentamente la válvula de compuerta en la descarga, antes de parar el propulsor.

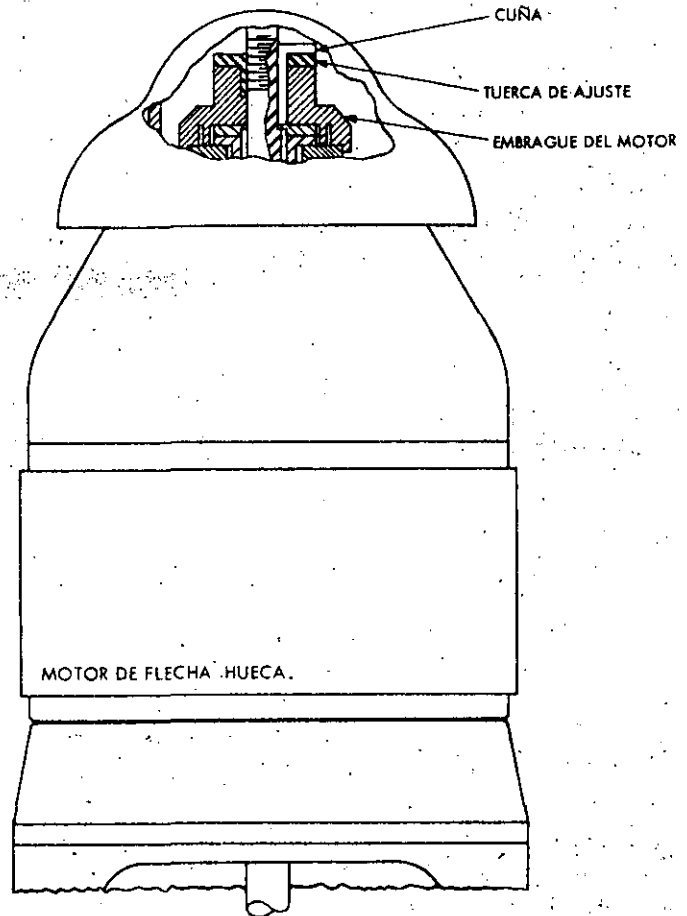


Las bombas lubricadas por agua dependen principalmente de las propiedades lubricantes del líquido bombeado, para la protección de las chumaceras de la columna y del cuerpo de tazones. La chumacera del cono de succión se empaqa con una grasa insoluble. Cuando se llene de nuevo el espacio para grasa dispuesto en la cabeza de succión como complemento de una inspección de la bomba, úsese una grasa que tenga una viscosidad media a la temperatura del agua del pózo; (deberá ser aproximadamente 500 SSU a 55° Centígrados 131° F.). Se aconseja poner un antioxidante en dicha grasa. Todas las grasas de buena calidad lo tienen. Las bombas con flecha lubricada con agua deberán ser prelubricadas antes del arranque poniendo un poco de agua dentro de la columna con objeto de mojar las chumaceras de las flechas de línea. El agua de prelubricación deberá escurrir durante cinco minutos por cada 30 mts. (100') de columna a una presión de 0,350 ks./cm² (5 lbs.) cuando menos.

Las bombas lubricadas por aceite requieren mayor atención. La conservación de los bujes de los tazones depende principalmente de las propiedades lubricantes del líquido bombeado, pero arriba de los sellos, que se ponen en el cono de salida, se vierte un líquido lubricante. Si este es aceite se debe introducir por la chumacera de ajuste, como se aprecia en el corte transversal del dibujo. Se recomienda usar un buen aceite ligero para turbina (aproximadamente 150 SSU a la temperatura del agua bombeada). El lubricador deberá ajustarse de manera que deje caer en el tubo de protección de la flecha, de 5 a 6 gotas por minuto, mientras la bomba esté en operación.

Siganse las recomendaciones que figuran en el párrafo relativo a instalación, por cuanto se refiere a la cantidad de aceite que debe verterse en el tubo de protección, al hacerse el montaje y echar a andar la bomba. Cuando las condiciones de servicio hagan aconsejable lubricar una bomba de lubricación por aceite, con agua limpia en lugar de aceite, será necesario usar chumaceras de ajuste especiales. En tales casos se verterá agua dentro del agujero roscado de que están provistas las chumaceras de ajuste. Para tener la seguridad de que el tubo de protección esté bien lleno de agua cuando la bomba se ponga a trabajar, cúidese de verter el agua lubricante algunos minutos antes de arrancar la bomba. Los mejores resultados se obtendrán si se vierte un mínimo de 7.5 l.m.p. (dos galones por minuto).

En la conducente, consúltense las instrucciones de operación correspondiente al motor, para la lubricación de éste.



SK-132790

MANTENIMIENTO

Bombas lubricadas por agua

Estas bombas se suministran provistas con una caja de estopas. No se necesita ninguna atención o ajuste especial que no sean los de rutina para cualquier caja de estopas.

En ningún caso deberá apretarse el prensaestopas con la firmeza que requeriría evitar cualquier escape de agua. Esta práctica disminuiría la duración del empaque y haría que la flecha se rayara. Lo más conveniente será aflojar el prensaestopas hasta que las tuercas se puedan apretar a mano y permitir entonces que haya escapes abundantes durante el período de arranque inicial de la bomba o después de que se cambie el empaque. A partir de ese punto se irán reduciendo las fugas gradualmente apretando las tuercas del prensaestopas con unas cuentas vueltas una y otra vez hasta que el empaque quede bien ajustado. La maniobra se proseguirá hasta que las fugas sean normales, por ejemplo de 40 a 60 gotas aproximadamente por minuto.

Cuando se coloque nuevo empaque dará los mejores resultados utilizar anillos moldeados. Es-

- 2.—Disminución de la carga total que hace bombear líquido en exceso.
- 3.—El líquido bombeado tiene una gravedad específica diferente de aquélla para la cual se pidió la bomba.
- 4.—Bajo voltaje o insuficiencia de capacidad en el motor.
- 5.—Impulsores que rozan en el extremo superior o en el extremo inferior.

LA BOMBA VIBRA

- 1.—Alineamiento incorrecto.
- 2.—Cimentación carente de rigidez.
- 3.—Impulsores parcialmente atascados y por ello mismo fuera de balance.
- 4.—Flecha doblada.
- 5.—Elementos de rotación atorados.
- 6.—Bujes desgastados.
- 7.—Vapor o aire que entran al cono de succión.

DESGASTE EXCESIVO

- 1.—Arena en el agua bombeada.
- 2.—Pozo sin la verticalidad requerida.
- 3.—Flecha doblada.
- 4.—Véase lo relativo al caso de que la bomba vibre.

CORROSION

Si las flechas, los tubos o las piezas de fundición son atacadas porque el agua contenga impurezas excesivas téngase presente que Worthington está preparada para suministrar partes construidas de materiales resistentes a la corrosión. Las flechas pueden ser hechas de acero inoxidable, de bronce o de metal Monel; los tubos de auténtico hierro maleable, de acero cobrizado o de bronce; y las piezas fundidas, de bronce o de otras aleaciones especiales. Worthington cuenta con un cuerpo de especialistas y con facilidades de laboratorio que le permiten probar toda clase de aguas y tendrá el mayor gusto en proporcionar recomendaciones y en presentar cotizaciones que cubran estos casos especiales. Siempre que se presenten, los Ingenieros de la Worthington recomendarán materiales que, a su juicio, sean los más adecuados para las condiciones de servicio previstas. En tales casos no se podrán ofrecer garantías expresas con respecto a la vida de las partes recomendadas porque aunque se conozca el análisis químico del agua de que se trate, la velocidad con que esa misma agua circula por la bomba, tendrá efectos en la actividad de la corrosión.

BOMBAS MODELOS 6 Q A 15 Q INSTRUCCIONES PARA SU REPARACION

Cuando se necesite reajustar el cuerpo de tazones de una de estas bombas, se sacará del pozo haciendo a la inversa las operaciones ya descritas para la instalación.

La consulta de la sección transversal aquí dibujada indicará el procedimiento a seguir para desmantelar o para armar. Al efecto se pondrá el cuerpo de tazones en posición horizontal y a un nivel adecuado que facilite el trabajo. Será necesario marcar los tazones para que guarden la misma posición cuando se armen de nuevo. Se quitarán los tornillos que unen el cono de succión con el tazón inferior y se deslizará el cono de succión hasta el extremo de la flecha. Se empujará entonces el buje del impulsor ranurado hacia la parte superior de la bomba. Se usará al efecto el útil de montaje SK-132787 que podrá ser suministrado junto con la bomba si así se pide, o comprado en Worthington de México cuando se desee. Después de que se haya aflojado el buje, el impulsor quedará suelto y podrá ser extraído hacia el extremo de la flecha. Finalmente se insertará un desarmador en la ranura del buje del impulsor para aflojarlo y se sacará también por el extremo de la flecha.

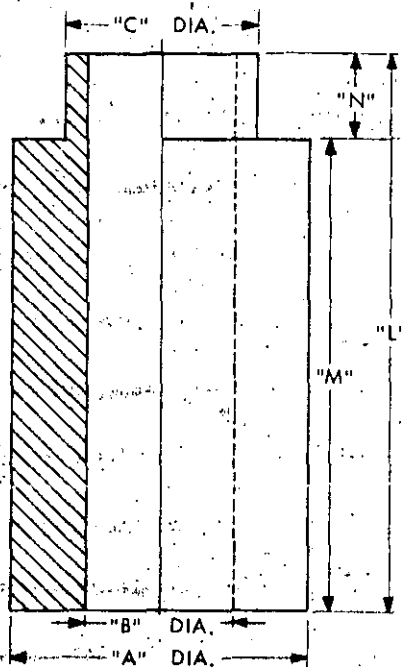
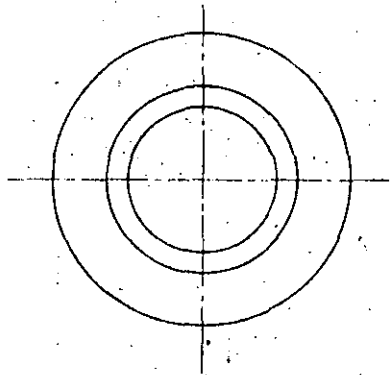
La misma operación se repetirá tantas veces como tazones e impulsores haya en cada bomba.

Después de que la bomba por reparar haya quedado desarmada se procederá a inspeccionar las partes y a repararlas. Si se trata de una bomba lubricada por aceite, el cono de salida se desarmará también quitando la chumacera de conexión a tiempo de desatornillar su cuerda izquierda. Para quitar el juego de anillos de sello y de espaciadores, se desatornillarán los tres tornillos que fijan las placas de retén y se extraerán los sellos a mano.

Para renovar los bujes de los tazones, cabeza de succión, caja de estopas y los anillos de desgaste (si se suministraron con la bomba), se quitarán a máquina las partes desgastadas, se meterán a presión bujes o anillos de tazón nuevos y se maquinará el diámetro interior al tamaño y alineamiento correcto. Si se desea, se puede también consultar a la fábrica con respecto a las dimensiones correctas de maquinado.

Si el cuerpo de tazones está provisto de un cono de entrada extra reforzado, éste se podrá desarmar desatornillando la cuerda izquierda del adaptador o capicete del cono de entrada y extraer los sellos "clipper" con los dedos.

MODELO DE BOMBA Y FLECHA	A	B	C	L	M	N
6 Q- 25.4 mm 6 Q- 1"	63.5 mm 2 1/2"	26.2 mm 1 1/32"	31.8 mm 1 1/4"	127 mm 5"	108 mm 4 1/4"	19 mm 3/4"
8 Q- 31.7 mm 8 Q- 1 1/4"	63.5 mm 2 1/2"	32.5 mm 1 9/32"	41.3 mm 1 5/8"	127 mm 5"	108 mm 4 1/4"	19 mm 3/4"
10 Q- 38.1 mm 10 Q- 1 1/2"	76.2 mm 3"	38.9 mm 1 17/32"	46 mm 1 13/16"	140 mm 5 1/2"	114 mm 4 1/2"	25.4 mm 1"
12 Q- 44.5 mm 12 Q- 1 3/4"	76.2 mm 3"	45.2 mm 1 25/32"	55.6 mm 2 3/16"	152 mm 6"	127 mm 5"	25.4 mm 1"
14-15 Q- 50.8 mm 14-15 Q- 2"	88.9 mm 3 1/2"	51.6 mm 2 1/32"	55.6 mm 2 3/18"	203 mm 8"	178 mm 7"	25.4 mm 1"



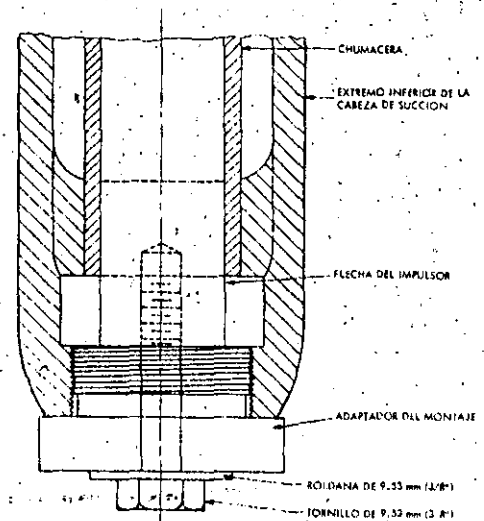
SK-132787

BOTADOR DEL BUJE DEL IMPULSOR

Antes de colocar nuevamente los sellos "clipper" o anillos de sello, se estudiará la sección transversal para comprobar que la secuencia y dirección en los correctos.

Al ensamblar de nuevo se atornillará en la parte inferior del alojamiento del buje del cono de entrada, el tapón adaptador (SK-132786) que será suministrado con la bomba si así se ordena o que

podrá también comprarse en Worthington de México o con sus distribuidores autorizados cuando así se quiera. Habrá que acomodar el extremo inferior de la flecha hasta que tope con el adaptador y sujetarlo en su lugar con un tornillo de 9.5 mm. (3/8") a través del agujero del tapón. A continuación se hará deslizar el capicete del buje del cono de entrada y se reajustará en caso dado el prisionero. Con posterioridad se deslizará en la flecha un impulsor y se fijará tal como se muestra en el corte seccional. Entonces se encajará un desarmador en la ranura del buje de impulsor y se deslizará hasta el extremo de la flecha. Acto seguido se quitará el desarmador y se colocará el buje dentro del cubo del impulsor con ayuda de la herramienta de montaje SK-132787 con objeto de apretar el impulsor en la flecha. Finalmente se deslizará el tazón sobre la flecha, comprobando que las superficies apareadas estén limpias de grasa o de polvo. Más aún, las superficies de contacto se pintarán con un buen compuesto anticorrosivo. Para terminar se alinearán las nervaduras exteriores del tazón y se atornillará éste al cono de entrada apretando uniformemente todos los tornillos hasta que la unión quede bien firme.



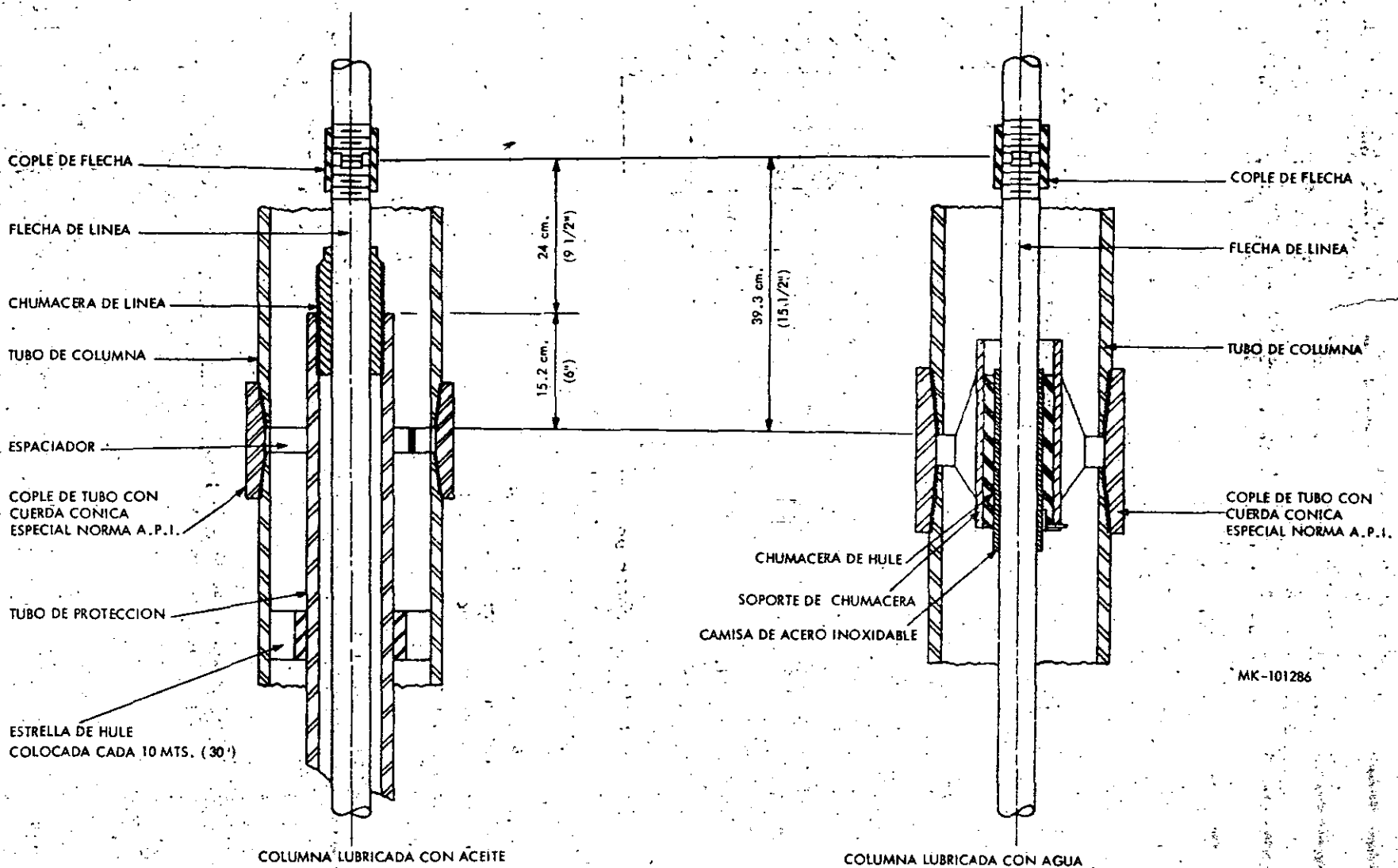
SK-132786

Adaptador de Montaje para bombas modelo "Q".

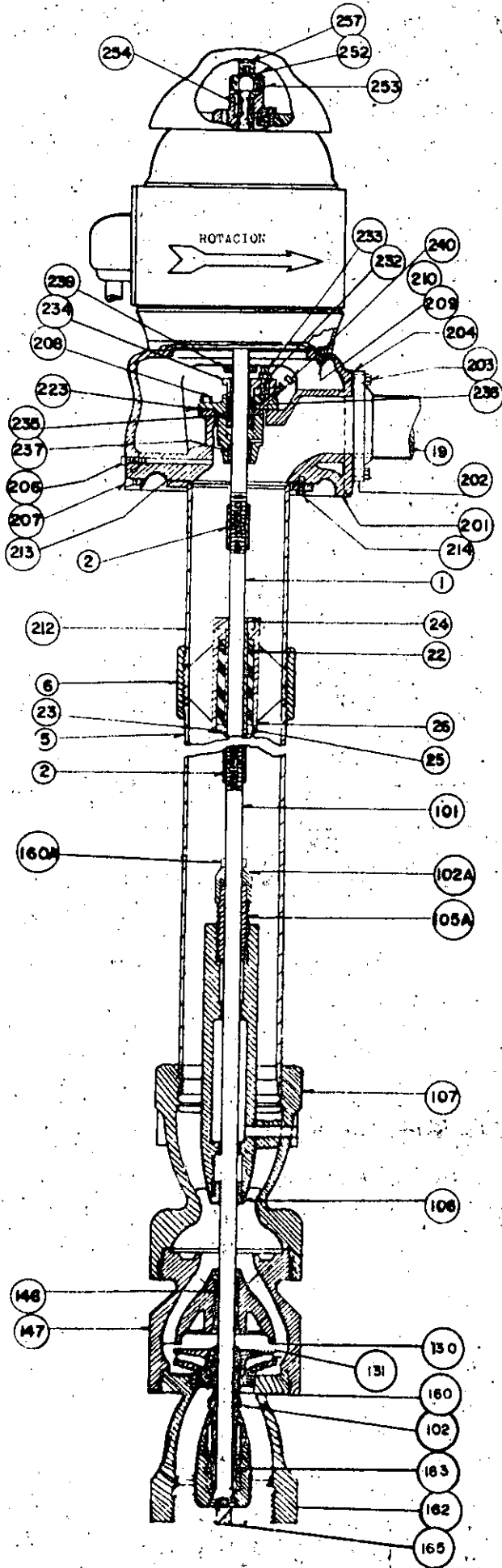
La operación anterior se repetirá hasta que todos los tazones e impulsores estén nuevamente en su sitio. Se quitará entonces el adaptador o tapón de montaje, se lubricará el buje del cono de entrada con una buena grasa insoluble que se pondrá a través de la grasera que se adaptará temporalmente a la entrada para el tubo que está roscado en la parte inferior del cono de entrada.

Acto seguido se pondrán el tapón que se suministra con la bomba. La bomba quedará así lista para ser montada en el pozo como ya se explicó en el capítulo de instalación.

67



* Cuando use chumaceras de reducción agregue 6.35 mm (1/4") a la dimensión anotada.



- 201 CABEZAL DE DESCARGA.
- 202 BRIDA DE DESCARGA.
- 203 TORNILLOS BRIDA DE DESCARGA.
- 204 JUNTA BRIDA DE DESCARGA.
- 206 TAPON (CONEXION PARA LUBRICACION CON AGUA).
- 207 TAPON (CONEXION DEL RESPIRADERO).
- 208 TORNILLOS CAJA DE EMPAQUES.
- 209 TUERCAS BASE DEL MOTOR.
- 210 TORNILLOS BASE DEL MOTOR.
- 212 TUBO DE COLUMNA SUPERIOR.
- 213 JUNTA (TUBO DE COLUMNA SUPERIOR).
- 214 TORNILLOS (TUBO DE COLUMNA SUPERIOR).
- 223 JUNTA DE CAJA DE EMPAQUES.
- 232 TUERCAS DE TORNILLOS DE PRENSA ESTOPAS.
- 233 ESPARRAGOS DE PRENSA ESTOPAS.
- 234 PRENSA ESTOPAS.
- 235 JAULA DE SELLO.
- 236 JUEGO DE EMPAQUES.
- 237 BUJE DE CAJA DE EMPAQUES.
- 239 ANILLO DESVIADOR.
- 240 GRACERA DE COPA.
- 252 TORNILLO DE SEGURO.
- 253 TUERCA DE AJUSTE.
- 254 CUÑA DE FLECHA SUPERIOR.
- 257 FLECHA SUPERIOR.
- 19 TUBO DE DESCARGA.

COLUMNA.

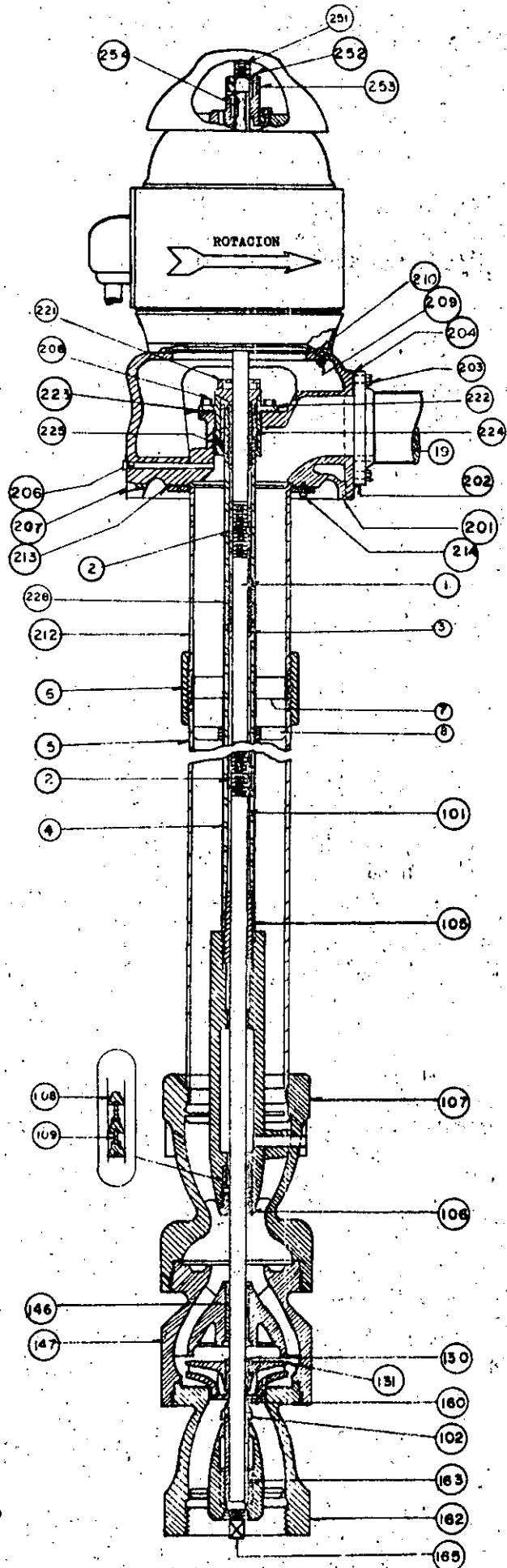
- 1 FLECHA DE LINEA.
- 24 CAMISA DE FLECHA.
- 2 COPLE DE FLECHA.
- 26 SOPORTE DE CHUMACERA.
- 22 CHUMACERA DE LINEA.
- 23 RETEN DE CHUMACERA.
- 25 REMACHES DE CHUMACERA.
- 5 TUBO DE COLUMNA.
- 6 COPLE DEL TUBO DE COLUMNA.

CUERPO DE TAZONES.

- 160A RETEN DEL CAPACETE.
- 162 CONO DE ENTRADA.
- 163 BUJE DEL CONO DE ENTRADA.
- 102 CAPACETE CONO DE ENTRADA.
- 165 TAPON DE TUBO.
- 160 ANILLO "O".
- 107 CONO DE SALIDA.
- 106 BUJE RETEN.
- 105A CHUMACERA DE CONEXION.
- 102A CAPACETE CONO DE SALIDA.
- 131 IMPULSOR.
- 130 BUJE DE IMPULSOR.
- 101 FLECHA DE IMPULSOR.
- 147 TAZON.
- 146 BUJE DE TAZON.

LISTA DE PARTES PARA LA BOMBA VERTICAL
 TIPO TURBINA MODELO
 5 5/8 QD. LUBRICADA POR AGUA.
 MX-202184

REF. C A B E Z A L.



- 252 TORNILLO DE SEGURO.
- 201 CABEZAL DE DESCARGA.
- 202 BRIDA DE DESCARGA.
- 203 TORNILLOS BRIDAS DE DESCARGA.
- 204 JUNTA BRIDA DE DESCARGA.
- 206 TAPON (CONEXION PARA LUBRICACION CON AGUA).
- 207 TAPON (CONEXION PARA EL RESPIRADERO).
- 208 TORNILLOS (CAJA DE EMPAQUES).
- 209 TUERCAS TORNILLOS BASE MOTOR.
- 210 TORNILLOS BASE MOTOR.
- 212 TUBO DE COLUMNA SUPERIOR.
- 213 JUNTA (TUBO DE COLUMNA SUPERIOR).
- 214 TORNILLOS (TUBO DE COLUMNA SUPERIOR).
- 223 JUNTA DE CAJA DE EMPAQUES.
- 222 CAJA DE EMPAQUES (CON # 224).
- 221 CHUMACERA DE AJUSTE.
- 224 CAMISA DE EMPAQUE.
- 225 EMPAQUE GRAFITADO.
- 228 TUBO DE PROTECCION SUPERIOR.
- 251 FLECHA SUPERIOR.
- 254 CUÑA DE FLECHA SUPERIOR.
- 19 TUBO DE DESCARGA.
- 253 TUERCA DE AJUSTE.

COLUMNA.

- 1 FLECHA DE LINEA.
- 3 CHUMACERA DE LINEA.
- 2 COPLE DE FLECHA.
- 4 TUBO DE PROTECCION.
- 6 COPLE DE TUBO DE COLUMNA.
- 7 ESPACIADOR.
- 8 ESTRELLA.
- 5 TUBO DE COLUMNA.

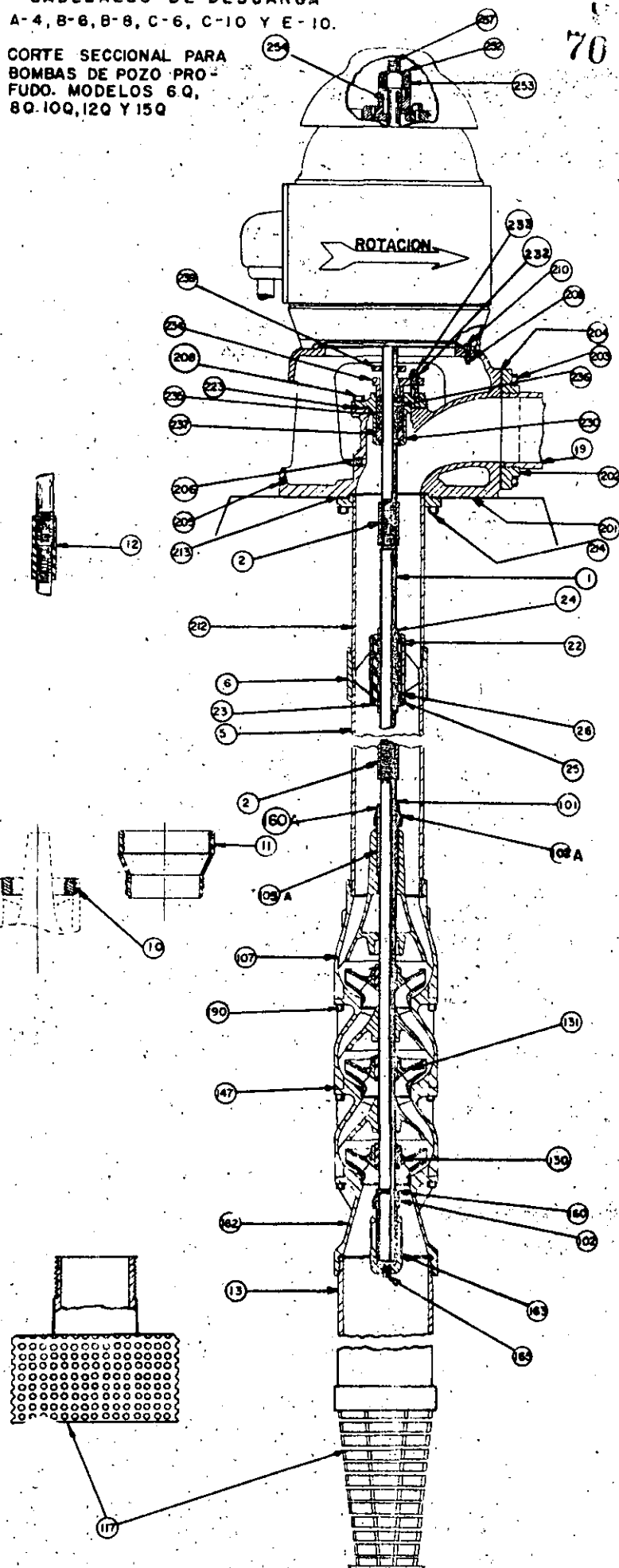
CUERPO DE TAZONES.

- 109 SEPARADOR DE SELLO.
- 162 CONO DE ENTRADA.
- 163 BUJE DEL CONO DE ENTRADA.
- 102 CAPACETE CONO DE ENTRADA.
- 165 TAPON DE TUBO.
- 160 ANILLO "O" ELASTICO.
- 107 CONO DE SALIDA.
- 105 CHUMACERA DE CONEXION.
- 131 IMPULSOR.
- 130 BUJE DE IMPULSOR.
- 101 FLECHA DE IMPULSOR.
- 147 TAZON.
- 146 BUJE DE TAZON.
- 108 ANILLOS DE SELLO "U".
- 106 BUJE RETEN.

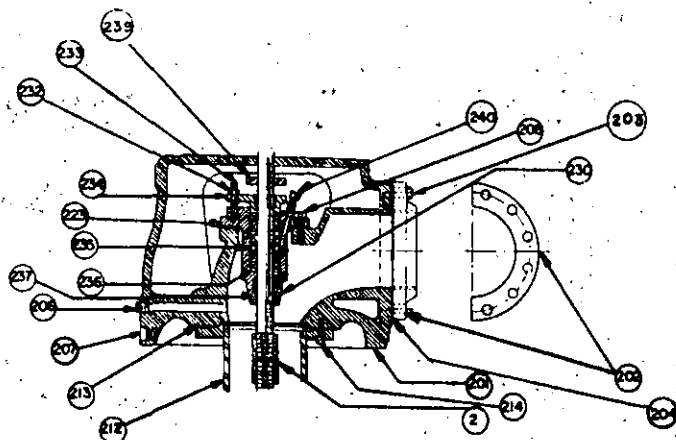
LISTA DE PARTES PARA BOMBA VERTICAL
 TIPO TURBINA-MODELO
 5 5/8 QD. LUBRICADA POR ACEITE.
 MX-202195

CABEZALES DE DESCARGA
A-4, B-6, B-8, C-6, C-10 Y E-10.

CORTE SECCIONAL PARA
BOMBAS DE POZO PRO-
FUDO. MODELOS 60,
80, 100, 120 Y 150



70



CABEZALES DE DESCARGA
1204, 1606, 2006 Y 2412.

C A B E Z A L

- 201 Cabezal de Descarga.
- 202 Brida de Descarga.
- 203 Tornillos brida de descarga.
- 204 Junta brida de descarga.
- 205 Tapón (conexión drenaje).
- 206 Tapón (conexión para lubricación con agua).
- 207 Tapón (conexión del respiradero).
- 208 Tornillos (caja de empaque).
- 209 Tuercas base del motor.
- 210 Tornillos base motor.
- 212 Tubo de columna superior.
- 213 Junta (tubo de columna superior).
- 214 Tornillos (tubo de columna superior).
- 223 Junta de caja de empaques.
- 230 Caja de empaques. (con # 237).
- 232 Tuercas de tornillos de prensa estopas.
- 233 Esparragos de prensa estopas.
- 234 Prensa estopas.
- 235 Jaula de sello.
- 236 Juego de empaques.
- 237 Buje de caja de empaques.
- 239 Anillo desviador.
- 240 Gracera de copa.
- 252 Tornillo de seguro.
- 253 Tuerca de ajuste.
- 254 Cuña de flecha superior.
- 257 Flecha superior.
- 19 Tubo de descarga.

C O L U M N A .

- 12 Cople de reducción o ampliación.
- 1 Flecha de línea.
- 24 Camisa de flecha.
- 2 Cople de flecha.
- 26 Soporte de chumacera.
- 22 Chumacera de línea.
- 23 Retén de chumacera.
- 25 Remaches de la chumacera.
- 5 Tubo de columna.
- 13 Tubo de succión.
- 117 Coladera.
- 6 Cople del tubo de la columna.
- 11 Campana de ampliación.
- 10 Anillo de reducción.

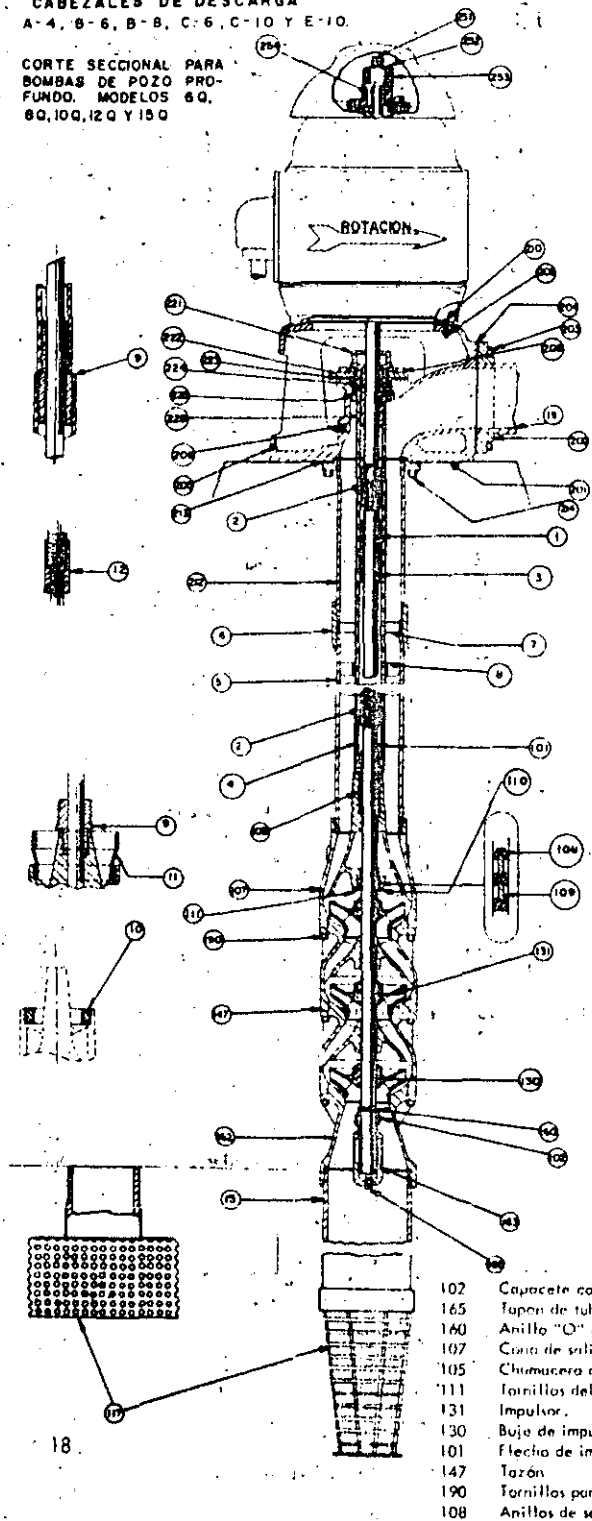
C U E R P O D E T A Z O N E S .

- 160A Retén del capacete.
- 162 Cono de entrada.
- 163 Buje del cono de entrada.
- 102 Capacete cono de entrada.
- 165 Tapón de tubo.
- 160 Anillo "O".
- 107 Cono de salida.
- 105A Chumacera de conexión.
- 102A Capacete cono de salida.
- 131 Impulsor.
- 130 Buje de impulsor.
- 101 Flecha de impulsores.
- 147 Tazón.
- 190 Tornillos para tazón.

LISTA DE PARTES DE BOMBAS VERTICALES
TIPO TURBINA LINEA "Q".
LUBRICACION POR AGUA.
MX-202037

CABEZALES DE DESCARGA
A-4, B-6, B-8, C-6, C-10 Y E-10.

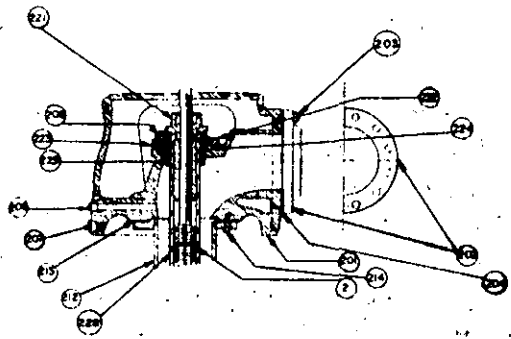
CORTE SECCIONAL PARA
BOMBAS DE POZO PRO-
FUNDO, MODELOS 6Q,
8Q, 10Q, 12Q Y 15Q



- 102 Capote cono de entrada.
- 165 Tapon de tubo.
- 160 Anillo "O" elastico.
- 107 Cono de sellado.
- 105 Chumacera de conexión.
- 111 Tornillos del plato reten.
- 131 Impulsor.
- 130 Buje de impulsor.
- 101 Flecha de impulsor.
- 147 Tazón.
- 190 Tornillos para tazón.
- 108 Anillos de sello.

71

CABEZALES DE DESCARGA
1204, 1606, 2006, Y 2412.



CABEZAL.

- 201 Cabecal de Descarga.
- 202 Brido de Descarga.
- 203 Tornillos brido de descarga.
- 204 Junta brido de descarga.
- 205 Tapón (conexión drenaje).
- 206 Tapón (conexión para lubricación con agua).
- 207 Tapón (conexión del respiradero).
- 208 Tornillos (caja de empaque).
- 209 Tuercas tornillos base motor.
- 210 Tornillos base motor.
- 212 Tubo de columna superior.
- 213 Junta (tubo de columna superior).
- 214 Tornillos (tubo de columna superior).
- 223 Junta de caja de empaque.
- 227 Caja de empaques (con # 224).
- 221 Chumacera de ajuste.
- 224 Comisa de empaque.
- 225 Empaque grafitado.
- 228 Tulo de protección superior.
- 252 Tornillo de seguro.
- 253 Tuercas de ajuste.
- 254 Cuña de flecha superior.
- 251 Flecha superior.
- 19 Tubo de descarga.

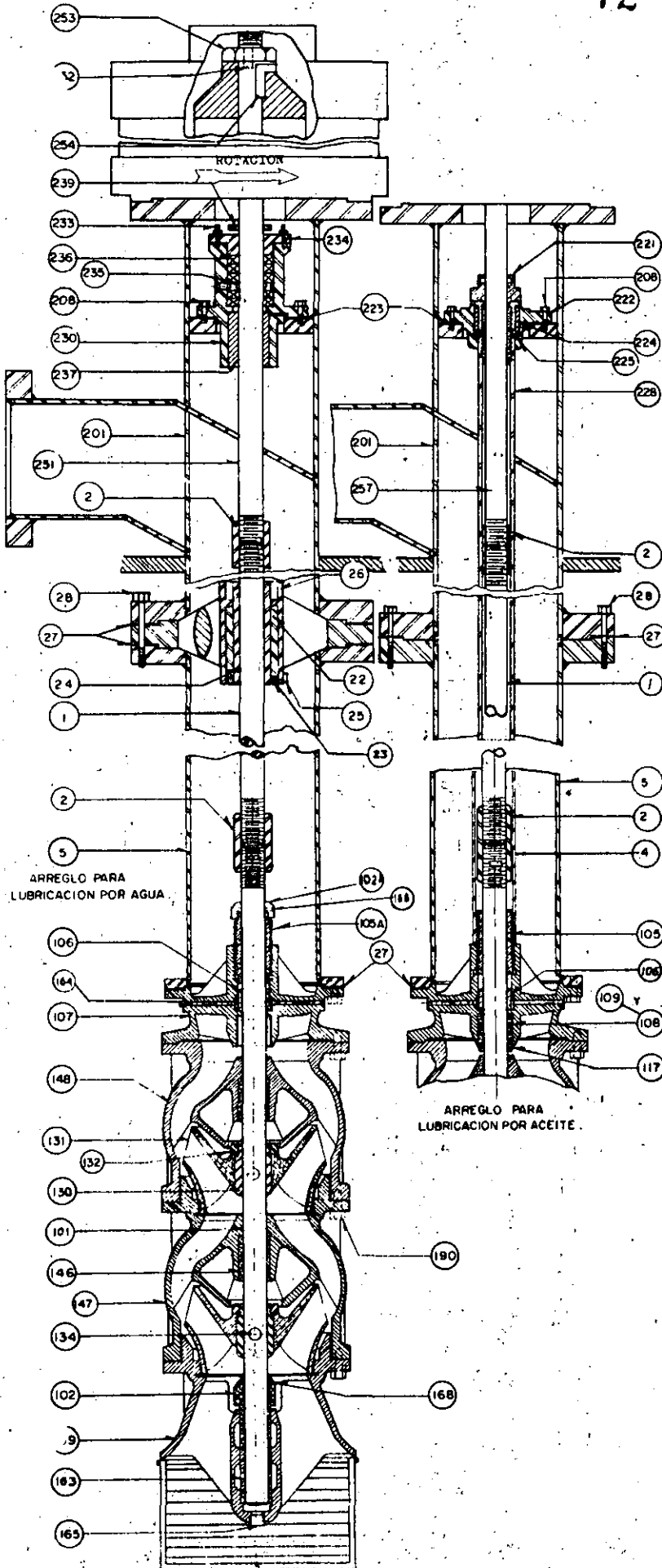
COLUMNA.

- 9 Chumacera de reducción o ampliación.
- 1 Flecha de línea.
- 3 Chumacera de línea.
- 2 Cople de flecha.
- 4 Tubo de protección.
- 6 Cople de tubo de columna.
- 7 Espaciador.
- 8 Estrellas.
- 5 Tubo de columna.
- 13 Tubo de succión.
- 117 Coladero.
- 10 Anillo de reducción.
- 11 Campana de ampliación.
- 12 Cople de reducción o ampliación.

CUERPO DE TAZONES.

- 109 Anillo separador de sello.
- 110 Plato reten.
- 162 Cono de entrada.
- 163 Buje del cono de entrada.

LISTA DE PARTES DE BOMBAS VERTICALES
TIPO TURBINA LINEA "Q".
LUBRICACION POR ACEITE.
MX-202039



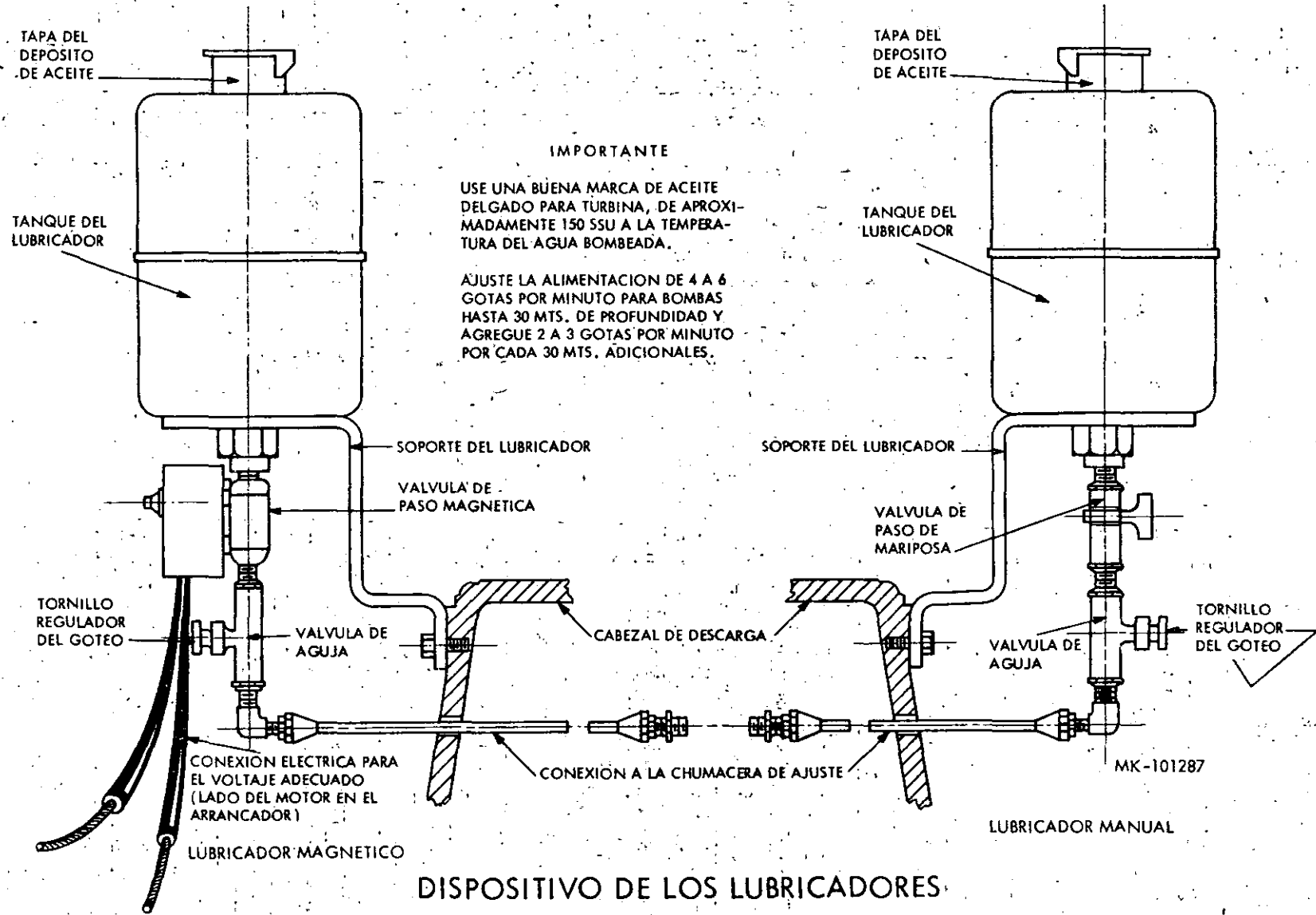
REF.	CUERPO DE TAZONES	LUBRICACION	
		AGUA	ACEITE
2	COPLE DE FLECHA	x	x
102	CAPACETE CONO DE ENTRADA	x	x
105	CHUMACERA DE CONEXION	x	x
105A	CHUMACERA DE CONEXION	x	x
106	BUJE DEL CONO DE SALIDA	x	x
107	CONO DE SALIDA	x	x
108	ANILLO DE SELLO "U"	x	x
109	SEPARADOR DE SELLO	x	x
101	FLECHA DE IMPULSORES	x	x
117	RETEN DE SELLO	x	x
131	IMPULSOR	x	x
132	TUERCA DEL BUJE DE IMPULSOR	x	x
130	BUJE DEL IMPULSOR	x	x
134	PERNO DEL BUJE DEL IMPULSOR	x	x
146	BUJE DE TAZON SUPERIOR E INTERMEDIO	x	x
147	TAZON INTERMEDIO (CON No. 146)	x	x
148	TAZON SUPERIOR (CON No. 146)	x	x
165	TAPON PARA TUBO	x	x
168	PRISIONERO DEL CAPACETE	x	x
169	CAMPANA DE SUCCION	x	x
163	BUJE DE LA CAMPANA DE SUCCION	x	x
190	TORNILLOS DE LOS TAZONES	x	x
102A	CAPACETE CONO DE SALIDA	x	x
164	TAPON PARA TUBO	x	x

CABEZAL DE DESCARGA			
7	COPLE DE FLECHA	x	x
201	CABEZAL DE DESCARGA	x	x
208	TORNILLOS CAJA DE EMPAQUES	x	x
221	CHUMACERA DE AJUSTE	x	x
222	CAJA DE EMPAQUES	x	x
223	JUNTA DE LA CAJA DE EMPAQUES	x	x
224	CAMISA DE EMPAQUES	x	x
225	EMPAQUE	x	x
228	TUBO DE PROTECCION SUPERIOR	x	x
230	CAJA DE EMPAQUES	x	x
233	ESPARRAGOS DEL PRENSA, ESTOPAS	x	x
234	PRENSA ESTOPAS	x	x
235	JAULA DE SELLO	x	x
236	JUEGO DE EMPAQUES	x	x
237	BUJE DE LA CAJA DE EMPAQUES	x	x
239	ANILLO DESVIADOR	x	x
251	FLECHA SUPERIOR	x	x
252	TORNILLO DE SEGURO	x	x
253	TUERCA DE AJUSTE	x	x
254	CUNA DE LA FLECHA SUPERIOR	x	x
257	FLECHA SUPERIOR	x	x

REF.	COLUMNA	AGUA	ACEITE
1	FLECHA DE LINEA	x	x
5	TUBO DE COLUMNA	x	x
27	CHUMACERA DE LINEA	x	x
23	RETEN DE CHUMACERA	x	x
24	CAMISA DE FLECHA	x	x
25	REMACHE DE LA CHUMACERA	x	x
26	SOPORTE DE LA CHUMACERA	x	x
27	JUNTA TUBO DE COLUMNA	x	x
28	TORNILLOS TUBO DE COLUMNA	x	x
4	TUBO DE PROTECCION	x	x

LISTA DE PARTES BOMBAS
22 QH Y 22 QJ
MX-202183

73



IMPORTANTE

USE UNA BUENA MARCA DE ACEITE DELGADO PARA TURBINA, DE APROXIMADAMENTE 150 SSU A LA TEMPERATURA DEL AGUA BOMBEADA.

AJUSTE LA ALIMENTACION DE 4 A 6 GOTAS POR MINUTO PARA BOMBAS HASTA 30 MTS. DE PROFUNDIDAD Y AGREGUE 2 A 3 GOTAS POR MINUTO POR CADA 30 MTS. ADICIONALES.

TAPA DEL DEPÓSITO DE ACEITE

TANQUE DEL LUBRICADOR

SOPORTE DEL LUBRICADOR

VALVULA DE PASO MAGNETICA

TORNILLO REGULADOR DEL GOTEO

VALVULA DE AGUJA

CABEZAL DE DESCARGA

CONEXION ELECTRICA PARA EL VOLTAJE ADECUADO (LADO DEL MOTOR EN EL ARRANCADOR)

LUBRICADOR MAGNETICO

CONEXION A LA CHUMACERA DE AJUSTE

TAPA DEL DEPÓSITO DE ACEITE

TANQUE DEL LUBRICADOR

SOPORTE DEL LUBRICADOR

VALVULA DE PASO DE MARIPOSA

TORNILLO REGULADOR DEL GOTEO

VALVULA DE AGUJA

MK-101287

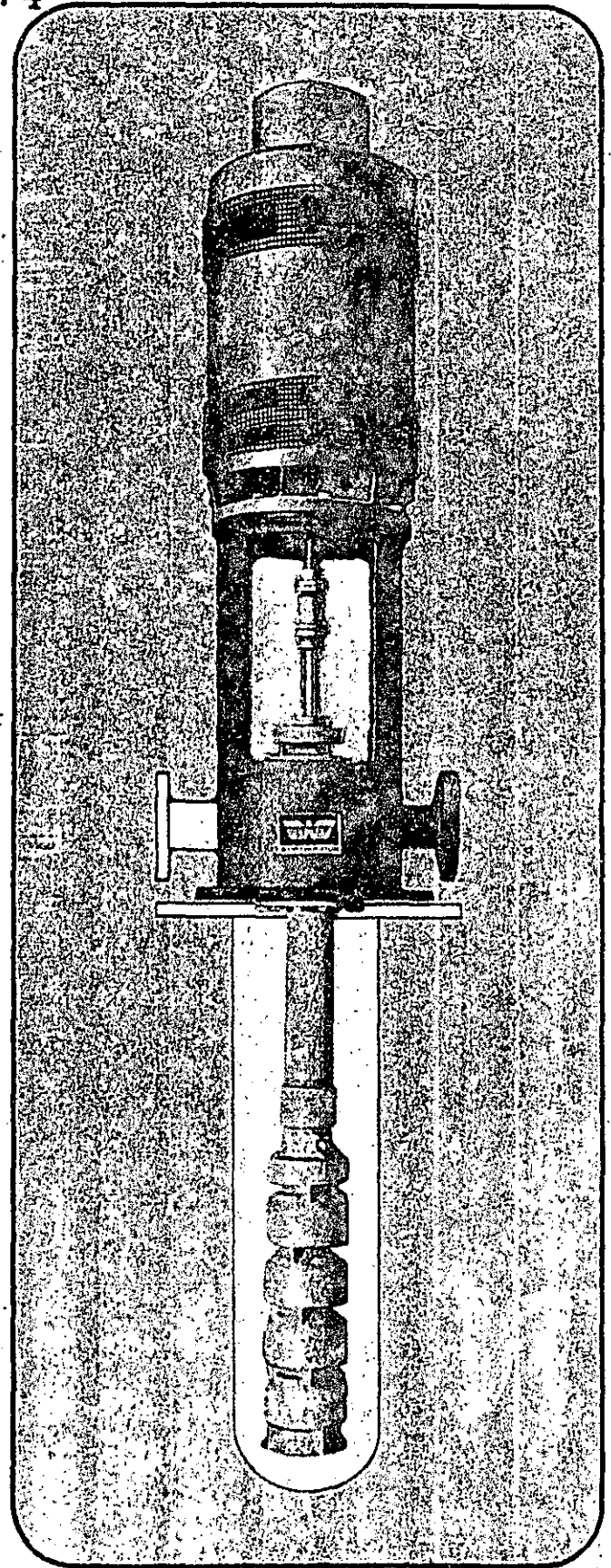
LUBRICADOR MANUAL

DISPOSITIVO DE LOS LUBRICADORES

**INSTRUCCIONES PARA
LA INSTALACION,
OPERACION,
MANTENIMIENTO Y
LISTA DE PARTES.**

BOMBAS DE LATA

PARA USAR EN BOMBAS
VERTICALES TIPO TURBINA



PREFACIO

Los productos WORTHINGTON son el resultado de más de un siglo de progresivo estudio y desarrollo. Los avanzados diseños, la correcta selección de los materiales y la precisión de la construcción refleja esta amplia experiencia.

Los productos WORTHINGTON darán el máximo de eficiencia en la operación con el mínimo de mantenimiento y reparación.

Este libro de instrucciones familiarizará al personal encargado, dándole a conocer detalles pertinentes y procedimientos adecuados para la instalación operación y mantenimiento de uno de estos productos.

Anote abajo la identificación del equipo para el cual este libro es aplicable.

TAMAÑO DE BOMBA	NUMERO DE IDENTIFICACION

ESTUDIO DE ESTE MANUAL DE INSTRUCCIONES

Las descripciones e instrucciones incluidas en este libro cubren los diseños estándar de los equipos y algunas variaciones comunes cuando es posible. Este libro no cubre todos los detalles y variaciones de los diseños ni cualquier posible contingencia que pueda presentarse. Cuando alguna información no se encuentre en este libro solicítela a WORTHINGTON DE MEXICO.

No se opere este equipo a otra velocidad, presión y temperatura distintas para las que ha sido calculado, ni en forma contraria a las instrucciones contenidas en este manual. Este equipo (o un modelo patrón) ha sido probado en nuestro laboratorio y encontrado satisfactorio para las condiciones de servicio para las cuales ha sido vendido, pero su operación en exceso fuera de estas condiciones lo sujetará a esfuerzos y tensiones para las cuales no está diseñado.

Descuidos por desatender esta advertencia pueden dar por resultado un accidente causando en algunos casos, lesiones personales.

CONTENIDO

SECCION I	INTRODUCCION Y DESCRIPCION GENERAL	
	Introducción.....	3
	Descripción General.....	3
	Unidad motriz.....	3
	Cabezal de descarga.....	3
	Caja de empaque.....	4
	Adaptador del sello mecánico.....	4
	Cuerpo de tazones.....	4
SECCION II	PRE-INSTALACION.	
	Inspección del equipo.....	4
	Almacenamiento.....	4
	Limpieza previa a la instalación.....	4
SECCION III	INSTALACION	
	Colocación del equipo.....	5
	Cimentación.....	5
	Equipo requerido para la instalación.....	5
	Instalación.....	5
	Instalación de la lata de succión.....	5
	Lechada.....	6
	Bombas.....	6
	Motores de flecha sólida.....	6
	Línea de desfogue y tubería auxiliar al cabezal de descarga y sello de la flecha.....	7
	Caja de empaque.....	7
	Sello mecánico.....	8
SECCION IV	OPERACION.	
	Antes del arranque.....	9
	Arranque.....	9
	Ajuste final.....	9
	Parada.....	9
SECCION V	MANTENIMIENTO	
	Mantenimiento preventivo.....	9
	Inspección.....	9
	Limpieza.....	9
	Bombas provistas con sello mecánico.....	9
	Bombas provistas con caja de empaque.....	9
	Mantenimiento correctivo.....	9
	Problemas de operación y causas que lo motivan.....	9
	Desgaste excesivo.....	10
	Corrosión.....	10
	Reparaciones.....	10
	Sello mecánico.....	10
	Caja de empaque.....	10
	Bombas.....	10
SECCION VI	LISTA DE PARTES.	
	Generales.....	12
	Orden de refacciones.....	12
	Partes de devolución.....	12
	Lista de partes.....	13
	Dibujos seccionales.....	14 y 15

SECCION I INTRODUCCION Y DESCRIPCION GENERAL

INTRODUCCION

Las bombas Worthington Verticales tipo turbina de lata son diseñadas para aquellos servicios donde la energía disponible (carga neta positiva de succión) es limitada. En la instalación en una lata de succión de suficiente profundidad, parte o todo el NPSH —(Carga neta positiva de succión)— requerida para la operación satisfactoria, es agregada dentro de la unidad. La construcción vertical de éste equipo requiere un mínimo espacio en el piso.

Este libro contiene instrucciones para pre-instalación, instalación, operación y mantenimiento y lista de partes para la bomba.

DESCRIPCION GENERAL

Los componentes básicos de una bomba vertical de lata son: El motor, el cabezal de descarga, el tubo de columna, el cuerpo de tazones ensamblado y la lata de succión. Los componentes de la bomba son normalmente ensamblados en la fábrica y embarcados listos para su instalación. Los motores son embarcados por separado para prevenir daños en la flecha superior de la bomba y los baleros del motor. La lata de succión es embarcada también por separado.

UNIDAD MOTRIZ

Los motores son suministrados en una variedad de tipos y tamaños para llenar un amplio rango de requerimientos de operación. Los motores eléctricos verticales de flecha sólida son los más comunmente usados. Para estos motores se utilizan coples bridados.

CABEZAL DE DESCARGA

El cabezal de descarga es de una

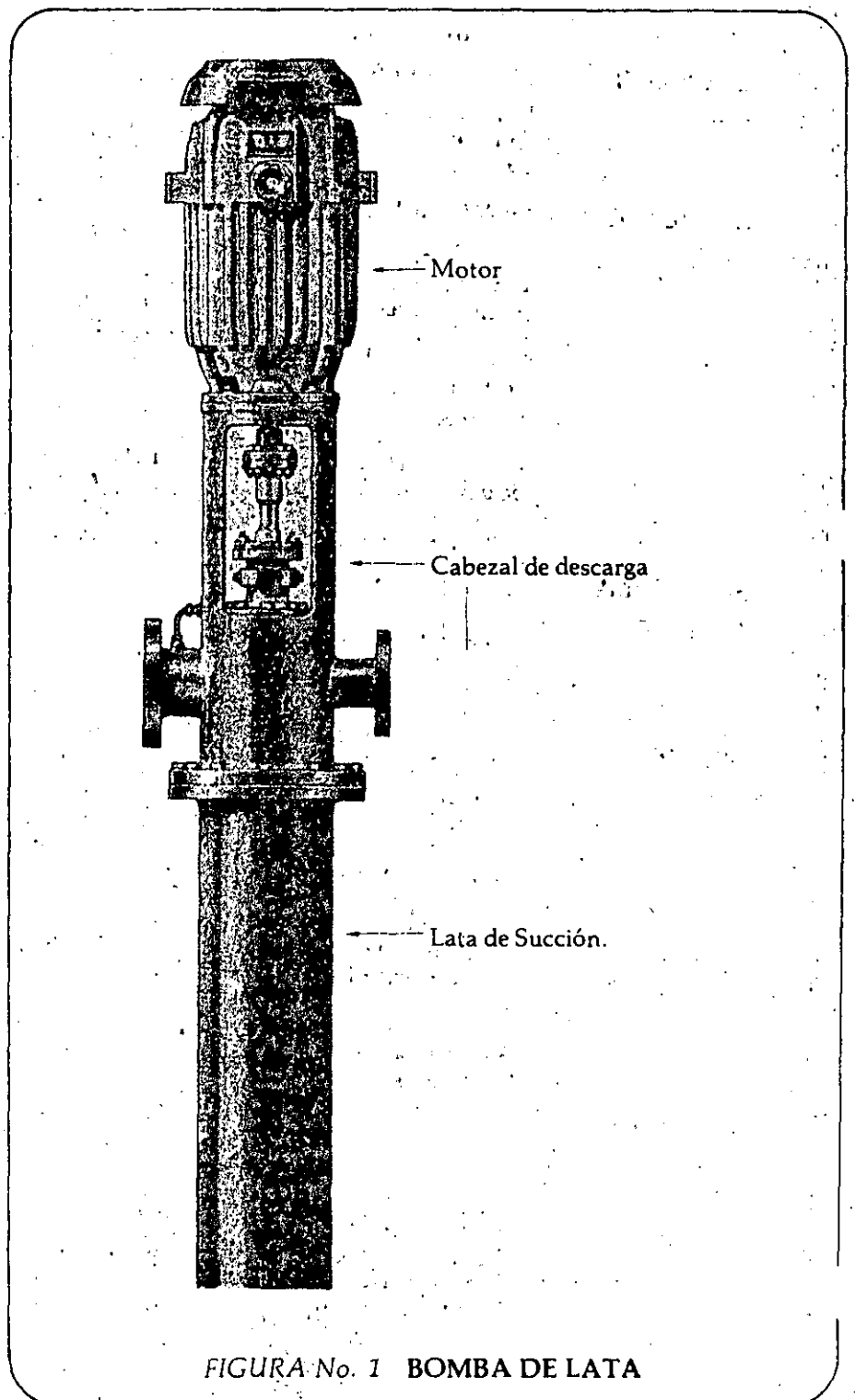


FIGURA No. 1 BOMBA DE LATA

construcción robusta de acero estructural la cual soporta la bomba y el motor sobre su base apoyada en el concreto. Dos tipos de cabezales de descarga pueden ser suministrados, estos son el tipo "T" y el tipo "L". El tipo "T" está construido con una brida soldada al tubo de descarga, concéntrico a otra brida soldada al tubo de succión y lo dirige a la lata de succión. El tipo "L" está construido solamente con una brida soldada al tubo de descarga. El tubo de succión se localiza bajo la superficie y soldado a la lata de succión. El sellado se efectúa utilizando empaques o sello mecánico en la caja de empaques ubicados en el cabezal.

● CAJAS DE EMPAQUE

En una bomba sellada con empaques es comunmente usada una camisa de flecha, una caja de empaques la cual aloja los empaques en forma de anillos, una jaula de sello y un buje de la caja de empaques. Se agrega un prensaestopas que comprime a los empaques por medio de tuercas y espárragos.

La caja de empaques puede ser suministrada en ocasiones especiales con una camisa enfriada por agua. Las conexiones de la jaula de sello, a la camisa (si está última es usada) y los empaques son descritos en las secciones III y V. El reemplazo del buje de la caja de empaques está descrito en la sección III.

● ADAPTADOR DEL SELLO MECANICO

Una bomba con sello mecánico emplea un adaptador de material fundido el cual aloja el sello mecánico y el buje del sello mecánico. Los detalles de este sello y su

mantenimiento están descritos en las secciones III y V.

● CUERPO DE TAZONES

El cuerpo de tazones está diseñado para operar completamente sumergido en la lata de succión. Una campana de succión es suministrada en algunos tamaños para reducir las pérdidas de succión. El material especial en los bujes puede ser usado dependiendo del líquido que va a ser bombeado. Para detalles del cuerpo de tazones referirse a los libros de instrucciones aplicables listados abajo. La construcción puede variar ligeramente debido al diseño y materiales requeridos.

6" - 8"	Cuerpo de tazones	Boletín No. 29
10" - 15"	Cuerpo de tazones	Boletín No. 25
16" - 28"	Cuerpo de tazones	Boletín No. 24

SECCION II
PRE-INSTALACION

● INSPECCION DEL EQUIPO

Todas las partes deben ser revisadas al recibirlas para comprobar si no están dañadas o hay algún faltante. Cualquier deficiencia debe ser reportada inmediatamente al agente local de la compañía responsable del transporte del equipo.

NOTA:

Los componentes, partes y accesorios son algunas veces colocadas

en empaques individuales. Inspeccione cuidadosamente las envolturas, cajas o jaulas antes de desacharlas.

● ALMACENAMIENTO

Las unidades son embarcadas en condiciones para una instalación inmediata. Si se requiere almacenamiento antes de la instalación, seleccione cuidadosamente el lugar de tal manera que la unidad no esté sujeta a humedad excesiva, condiciones de

tiempo extremoso, humos corrosivos o a otras condiciones dañinas de almacenamiento. Si la duración de éste es para mucho tiempo, la unidad debe ser examinada de tiempo en tiempo y limpiarla cuando sea necesario.

● LIMPIEZA PREVIA
A LA INSTALACION

Limpie cuidadosamente con un chorro de agua limpia el equipo antes de ser instalado. Las partes maquinadas deben ser limpiadas de oxidación con papel de lija fino. Limpie todas las partes roscadas y accesorios adjuntos, de suciedad o grasa.

SECCION III INSTALACION

COLOCACION DEL EQUIPO

Coloque la bomba donde sea fácilmente conectada a un tubo de descarga simple y que sea accesible para una inspección periódica. Este debe ser un cuarto lo bastante amplio que permita el uso de un caimán u otro aditamento con la suficiente capacidad para manejar la bomba ensamblada y o el motor individualmente.

CIMENTACION

La cimentación debe ser de un material que soporte permanentemente rígida toda el área de la base de la bomba, de tal manera que absorba los esfuerzos, tensiones y sacudidas que pueden ser encontradas al estar en servicio el equipo.

Las cimentaciones de concreto deben ser construidas al nivel de una tierra sólida. Los pernos de anclaje del tamaño especificado deben estar colocados de acuerdo con el dibujo certificado, tomando en cuenta la brida de la LATA. Cada tornillo debe estar dentro de un tubo colocado rígidamente con la base de concreto.

Cuando la bomba está montada directamente sobre una base de acero estructural, debe ser localizada directamente sobre, o lo más cerca posible, de las paredes o columnas. La placa de la bomba debe ser atornillada a la base de acero para evitar distorsión, prevenir vibración y mantener el propio alineamiento.

EQUIPO REQUERIDO PARA LA INSTALACION

El equipo requerido para la instalación incluye lo siguiente:

- a: Indicador de carátula.
- b: Tuercas y tornillos, cuando sea necesario.
- c: Aparatos para nivelar tal como

calzas y laines.

d: Grúa apropiada, tripie, montacargas o equipo similar que tenga un gancho giratorio.

● INSTALACION

Antes de comenzar con la instalación, es recomendable que un electricista especializado arregle las conexiones de los controles eléctricos y los instrumentos de protección para el motor y hacer las conexiones eléctricas del motor después de la instalación.

● INSTALACION DE LATA DE SUCCION

Bajar la lata de succión dentro de la base de concreto o la estructura que va a soportarla (figura 2) y montar en una posición vertical con la parte superior de la base de tal manera que quede absolutamente nivelada. Debe tenerse mucho cuidado de evitar que se doblen los pernos de anclaje durante esta operación. Use calzas o laines bajo la brida de la LATA para nivelar. Asegúrese fuertemente a los pernos de anclaje.

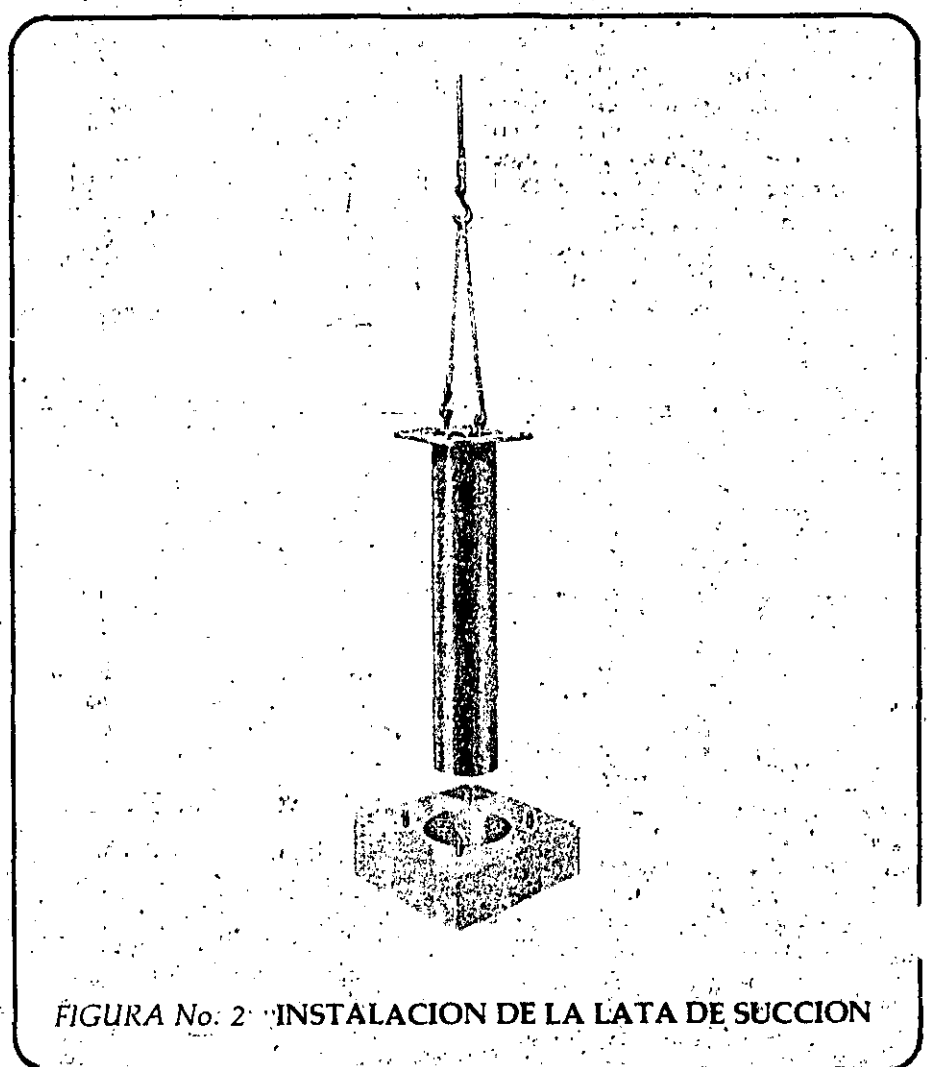


FIGURA No. 2 INSTALACION DE LA LATA DE SUCCION

● LECHADA

La lechada previene las desviaciones laterales de la brida de la lata de la bomba pero no absorve las irregularidades de la base.

a) Construir en madera la forma de la base de la brida de succión para rellenar en la lechada.

b) Mezclar la lechada usando una parte de cemento Portland y dos partes de arena de construcción con agua suficiente para formar una pasta delgada.

c) Humedezca la base completamente con agua y vacíe la lechada dentro de la forma de madera.

d) Usar un alambre rígido insertándolo para eliminar las bolsas de aire que pudieran haberse quedado.

e) Después de 48 horas de vaciado el cemento, remuévanse las formas de madera y alise la superficie expuesta. Permita que la lechada permanezca un total de 72 horas antes de arrancar la bomba.

● BOMBAS

a) Cubrir la abertura de la lata con madera u otro material para evitar que caigan objetos dentro.

b) Coloque el gancho del elevador centrado en la abertura de la lata.

c) Colocar un cable a la cabeza de la bomba.

d) Enganchar el cable en el elevador

e) Levantar la bomba hasta que la parte baja quede libre en el suelo.

f) Quitar la tapa de la lata.

g) Bajar lentamente la bomba guiando la parte inferior a través de la abertura.

h) Guiar a mano la bomba para que pase a través de la abertura de la base para estar seguros de que no encuentra obstrucción alguna. Cualquier obstrucción que haya puede sentirse de esta manera.

i) Gire la bomba hasta que el cabezal de descarga tome su propia dirección y se acople alineando el tubo de descarga en la posición necesaria, quedando alineados los pernos de anclaje y los tornillos de montaje.

j) Quitar el cable de la bomba.

● MOTORES DE FLECHA SOLIDA

a) Remueva el empaque y el prensa estopas e inserte un adaptador para centrar la flecha en la caja de empaque.

b) Instale el cople lado bomba en su flecha.

c) Instale el cople lado motor en la flecha del motor.

d) Ponga el cable del motor.

e) Levante el motor centrándolo sobre la flecha de la bomba. (Figura 3).

f) Fijar con sus tornillos el espaciador al cople lado motor (usado en bombas con sello mecánico)

g) Baje lentamente el motor sobre el cabezal de descarga alineando los taladros del motor y el cabezal.

h) Usando una regla o escala cheque que las dos mitades del cople queden alineadas.

i) Atornille el motor al cabezal sin apretar.

j) Sujetar un indicador al espaciador o al cople lado motor.

k) Indicar al cople lado motor.

l) Girar con la mano la flecha del motor.

m) Apretar los tornillos del motor si la flecha está alineada dentro de 0.001". Si las flechas no están alineadas remueva el motor y aliníe las flechas nuevamente. Entonces apriete los tornillos de montaje.

n) Quitar el cable del motor y el elevador.

(1) Quitar el cople lado bomba de la flecha.

(2) Quitar el espaciador del cople (si se usa) lado motor.

(3) Quitar el adaptador para centrar la flecha de la caja de empaque.

(4) Colocar el empaque y el prensa estopas o instale el sello mecánico (ver página 7).

(5) Instalar nuevamente el cople lado bomba en la flecha.

(6) Atornillar el espaciador del cople (si se usa) al cople lado motor.

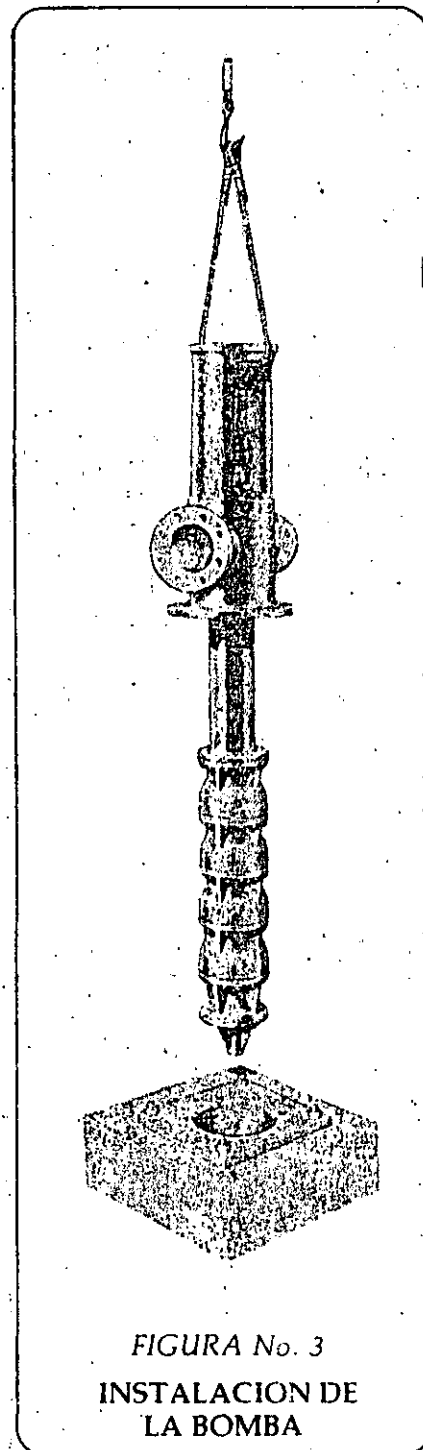
o) Girar la tuerca del cople en la flecha de la bomba hasta que el espacio entre las unidades de cople

sea de 1/8" a 1/4".

p) Alinear los taladros de la tuerca del cople con el cople lado bomba.

q) Checar la rotación del motor.

r) Apretar todos los tornillos.



● LINEA DE DESFOGUE Y TUBERIA AUXILIAR AL CABEZAL DE DESCARGA Y SELLO DE LA FLECHA

Instalar una línea que desfogue desde el cabezal hasta el tanque de reserva o de suministro. Incline esta línea continuamente hacia arriba para evitar la estrangulación del vapor. Referirse al dibujo certificado de la bomba para localización de otra posible tubería requerida así como para sello de agua, enfriamiento de agua y conexiones de drenaje de la caja de empaque.

● CAJA DE EMPAQUES

Conectar el tubo que conecta la caja de empaque al tubo de succión del cabezal de descarga para facilitar la recirculación a través del buje de la caja de empaque y reducir la presión en el empaque. Un orificio es usado normalmente en esta línea para controlar el curso de la circulación y mantener sobre la presión atmosférica la presión del empaque.

La caja de empaque, empaque, jaula de sello, y prensa estopas son ensambladas de acuerdo con el corte seccional suministrado con la bomba. El empaque es seleccionado para el servicio particular de la bomba en proceso. Solamente se usarán anillos preformados de empaque, y las juntas de este estarán escalonadas a 180° una de otra. Apretar las tuercas de los espárragos con los dedos (no usar llave) Esto permitirá el goteo profuso *al momento de arrancar el motor.*

Normalmente se provee de dos conexiones en la caja de empaque de todas las bombas y están localizadas a 180° uno de otra. Se puede usar líquido sellador para:

- Sellar el empaque contra la entrada de aire dentro de la bomba.
- Proveer lubricación para el empaque.
- Prevenir el escape de líquidos valiosos, corrosivos, altamente volátiles, peligrosos o perjudiciales.

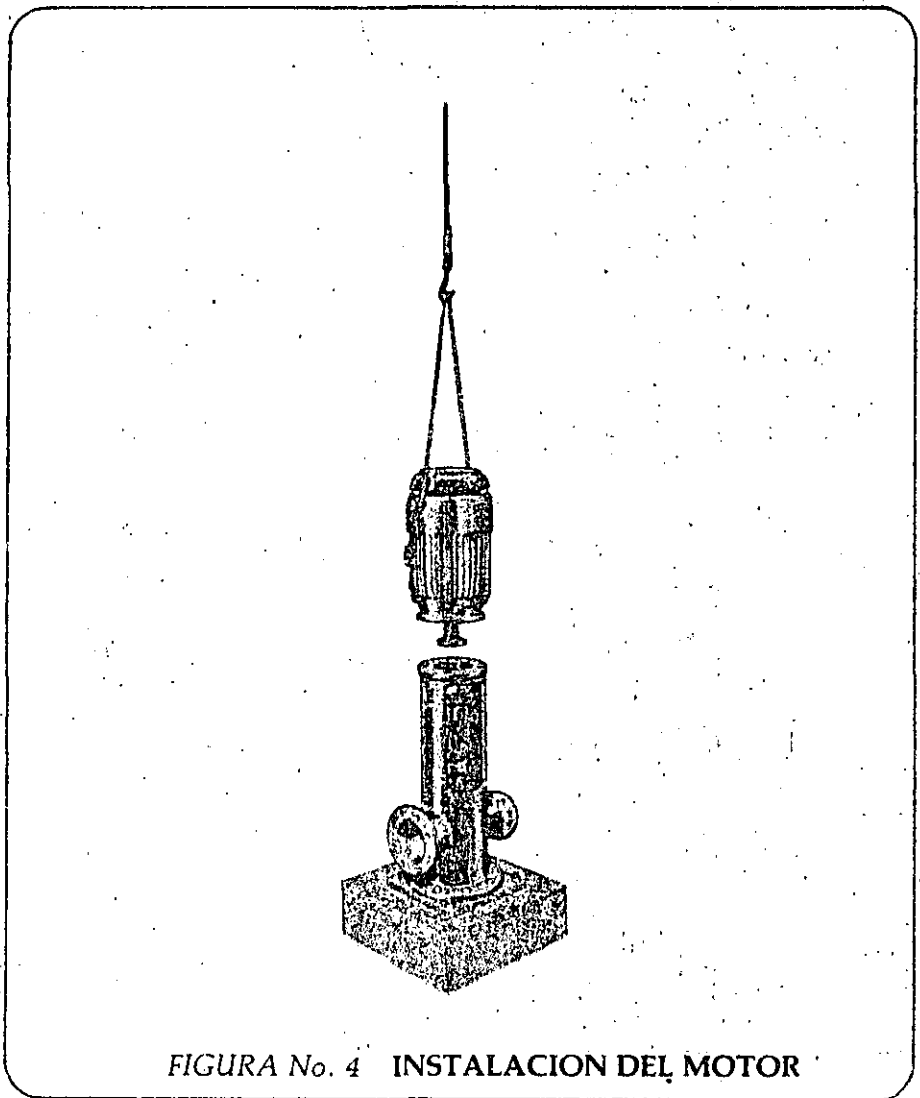


FIGURA No. 4 INSTALACION DEL MOTOR

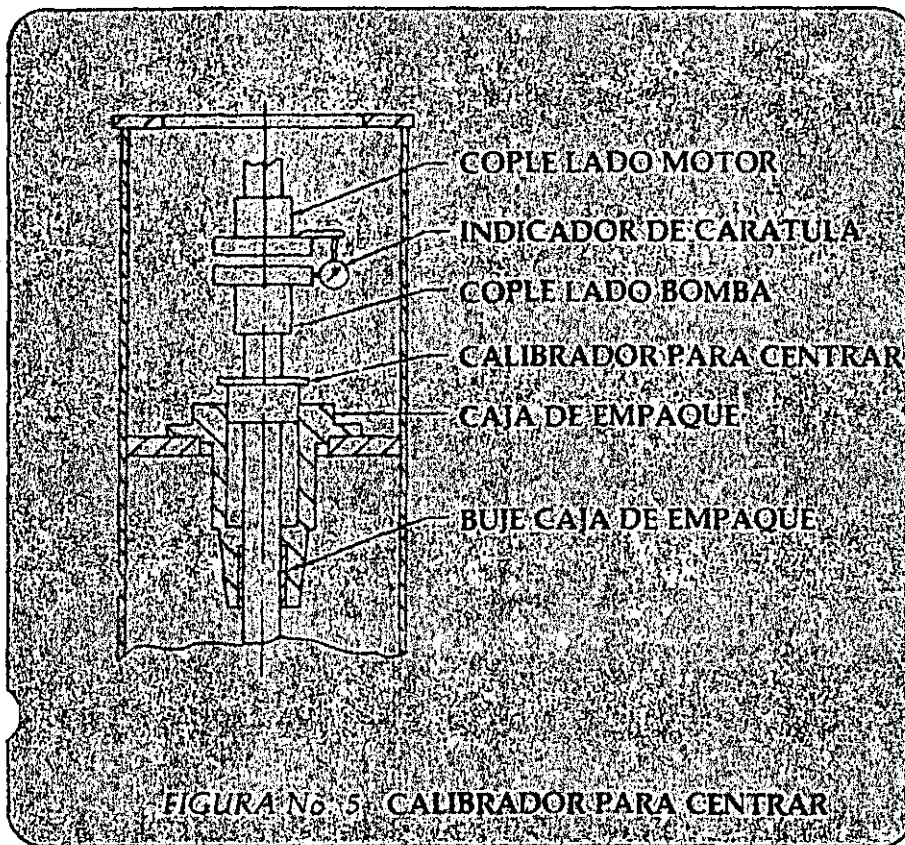
d) Proveer un medio de enfriamiento para la caja de empaque.

Una bomba en reposo que maneja vapor condensado con la presión de succión atmosférica es susceptible de permitir la entrada de aire por la empaquetadura y así perder el vacío. El arreglo mostrado en la fig. 6 prevé dicha situación formando una línea en paralelo de la descarga conectada a las cajas de empaque. La conexión exterior llevará tapón.

Cuando se bombean líquidos de baja gravedad específica, con pocas cualidades lubricantes, el empaque debe ser auto-lubricante o se suministrará lubricante por medios externos a la jaula de sello a una presión ligeramente mayor que la de

la parte inferior de la caja de empaque. Para esto es requerida solamente una conexión y la otra llevará tapón.

Cuando un sellador y/o un líquido lubricante es usado y que contamine al líquido bombeado o donde no es deseable que el líquido bombeado tenga fugas, se utilizarán las conexiones de entrada y salida de la jaula de sello para evitar lo anterior. El líquido sellador deberá ser introducido a una presión ligeramente mayor que la de la parte inferior de la caja de empaques. Se recomienda instalar válvulas para las conexiones exterior e interior para regular el volumen y la presión del líquido sellador.



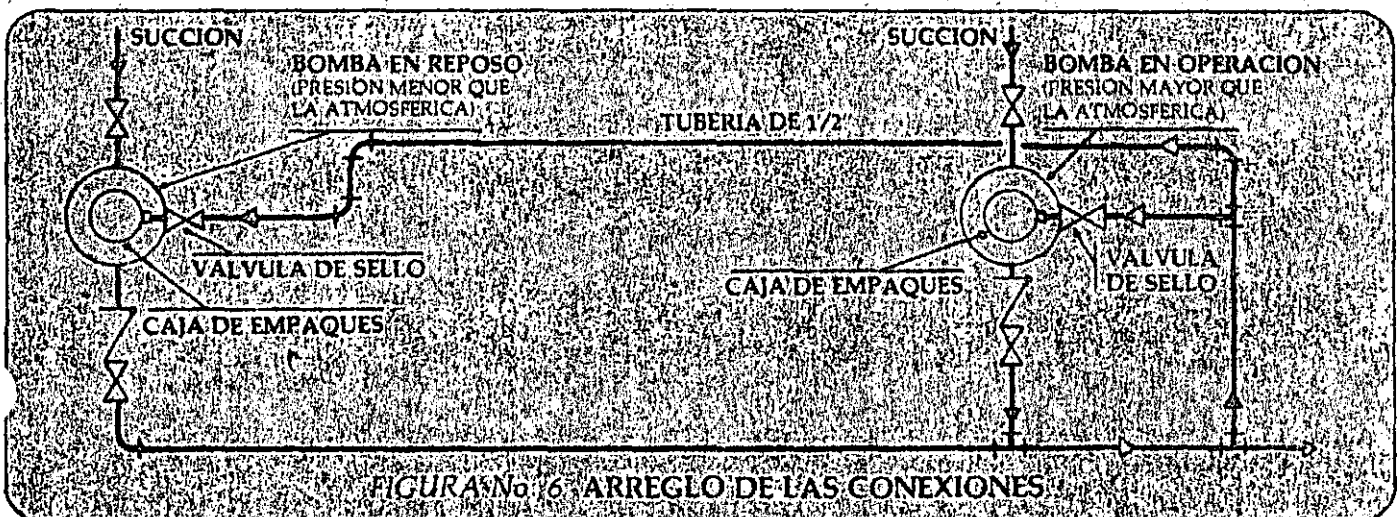
SELO MECANICO

El sello mecánico de la flecha es instalado de acuerdo con el dibujo seccional provisto con la bomba. Para instrucciones específicas referirse a los dibujos suministrados por la casa manufacturera de sellos.

Después que la bomba ha sido ajustada verticalmente, apretar los prisioneros del sello mecánico, apretando la camisa del sello en la flecha de la bomba. Quitar el ajustador del sello. Después de iniciarse un ligero goteo, el sello mecánico deberá operar sin goteo

visible.

Siempre deberá haber circulación del líquido de bombeado a través de el alojamiento y las caras del sello. El tubing que conecta el sello mecánico con el tubo de succión del cabezal de descarga está instalado con este propósito.



SECCION IV

OPERACION

● ANTES DEL ARRANQUE

Antes de arrancar la bomba cheque lo siguiente:

- Que la válvula de descarga esté parcialmente abierta y el tubo de descarga esté conectado adecuadamente.
- Que los impulsores hayan sido ajustados durante la instalación y la flecha de la bomba gire libremente.
- Que todos los tornillos estén apretados.

● ARRANQUE

Seguir los siguientes pasos para el arranque:

a) Cierre el interruptor del arranque.

b) Observe que la bomba arranca fácilmente y gire sin vibración excesiva. Pare la bomba inmediatamente si hay dificultad en el arranque o vibración excesiva y estudie la sección V para determinar la causa probable.

● AJUSTE FINAL

Después que la bomba ha trabajado lo suficiente para apretar sus coples y limpiar el líquido bombeado de abrasivos, debe ser checado el ajuste de los impulsores nuevamente levantando 1/8" entre

los coples en motores de flecha sólida y una vuelta en la tuerca de ajuste en los motores de flecha hueca.

● PARADA

Cierre la válvula de la descarga lentamente y después pare el motor. Esto es para prevenir golpes de ariete en el sistema y evitar que el líquido regrese a través de la bomba.

SECCION V

MANTENIMIENTO

● MANTENIMIENTO PREVENTIVO

INSPECCION

Las bombas de lata Worthington están diseñadas para un largo trabajo libre de problemas con un mínimo de atención. Periódicamente se debe inspeccionar la caja de empaque para mantener goteo adecuado en la empaquetadura, revisar sus tornillos, evitar la excesiva vibración, la suciedad, así como la corrosión.

● LIMPIEZA

Quitar la herrumbre o corrosión con un cepillo de alambre fino y trapos. Si es necesario limpie todas las partes excepto los contactos eléctricos, humedeciendo los trapos o cepillo con un solvente apropiado.

● BOMBAS PROVISTAS CON SELLO MECANICO

Una bomba de este arreglo está construida con un sello mecánico con una camisa y puede ser removida como una unidad. (ver reparaciones página 10). Ninguna atención es requerida para ajuste excepto para un ligero goteo inicial. El sello deberá operar sin goteo visible.

● BOMBAS PROVISTAS CON CAJA DE EMPAQUE

Una bomba con este arreglo es construida normalmente con caja de empaque para camisa de flecha, jaula de sello, empaque, y prensa estopas. Ninguna atención o ajuste es requerido adicional al cuidado de la caja de empaque. En ninguna circunstancia el prensa estopas debe

impedir el goteo absoluto. Esto acortaría la vida de trabajo del empaque y rayaría la camisa de la flecha. El mejor resultado es apretar los empaques con el prensa estopas ajustando las tuercas hasta permitir un goteo libre durante el período de arranque o después de cambiar el sello mecánico. Reduzca el goteo gradualmente apretando las tuercas del prensa estopas. Continúe apretando hasta tener un conteo normal (de 40 a 60 gotas por minuto).

● MANTENIMIENTO CORRECTIVO

PROBLEMAS DE OPERACION Y CAUSAS QUE LO MOTIVAN.

- La bomba no arranca, debido a:
 - Bajo voltaje.

- b) Circuito eléctrico incompleto (prueben todas las fases).
- c) Motor defectuoso.
- d) Los impulsores rozan contra los tazones debido a un mal ajuste.

- La bomba no saca líquido. Esta falla puede ser motivada por:

- a) Baja velocidad de la bomba (voltaje o frecuencia insuficientes)
- b) Rotación incorrecta.
- c) La presión de descarga puede exceder la de diseño.
- d) Cuerpos extraños atorados en las vías de agua.
- e) Insuficiente carga neta positiva de succión. (NPSH)
- f) La flecha está rota.

- Caudal insuficiente; esto puede ser causado por:

- a) Baja velocidad.
- b) La presión de descarga puede ser mayor que la de diseño.
- c) Vías de agua parcialmente obstruidas.
- d) Impulsores sueltos.
- e) Vapor o aire que entran al cono de succión.
- f) Insuficiente carga neta positiva de succión (NPSH).

- La bomba trabaja en seco después de arrancar. La bomba puede trabajar en seco después de arrancar si el nivel del líquido está bajo de la succión de la bomba. Esto puede ocurrir cuando la cantidad del líquido a bombear es menor que la capacidad de la bomba.

- La bomba sobrecarga el motor. Esto puede ser causado por:

- a) El punto de operación de la curva puede ser distinto del de diseño.
- b) El líquido bombeado tiene una gravedad específica diferente para el cual fue seleccionada la bomba.
- c) Bajo voltaje o motor defectuoso.
- d) Impulsores rozando en los tazones por mal ajuste.

- La bomba vibra. Esta vibración puede ser causada por:

- a) Chumaceras desgastadas.
- b) Alineamiento incorrecto.

- c) Cimentación carente de rigidez.
- d) Impulsores corroidos o parcialmente atascados provocando el desbalanceamiento.
- e) Aire o vapor que entran por la succión.
- f) Esfuerzo debido al desalineamiento de la tubería.

● DESGASTE EXCESIVO

Puede ser causado por:

- a) Arena u otros abrasivos que entran por la succión.
- b) Vibración si no se corrige inmediatamente.

CORROSION. Esta puede ser causada por impurezas en el líquido bombeado, o por el tipo de éste. La corrosión puede ser disminuída con el uso de acero inoxidable, bronce o partes de acero monel que pueden ser suministradas para necesidades especiales.

● REPARACIONES

● SELLO MECANICO

Si se usa sello mecánico prepárese en la siguiente manera.

- a) Coloque el ajustador de la camisa sobre la camisa de la flecha.
- b) Quitar todos los tornillos del cople y extraer el espaciador de entre los coples. Aflojar el prisionero del cople del motor para deslindar éste hacia abajo.
- c) Desenroscar la tuerca del cople y quitarlo.
- d) Quitar el cople del motor y su cuña.
- e) Quitar cualquier tubería de conexión conectado al prensaestopas del sello mecánico.
- f) Quitar todos los tornillos que detienen el prensaestopas y deslice éste junto con la camisa y sello hacia afuera.

- Desensamblar, inspeccionar, reparar y reensamblar el sello de acuerdo con las instrucciones del fabricante.

- a) Ensamblar nuevamente la camisa completa con el sello y el prensaestopas sobre la flecha.
- b) Atornillar el sello y el prensaestopas en su posición.
- c) Reensamblar el cople y ajustar la flecha en la posición deseada según instrucciones en la Sección III.
- d) Fijar la camisa a la flecha de la bomba y su retén.
- e) Para datos especiales del sello consultar las instrucciones del fabricante

● CAJA DE EMPAQUE

Cuando se reinstalen los empaques en la caja de empaques, se encontrará que los anillos darán su mejor resultado. Sin embargo, cuando los anillos deben ser formados para stock, corte todas las puntas cuidadosamente para unir a tope de la manera más adecuada para prevenir desgarres en las puntas. Cada nuevo anillo deberá ser insertado lo más posible dentro de la caja de empaque por medio del prensa estopas. Las juntas deberán estar escalonadas a 180° del anillo anterior. La camisa debe estar detenida en su lugar por medio de prisioneros o cuñas y anillos de presión. Se suministra un anillo "O" para prevenir el aire o goteo de líquido sobre la camisa de flecha. Si hay goteo en la camisa, el anillo "O" debe ser reemplazado.

● BOMBAS

La reparación de las bombas consiste en sacarla y desensamblarla en un lugar adecuado para reemplazar las partes defectuosas. Desensamblar la bomba en la siguiente manera:

- a) Desconectar todas las conexiones eléctricas del motor para quitar éste. Esto debe hacerlo un electricista calificado
- b) Quitar los tornillos del cople del motor.
- c) Quitar los tornillos de seguro del motor.
- d) Con un cable enganchar el motor y levantarlo verticalmente, hasta que salga el cople del motor.

- e) Colocar el motor en un soporte adecuado para evitar que se maltraten el cople y la flecha.
- f) Desconectar el tubo de descarga de la bomba.
- g) Quitar los tornillos de seguro de la lata.
- h) Colocar un cable en el cabezal de descarga y levantar la bomba verticalmente hasta que la succión quede completamente libre.
- i) Colocar la bomba horizontalmente en un soporte apropiado para desensamblar.
- j) Si está equipado con sello mecánico (ver página 8)
- k) Quitar las conexiones de la caja de empaque.
- l) Quitar el prensaestopas (234) quitando las tuercas (232)
- m) Quitar la caja de empaques (230) quitando los tornillos (208)
- n) Quitar los empaques (236) de la caja.
- o) Quitar el tubo de columna del cabezal de descarga quitando los tornillos (190)
- p) Deslizar por la flecha superior (256) el cabezal de descarga.
- q) Desconectar la flecha superior de la flecha de línea si la hay (101) desenroscando el cople (2) en el sentido de las manecillas del reloj. Las cuerdas son izquierdas.
- r) Desconectar el tubo de columna del primer cople si lo hay. Baje el cabezal y sepárelo de la flecha.
- s) Desconectar el tubo de columna si lo hay del cuerpo de tazones.
- t) Deslizar hacia afuera la tubería de columna, hasta dejar descubierto el cople.
- u) Desconectar la flecha de línea del cople.
- v) Colocar el cuerpo de tazones en un lugar espacioso y apropiado y desensamble como se describe en el Boletín No. WM-11, WM-23 y WM-29.

NOTA:

Estar seguro de tener en un cuarto un espacio limpio suficiente para ir colocando las partes que se van desensamblando.

Limpiar todas las partes completamente con un solvente apropiado, limpiar la flecha de línea con un trapo húmedo en aceite y reensamble la bomba en la forma inversa al desensamble como se describe en (la página 8). Reinstalar la bomba según Sección III.

SECCION VI

LISTA DE PARTES

● GENERALIDADES

Los requerimientos para un stock de refacciones variará de acuerdo con la severidad de las condiciones de servicio, el programa anticipado de mantenimiento y el número de unidades instalado. Un mínimo de una refacción de cada parte accesible al desgaste deberá estar en stock, lo mismo que un juego completo de chumaceras y sellos.

● ORDENES DE REFACCIONES

Cuando ordene refacciones y

partes de reemplazo, siempre indique claramente el número de serie, tamaño y tipo de las bombas. Estos datos están en la placa de nombre. Esta información es esencial para que Worthington de México pueda identificar la bomba y fabricar las partes correctas. Dar el nombre y número de las partes listadas en la lista de partes de el dibujo seccional aplicable a las bombas (Dibujos Nos. y) y el libro de instrucciones del cuerpo de tazones, la cantidad requerida y cuando sea posible, los símbolos completos estampados en las piezas que se van a reemplazar. Las órdenes para refacciones deben ser enviadas a la compañía o

distribuidor Worthington más cercano.

● PARTES DE DEVOLUCION

Cuando desee regresar un material, debe informarse a la compañía de la forma más correcta de efectuarse y allí se le darán las instrucciones necesarias, para evitarse retardos innecesarios y cuando las partes nos sean regresadas se use el procedimiento correcto.

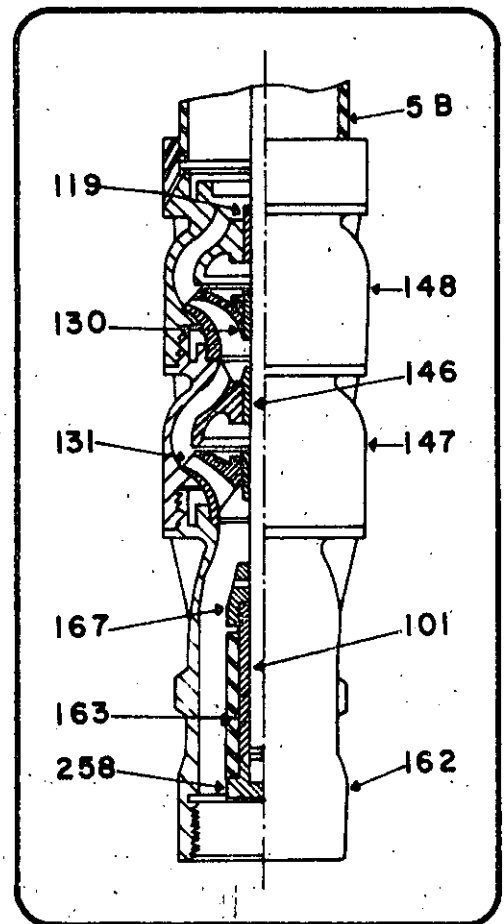
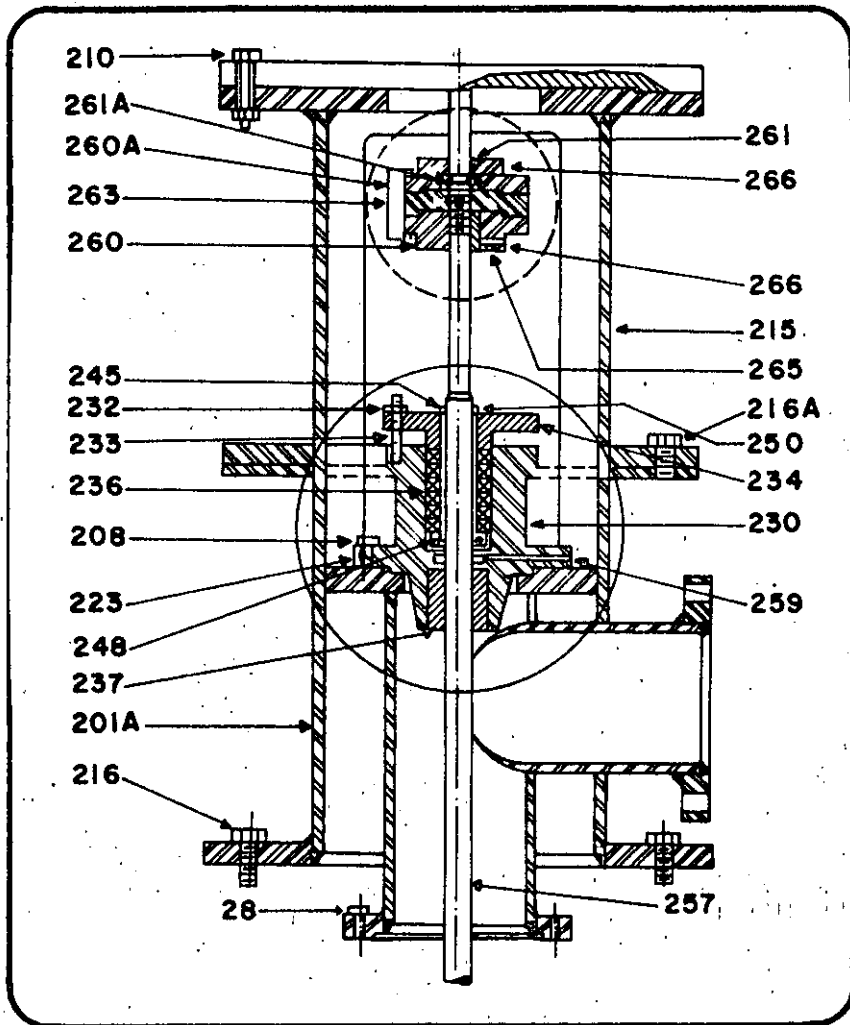
LISTA DE PARTES BOMBAS DE LATA

REF. No.	DESCRIPCION
2	Cople de flecha.
5	Tubo de columna bridado.
5B	Tubo de columna roscado.
28	Tornillos del tubo de columna.
101	Flecha de impulsores.
119	Buje del tazón superior
130	Buje del impulsor.
131	Impulsor.
146	Buje del tazón intermedio.
147	Tazón intermedio (con No. 146)
148	Tazón superior (con No. 119)
162	Cono de entrada. (con No. 163)
163	Buje del cono de entrada.
167	Capacete del cono de entrada.
190	Tornillos de los tazones.
210	Cabezal de descarga tipo T (con No.215).
201A	Cabezal de descarga tipo L (con No. 215).
208	Tornillo de la caja de empaques.
210	Tornillos de la base del motor.
215	Base del motor.
216	Tornillos del cabezal.
216A	Tornillos de la base del motor.
217	Junta del cabezal de descarga.
223	Junta de la caja de empaques.
232	Tuercas para los tornillos del prensa estopas.
230	Caja de empaques (con No. 237).
233	Espárragos del prensa estopas (con No. 232).
234	Prensa estopas normal
234A	Prensa estopas para sello mecánico.
236	Juego de empaques.
237	Buje de la caja de empaques.

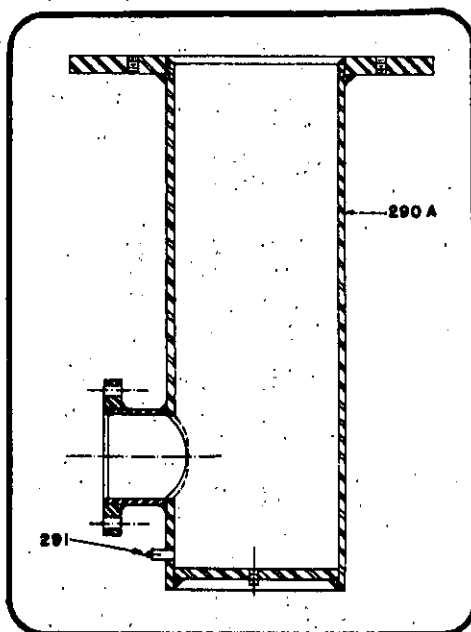
REF. No.	DESCRIPCION
242	Sello mecánico.
245	Camisa de flecha normal.
245A	Camisa de flecha para sello mecánico.
248	Anillo de sello de la camisa de flecha.
250	Prisionero de la camisa de flecha.
259	Tapón para tubo caja de empaques.
260	Mitad de cople lado bomba.
260A	Mitad de cople lado motor.
261	Cuña rectangular de la flecha del motor.
261A	Cuña circular de la flecha del motor.
262	Tornillos del prensa estopas para sello mecánico.
263	Tuerca del cople.
264	Tornillos con tuercas del acoplamiento.
265	Cuña rectangular de la flecha superior o de la flecha de la bomba.
266	Prisioneros de las mitades de cople.
267	Espaciador de cople
268	Tornillos con tuercas cople lado motor (con espaciado)
268A	Tornillos con tuercas cople lado bomba (con espaciador)
290	Lata tipo T
290A	Lata tipo L
291	Tapón de drenaje.
293	Anillo de sello del prensa estopas (para sello mecánico).
296	Retén de la camisa de flecha para sello mecánico.
297	Prisionero del retén de la camisa, para sello mecánico.
257	Flecha superior.
258	Tapón cono de entrada.

NOTA IMPORTANTE:

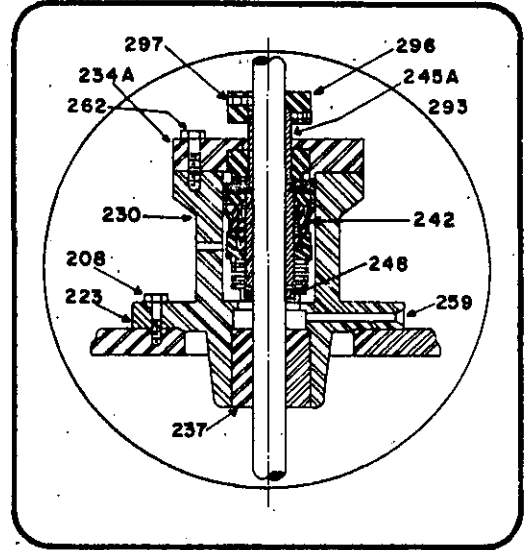
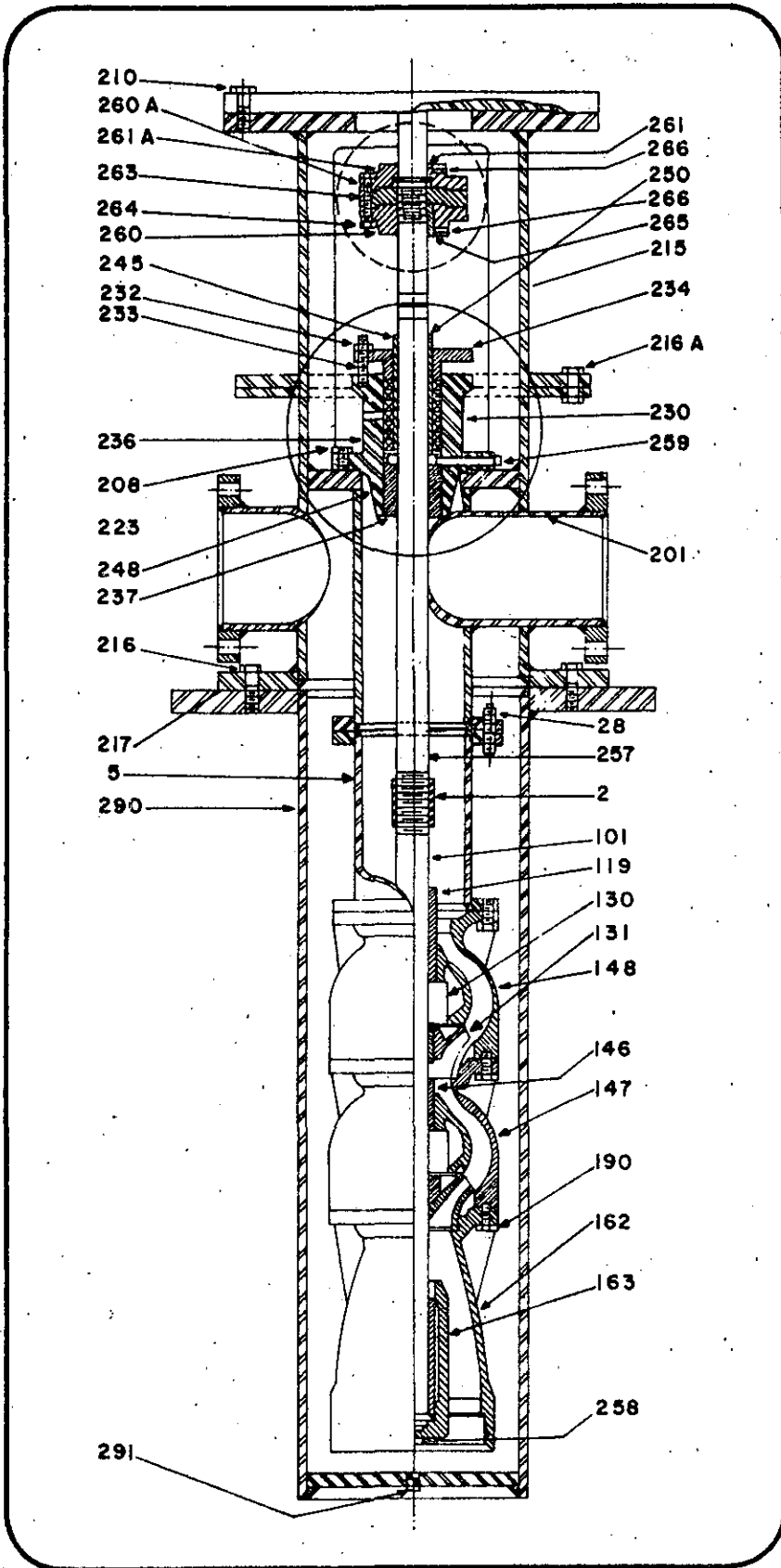
LA ROTACION DE ESTAS BOMBAS ES CONTRARIA A LAS MANECILLAS DEL RELOJ, VISTA DESDE LA PARTE SUPERIOR DEL MOTOR



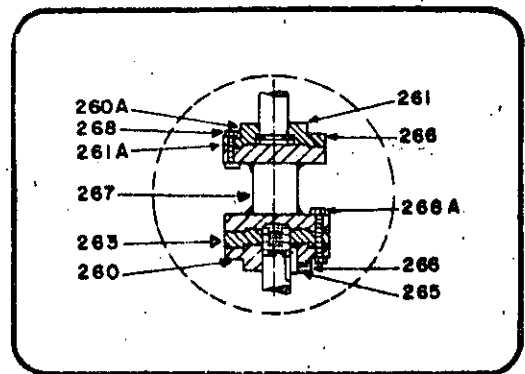
DETALLE PARA LAS BOMBAS DE LATA



DETALLE PARA LAS BOMBAS MAYORES DE 8" #



DETALLE "A"
SELLO MECANICO



DETALLE "B"
ACOPLAMIENTO



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

GOLPE DE ARIETE

M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA

SEPTIEMBRE, 1984

GOLPE DE ARIETE

I. INTRODUCCION

Se conoce con el nombre genérico de golpe de ariete a la serie de perturbaciones producidas en un conducto a presión por efecto de cambios bruscos de la velocidad del flujo y que consisten en variaciones violentas de la presión interior en la forma de ondas elásticas, que viajan a lo largo de la tubería modificando el estado de flujo permanente original. Las variaciones de la velocidad del flujo en un sistema hidráulico se deben a cambios del gasto como resultado de las maniobras en los órganos de cierre. En otros casos, el golpe de ariete se pueda presentar aún cuando efectivamente no se opere un órgano de control del flujo en el sistema, si bien la alteración que se produzca llega a conducir al mismo resultado.

En la operación de una planta hidroeléctrica es usual que ocurran perturbaciones del flujo establecido en sus conductos de alimentación y desfogue. Esto se debe a las variaciones de gasto en las máquinas por efecto de la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de consumo, o bien por el arranque o paro lento o brusco de las mismas perturbaciones semejantes se pueden presentar en los conductos de descarga de un sistema de bombeo por diversas condiciones de operación. La interrupción brusca del flujo de líquido puede ocurrir por efecto del cierre o apertura bruscos de las válvulas o por la interrupción repentina de energía eléctrica al motor o hasta por un desperfecto mecánico en el motor, en la bomba o en el grupo de bombas que integran el sistema.

Las maniobras en los órganos de control del flujo pueden ocasionar inicialmente ondas de presión positivas que producen aumentos de presión; las de apertura pueden ocasionar inicialmente ondas de presión de signo contrario; esto es, descensos de presión que después pueden combinarse. Las ondas de presión nacen en los puntos del sistema donde se produce la maniobra y se propagan a lo largo del conducto hasta el otro extremo, bifurcación o cambio de sección, donde se reflejan total o parcialmente. La onda reflejada puede conservar o cambiar el signo de acuerdo con la frontera donde se refleje, produciendo después combinaciones.

En una sección, como la entrada a una tubería alimentada por un recipiente, o donde la misma tubería se conecta a un pozo de oscilación, la reflexión se produce conservando su magnitud pero con signo contrario. En el extremo muerto de una tubería, esto es, donde hay una tapa ciega o una válvula totalmente cerrada, la onda de presión se refleja totalmente sin cambiar de signo.

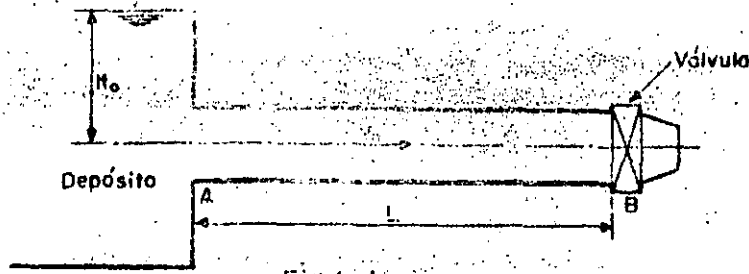


Fig. 1.1

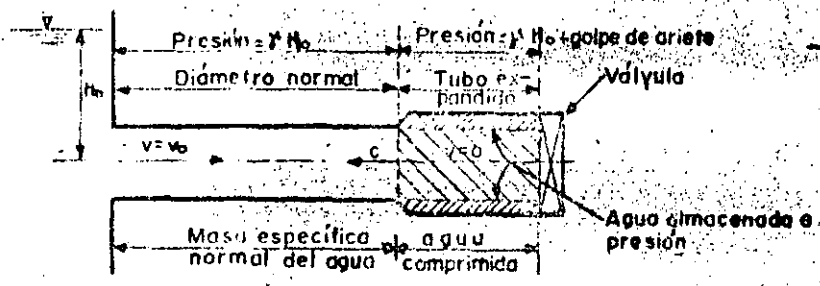


Fig. 1.2.— Fase directa. Frente de onda positiva hacia el depósito.

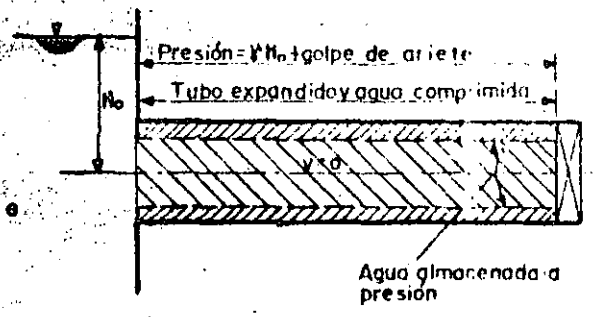


Fig. 1.3.— Fase directa. Frente de onda positiva llegando al depósito, $t = \frac{L}{a}$

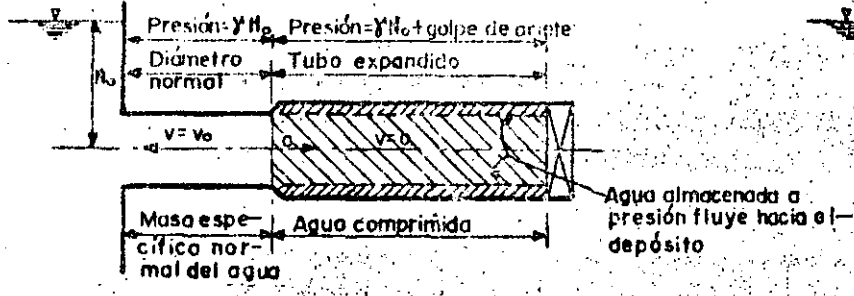


Fig. 1.4.— Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

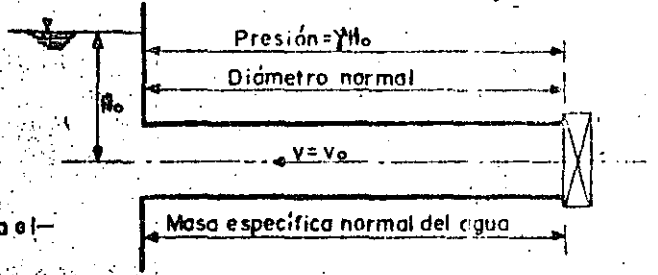


Fig. 1.5.— Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula, $t = \frac{L}{a}$

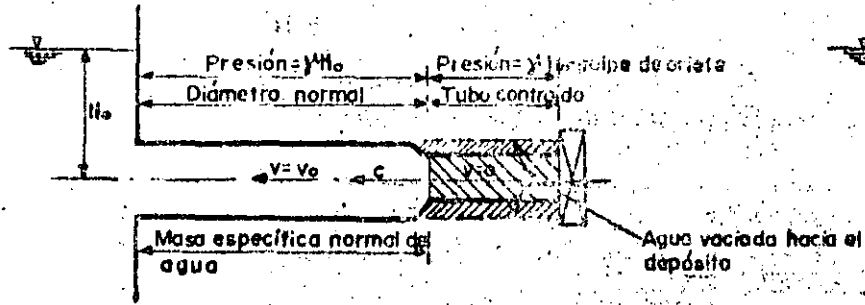


Fig. 1.6.— Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito.

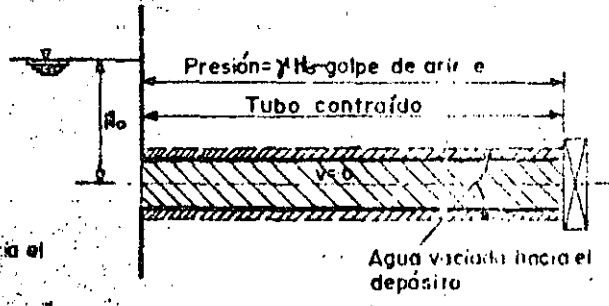


Fig. 1.7.— Fase inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito, $t = \frac{L}{a}$

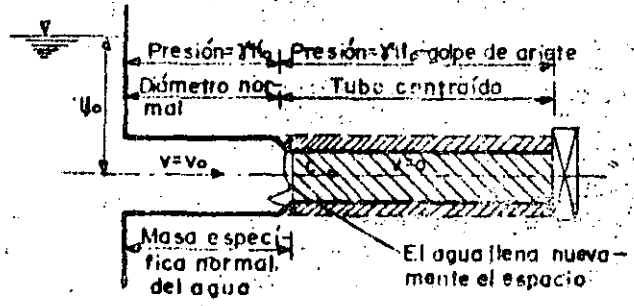


Fig. 1.8.— Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

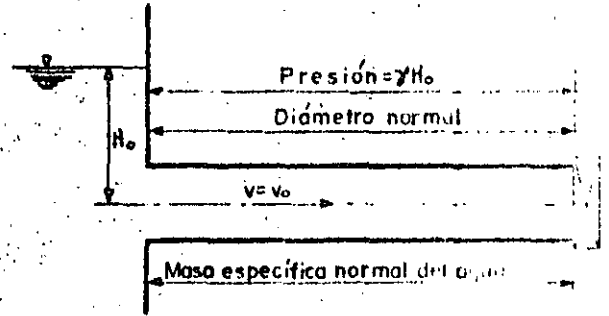


Fig. 1.9.— Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula, $t = \frac{L}{a}$

En los problemas hidráulicos es común considerar al flujo como permanente, esto es, que la velocidad media en cualquier sección transversal es la misma para cualquier instante. En el flujo no permanente la velocidad varía a lo largo del conducto y en cada instante. El golpe de ariete es un caso típico de este tipo de flujo, al cual también se le llama transitorio, debido a que se trata de una situación de flujo no permanente que ocurre durante el cambio de un estado permanente a otro permanente.

Descripción del fenómeno. Considere una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L y que es alimentada por un recipiente que contiene una gran masa de agua (fig. 1). Para modificar el régimen del escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo inferior de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación si no en forma gradual. Esto produce fuertes cambios de la velocidad y de la presión del líquido fluyente, los cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total de la válvula, la energía cinética del agua en la sección B es rechazada y transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de la presión hidrostática original que existe en el conducto para el régimen establecido. A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de deformación de las paredes del conducto y del líquido en la vecindad de la sección B. La conversión de energía cinética a energía elástica de deformación crea una onda de presión positiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad "a" próxima a la del sonido.

En la zona del conducto, aguas abajo del frente de onda, se modifican totalmente las condiciones originales. Por efecto del aumento de presión, las paredes del conducto se deforman y el líquido ocupa el espacio libre a gran presión; la porción líquida se comprime, con el consecuente incremento de su masa específica, y por último, su velocidad se reduce a cero (fig. 2). La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características originales del escurrimiento, velocidad V_0 y carga de presión hidrostática H_0 .

Este estado de deformación se extiende a lo largo del tubo con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que este llega al depósito, la totalidad de la tubería se encuentra deformada y llena de líquido en reposo, bajo una carga de presión adicional uniforme a lo largo del tubo (fig. 3).

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar la presión más allá de la sección A de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en ella registraría, en cualquier instante, la presión correspondiente a la carga H_0 . El líquido contenido en el

depósito actúa a manera de pantalla que refleja íntegramente la onda de presión y el líquido, almacenado en el espacio producido por la deformación de las paredes del tubo, empieza a expandirse por efecto de la subpresión producida por el frente de onda y fluye hacia el depósito con una velocidad V_0 idéntica a la original pero en dirección opuesta. Esto alivia las presiones nuevamente a los valores de la carga hidrostática H_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección a la válvula, facilitando el retorno de las paredes del conducto a su estado original (fig. 4).

En el instante $t = \frac{2L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática H_0 y el líquido se mueve con velocidad V_0 hacia el depósito (fig. 5). Esta primera serie de eventos se llama fase directa o golpe directo.

El líquido continúa fluyendo hacia el depósito con la consecuente caída de la carga de presión por debajo de la hidrostática H_0 y con una magnitud igual a la producida al iniciarse el fenómeno. Esto ocasiona una onda de presión, ahora de carácter negativo, que se transmite hacia el depósito con la misma rapidez que la positiva y que contrae las paredes del conducto anulando la velocidad del líquido en la zona aguas abajo del frente de onda (fig. 6).

En el instante $t = \frac{3L}{a}$ en que el frente de onda negativa alcanza el

depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de la hidrostática, el conducto se ha contraído a menos del diámetro inicial y el agua se ha expandido con densidad menor que la original (fig. 7) y con velocidad igual a cero.

Cuando se ha producido la reflexión de la onda en el depósito, el líquido trata de recuperar nuevamente el espacio ocupado por las paredes del tubo en su nuevo estado de deformación y fluye del depósito a la válvula con velocidad V_0 . Esto alivia las presiones nuevamente al valor de b_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda en dirección a la válvula, retornando las paredes del conducto a su estado original (fig. 8).

En el instante $t = \frac{4L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra con las mismas características antes de realizarse el cierre de la misma (fig. 9). A esta segunda serie de eventos se le llama fase inversa o contragolpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos antes descrita y de no ser por la disipación de energía en la forma de calor producida por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por siempre indefinido. Obsérvese que la duración de las fases directa o inversa es idéntica.

rico a igual al intervalo de tiempo $T = \frac{2L}{a}$. Este intervalo de tiempo se

en la literatura técnica indistintamente con los términos: "período del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" o "tiempo de reflexión". En adelante se usará el último término.

Una secuencia de eventos similar se observaría al cerrar la válvula A del sistema de bombeo mostrado en la figura 10, contra el flujo proporcionado por la bomba con velocidad de rotación constante. La primera onda de presión generada viaja de la válvula A hacia la bomba.

Si en el sistema hidráulico mostrado en la fig. 1 se abre la válvula B, se observa una serie de eventos semejantes pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar con una onda de presión positiva.

Con el cierre de la válvula B del sistema hidráulico mostrado en la fig. 10 se observa una serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de perturbaciones ilustradas en las figs. 6 a 9. De este modo, se invierte el orden de los eventos con respecto a los ocurridos al cerrar la válvula del sistema hidráulico de la fig. 1 ya que el fenómeno se inicia con la fase inversa para continuar con la fase directa.

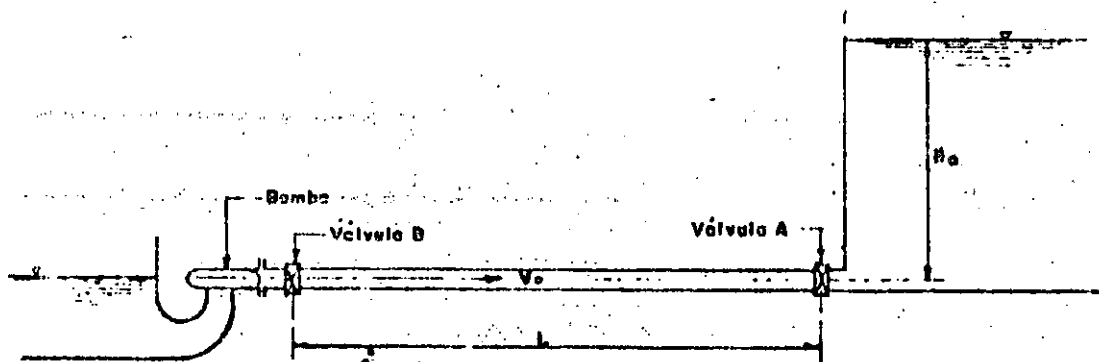


Fig. 1.10. Sistema de bombeo.

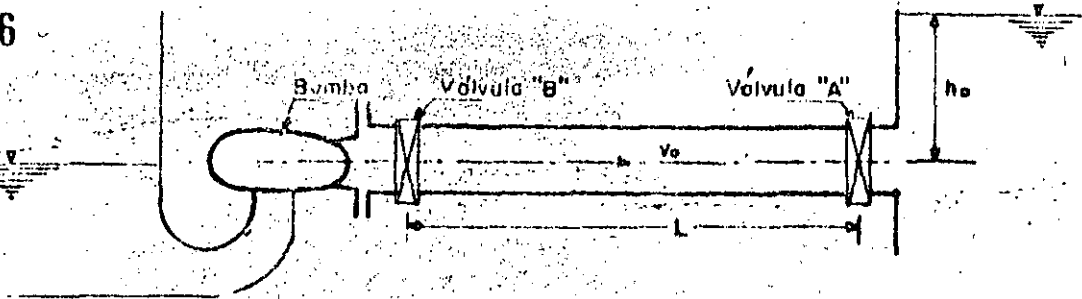


Fig. 1.10 - Sistema de bombeo

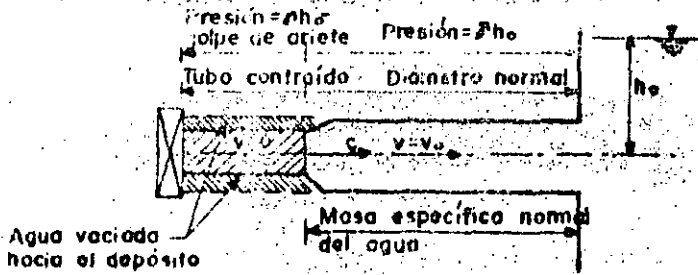


Fig. 1.11 - Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito

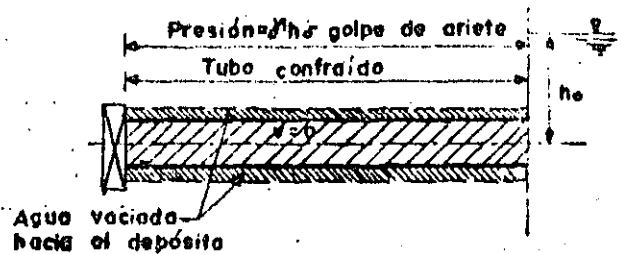


Fig. 1.12 - Fase inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito $t = \frac{L}{c}$

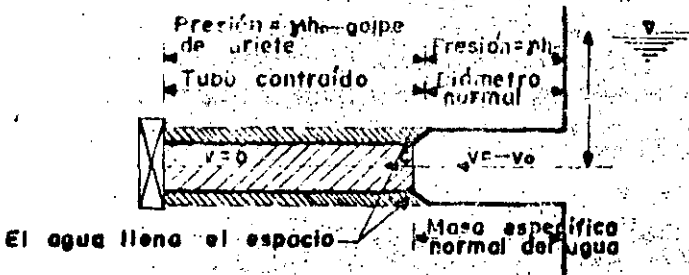


Fig. 1.13 - Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

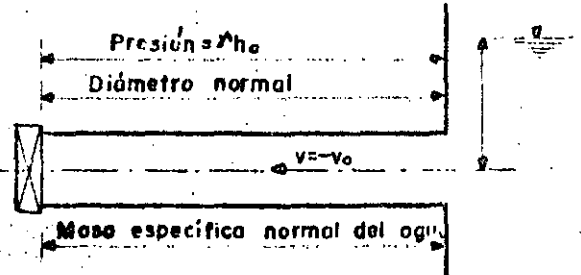


Fig. 1.14 - Fase inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula $t = \frac{2L}{c}$

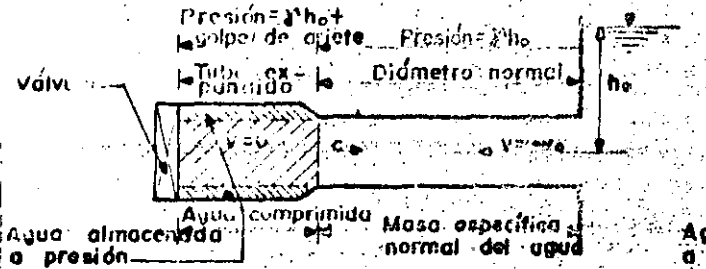


Fig. 1.15 - Fase directa. Frente de onda positiva hacia el depósito

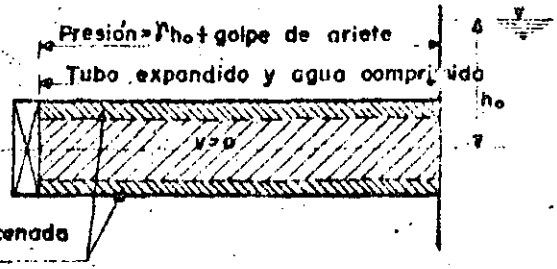


Fig. 1.16 - Fase directa. Frente de onda positiva llegando al depósito $t = \frac{L}{c}$

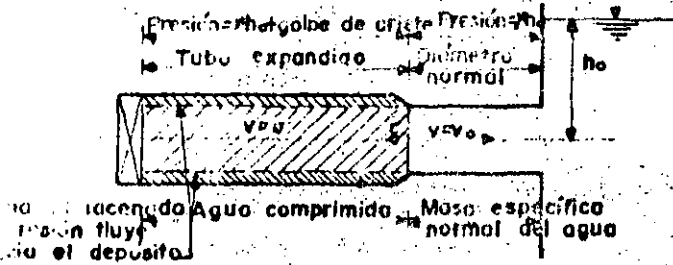


Fig. 1.17 - Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

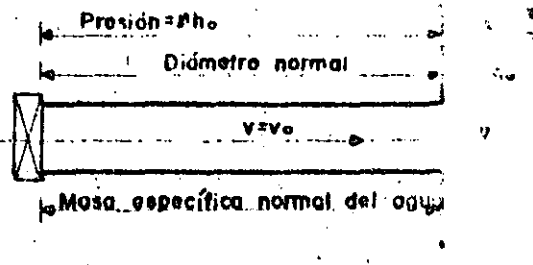


Fig. 1.18 - Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula $t = \frac{2L}{c}$

2. TEORIA GENERAL

Con el fin de exponer los puntos básicos de la teoría general considérese un tubo circular de diámetro y espesor constantes, como se muestra en la figura 11, el cual es alimentado por un recipiente cuya superficie libre no varía y cuyo gasto se controla con un obturador colocado en el extremo final.

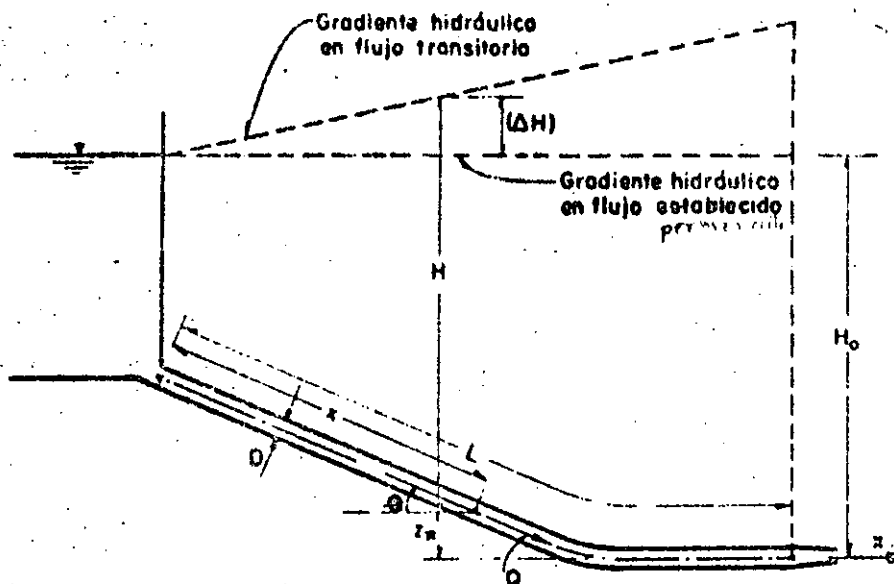


Fig. 11. Derivación de las ecuaciones generales

Se utilizará la siguiente nomenclatura

- D diámetro del conducto, en m
- L longitud del conducto, en m
- e espesor del conducto, en m
- A área de la sección del mismo, en m^2
- g aceleración de la gravedad en m/s^2
- x distancia desde la entrada del tubo a una sección cualquiera; en m
- z desnivel entre la válvula y esa sección, en m

- ρ densidad del líquido, en $\text{kg seg}^2/\text{m}^4$
- γ peso específico del líquido, en kg/m^3
- p presión en la sección, en kg/m^2

$H = \frac{p}{\gamma} + z$ carga en m de columna del líquido en la sección x y en el instante t.

H incremento de H, en m

V velocidad del líquido en la sección x y en el instante t, en m

Q gasto de líquido, en m^3/seg

a celeridad de la onda de presión, en m/seg

$T = \frac{2L}{a}$ tiempo necesario para que la onda de presión viaje de la válvula al recipiente o viceversa, en seg.

t_L tiempo de duración de la maniobra en el órgano de cierre, en seg.

h_f pérdida de carga por fricción, en m

E_w módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2

E_t módulo de elasticidad del tubo, en kg/m^2

Se admiten además las siguientes hipótesis:

- 1) El líquido es un medio susceptible de deformación, $\frac{d\rho}{dt} \neq 0$
- 2) El tubo se deforma elásticamente por las variaciones de presión, $\frac{dE_t}{dt} \neq 0$
- 3) La celeridad "a" con que se propagan los disturbios es mucho mayor que la velocidad V del líquido; o sea $a \gg V$.
- 4) Las características hidráulicas p y V corresponden a los valores medios, - con distribución uniforme de velocidades en cada sección ($\alpha = \beta = 1$).
- 5) Las presiones en cualquier sección son siempre mayores que las de vaporización, sin presentarse separación de la columna.
- 6) El tramo de tubería en que se aplica la teoría posee un diámetro constante.

La ecuación diferencial de la energía para un flujo no permanente unidimensional de una vena líquida, en que se ha tomado en cuenta la hipótesis 4, es:

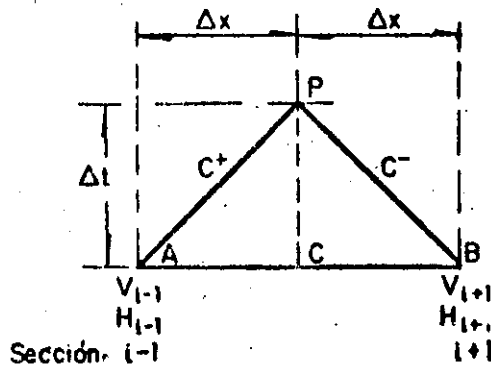


Fig 15. Notación para el método de diferencias

3.2 : Ecuaciones fundamentales

Existe una solución analítica exacta de las ecuaciones diferenciales del golpe de ariete (1) y (9); si se desprecia el término de fricción. Esta solución conduce a un sistema de dos ecuaciones en las que intervienen dos funciones de x y de t representativas del fenómeno. Estas funciones, valuadas para un mismo punto, tienen la propiedad de que su suma es cero cuando sus argumentos difieren un intervalo de tiempo $T = 2L/a$. Este intervalo es el conveniente para que la onda efectúe un recorrido de ida y vuelta en la tubería y se suele utilizar, por consiguiente, como unidad de medida del tiempo en la solución.

Con esta consideración se deducen las ecuaciones conjugadas de Angus, que permiten calcular la carga de presión en una sección dada de la tubería, en cualquier instante, si se conocen las cargas y los gastos en otra sección para dos instantes diferentes pero ligados entre sí, de acuerdo con la distancia entre las dos secciones y la velocidad de propagación de la onda.

A partir de las ecuaciones conjugadas de Angus, se pueden deducir las ecuaciones en cadena de Allievi que son válidas solo para calcular la carga de presión en la válvula. El procedimiento consiste en generar un sistema de ecuaciones de solución simple encadenada, que se resuelve tomando en consideración las condiciones de frontera extremas. Conocidas las condiciones en la válvula, con las ecuaciones conjugadas se calculan las condiciones para cualquier punto intermedio de la tubería.

De las gráficas de las oscilaciones de presión (problema 1) se observan dos zonas perfectamente definidas. La primera que corresponde al intervalo de tiempo $t < t_c$ y que se llama "zona de excitación". La segunda que corresponde a instantes $t > t_c$ y que se conoce como "zona de oscilación pendular". Si se tomaran en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería, en esta última zona se observaría la amortiguación del fenómeno.

En esta solución se tratan las ecuaciones simplificadas del golpe de ariete; esto es, se desprecia la pendiente geométrica del conducto, así como los términos en las derivadas parciales de orden pequeño y la fricción.

Se consideran dos secciones C y D de una tubería, localizadas por medio de sus coordenadas x_C y x_D respectivamente y tres instantes diferentes t_0 , t_1 y t_2 , medidos como una fracción del intervalo de tiempo $T = 2L/a$, de modo que $t_0 = hT$, $t_1 = iT$ y $t_2 = jT$ (fig 16).

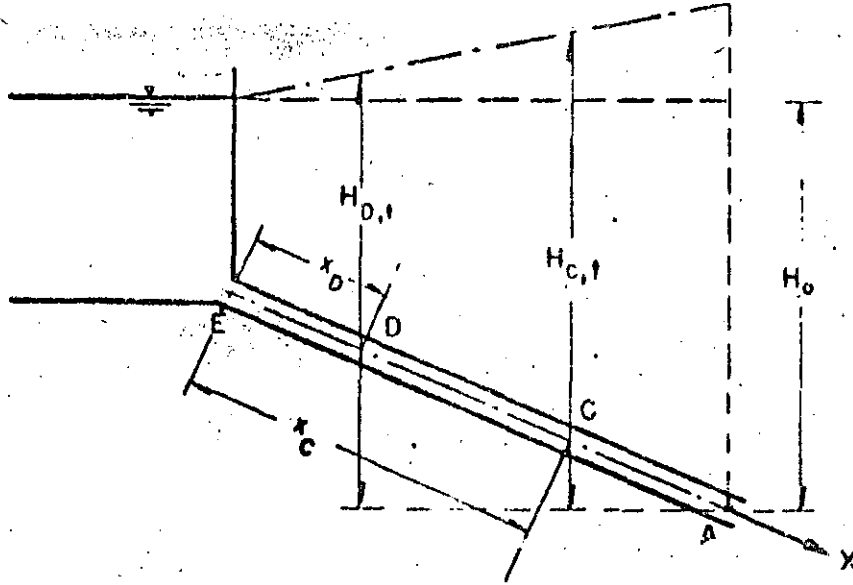


Fig 16

Las ecuaciones conjugadas de Angus se obtienen de las ecs. (24) y (26) al eliminar el término de fricción, y son

$$H_{C,h} - H_{D,i} = \frac{a}{gA} (Q_{C,h} - Q_{D,i}) = \frac{a}{g} (V_{C,h} - V_{D,i}) \quad (30)$$

$$H_{C,j} - H_{D,i} = -\frac{a}{gA} (Q_{C,j} - Q_{D,i}) = -\frac{a}{g} (V_{C,j} - V_{D,i}) \quad (31)$$

donde los subíndices h y j representan los instantes:

$$h = i - \frac{x_C - x_D}{2L} \quad \text{y} \quad j = i + \frac{x_C - x_D}{2L}$$

Las ecs. (30) y (31) escritas en forma adimensional son

$$h_{C,h} - h_{D,i} = \frac{aV_0}{gH_0} (v_{C,h} - v_{D,i}) \quad (32)$$

$$h_{C,j} - h_{D,i} = -\frac{aV_0}{gH_0} (v_{C,j} - v_{D,i}) \quad (33)$$

Las ecuaciones conjugadas permiten el cálculo de la carga de presión en una sección D para el instante i, si se conoce la misma en un punto C para los instantes h y j antes y después de i y el cambio de velocidad en ambas secciones para los mismos instantes.

Es más, si se conoce la variación de velocidades en una sola sección, por ejemplo la C, al sumar las ecs. (30) y (31) o (32) y (33) resulta:

$$H_{C,h} + H_{C,j} - 2H_{D,i} = \frac{a}{g} (V_{C,h} - V_{C,j}) = \frac{a}{gA} (Q_{C,h} - Q_{C,j}) \quad (34)$$

o bien

$$h_{C,h} + h_{C,l} - 2h_{D,l} = \frac{aV_o}{aH_o} (v_{C,h} - v_{C,l}) \quad (35)$$

Generalmente se conoce la variación de gastos en la sección A que coincide con la válvula, al conocer la ley con que se efectúa la maniobra del órgano de cierre. En ese caso, es suficiente con cambiar el subíndice C por A en las ecuaciones anteriores. Por ejemplo

$$H_{A,h} + H_{A,l} - 2H_{D,l} = \frac{a}{gA} (Q_{A,h} - Q_{A,l}) \quad (36)$$

En el § 3.º se presenta un ejemplo de desarrollo de estas ecuaciones.

Para calcular la variación de cargas de presión en la sección A de la válvula, es suficiente considerar que C y D coinciden con A y E respectivamente, esto es $x_C = L$ y $x_D = 0$, por lo que, omitiendo el índice que señala la sección en las ecuaciones conjugadas y tomando en consideración que $H_E = H_o$ en cualquier instante, se obtiene

$$H_l + H_{l-1} - 2H_o = \frac{a}{gA} (Q_{l-1} - Q_l) \quad (37)$$

o bien

$$\frac{H_l}{H_o} + \frac{H_{l-1}}{H_o} - 2 = \frac{aQ_o}{gAH_o} \left(\frac{Q_{l-1}}{Q_o} - \frac{Q_l}{Q_o} \right) \quad (38)$$

Esta ecuación es válida solo para la válvula y permite generar un sistema de ecuaciones cuya solución es factible si se conoce la ley con que se efectúa la maniobra. En realidad representa un sistema de ecuaciones con solución en cadena, al adoptar valores crecientes con incrementos siempre iguales a 1.

Si el órgano de cierre se encuentra en el extremo final de la tubería, se puede incluir, dentro de la ecuación de Allievi, la condición de frontera correspondiente. Para ello es conveniente introducir los siguientes parámetros adimensionales:

$\xi_l^2 = H_l/H_o$, llamada relación de cargas de presión, y $e = aV_o/2gH_o = aQ_o/2gH_o A$, llamada característica de la tubería. La condición de frontera es entonces $Q_l/Q_o = \tau_l \xi_l$, por lo tanto, la ecuación de Allievi resulta

$$\xi_l^2 + \xi_{l-1}^2 - 2 = 2e (\tau_{l-1} \xi_{l-1} - \tau_l \xi_l) \quad (39)$$

Para la solución en cadena es más conveniente despejar a ξ_l

$$\xi_l = -e\tau_l + \sqrt{(e\tau_l)^2 + 2(1 + e\tau_{l-1}\xi_{l-1}) - \xi_{l-1}^2} \quad (40)$$

El incremento de carga de presión en un instante l, como una fracción de la carga inicial, vale

$$\xi_l^2 - 1 = \frac{H_l - H_o}{H_o} \quad (41)$$

3.3 Condiciones de frontera

Para establecer la solución por el método de los planos anteriores, es necesario satisfacer las condiciones de frontera en las secciones extremas de la tubería para cualquier instante, y en cualquier sección intermedia, en el instante 0.

La condición de frontera en el extremo izquierdo de alimentación del tubo depende de la forma en que varíen el nivel del recipiente o la descarga de la bomba con el tiempo. En el extremo derecho, depende de la ley con que se efectúe la maniobra de la válvula.

La condición de frontera para un obturador es la relación entre la velocidad V del líquido, en la sección del tubo inmediatamente antes del obturador, la carga H en esa misma sección y A_G , el área libre de la válvula, todos para un mismo instante. Esta función es del tipo $V = f(A_G, H)$ y se establece independientemente del fenómeno, es decir, sobre la base de un flujo local permanente.

En el caso de una turbina Pelton, la condición de frontera queda regida por la válvula de aguja. Esta condición se generaliza a cualquier tipo de válvula o compuerta que descargue a la atmósfera. En cuanto a una turbina de reacción, la condición de frontera depende de la velocidad de rotación de la máquina y del grado de apertura de los vanos del distribuidor. Sin embargo, con objeto de simplificar la solución, se acepta considerará una condición de frontera semejante a la de una rueda Pelton:

El área $C_d A_G$ efectiva de la válvula es una función del tiempo y se conoce como "ley de la maniobra". El tiempo t_c que dura la operación de la válvula se llama "duración de la maniobra". Es costumbre representar la maniobra a través del "factor de cierre" τ .

Una válvula de aguja en una instalación con rueda Pelton abre rápidamente en un intervalo de tiempo de 2 a 5 seg. pero cierra lentamente, en un intervalo de 15 a 30 seg. No se alcanza una reducción rápida en la velocidad de la turbina por el movimiento de la aguja, sino más bien por medio del deflector de la válvula que desvía el chorro lejos del cangilón en tiempos de 2 a 6 seg. Sin embargo, esto no reduce los efectos del golpe.

En el caso de una turbina a reacción, los cierres se efectúan entre 2 y 5 seg y las aberturas entre 15 y 30 seg.

e) Válvula en el extremo derecho de un tubo que descarga a la atmósfera. La válvula se trata como un orificio. Con el subíndice g se señalan las condiciones para el flujo establecido, es decir, las correspondientes al instante inicial en el caso de un cierre, o al final de la maniobra en el caso de una apertura. La ecuación para el orificio es

$$\frac{V_{PN}}{V_g} = \tau \sqrt{\frac{H_{PN}}{H_0}} \quad (42)$$

donde el subíndice N indica la N -ésima sección N del tubo. $\tau = C_d A_G / (C_d A_G)_g$ recibe el nombre de "factor de cierre". En estas ecuaciones

- A área de la sección transversal del tubo, en m^2
- C_d coeficiente de gasto de la válvula
- A_G área libre de la válvula, en m^2

Actualmente existen pocos datos de pruebas sobre el flujo a través de válvulas y compuertas parcialmente abiertas. Parmakian (1955) presenta las características de descarga para las válvulas más importantes. Para ello, calculó el área abierta de la compuerta normal al eje del tubo y con esta determinó el área efectiva de la compuerta multiplicando el área abierta por el coeficiente de descarga correspondiente a la abertura en particular. En las figuras 17 y 18 se muestran las gráficas de variación del área efectiva de flujo para diferentes válvulas, como un porcentaje del área efectiva de flujo de la válvula totalmente abierta.

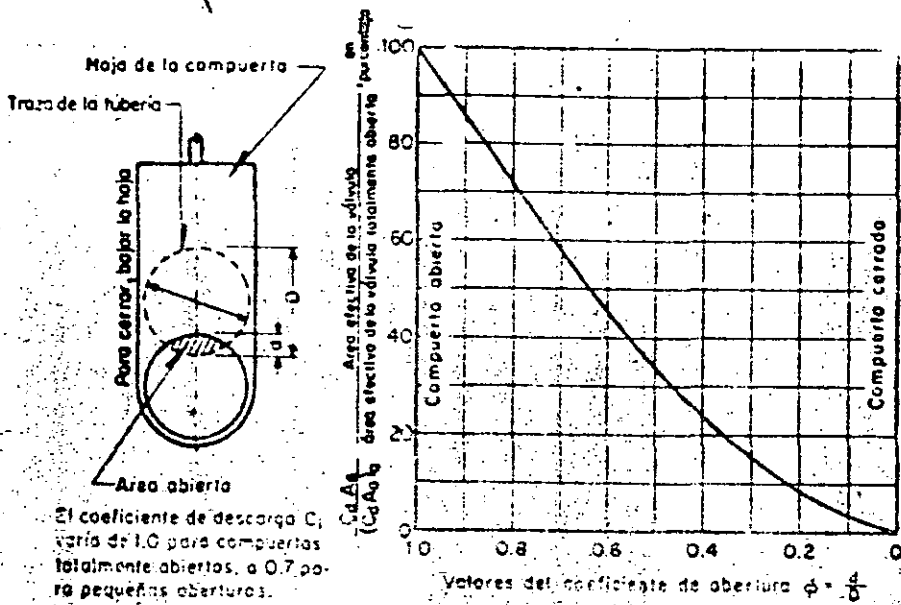


Fig 17 Factor de cierre de una compuerta de anillo deslizante

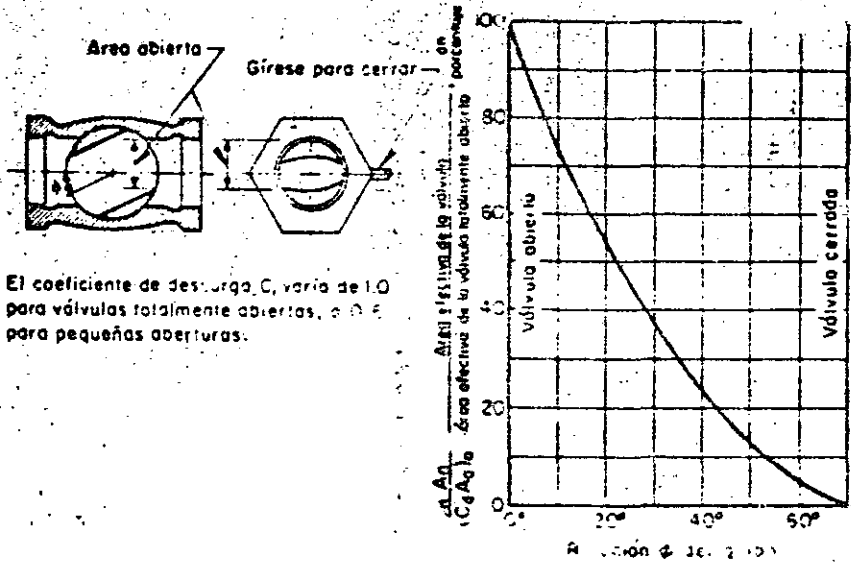


Fig 18 Factor de cierre de válvulas de mariposa

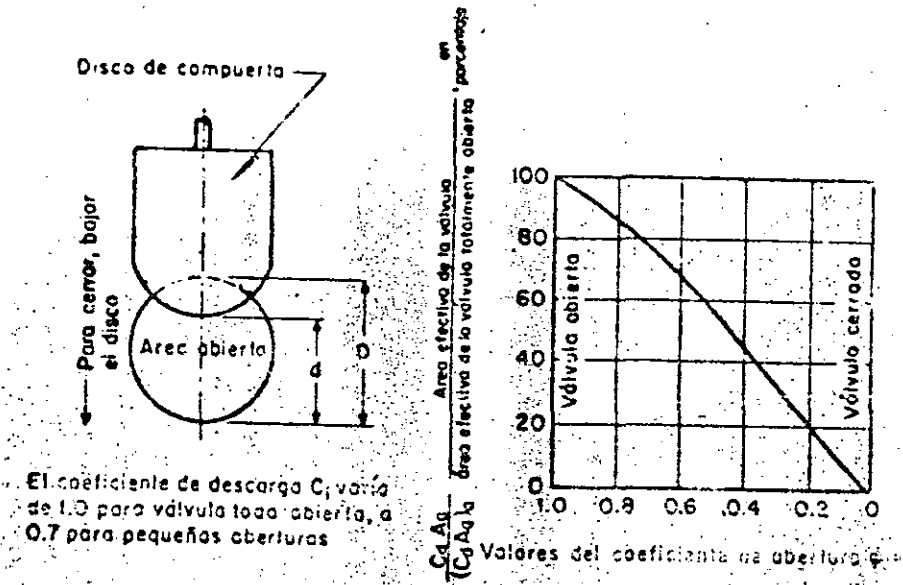


Fig 19 Factor de cierre de válvulas de compuerta

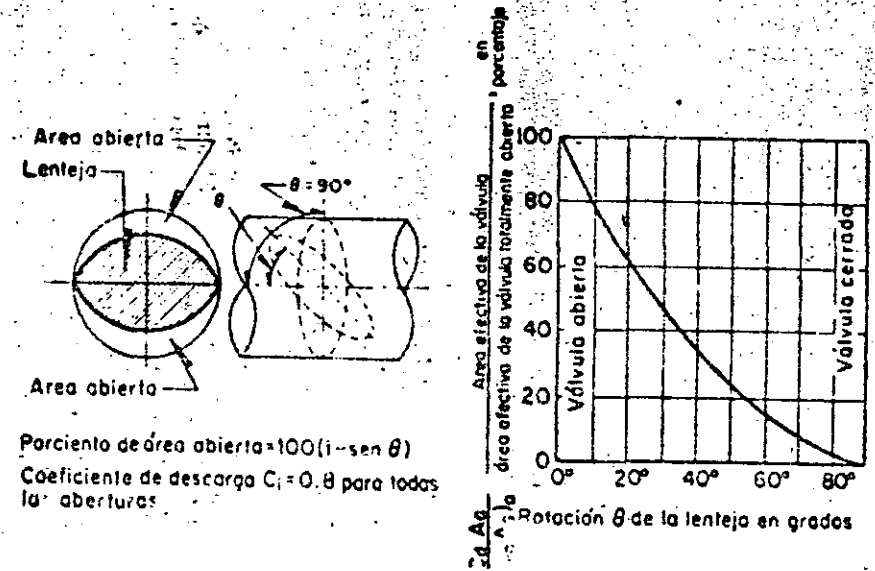


Fig 20 Factor de cierre de válvulas de mariposa

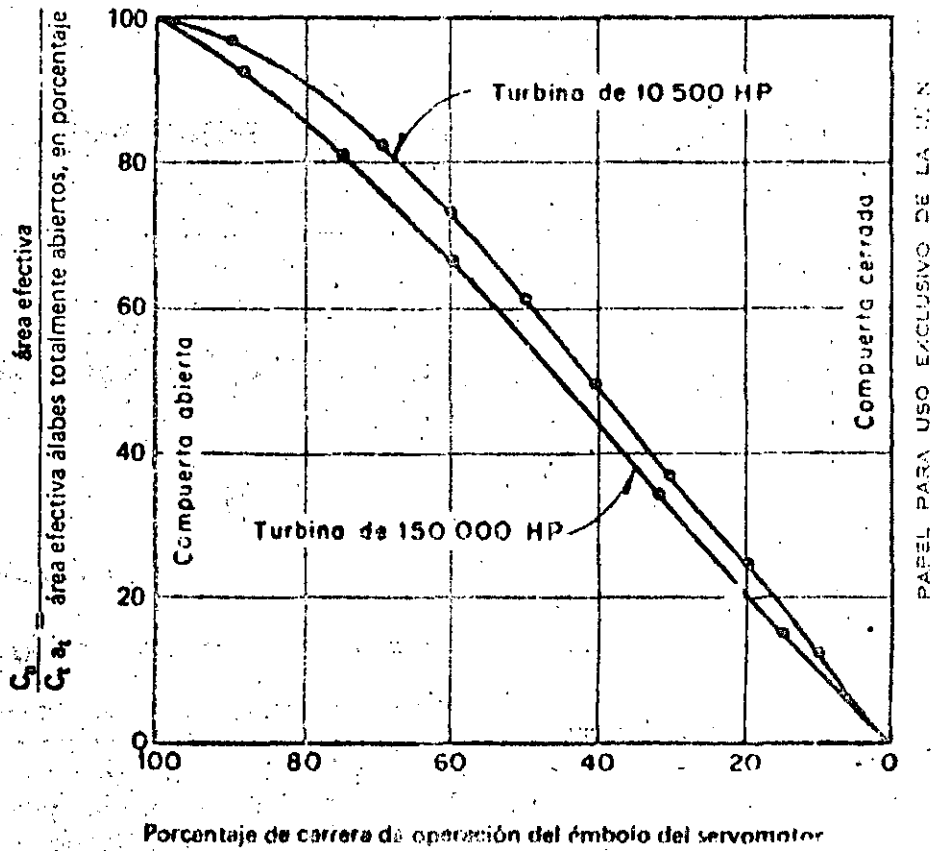
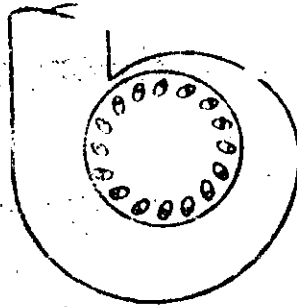


Fig. 2. Factor de cierre en álabes móviles de turbina

- ejemplo. Con $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ y $\mu = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. El tubo y espesor constantes como se muestra en la figura 22. En esta configuración la compuerta se cierra totalmente en 6 seg con la ley mostrada.

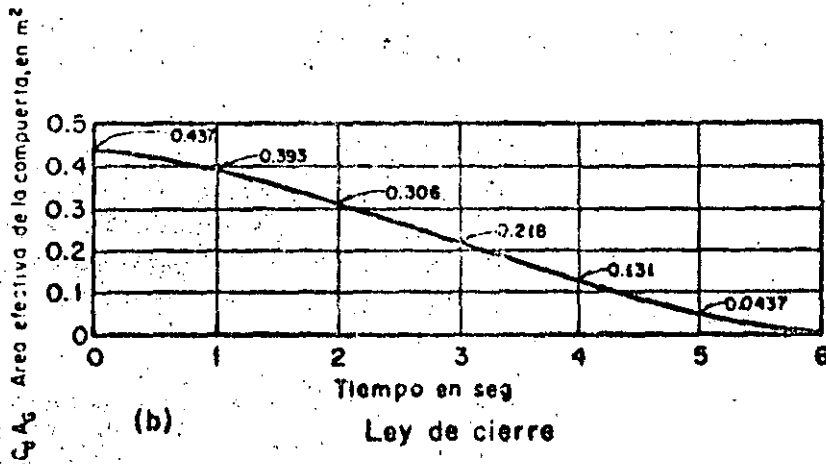
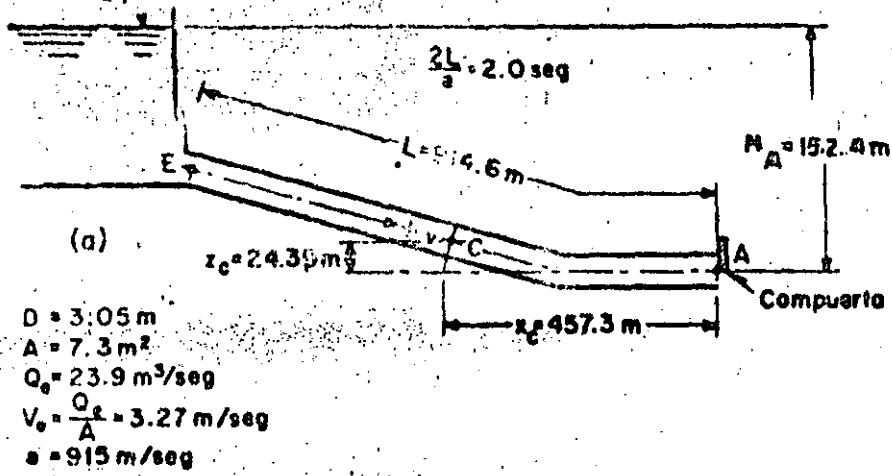


Fig 22

El intervalo de tiempo vale

$$T = \frac{2L}{c} = \frac{2 \times 914.6}{915} = 2 \text{ seg}$$

La característica de la tubería es:

$$c = \frac{a \cdot V_0}{2gH_0} = \frac{915 \times 3.27}{2 \times 9.8 \times 152.4} = 1$$

Con $(C_d A_g)_0 = 0.437 \text{ m}^2$ el factor de cierre τ_i tiene los valores

t_i , en seg	$i = t_i/T$	$(C_d A_g)_i$	τ_i
0	0	0.437	1
1	0.5	0.393	0.9
2	1	0.306	0.7
3	1.5	0.218	0.5
4	2	0.131	0.3
5	2.5	0.0437	0.1
6	3	0	0

De la ecuación en cada uno de Alievi, en la forma sin dimensiones, se obtiene

$$\xi_i = -\epsilon \tau_i + \sqrt{(\epsilon \tau_i)^2 + 2(1 + \epsilon \tau_{i-1} \xi_{i-1}) - \xi_{i-1}^2}$$

Esta ecuación se resuelve en la tabla siguiente al tomar, para i, valores crecientes de i, empezando en cero y en 0.5

i	τ_i	$\epsilon \tau_i$	$(\epsilon \tau_i)^2$	$2(1 + \epsilon \tau_{i-1} \xi_{i-1})$	$2(1 + \epsilon \tau_i) - \xi_{i-1}^2$	$\sqrt{2(1 + \epsilon \tau_i) - \xi_{i-1}^2 + (\epsilon \tau_i)^2}$	ξ_i	ξ_i^2	$\xi_i^2 - 1$	ΔH en m
0	0	1	1	—	—	—	1	1	0	—
2	1	0.7	0.49	1	4	3.49	1.868	1.168	0.384	55.5
4	2	0.3	0.09	0.8178	3.6352	2.3612	1.537	1.237	0.53	80.8
6	3	0	0	0.3711	2.7422	1.2122	1.101	1.101	0.212	32.3
8	4	0	0	0	2	0.7878	0.8878	0.8878	-0.2122	-32.3
10	5	0	0	0	2	1.2122	1.101	1.101	0.212	32.3

Para valores fraccionarios de i

1	0.5	0.9	0.81	1	4	3.81	1.852	1.052	1.108	0.108	18.2
3	1.5	0.5	0.25	0.9488	3.8930	3.038	1.7429	1.2429	1.5448	0.545	33.1
5	2.5	0.1	0.01	0.6214	3.2428	1.708	1.307	1.207	1.457	0.457	69.6
7	3.5	0	0	0.1207	2.2414	0.7844	0.8857	0.8857	0.7844	-0.2158	-32.9
9	4.5	0	0	0	2	1.2158	1.101	1.101	1.2158	0.2158	32.9

TABLA PARA USO EXCLUSIVO DE LA U.N.A.M.

Para determinar las oscilaciones de presión en el punto C conviene calcular los gastos en el punto A (con las cargas de presión antes calculadas), a partir de la ecuación

$$Q_i = Q_0 \tau_i \xi_i = 23.9 \tau_i \xi_i$$

Esto se encuentra en la tabla que sigue en la cual se sintetizan los resultados anteriores.

Len seg	i	τ_i	ξ_i	$\tau_i \xi_i$	ξ_i^2	$\xi_i^2 - 1$	$H_i = \xi_i^2 H_0$	$\Delta H_i = H_i - H_0$	Q_i m ³ /seg
0	0	1	1	1	1	0	162.4	0	23.90
1	0.5	0.9	1.052	0.9488	1.100	0.108	168.0	18.2	22.63
2	1	0.7	1.168	0.8178	1.304	0.384	207.9	55.5	19.54
3	1.5	0.5	1.2429	0.6215	1.545	0.545	235.5	83.1	14.86
4	2	0.3	1.237	0.3711	1.530	0.530	233.2	80.8	8.87
5	2.5	0.1	1.207	0.1207	1.457	0.457	222.0	69.6	7.88
6	3	0	1.101	0	1.212	0.212	184.7	32.3	0
7	3.5	0	0.888	0	0.784	-0.216	110.5	-32.9	0
8	4	0	0.888	0	0.788	-0.212	120.1	-32.3	0
9	4.5	0	1.101	0	1.218	0.218	185.3	+32.9	0
10	5	0	1.101	0	1.212	0.212	184.7	32.3	0

Para calcular los incrementos de las cargas de presión en el punto C, de la eq. 3.7 se obtiene

$$(\Delta H)_{C,i} = \frac{(\Delta H)_{A,i} + (\Delta H)_{A,j}}{2} - \frac{8}{2gA} (Q_{A,i} - Q_{A,j})$$

donde los instantes h y j son

$$h = l - \frac{X_C - X_D}{2L} = l - \frac{L/2}{2L} = l - 0.25$$

$$j = l + \frac{X_C - X_D}{2L} = l + \frac{L/2}{2L} = l + 0.25$$

Conviene entonces que l adopte los valores 0.25, 0.75, 1.25, 1.75, 2.25, 2.75, 3.25, 3.75, 4.25, 4.75, etc. con el objeto de utilizar los resultados anteriores:

El valor de la constante es

$$\frac{a}{2gA} = \frac{915}{19.6 \times 7.3} = 6.395$$

Los cálculos de las cargas de presión en C se sintetizan en la siguiente tabla

t	l	Q _{A,h}	(ΔH) _{A,h}	Q _{A,j}	(ΔH) _{A,j}	Q _{D,i}	(ΔH) _{D,i}	Q _{D,j}	(ΔH) _{D,j}	Q _{D,i}	(ΔH) _{D,i}
0.5	0.25	73.00	0	1.27	8.12	8.12	0	129.0	0	0	23.80
1	0.50	32.63	18.2	3.09	18.76	35.85	10.1	144.1	0.1	0.0078	22.62
1.5	0.75	19.84	55.6	4.09	29.99	69.30	30.3	167.3	18.2	1.267	18.27
2	1.00	14.85	83.1	5.08	38.24	81.65	43.7	171.7	38.4	3.081	11.77
2.5	1.25	11.50	90.8	5.98	30.31	75.20	30.8	164.9	43.9	3.433	5.44
3	1.50	8.87	82.6	2.80	18.42	80.95	32.5	160.5	37.1	2.901	-0.02
3.5	1.75	0	32.3	0	0	-0.3	-0.3	128.3	32.6	6.466	-5.47
4	2.00	0	-32.9	0	0	-32.6	-32.6	95.4	-0.3	-0.0235	-0.02
4.5	2.25	0	-32.3	0	0	0.3	0.3	128.3	-32.6	-2.548	2.56
5	2.50	0	32.6	0	0	32.6	32.6	180.6	0.3	0.0236	0.02
5.5	2.75	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
6	3.00	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
6.5	3.25	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
7	3.50	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
7.5	3.75	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
8	4.00	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
8.5	4.25	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
9	4.50	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
9.5	4.75	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02
10	5.00	0	32.3	0	0	0	0	180.6	0.3	0.0236	0.02

Para calcular los gastos en la sección D en cada instante, se usa, por ejemplo la ec. (34): de la cual se despeja Q_{D,i}

$$Q_{D,i} = Q_{A,h} - \frac{gA}{8} [(\Delta H)_{A,h} - (\Delta H)_{D,i}]$$

en que:

$$\frac{gA}{8} = \frac{9.8 \times 7.3}{8} = 0.0782$$

En las figuras 23 y 24 se presentan las gráficas de las variaciones de la carga de presión.

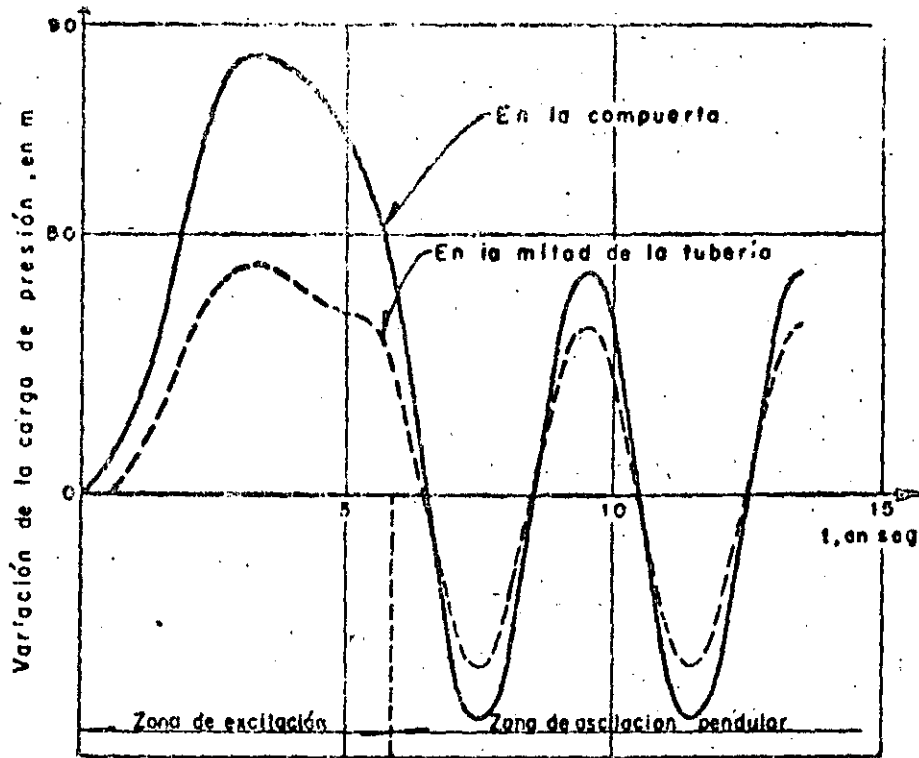


Fig 23 Variación de la carga de presión en la compuerta y en la mitad de la tubería

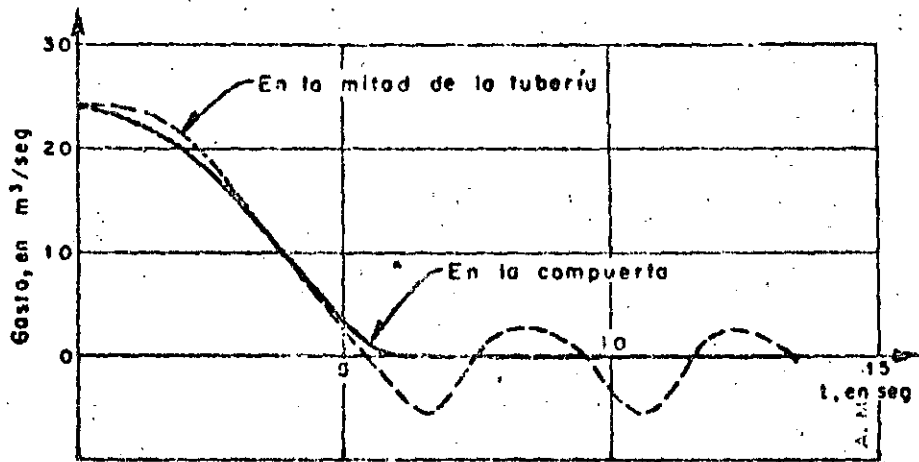


Fig 24 Variación del gasto en la compuerta y en la mitad de la tubería

3.4 Clasificación de las maniobras

Cuando la duración t_c de la maniobra en una válvula localizada en el extremo final de una tubería es menor o igual que el intervalo de tiempo T de la misma, la onda reflejada con signo contrario en el otro extremo de la tubería llega a la válvula después que en esta terminó la maniobra. Con ello, la onda reflejada no amortigua los efectos sino hasta después que ha ocurrido el máximo de presión en la válvula.

Una explicación semejante se tendría aun en el caso en que se llegara al extremo de hacer una maniobra brusca de la compuerta ($t_c = 0$), es decir que con $t_c < T$ los efectos son mayores y se presentan las máximas variaciones de presión en la tubería, cualquiera que sea la ley de la maniobra de la compuerta.

Este tipo de maniobra se llama "rápida" y se puede presentar en la práctica solo en algunos problemas de golpe de ariete. Cuando $t_c > T$, las ondas de presión se amortiguan y la maniobra se llama "lenta".

Puesto que la válvula se encuentra en el extremo final de la tubería, el incremento máximo de carga de presión en la compuerta para un cierre rápido se presenta en el instante $t = t_c$. Para su cálculo, basta hacer $t = t_c/T$ y $\xi_0 = 1$, $\tau_0 = 1$, $\tau_{tc} = 0$ en la ec C.8.10.10 y se obtiene

$$\xi_{tc}^2 - 1 = \frac{H_{tc} - H_0}{H_0} = 2e = \frac{aV_0}{gH_0}$$

bien, la conocida fórmula de Joukovsky

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} = (H_{tc} - H_0)_{m\acute{a}x} = \frac{aV_0}{g}$$

El incremento máximo de la carga de presión en la válvula, para un cierre brusco, se calcula con la fórmula de Joukovsky. Este máximo de carga de presión se presenta con la misma intensidad en la tubería hasta una distancia $x = L - a t_c/2$ desde la válvula.

En el caso de maniobras rápidas de apertura ocurre el decremento máximo en la carga de presión, y su magnitud depende de la característica de la tubería.

Si el cierre es rápido y parcial

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} = (a/g) (V_0 - V_{\infty})$$

Para maniobras de apertura brusca se presenta entonces el mínimo de presión, si bien en este caso no es válida la fórmula de Joukovsky. (Ver problema numérico)

El incremento máximo en la carga de presión, para un cierre rápido realizado desde la abertura total de la válvula hasta cero, suponiendo que en forma aproximada $g \approx 9.8 \text{ m/seg}^2$ y $a \approx 1000 \text{ m/seg}$, según la fórmula de Joukovsky, vale

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} \approx \frac{1000}{9.8} V_0 \approx 102 V_0$$

Para el problema del Ej. 1 en el caso de un cierre brusco, el aumento máximo de carga es

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} = \frac{a V_0}{g} = \frac{815 \times 3.27}{9.8} = 306 \text{ m}$$

3.5 ~~Maniobras~~ Maniobras con ley lineal

En muchos problemas de la práctica, la ley de cierre o apertura de la válvula es, o se puede considerar, semejante a una ley lineal. Es decir, el factor de cierre τ varía linealmente con t .

Esto presenta ciertas ventajas debido a que para esta ley han sido estudiadas una gran cantidad de problemas cuyas soluciones se resumen en las gráficas de Allievi para calcular los máximos incrementos o decrementos de presión para cierres o aperturas, sin incluir la amortiguación por efecto de la fricción (2.2.25).

a) Ley lineal de cierre lento. La que se ve en la fig C.8.21 tiene la ecuación

$$\tau = 1 - \frac{t}{T}$$

$$\theta = \frac{t_c}{T}$$

De la ec. (40) para $i = 1$, resulta

$$\zeta_1 = -\epsilon \tau_1 + \sqrt{\epsilon^2 \tau_1^2 + 2\epsilon + 1} \quad (43)$$

Este valor corresponde al máximo cuando $\epsilon < 1$, o $\theta > 3.5$

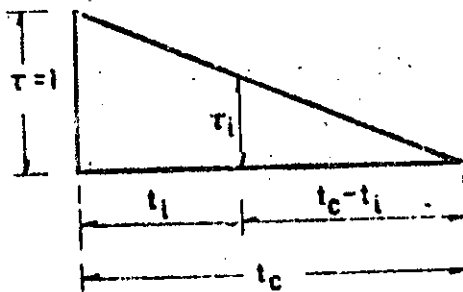


Fig 2.5

Dentro de la zona de excitación, un valor medio de los cambios de presión se obtiene de la fórmula

$$\zeta_m = \frac{\epsilon}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{\theta}\right)^2 + 1}$$

Los incrementos máximos de la carga de presión se pueden calcular utilizando las gráficas de Allievi correspondientes. Sobre el eje horizontal se llevan los valores de ϵ , y sobre el vertical, los de θ . Las curvas tienen como parámetro a $\zeta^2_{m\acute{a}x}$. Para valores de ϵ comprendidos entre 1 y 8, existen en la gráfica correspondiente curvas con líneas de puntos cuyo parámetro es $n = t_1/T$ que representan el instante en que ocurre el máximo. (Figs. 2.24 y 2.25)

En la zona pendular o sea para $i > \theta$ el golpe de ariete oscila entre diferencias de presión positiva y negativa cuyos valores absolutos son los mismos.

De las gráficas se observa que

a) Si $\epsilon < 1$ o $\theta > 3.5$, el valor máximo de ζ^2 para un cierre lineal ocurre siempre para $i = 1$

b) Si $\epsilon > 1$, el valor máximo de ζ^2 ocurre para algún instante posterior

La fórmula de Michaud (ref 8.7) da resultados aproximados para cierres lineales lentos y se base en considerar despreciable la influencia que sobre el gasto tienen los cambios de presión. Dicha fórmula es:

$$(\Delta H)_{m\acute{a}x} = \frac{2LV_0}{g\theta} = \frac{T}{\theta} \frac{\Delta V_0}{V_0}$$

CLASIFICACION

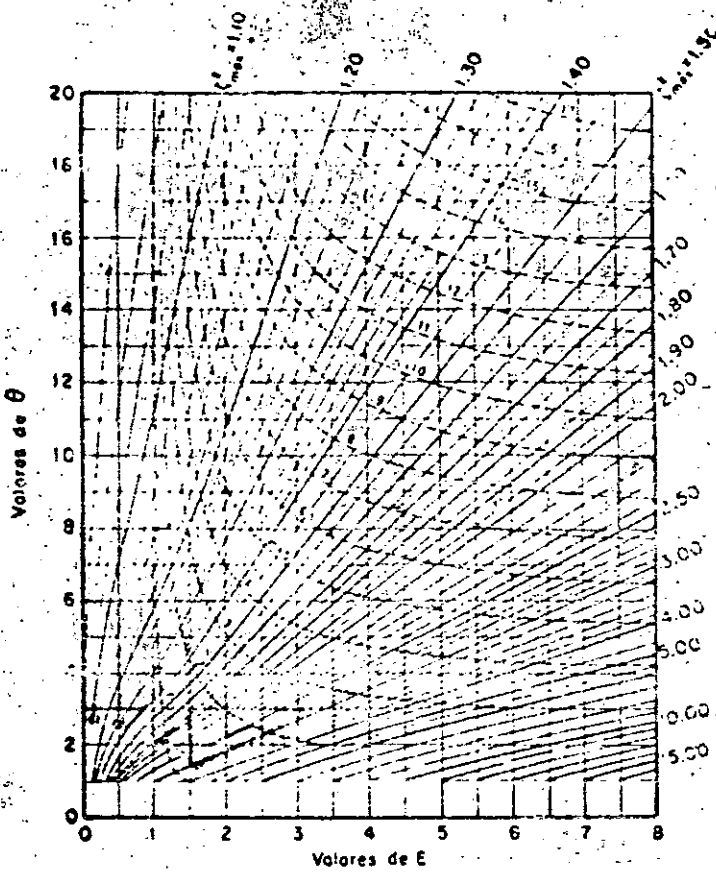


Fig 26 Gráfica de Allievi. Incremento de presión para un cierre total lento. Valores intermedios de e y θ

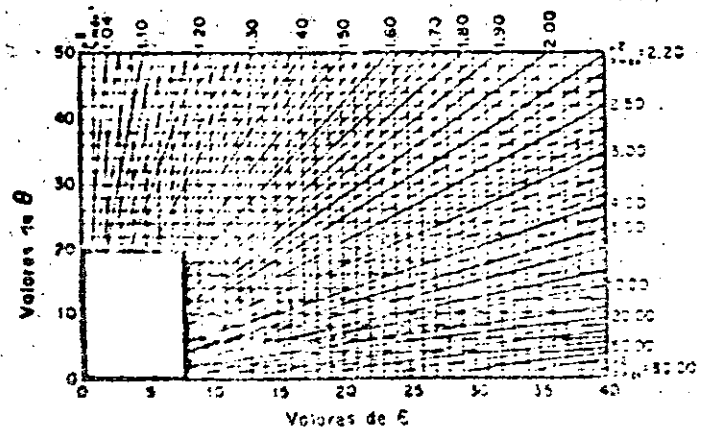


Fig 26 Gráfica de Allievi. Incremento de presión para un cierre total lento. Valores intermedios de e y θ

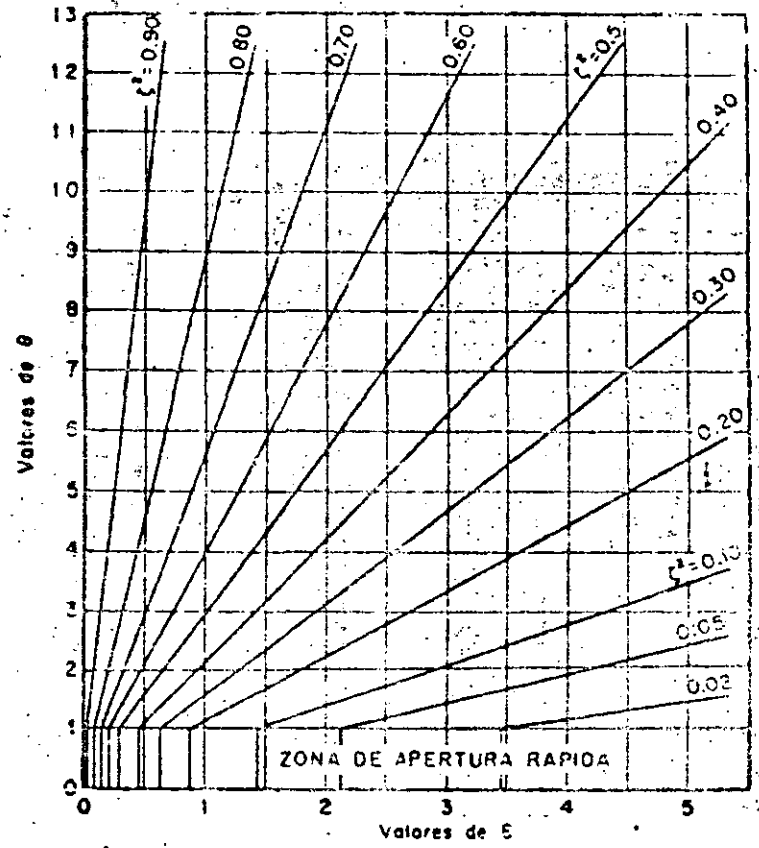


Fig 27 Gráfica de Allievi. Caída de presión para una apertura lenta. Valores pequeños de e y θ

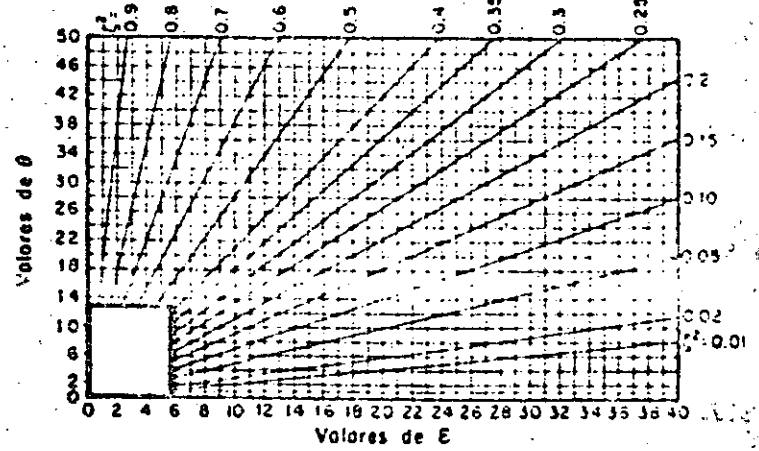


Fig 27 Gráfica de Allievi. Caída de presión para una apertura lenta. Valores grandes de e y θ

Para aclarar el uso de estas gráficas, supóngase que en el problema del inciso 1 la ley de cierre es lineal y se efectúa en el tiempo $t = 6$ seg.

Los parámetros de entrada a la gráfica de Allievi son:

$$e = \frac{a V_0}{2gH_0} = 1 \quad \gamma \quad \theta = \frac{t_c}{T} = \frac{6}{2} = 3$$

El máximo ocurre en el instante $i = 1$ según se observa de la fig 26, además

$$\zeta^2 = 1.42 \text{ y } \zeta^2 - 1 = (\Delta H)_{\text{máx}}/H_0 = 0.42$$
$$(\Delta H)_{\text{máx}} = 0.42 \times 152.4 = 64 \text{ m}$$

Valor superior al calculado en el problema del inciso antes mencionado.

Utilizando la ec 43

$$\tau_i = 1 - \frac{1}{3} = 0.67$$

$$\zeta_i = -1 \times 0.67 + \sqrt{1 \times 0.444 + 2 + 1} = -0.67 + \sqrt{3.444}$$

$$\zeta_i = 1.185 \quad \zeta_i^2 = 1.41$$

Valor muy semejante al calculado arriba.

b) Ley lineal de apertura lenta. Se considera aquí una ley lineal de apertura lenta de $Q = 0$, ($\tau_0 = 0$) a $Q = Q_0$, ($\tau_0 = 1$) (fig 28). En el instante $t = t_c$ la velocidad v_0 corresponde al gasto Q_0 .

La ley lineal tiene por ecuación

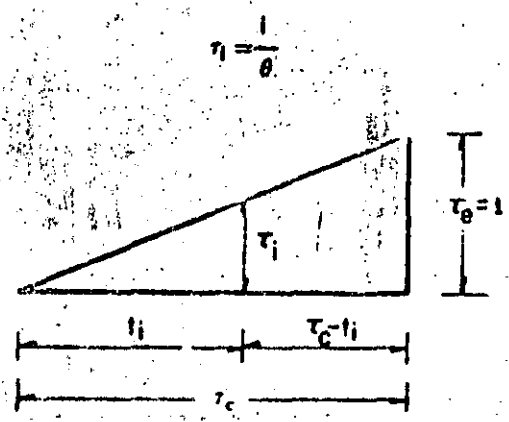


Fig 28

En el instante $i = 1$ ocurre siempre el máximo, de valor

$$\zeta_i = -\frac{e}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{e}{\theta}\right)^2 + 1}$$

Existe también un valor medio

$$\zeta_m = -\frac{e}{2\theta} + \sqrt{\left(\frac{e}{2\theta}\right)^2 + 1}$$

En las figs 27 se presentan las gráficas de Allievi para este tipo de maniobra. Para una apertura lineal, el mínimo de ζ ocurre siempre para $i=1$, si la apertura comienza con $Q=0$. Para aperturas lentas.

PAPEL PARA USO EXCLUSIVO DE LA

existe siempre amortiguación de las oscilaciones por $i > 0$, aun cuando no se incluya el efecto de fricción, lo cual vale incluso para aperturas no lineales. Para el mismo ejemplo 1, se supone una apertura lineal lenta desde $Q = 0$ a $Q_1 = 23.9 \text{ m}^3/\text{seg}$ con la misma duración y portada, con los mismos $E=1$ y $\theta=3$. ± 4 minutos para $i=1$. De la Fig. 27, $S_{\text{min}} = 0.495$; $S_{\text{min}} - 1 = (\Delta H)_{\text{min}} / H_0 = -0.505$; $(\Delta H)_{\text{min}} = -0.505 \times 12.4 = -6.26 \text{ m}$

Schnyder y Bergeron idearon una interpretación geométrica sencilla de las ecuaciones conjugadas y en cadena la que dio origen al método gráfico que lleva sus nombres. Este método fue muy utilizado hasta el advenimiento de las computadoras y es un procedimiento visual para interpretar físicamente lo que ocurre en una situación de flujo transitorio. Por esta razón, es útil como un complemento a cualquier aproximación analítica.

Es posible incluir aquí las pérdidas por fricción, incorporadas como un parámetro acumulado. Para problemas sencillos, o en aquellos casos en que no se dispone de computadora, este método se puede usar satisfactoriamente para obtener soluciones aproximadas.

El método gráfico y el plano de características tienen mucho en común. Para este último método, las características se dibujan sobre un plano de las variables independientes x y t , sobre el cual se sigue la solución para las variables dependientes H y V . En el método gráfico, la representación se lleva sobre un plano de variables dependientes H y V , donde las líneas características relacionan H y V en un punto y en un instante con las mismas variables en otro punto del tubo y en un instante x/α que ocurre más tarde.

De acuerdo con la preferencia del calculista, se puede también trabajar sobre un plano de coordenadas $Q/Q_0 = V/V_0$ sobre el eje horizontal y $\zeta^2 = H/H_0$ sobre el eje vertical. Las condiciones de frontera para el obturador quedan representadas por una familia de curvas de ecuación $V_1/V_0 = Q_1/Q_0 = f(\tau_1, \zeta_1^2)$, cuyo parámetro es el factor de cierre τ_1 , el cual depende de la ley de la maniobra.

Sobre el plano coordenado se resuelven simultáneamente las ecuaciones conjugadas o las de Allievi, representadas por una serie de rectas de pendiente $\mu = \pm 2e$, apoyadas sobre puntos conocidos. A medida que aumenta la complejidad de los problemas por resolver, es más difícil medir el tiempo en fracciones de T . Por esta razón, es preferible utilizar, en lugar de $i = t/T$, directamente t , expresado en segundos, cuando se resuelva un problema numérico.

Sin embargo, para la explicación del método gráfico, se utilizará todavía la notación antes adoptada.

Posteriormente se presentan algunos ejemplos numéricos resueltos con el método gráfico, para maniobras de cierre y apertura en tuberías sencillas. El método gráfico es más fácil de seguir que el de la solución analítica simplificada, ya que con un solo ejemplo se ilustra el significado de las ecuaciones y la interpretación de los resultados.

Para calcular las oscilaciones de presión en secciones intermedias de la tubería, es conveniente dividir estas secciones en un número entero de tramos con igual intervalo de tiempo de viaje de la onda.

Cuando existen cambios bruscos de diámetro, se aplican las ecuaciones conjugadas entre cada tramo de sección uniforme. No hay dificultad en extender el

análisis aun cuando el número de cambios de diámetro sea mayor de dos. Sin embargo, cuando existen muchos cambios de diámetro y se desean solo resultados aproximados con el método gráfico, es preferible suponer la existencia de una "tubería equivalente", de longitud y celeridad tales que la onda de presión necesite el mismo tiempo de recorrido en ambas tuberías. Esto es, se supone una tubería que tenga n tramos de características diferentes. La característica media en la tubería equivalente es

$$c_s = \frac{Q_0 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i}}{2g H_0 \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{a_i}}$$

Esta aproximación desprecia el efecto de las reflexiones parciales de la onda en los puntos donde cambia la característica de la tubería, resolviendo el problema con una tubería de característica única mediante los métodos aquí descritos.

En el caso de dos tuberías de igual característica, pero de diferentes longitudes, los efectos del golpe de ariete por el cierre del obturador son mayores para la tubería larga.

Cuando se produce un incremento del gasto en la tubería por efecto de apertura del obturador, la energía cinética del agua necesaria para el movimiento es tomada de la energía potencial. Se produce así una reducción en la presión estática, durante todo el tiempo que dura la maniobra y, al término de esta, puede existir o no incremento de presión por arriba de la normal.

En el caso de una apertura, existe amortiguación de las ondas de presión aun cuando no se consideren los efectos de las pérdidas de carga.

En ciertas condiciones de operación de una planta, es posible tener una maniobra rítmica de apertura y cierre del obturador por acción del gobernador. Si el movimiento del obturador está en fase con el movimiento de las ondas de presión en la tubería, se puede presentar un descenso apreciable en la carga, con el correspondiente ascenso por encima de la normal. El incremento de carga depende fundamentalmente de la característica de la tubería.

Las pérdidas de carga se pueden incluir haciendo la suposición de considerar a esta concentrada a la entrada o la salida de la tubería, lo cual da origen a dos métodos distintos y suficientemente aproximados que son: el método de Schnyder y el de Bergeron.

El método gráfico ha sido utilizado para resolver una cantidad de problemas muy complicados, tales como redes abiertas de tuberías, tubos en serie y problemas de falla de potencia en bombas. El grado de complejidad del método corresponde a la complejidad del sistema, y en ocasiones es necesario hacer suposiciones simplificadas. En este caso, es preferible usar el método de características con el auxilio de la computadora.

Variación de la Altura de la Línea de Agua

La condición de frontera para un obturador colocado a la salida de una tubería que descarga a la atmósfera (ver ec. 42) es

$$\frac{Q_i}{Q_e} = \tau_i \sqrt{\frac{H_i}{H_0}}$$

Se observa que Q_i/Q_e es proporcional a τ_i y a su vez función de i . La ecuación anterior representa una familia de parábolas (cuyo parámetro es τ_i) sobre un plano coordinado, con valores de Q_i/Q_e sobre el eje horizontal y de H_i/H_0 sobre el eje vertical (fig. 29). Véase problema resuelto en Ad 8.12.

El número $\theta = t_c/T$ de parábolas que es necesario dibujar depende del tiempo de cierre t_c y de las incógnitas del problema. La parábola τ_0 y las subsecuentes coinciden con el eje vertical en el caso de un cierre total.

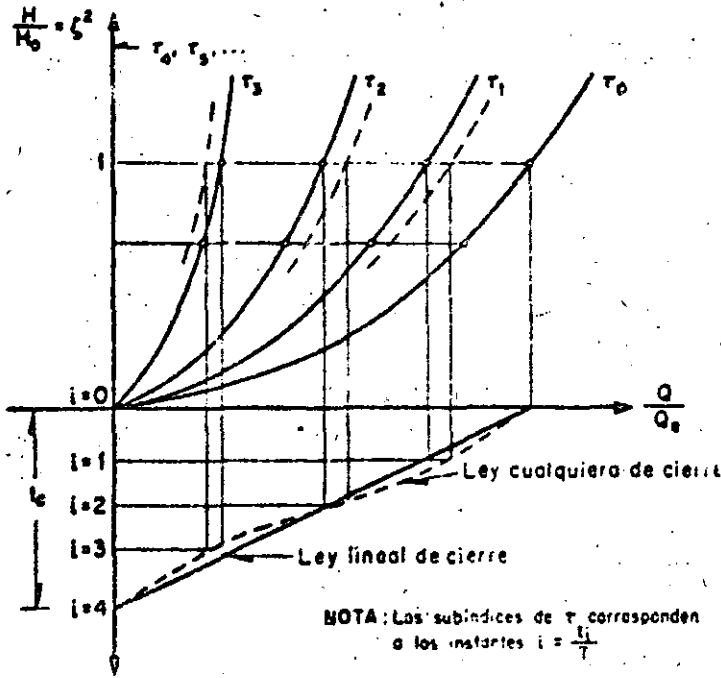


Fig. 29) Condiciones de Frontera

En la fig. 29 se muestra el procedimiento gráfico para el cierre total del obturador... que se efectúa en un tiempo $t_c = 4 T$ (en seg), lo cual da lugar a cuatro parábolas si se desean los cambios de presión en los instantes $i = 1, 2, \dots$, etc. Las parábolas de τ_4 en adelante se confundan con el eje

El punto de intersección A_0 de la recta $H/H_0 = 1$ con la parábola τ_0 representa las condiciones en flujo permanente al iniciarse el movimiento del obturador, es decir, sus coordenadas son (1, 1). Los puntos E_0 y $E_{0.5}$, correspondientes a la entrada de la tubería y a los instantes 0 y 0.5; coinciden con el punto A_0 , ya que el efecto del movimiento del obturador alcanza al punto E hasta que transcurre el tiempo de viaje de la onda que es 0.5.

Si i es el instante correspondiente a E, los instantes h y j correspondientes a A valen

$$h = i - \frac{L}{2L} = i - 0.5 \quad ; \quad j = i + 0.5$$

Las ecuaciones conjugadas, para las secciones A y E del sistema con diámetro constante, y por tanto con $Q_{A,0} = Q_{E,0} = Q_0$, son

$$\frac{H_{A,h}}{H_0} - \frac{H_{E,i}}{H_0} = 2e \left[\frac{Q_{A,h}}{Q_0} - \frac{Q_{E,i}}{Q_0} \right]$$

$$\frac{H_{A,j}}{H_0} - \frac{H_{E,i}}{H_0} = 2e \left[\frac{Q_{E,i}}{Q_0} - \frac{Q_{A,j}}{Q_0} \right]$$

$$e = \frac{s Q_e}{2g H_0 A} = \frac{s V_e}{2g H_0}$$

Estas ecuaciones aplicadas a diferentes instantes conducen al sistema

$$i = 0.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A0}}{H_0} - \frac{H_{E0.5}}{H_0} &= 2e \left[\frac{Q_{A0}}{Q_0} - \frac{Q_{E0.5}}{Q_0} \right] \quad (44) \\ \frac{H_{E0.5}}{H_0} - \frac{H_{A1}}{H_0} &= -2e \left[\frac{Q_{E0.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A1}}{Q_0} \right] \quad (45) \end{aligned} \right.$$

$$i = 1.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A1}}{H_0} - \frac{H_{E1.5}}{H_0} &= 2e \left[\frac{Q_{A1}}{Q_0} - \frac{Q_{E1.5}}{Q_0} \right] \quad (46) \\ \frac{H_{E1.5}}{H_0} - \frac{H_{A2}}{H_0} &= -2e \left[\frac{Q_{E1.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A2}}{Q_0} \right] \quad (47) \end{aligned} \right.$$

$$i = 2.5 \left\{ \begin{aligned} \frac{H_{A2}}{H_0} - \frac{H_{E2.5}}{H_0} &= 2e \left[\frac{Q_{A2}}{Q_0} - \frac{Q_{E2.5}}{Q_0} \right] \quad (48) \\ \frac{H_{E2.5}}{H_0} - \frac{H_{A3}}{H_0} &= -2e \left[\frac{Q_{E2.5}}{Q_0} - \frac{Q_{A3}}{Q_0} \right] \quad (49) \end{aligned} \right.$$

USG. EXCLUSIVO DR. LA U. N. A. M.

PARA USO EXCLUSIVO DE LA U. N. A. M.

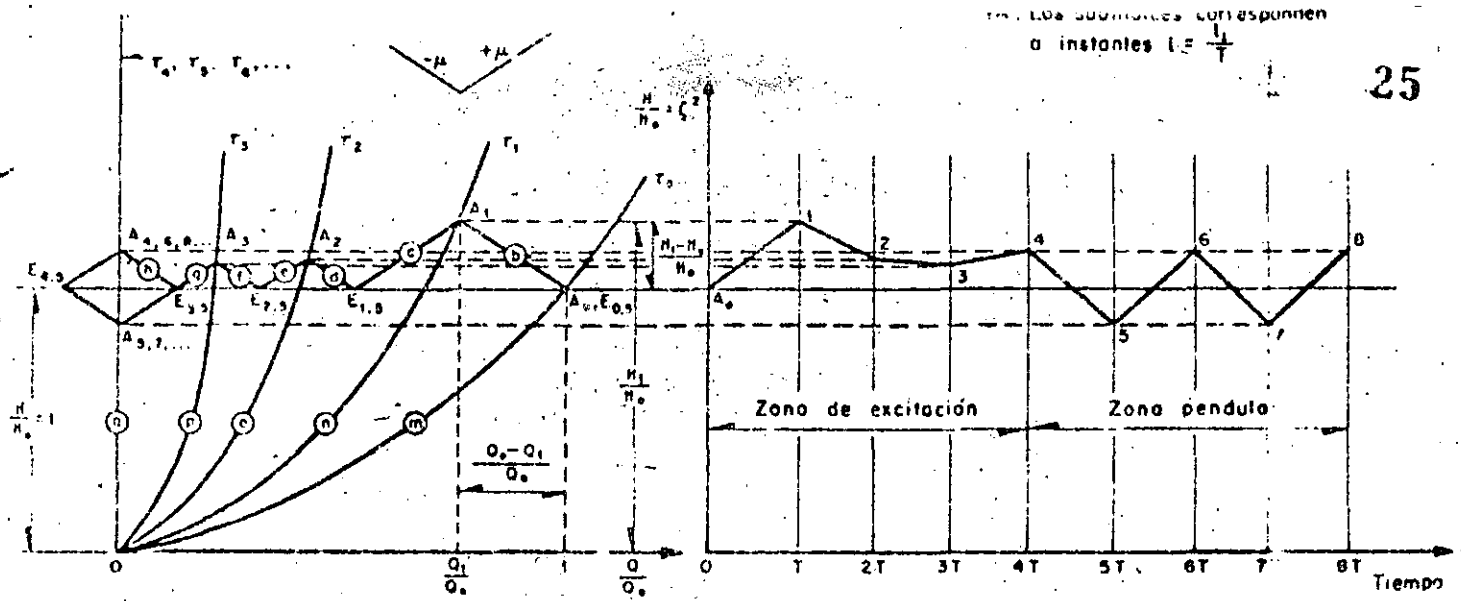


Fig. 30 Cierre lento

En estas ecuaciones, los gastos en el obturador se refieren a los instantes $i = 0, 1, 2$ y 3 y están dados por las parábolas mostradas en la fig 30.

Las ecuaciones anteriores se resuelven en forma simultánea por el método gráfico como sigue: la ec 44 se representa por un punto sobre el diagrama para $H/H_0 = 1$ y $Q/Q_0 = 1$. La ec 45 corresponde a una recta con pendiente -2ϵ apoyada en el punto $E_{0.5}$. De este modo, el punto correspondiente a A_1 queda en la intersección de la recta 45 con la parábola r_1 como se muestra en la fig 30.

La ec 46 es la ecuación de una recta de pendiente $+2\epsilon$ que se apoya en el punto A_1 . Siendo el nivel constante en el depósito, $E_{1.5}$ se localiza en la intersección de esta recta con el eje horizontal de ecuación $H/H_0 = 1$.

Los puntos correspondientes a $A_2, E_{2.5}, A_3, E_{3.5}, A_4$, etc., se determinan en la misma forma como se muestra en la figura 30.

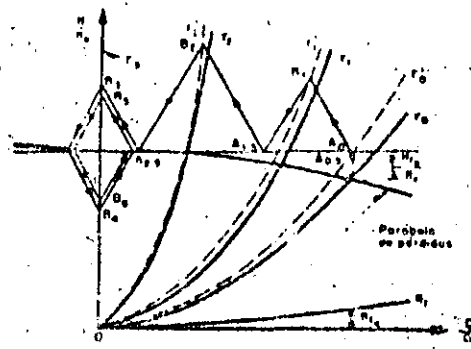
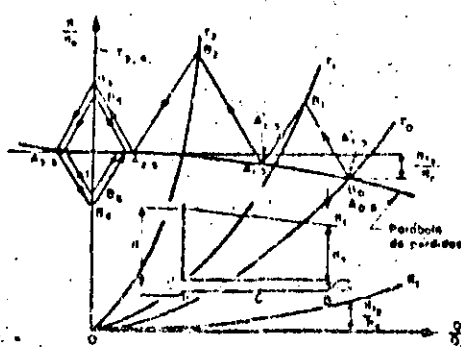
Finalmente, a la derecha del diagrama aparece la curva de oscilaciones de presión contra tiempos en segundos.

Para incluir el efecto de las pérdidas de carga en el método gráfico, se describen aquí dos procedimientos distintos.

a) Método de Schnyder. La pérdida de carga y la carga de velocidad se consideran concentradas en la entrada del tubo y se pueden expresar por una ecuación del tipo

$$\frac{H_1}{H_0} = \frac{V_0^2}{2gH_0} \left(1 + K + \frac{fL}{D}\right) \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 = K_f \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2$$

Esta ecuación corresponde a una parábola en el plano $(Q/Q_0, H/H_0)$. El valor de H_1/H_0 se suma a los incrementos de presión en el punto A a la entrada, como se muestra en la fig B1 y la curva resultante (curva $H_0 - H_1$) es usada en el diagrama de oscilaciones.



PAP. P. N. O. 100. USO EXCLUSIVO DE LA U. N. I. A. M.

2. GOLPE DE ARIETE EN LAS LINEAS DE DESCARGA DE ESTACIONES DE BOMBEO.

2.1 Descripción del problema

Generalidades. El golpe de ariete en las estaciones de bombeo puede presentarse al ocurrir diversas condiciones de operación capaces de producir cambios sustanciales de la presión en los conductos de descarga. La interrupción brusca o gradual del flujo de líquido puede ocurrir por efecto de procesos rápidos de regulación o por la interrupción repentina de la energía eléctrica al motor y, eventualmente, aún por un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema. La fig. 2.1 muestra las fluctuaciones, en el tiempo, de la presión, gasto y velocidad de rotación en una instalación de bombeo, producida por la falla de potencia en los motores de las bombas.

Una de las condiciones críticas más frecuentes es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro brusco de cualquier otro motor que proporcione la potencia a la bomba. Cuando esto sucede, la única energía que permite girar a la bomba en su sentido original de rotación es la energía cinética de los elementos rotatorios del conjunto bomba-motor y del agua contenida en la bomba. Puesto que esta energía es muy pequeña en comparación con la requerida para mantener el flujo contra la altura de descarga, la velocidad angular de la bomba decrece rápidamente, con lo cual el gasto en la tubería también decrece, generándose ondas de presión que, partiendo de la bomba, viajan por la tubería hasta la salida, en donde se reflejan.

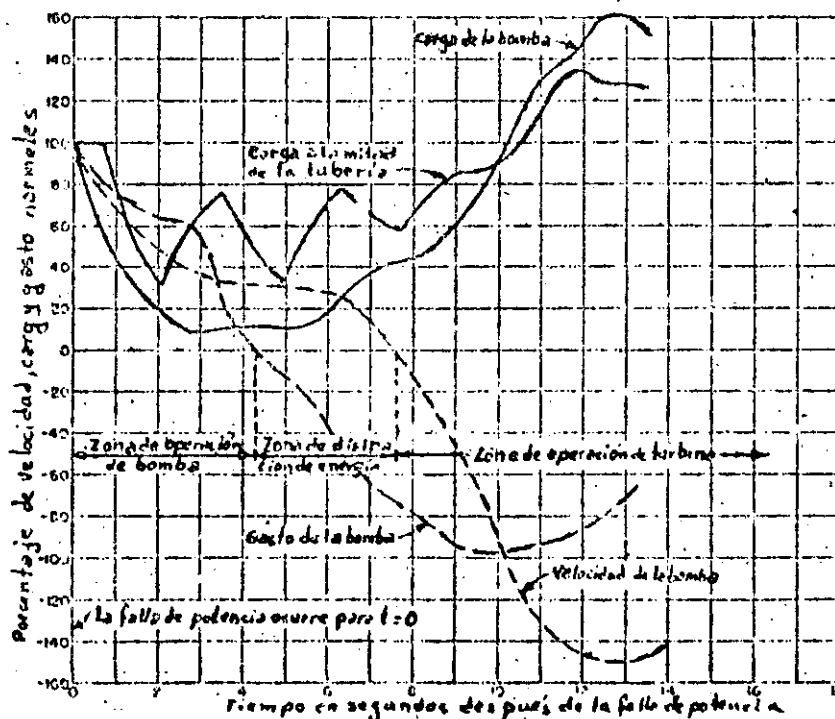


Fig. 2.1 Condiciones transitorias que siguen a la falla de potencia en una bomba

La disminución de la velocidad angular de la bomba llega hasta un instante en que ya no puede seguir alimentando el líquido contra la carga existente de modo que, de no tenerse una válvula de control en la bomba, el flujo a través de ella cambia de sentido aunque ésta todavía gire en el sentido original, iniciándose con ello la llamada "zona de disipación de energía". A partir de este instante, la velocidad de la bomba cae más rápidamente y pasa a través de la velocidad cero, terminando con ello la zona de disipación de energía e iniciándose la "zona de operación de turbina". A medida que la velocidad de rotación de la bomba se aproxima a la de desboque, el flujo invertido a través de ella se reduce rápidamente y produce un nuevo incremento de presión en la bomba y a lo largo de la tubería.

La magnitud de las oscilaciones de presión engendradas en el curso de este proceso dependen de la inercia del motor y de la bomba, pues en el caso de que ésta sea muy pequeña o despreciable, se puede considerar la anulación instantánea del gasto, incrementando considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Otras condiciones de operación, que también pueden producir golpe de ariete en las líneas de descarga de las estaciones de bombeo, son por ejemplo: el cambio en la carga de bombeo, la operación de válvulas de control y el arranque y parada de las bombas.

Para la determinación de las condiciones hidráulicas transitorias a que están sujetas la bomba y la tubería de descarga - después de ocurrir la falla en la potencia del motor de la bomba - es necesario considerar tres efectos importantes que son:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga
- b) La inercia del conjunto bomba-motor
- c) Las características carga-gasto y parmotor para diferentes velocidades de operación

Los efectos del golpe de ariete se obtienen de las ecuaciones correspondientes. Estas definen las relaciones entre la carga y el gasto en la tubería durante las condiciones de flujo transitorio bajo la acción de las ondas de golpe de ariete, cuya celeridad se puede calcular de la fórmula general indicada en el apéndice. El efecto de la inercia de la bomba y el motor se obtiene de la ecuación de inercia, la cual define la relación entre la velocidad de rotación de la bomba y parmotor en un instante dado, en términos de la energía cinética del sistema rotatorio. Las características de la bomba se obtienen de un diagrama completo de características, el cual define la manera en que el parmotor y velocidad varían con la carga y gasto a través del rango de operación como bomba, de disipación de energía y como turbina.

2.2 Golpe de ariete en la tubería de descarga.

En la fig. 2.2 se muestra un sistema depósito-tubería a presión-bomba, en el cual se considera que el origen de referencias de coordenadas en la tubería se encuentra en la sección B a la entrada de la misma.

De acuerdo con el fenómeno descrito y al ocurrir cualquiera de las condiciones de operación, se producen ondas de presión que parten desde la bomba y avanzan hacia el otro extremo del tubo con celeridad "a", cuya magnitud se determina a partir de la fórmula general. En este caso, la dirección de la velocidad del flujo permanente coincide con la dirección de la celeridad de la onda inicial y la ecuación de Allievi aplicable es:

$$\frac{H_i}{H_0} + \frac{H_{i-1}}{H_0} - 2 = \frac{a V_0}{g H_0} \left(\frac{V_i}{V_0} - \frac{V_{i-1}}{V_0} \right) \quad (2.1)$$

que permite determinar la carga de presión H_i en el punto B de la tubería y en el instante i , en función de la carga en el mismo punto en el instante $i - 1$ y de las velocidades en el tubo V_i y V_{i-1} y las condiciones en el instante cero en que se inicia el fenómeno. Los valores de la velocidad $V_i = Q_i/A$ dependen de la ley con que se modifique el gasto en la tubería con el tiempo.

Los instantes i en esta ecuación resultan de utilizar el intervalo de tiempo $T = 2L/a$ como unidad de medida del tiempo t ; esto es:

$$i = \frac{t_i}{T} ; t_i = iT ; i - 1 = \frac{t_i}{T} - 1$$

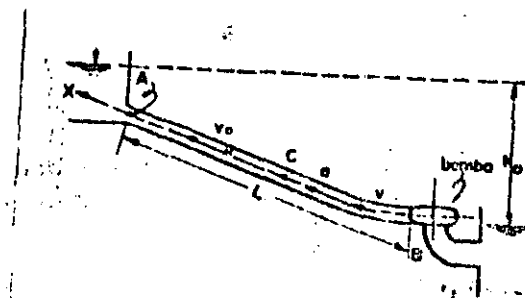


Fig. 2.2. Golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

2.3 Ecuación de inercia del conjunto bomba - motor.

Cuando ocurre la interrupción brusca de potencia en la bomba, ésta sigue -- efectuando trabajo en detrimento de su impulso, con una velocidad angular -- ω que disminuye gradualmente. Su desaceleración, en cualquier instante, -- depende del efecto volante de las partes rotatorias del conjunto bomba - motor y la potencia instantánea ejercida por el impulsor de la bomba. Para un sistema rotatorio el par motor de aceleración es igual al producto del momento de inercia ($I = WR^2/g$) de la masa del sistema rotatorio y la aceleración angular. Después de una falla en la potencia del motor de la bomba, el par motor de desaceleración en el sistema rotatorio corresponde al par motor de la -- bomba. Si el par motor de desaceleración se considera positivo, éste vale:

$$T = - I \frac{d\omega}{dt} = - \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt}$$

donde W es el peso de las partes rotatorias del conjunto bomba - motor y R -- el radio de giro de las mismas.

Para un intervalo de tiempo pequeño: $\Delta t = t_i - t_{i-1}$, esta ecuación se -- escribe de manera aproximada como sigue:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = - \frac{WR^2}{g} \frac{(\omega_i - \omega_{i-1})}{\Delta t}$$

o bien, si n representa la velocidad angular de rotación en rpm y $\omega = 2\pi n/60$ -- (en rad/seg), la ecuación anterior se escribe también:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = \frac{2\pi}{60} \frac{WR^2}{g} \frac{n_{i-1} - n_i}{\Delta t}$$

Siendo n_0 la velocidad angular de la bomba y T_0 el par motor de la misma, -- ambas para las condiciones normales de operación (antes de la falla de potencia), se llamará por α y β a las relaciones: $\alpha = n/n_0$, $\beta = T/T_0$.

La ecuación anterior resulta:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{T_0}{n_0} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.2)$$

El par motor desacelerante correspondiente a la carga y velocidad de operación -- de la bomba vale:

$$T_0 = \frac{60 \gamma Q_0 H_0}{2 \pi n_0 \eta_0} \quad (2.3)$$

donde η_0 representa la eficiencia nominal de la bomba.

La ec (2.2) resulta entonces:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{1}{n_o} \frac{60 \delta Q_o H_o}{2 \pi n_o \eta_o} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

o bien, simplificando:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{450 g \delta H_o Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

haciendo que la constante K sea:

$$K = \frac{450 g \delta H_o Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} = \frac{447 261}{WR^2 \eta_o n_o^2} H_o Q_o \quad (2.4)$$

resulta finalmente

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = K (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.5)$$

la ec (2.5) permite calcular la velocidad angular de la bomba en el instante i , si se conocen las correspondientes velocidad y parmotor en el instante anterior ($i-1$) y el parmotor en el propio instante. Con el fin de evitar una solución por tanteos y facilitar el cálculo, se puede suponer que el promedio de β de los dos instantes sea igual al correspondiente al instante anterior; esto es:

$$\beta_{i-1} \approx \frac{\beta_{i-1} + \beta_i}{2}$$

quedando finalmente la ec (2.5) como sigue:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = 2 K \Delta t \beta_{i-1} \quad (2.6)$$

para utilizar el método de cálculo del golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía se resolverá después un problema.

2.4 Curvas características de la bomba

Estas curvas deben ser proporcionadas por los fabricantes; para la velocidad de operación normal, tienen la forma típica mostrada en la fig. 2.3 y son: la curva carga-gasto, potencia-gasto y eficiencia-gasto, para la velocidad de operación normal de la bomba. En el caso de la curva carga-gasto, ésta también se puede presentar con coordenadas de tipo adimensional, si las correspondientes a cada punto de la curva en la fig. 2.3 se dividen: las abscisas entre Q_o y las ordenadas entre H_o ; donde Q_o y H_o corresponden al gasto y carga nominales respectivamente y con las cuales opera normalmente la bomba (fig. 2.4) curva para $\alpha = 1$); éstas corresponden usualmente a la condición de máxima eficiencia.

De esta manera, las curvas para $\alpha = 1$ y $\beta = 1$ pasan por el punto

$\frac{Q}{Q_0} = \frac{H}{H_0} = 1$. Otros valores de β sobre la curva $\alpha = 1$ se determinan mediante el cálculo de $\frac{Q}{Q_0}$ y $\frac{H}{H_0}$ a partir de la curva de potencia de la

fig. 2.3.

Para la solución, es necesario además tener las curvas características para velocidades de operación α menores que la normal y además las curvas β de relaciones de parmotor, contra los distintos pares de valores de Q/Q_0 y H/H_0 . Estas curvas se pueden obtener a partir de las curvas características de la bomba para la velocidad de operación normal (fig. 2.4), utilizando las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas, como sigue:

Para una bomba dada con velocidad de rotación n , se satisfacen las siguientes condiciones.

$$\frac{Q}{Q_0} = k_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)$$

$$\frac{H}{H_0} = k_2 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\frac{T}{T_0} = k_3 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

Para usar estas relaciones, sobre el diagrama $\frac{Q}{Q_0}$, $\frac{H}{H_0}$ se traza una parábola del tipo $\frac{H}{H_0} = K \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2$ por un punto conocido, tal como se muestra

en la fig. 2.5 en $\alpha = 1$, $\beta = 0.8$. La distancia vertical $H/H_0 = 1.1$ en este punto, se divide en ocho partes iguales y los puntos correspondientes a $\beta = 0.7$, 0.6, etc. se localizan sobre la parábola con ordenadas de valor $H/H_0 = \frac{7}{8} (1.1)$,

$\frac{6}{8} (1.1)$, etc. De manera similar, los puntos correspondientes a $\alpha = 0.9$ y 0.8 se localizan sobre la misma parábola para valores $\frac{H}{H_0} = 1.10 (0.9)^2$ y $1.10 (0.8)^2$.

De esta manera, se dibuja una curva que una los puntos correspondientes a cada valor de α y β , sobre diferentes parábolas trazadas. La fig. 2.4 muestra las familias de curvas de parmotor y velocidad de rotación que se obtienen de esta manera y que representan el funcionamiento de la bomba para la zona de operación normal de bomba. Cuando ocurre la falla de potencia en el motor de la bomba, estas características son adecuadas para determinar las presiones transitorias mínimas en todos los puntos de la línea de descarga y para determinar la posibilidad de separación

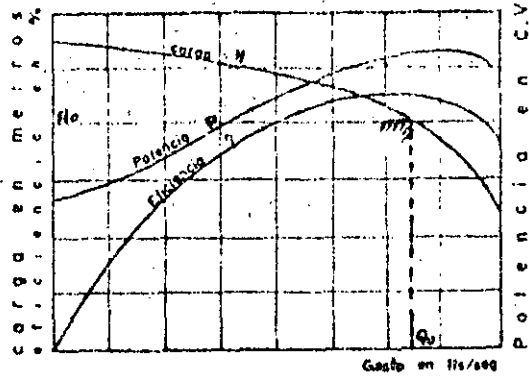


Fig. 2.3 Curvas características de una bomba.

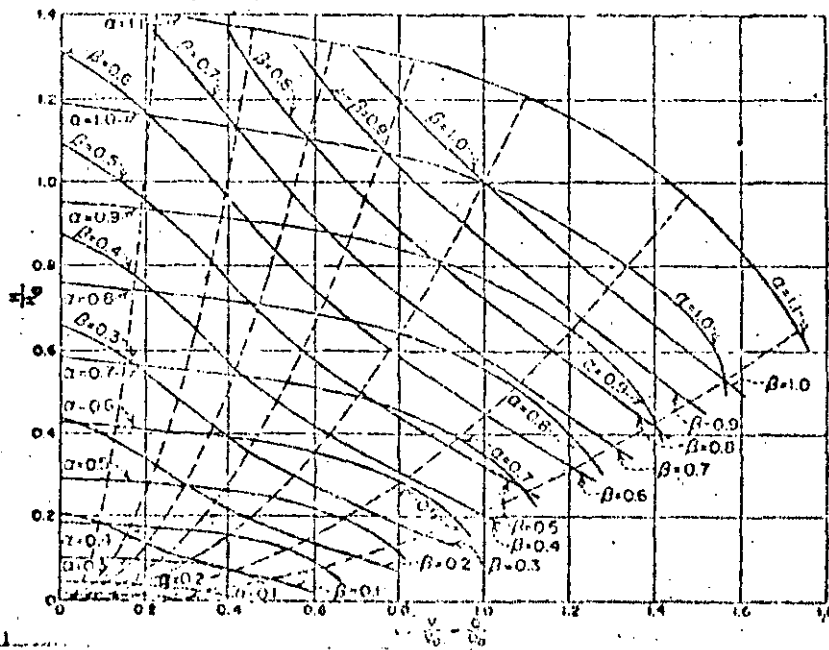


Fig. 2.4 Diagrama de características para la región de operación normal de bomba.

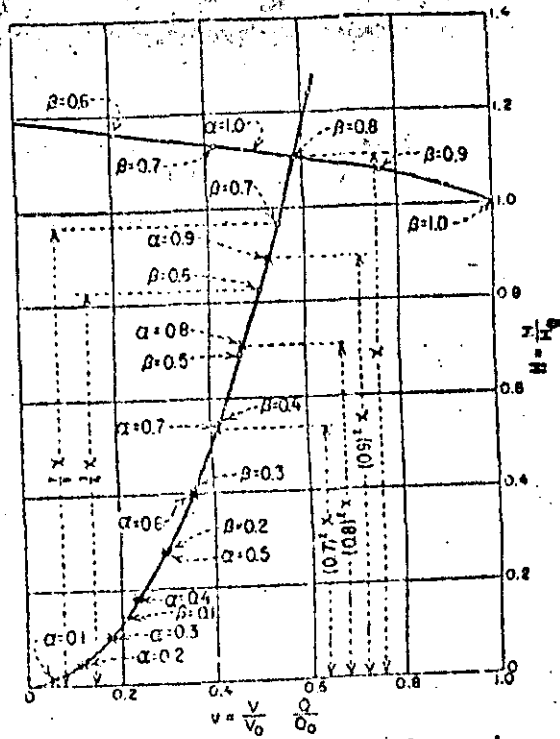


Fig. 2.5. Procedimiento para obtener las curvas características Q-h de una bomba para velocidades de operación distintas de la normal.

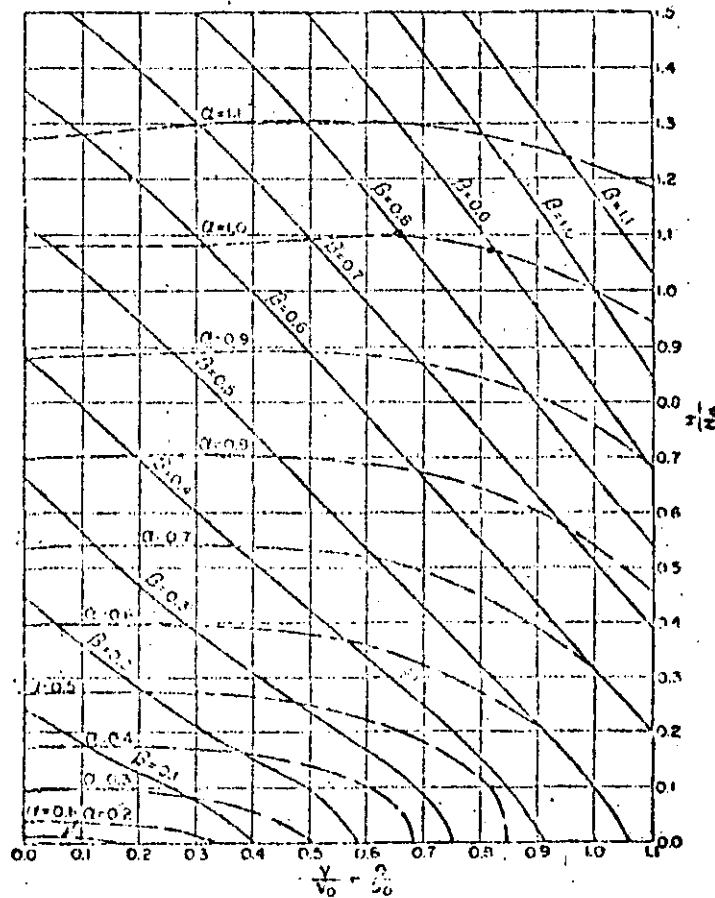


Fig. 2.6.a Diagrama de características de la bomba para la zona de operación normal.

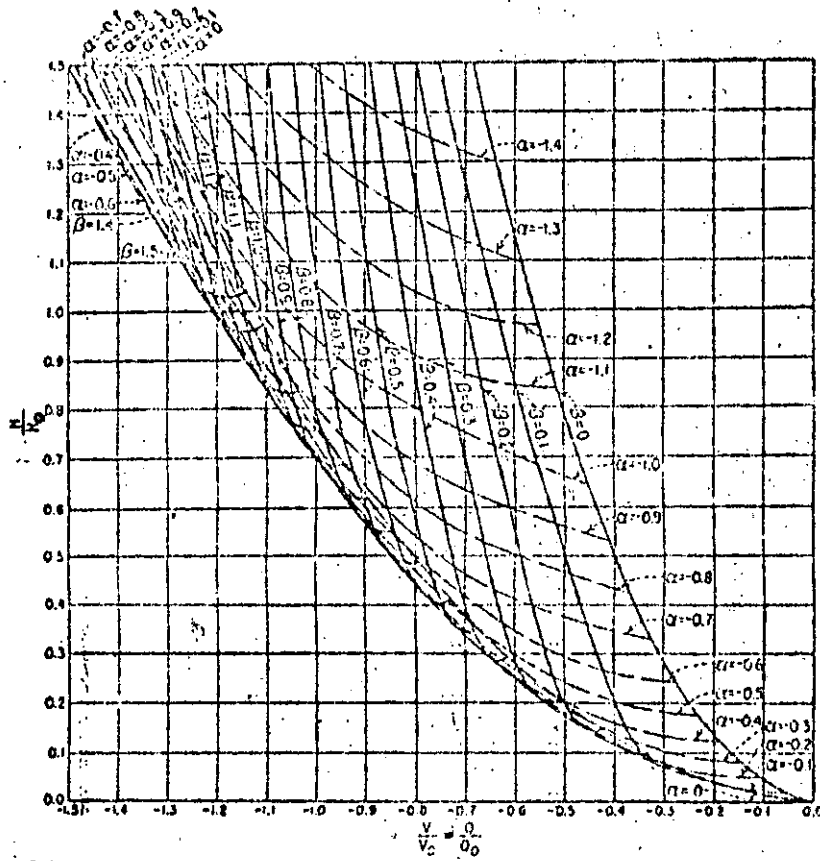


Fig. 2.6.a Diagrama de características de la bomba para la zona de operación de turbina.

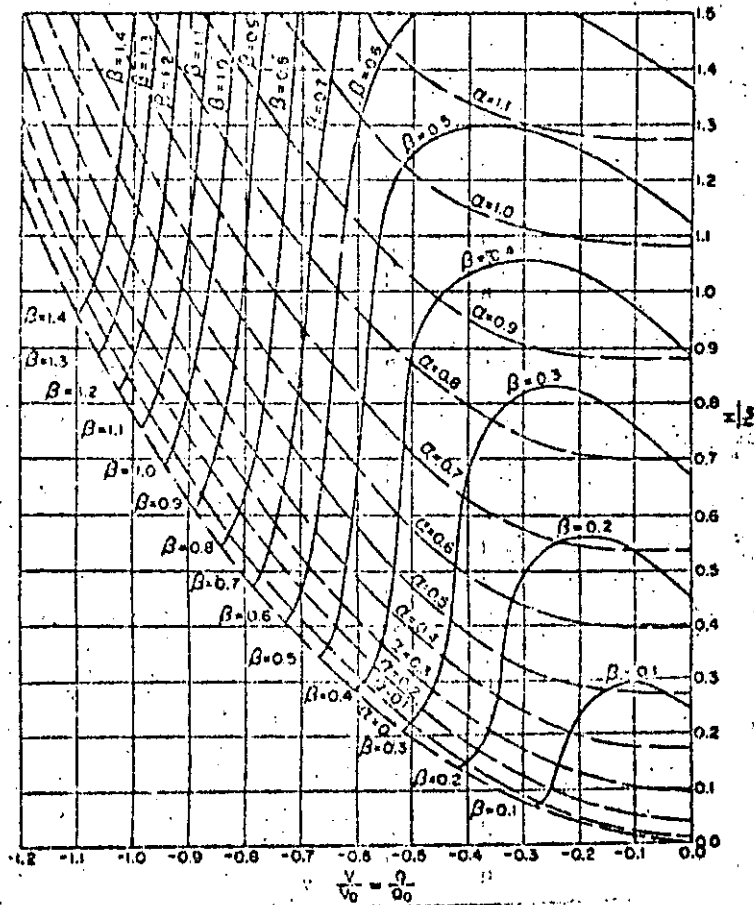


Fig. 2.6.b Diagrama de características de la bomba para la zona de disipación de energía.

de la columna de agua. Sin embargo, después de la inversión del flujo a través de la bomba, se requieren características de la bomba adicionales para la zona de disipación de energía, en la cual, la bomba está girando todavía en el sentido normal pero con el flujo invertido y para la zona de operación como turbina en la cual, tanto el flujo a través de la bomba como su sentido de rotación, se han invertido. Estas curvas características tienen el aspecto mostrado en las figs. 2.4 b y c y sólo pueden ser obtenidas a partir de pruebas reales de la bomba en laboratorio.

Ejemplo 2.1 Consideremos la planta de bombeo esquematizada en la fig. 2.7, constituida por un sistema de tres bombas y que ocurre una falla de la energía eléctrica abastecida a la planta. Se consideran los siguientes datos:

$$H_0 = 67.10 \text{ m}$$

$$L = 1201.70 \text{ m}$$

$$D = 0.813 \text{ m}$$

$$e = 4.76 \text{ mm (3/16 pulg)}$$

$$a = 860 \text{ m/seg}$$

$$V_0 = 1.772 \text{ m/seg para las 3 bombas}$$

$$A = 0.5405 \text{ m}^2$$

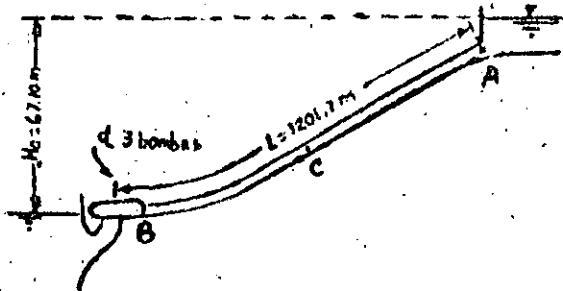


Fig. 2.7 Instalación de bombeo del ejemplo 2.1

$$Q_0 = 0.956 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ (para las 3 bombas)}$$

potencia proporcionada a la flecha
de la bomba = 400 HP por cada bomba y motor
 WR^2 de las partes rotatorias = 16.256 kg m²
por cada bomba y motor

$$\text{Veloc. de la bomba } n_0 = 1760 \text{ rpm.}$$

$$\text{Eficiencia de la bomba } \eta_0 = 84.7 \text{ por ciento}$$

$$\frac{L}{a} = 1.397 \text{ seg}$$

Solución. La característica de la tubería vale

$$\epsilon = \frac{a V_0}{2g H_0} = \frac{860 \times 1.772}{2 \times 9.8 \times 67.10} = 1.155$$

y la inercia de las partes rotatorias es:

$$WR^2 = 3 \times 16.256 = 48.768 \text{ kg m}^2$$

La constante K de la ec (2.5) dada por la ec. (2.4) vale:

$$K = \frac{450 \times 9.8 \times 1000 \times 67.10 \times 0.956}{\pi^2 \times 48.768 \times 0.847 \times 1760^2} = 0.224$$

El tiempo de recorrido es:

$$T = \frac{2L}{a} = 2.794 \text{ seg}$$

y para un intervalo de tiempo

$$\Delta t = \frac{T}{8} = \frac{L}{4a} = 0.349 \text{ seg}$$

$$\text{o bien: } i - (i-1) = 0.349/2.794 = 0.125$$

La ec (2.6) resulta ser :

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = 2 \times 0.224 \times 0.349 \beta_{i-1} = 0.1564 \beta_{i-1}$$

La solución gráfica simultánea de las ecuaciones del golpe de ariete y de las ecuaciones de inercia sobre el diagrama de características de la bomba se presenta en la fig 2.8. Las características completas de la bomba usadas en esta solución son las mostradas en la fig 2.6. El punto de partida en la solución correspondiente a A_0 se localiza sobre la curva n_0 para las coordenadas $Q/Q_0 = H/H_0 = 1$ y representa las condiciones normales de operación. --

El punto $B_{0.125}$ se localiza sobre una recta de pendiente $2 \epsilon = + 2.31$ apoyada en B_0 de la siguiente manera: inicialmente se estima la localización de $B_{0.125}$ y los valores de $\alpha_{0.125}$ y $\beta_{0.125}$ se leen de las curvas características de la bomba. Este valor de $\beta_{0.125}$ se usa en la ecuación anterior para calcular $\alpha_{0.125}$. Si el valor calculado de $\alpha_{0.125}$ no concuerda con el valor $\alpha_{0.125}$ sobre las curvas, el punto para $B_{0.125}$ se corre sobre la recta de pendiente $+ 2 \epsilon$ hasta que concuerda dicho valor de $\alpha_{0.125}$. Este punto particular se encuentra localizado a un valor de $\beta = 0.760$ y $\alpha = 0.863$. Otros puntos para $B_{0.25}$, $B_{0.375}$, etc., se determinan de manera similar. Los valores para varios de estos puntos se muestran en la tabla siguiente y la solución del golpe de ariete se completa como se muestra en la fig 2.8, de la cual se leen los siguientes valores límites:

Decremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.92 H_0 = 61.73$ m
 Decremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.69 H_0 = 46.30$ m
 Incremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.61 H_0 = 40.93$ m
 Incremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.35 H_0 = 23.49$ m

Relaciones de velocidad de la bomba y parmotor

Punto	β	α	$\alpha - \alpha_0$ (de las curvas)	$\alpha - \alpha_0$ (de la ec. 2.5)
A_0	1.000	1.000	0	0
$A_{0.125}$	0.760	0.863	0.137	0.138
$A_{0.25}$	0.610	0.755	0.108	0.107
$A_{0.375}$	0.520	0.668	0.087	0.088
$A_{0.5}$	0.440	0.592	0.076	0.075
$A_{0.625}$	0.380	0.528	0.064	0.064
$A_{0.75}$	0.325	0.472	0.056	0.055
$A_{0.875}$	0.285	0.425	0.047	0.047
A_1	0.250	0.383	0.042	0.042
$A_{1.125}$	0.170	0.350	0.033	0.033

En la fig 2.8 se esquematiza la solución gráfica antes indicada. La fig 2.9 presenta la curva de cargas de presión (en m) contra tiempo y de gasto-tiempo para los puntos B, junto a la bomba y C, a la mitad de la tubería

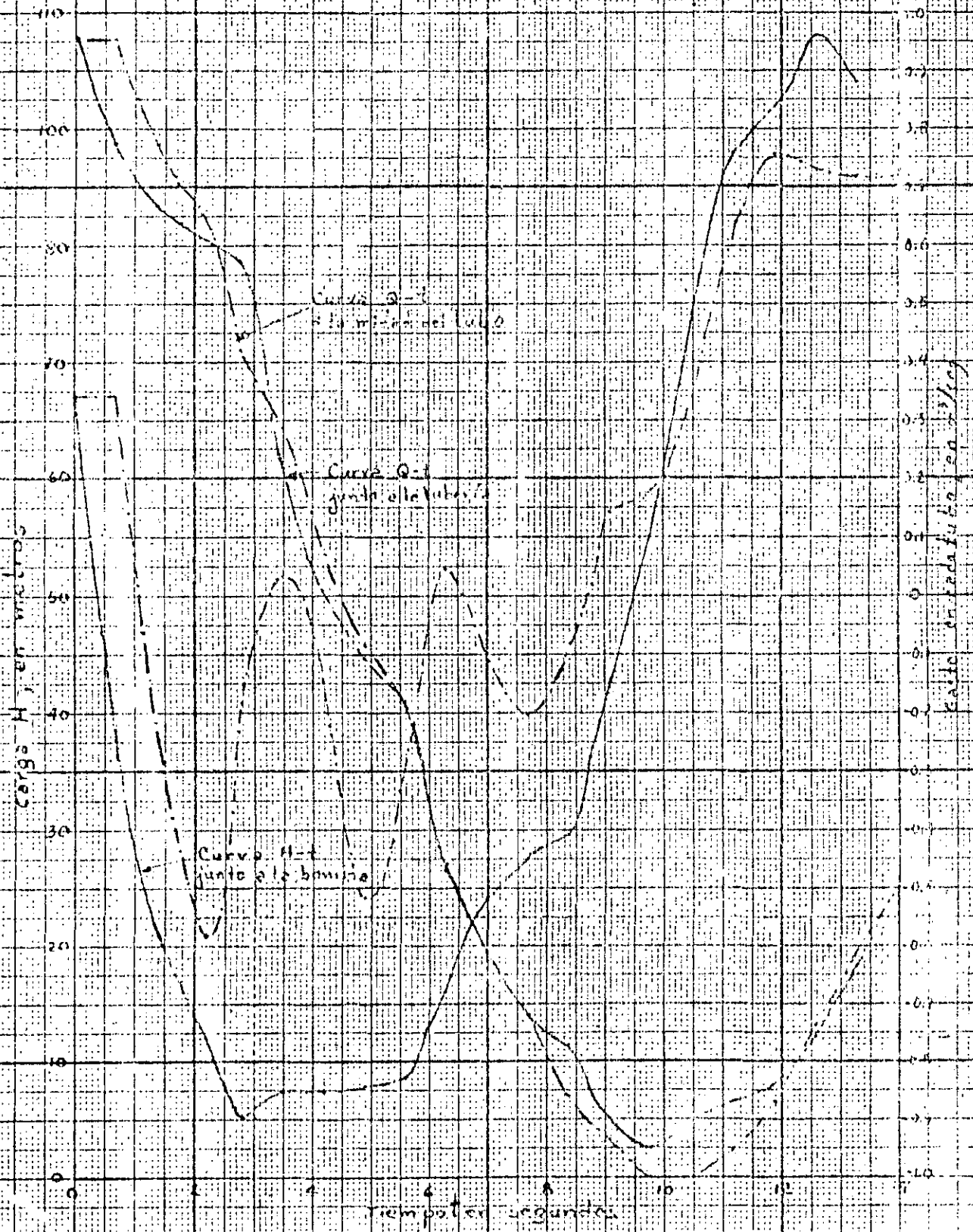


Fig. 2.9 Curvas H-t, Q-t en la tubería principal de la bomba.

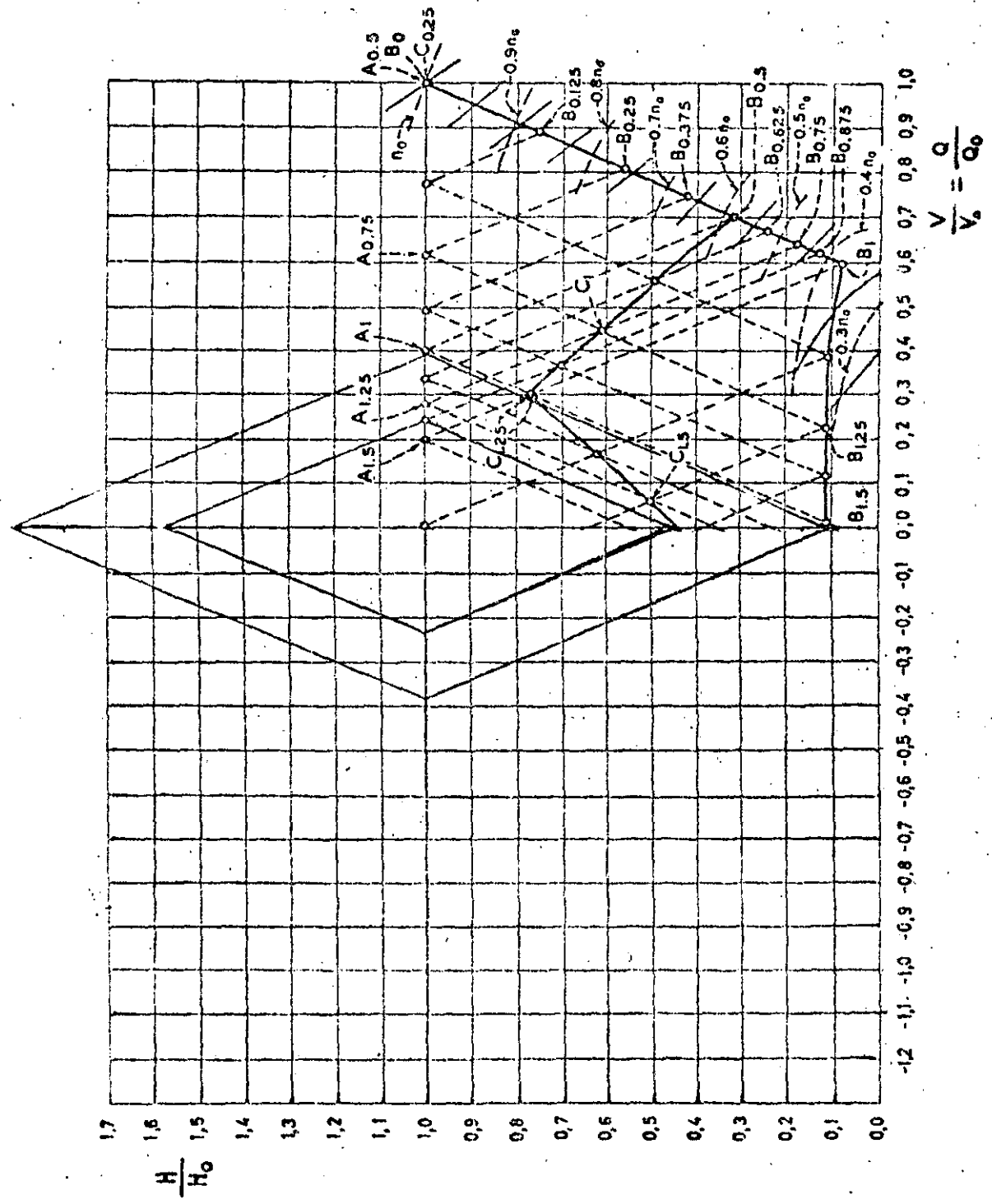


Fig. 2. f0 Golpe de ariete en una bomba por efecto de una interrupción brusca de energía, con válvula de check

Ejemplo 2.2

Considere la planta de bombeo del ejemplo anterior con los mismos datos, pero con la diferencia de que existe válvula check en la tubería.

Solución. La diferencia respecto de la solución del ejemplo anterior consiste en que al llegar a tener un gasto igual a cero en la tubería, a partir de ese instante se cierra la válvula check y el fenómeno entra en el movimiento pendular.

La figura 2.10 presenta la solución antes indicada y para ello conviene aclarar que ésta solución será válida siempre que la válvula check cierre en el instante en que se invierte el flujo en el tubo. Esto no siempre es posible debido a la inercia que normalmente tiene la válvula check.

2.5 Golpe de ariete sin incluir el efecto de inercia de la bomba, con válvula check en la tubería.

En el caso de que la inercia del conjunto bomba-motor sea de importancia secundaria, la solución gráfica del golpe de ariete con válvula check en la tubería se simplifica todavía más a la forma mostrada en la fig. 2.11.

En este caso, la recta del golpe de ariete que parte de B_0 en la fig. 2.11, interseca antes al eje vertical H que a la curva α^2 , lo cual significa que el tiempo τ necesario para que la válvula check se cierre y deje de influir la inercia de la bomba, es menor que el período T . Dicho punto de intersección corresponde al punto B_1 que señala el instante en que la dirección del escurrimiento se invierte, se cierra la válvula check y la presión vuelve a incrementarse a lo largo de las rectas de pendiente negativa y positiva, con lo cual se determina la presión máxima H_2 . Dependiendo fundamentalmente de la inclinación de la recta $B_0 - B_1$, ésta puede intersectar el eje de los gastos antes que el eje de las cargas (fig. 2.12). Esto significa que la presión empezará a descender por debajo de la atmosférica, permaneciendo abierta la válvula check y el flujo persistiendo a través de la bomba. Al final del primer intervalo T solo una parte ΔQ del gasto original ha disminuido y el flujo continua con un gasto Q_1 en la misma dirección y también la válvula check abierta.

La construcción del resto del diagrama se presenta en la fig. 2.12. Observe que se obtendrá un incremento de presión mayor si la bomba opera un gasto original Q_0 más bajo, ocurriendo el máximo si el punto B_1 coincide con el original. En este caso, el problema de presiones inferiores a la atmosférica puede llegar a ser muy grande y producir el colapso de la tubería.

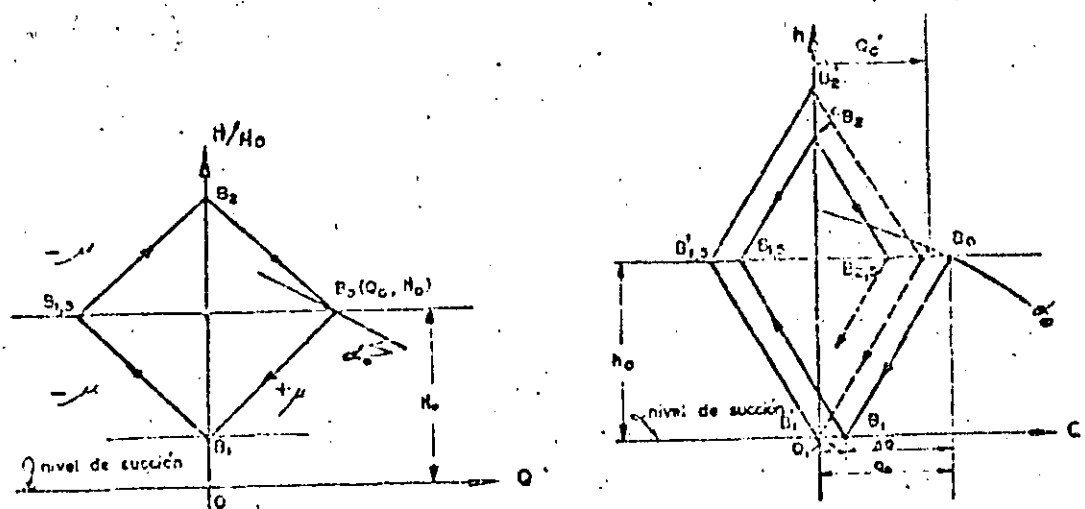


Fig. 2.11 y 2.12 Golpe de arlete en una bomba con válvula de retención, sin incluir el efecto de inercia del rotor.

En el caso de que la válvula se encuentre en el extremo aguas abajo de la tubería, las curvas son de forma parabólica. Considere, por ejemplo, que la válvula C es cerrada en un tiempo $t_c = 3T$ contra la carga de bombeo, mientras la bomba sigue trabajando (fig. 2.15). Las características del sistema para el punto C con la válvula cerrada en los intervalos de tiempo $T, 2T, 3T$, son $\theta_1, \theta_2, \theta_3$, respectivamente. Las características de las oscilaciones de presión $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2, A_{2.5}, C_3$, se dibuja de la manera usual, presentándose la máxima presión en C_3 .

En un instante se cierra la válvula de control en A y se inicia el movimiento pendular. Si la válvula en C en un tiempo $t_c \leq T$, las características de las oscilaciones serán $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2$, que se muestran con líneas de puntos.

2.7 Arranque de una bomba.

Los efectos del golpe de ariete debidos al arranque normal de una bomba, generalmente son despreciables. Sin embargo, estos efectos pueden ser disminuidos usando válvulas de control apropiadas o equipo especial de arranque, asegurándose que todo el aire de las líneas de descarga sea removido. Si se pone una válvula de control sobre el lado de la descarga, la bomba se arranca hasta que alcance la velocidad normal de operación, todavía con la válvula

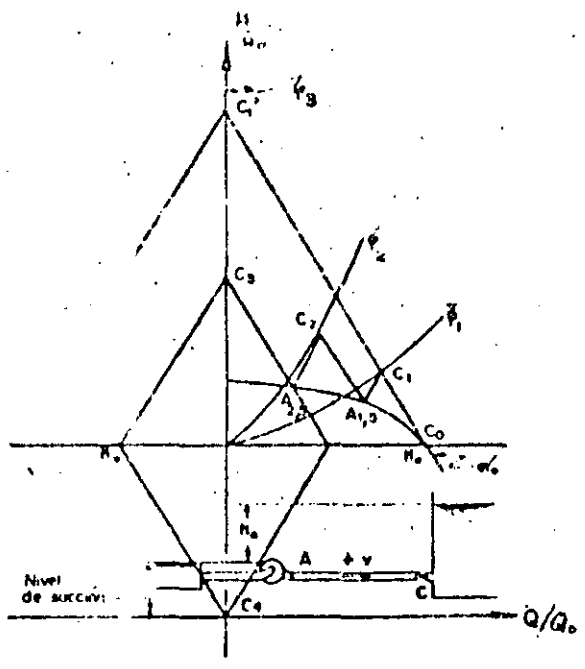


Fig. 2.15 Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la salida de la tubería de descarga de una bomba.

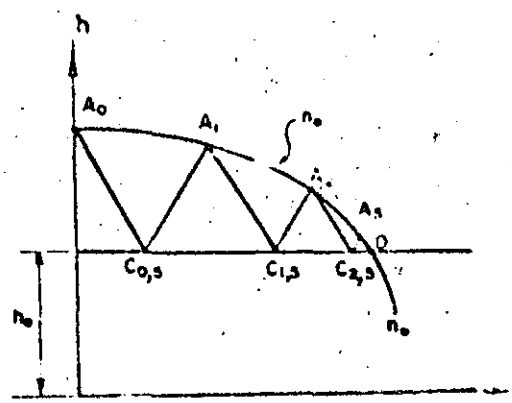


Fig. 2.16 Arranque de una bomba.

cerrada, y posteriormente se abre. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables; por el contrario, si ésta es brusca -- (como en el caso de una válvula de retroceso), es decir, con $t \ll T$, ocurre una sobrepresión si las bombas arrancan bruscamente. Este efecto se muestra en la fig. 2.16.

2.8 Golpe de ariete en la tubería de succión.

En todos los ejemplos anteriores se ha concentrado la atención al golpe de ariete exclusivamente en la tubería de descarga. Sin embargo, cualquier cambio de gasto en la tubería de descarga se presenta también en la tubería de succión y consecuentemente golpe de ariete en esta tubería y en la carcasa de la bomba, que mecánicamente son las partes más vulnerables de toda la instalación. Por otra parte, dada la longitud generalmente corta de la tubería de succión, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables y es poco frecuente que ocurra una falla en ellos.

En aquellos casos en que la longitud de la tubería de succión sea grande, se pueden hacer los mismos estudios del golpe de ariete de una tubería de descarga cualquiera, cuyas condiciones de frontera son fijadas por las características del sistema, las cuales son comunes a la tubería de descarga de la bomba.

Evidentemente, si el objeto del estudio es la determinación del máximo incremento de presión, no hay necesidad de dibujar un diagrama del golpe de ariete para la tubería de succión. Este máximo será igual al que se presente en la tubería de descarga, reducido tan sólo por la pérdida de carga a través de la carcasa de la bomba, en el caso de que no se haya previsto una válvula check.

2.9 Solución del golpe de ariete por medio de gráficas, en el caso de interrupción brusca de energía y que no exista válvula check.

Gráficas de Parmakian

Con el fin de determinar en forma aproximada las depresiones y sobrepresiones máximas que ocurren en una bomba, en el caso de falla de potencia y de no tener válvula de control, Parmakian preparó una serie de gráficas que se reproducen en las figuras 2.17 a, b, c, d, e, f, g, h. Estas gráficas representan el resultado de un gran número de soluciones del golpe de ariete para una serie de bombas y proporcionan un método conveniente para obtener las condiciones límites transitorias en la bomba y en el centro de la tubería

Aunque dichas gráficas son teóricamente aplicables a un tipo particular de bombas (operando con su carga estática antes de fallar la potencia), son útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de descarga en un sistema de bombeo. La elaboración de estas gráficas fué posible debido a que en el fenómeno del golpe de ariete intervienen sólo 3 parámetros adimensionales.

El incremento de presión por encima de la carga normal y la caída de presión por debajo de la misma están dadas en por ciento de la carga normal en términos de dos parámetros 2ϵ y K adimensionales, que son:

$$2\epsilon = \frac{a V_0}{g H_0} \quad (2.8)$$

en que V_0 es la velocidad original de la tubería y H_0 la carga estática de bombeo,

$$K = \frac{450 g \gamma H_0 Q_0}{\pi^2 W R^2 \eta_0 n_0^2} \quad (2.9)$$

en que $W R^2$ es el momento de inercia del conjunto bomba-motor expresado en $\text{kgm} \cdot \text{seg}^2$, n_0 la velocidad angular normal de la bomba en rpm y

$$T = \frac{2L}{a} \text{ en seg.}$$

Conviene recordar que en los anteriores resultados no se ha incluido el efecto de fricción en la tubería y que las oscilaciones de presión, calculadas para puntos distintos del de la bomba, corresponden al caso de una tubería de eje horizontal. Para obtener el valor correcto de la carga de presión en cada instante, deberá restarse la diferencia de niveles entre la bomba y el punto en cuestión.

Gráficas de Kirino y Kenneby.

Estas gráficas son más completas que las de Parmakian; toman en cuenta cuatro parámetros adimensionales y la velocidad específica de la bomba para definir el comportamiento transitorio de un sistema de bombas centrífugas, incluyendo además la fricción en la tubería y la eficiencia de la bomba. Estas gráficas son aplicables a bombas con velocidades específicas menores que 2700 (rpm, gpm, ft) y no se pueden extrapolar a sistemas en que haya cierre de válvulas durante el fenómeno transitorio, ni a sistemas que tengan dispositivos de control de golpe de ariete, con excepción de grandes tanques de oscilación.

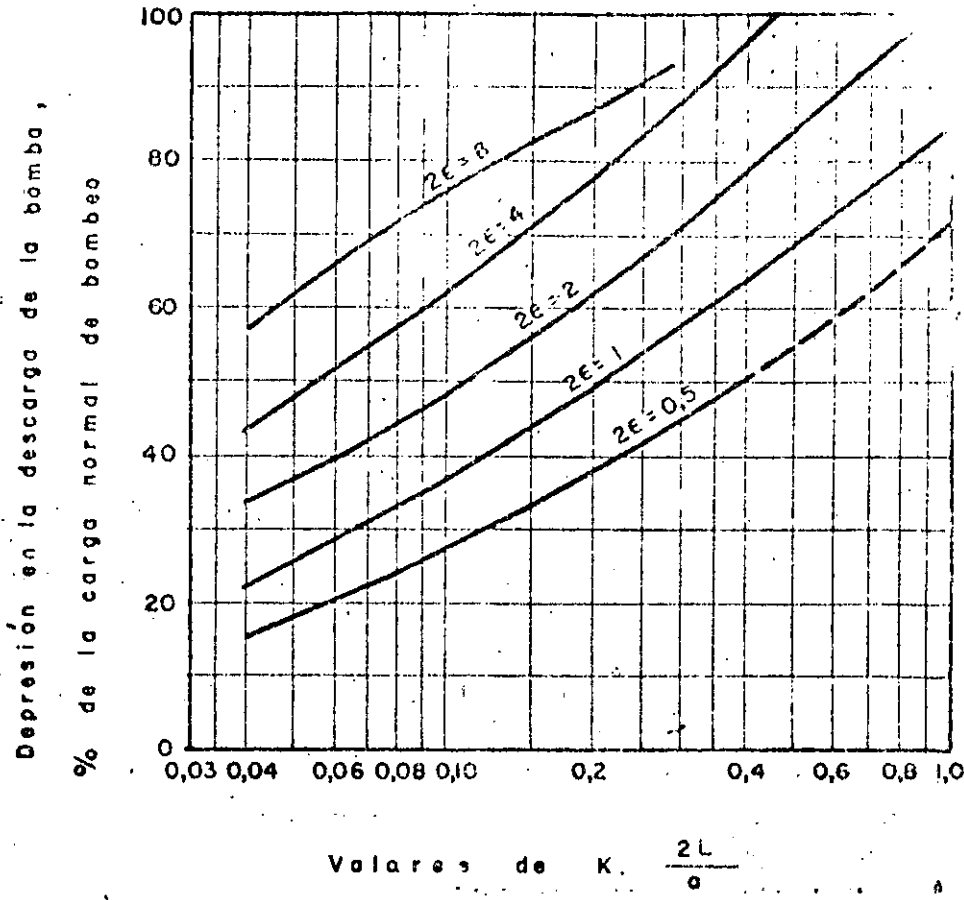
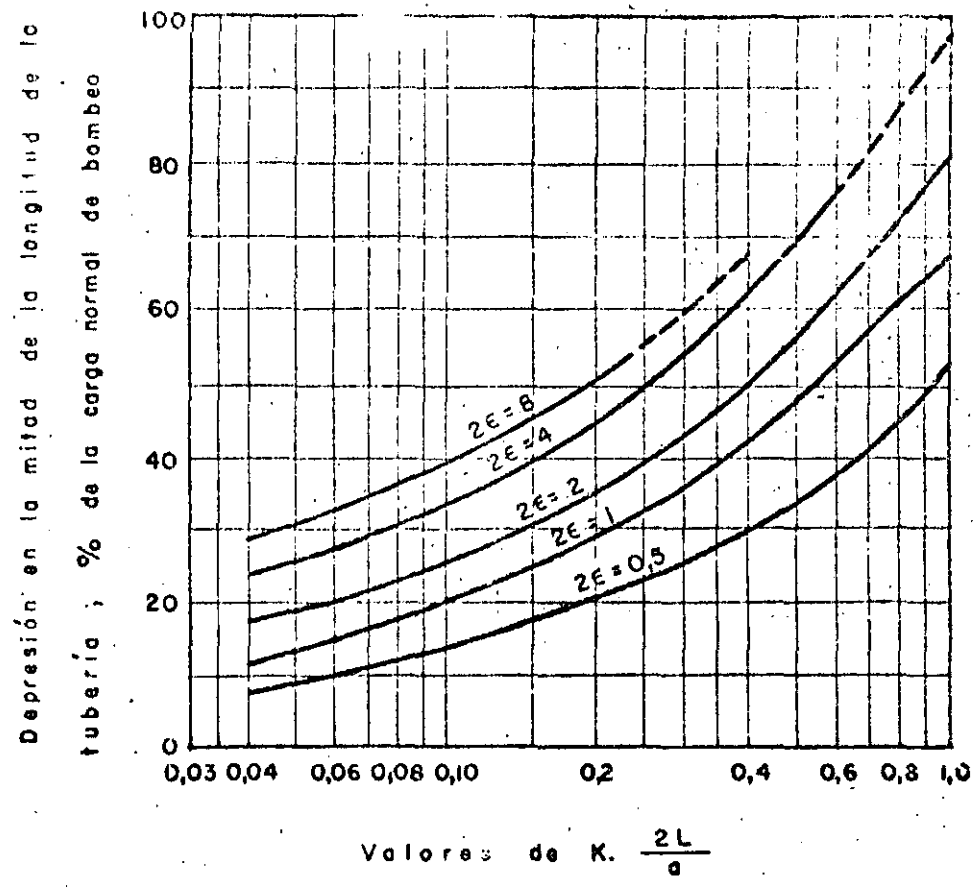


Fig. 2.17a. Depresión en la descarga de la bomba.



(b)

Fig. 2:17b. Depresión en la mitad de la longitud de la tubería.

Sobrepresión en la descarga de la bomba,
% de la carga normal de bombeo

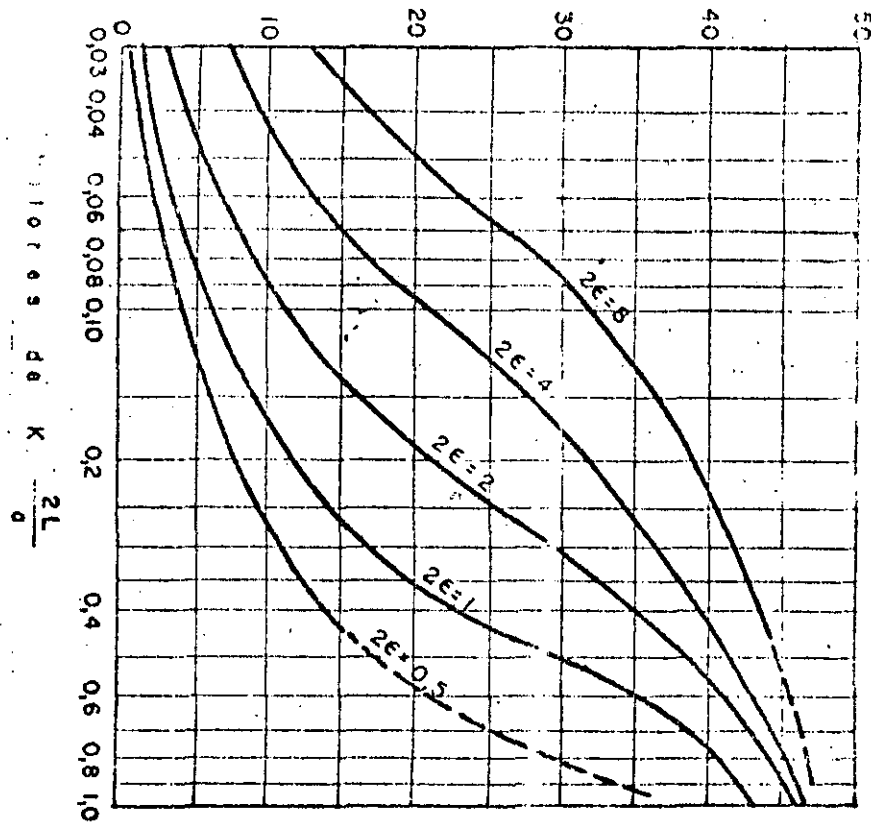


Fig. 2.17c. Sobrepresión en la descarga de la bomba.

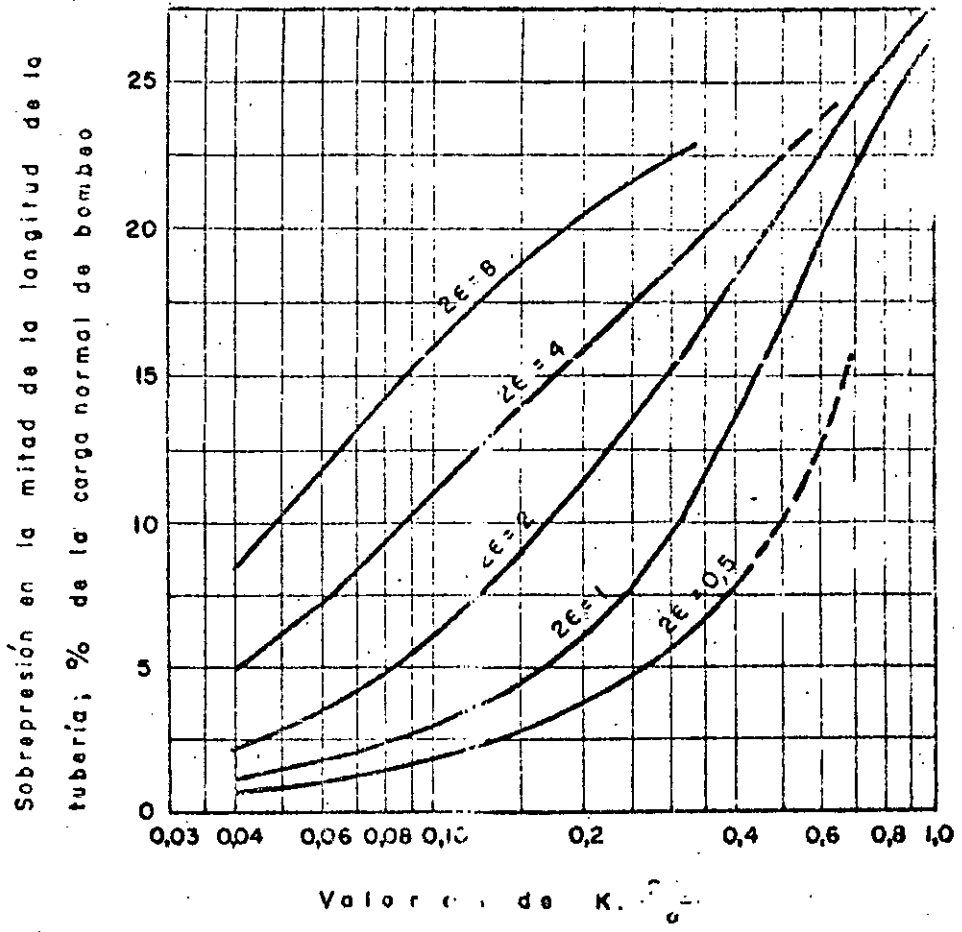


Fig. 2-17d. Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería.

4.26.7

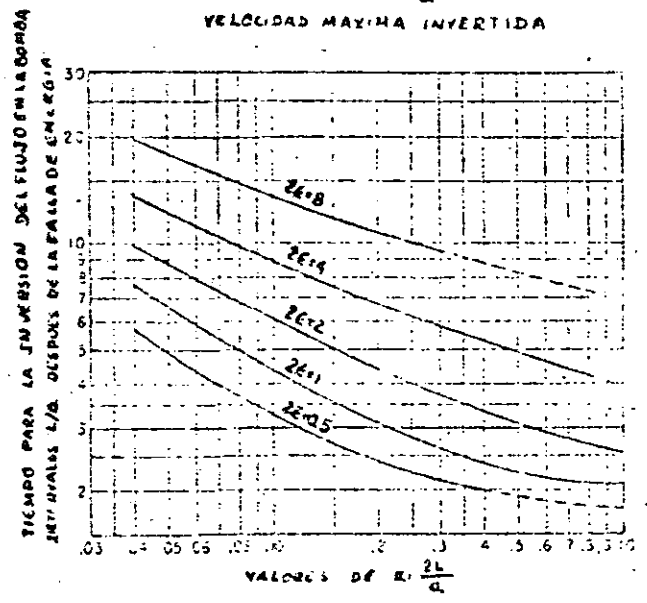
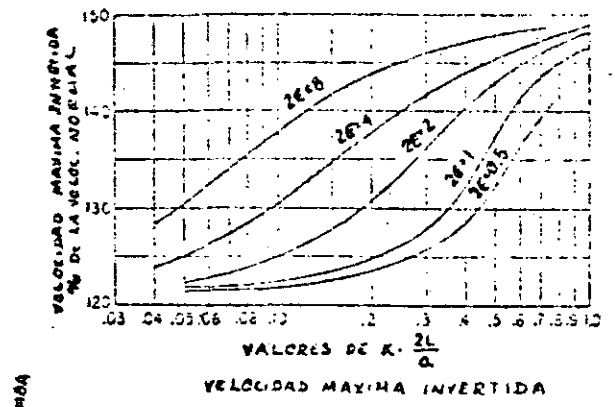


Fig. 2.17 e, f

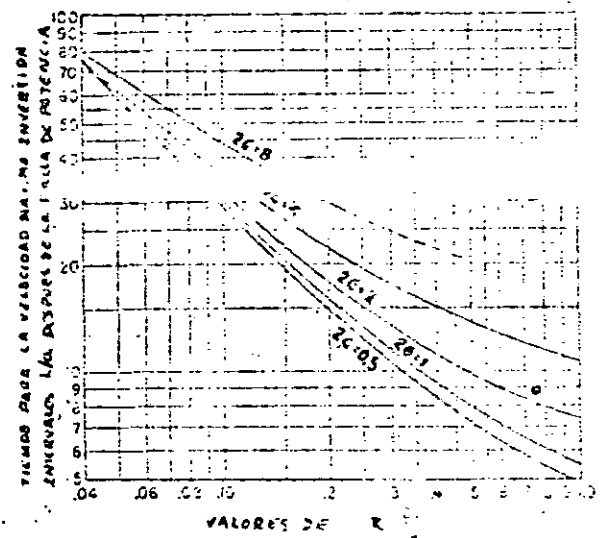
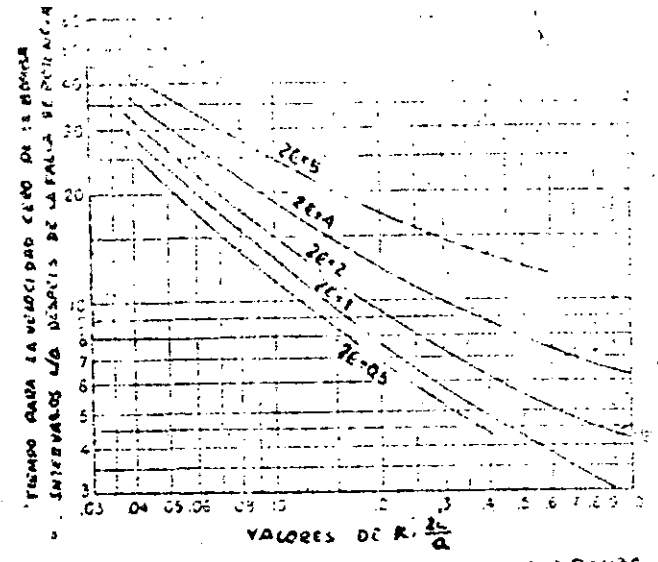


Fig. 2.17 g, h

Los parámetros usados en este caso son :

- 1) La constante de la tubería $\rho = \epsilon$ definida por la ec. (2.8)
- 2) La constante $K_1 = 2K$, donde K es la constante de la bomba definida por la ec. (2.9)
- 3) El tiempo T característico del sistema : $2L/a$ en que L es la longitud del tubo.
- 4) La relación h_f de la carga de fricción en la tubería H_f a la carga nominal de la bomba H_0 (que es la suma de la carga estática de bombeo más la de fricción en el tubo H_f) .

$$h_f = \frac{H_f}{H_0}$$

- 5) Las características completas de la bomba. Se incluye la combinación de las constantes K_1 y T , a través de la nueva constante

$$Z = \frac{1}{K_1 \frac{2L}{a}}$$

La fig 2.18 presenta la carga mínima después de la falla de potencia para el punto en la tubería cerca de la bomba y a la mitad de la tubería. - Las líneas llenas de la fig 2.18 a proporcionan la relación de la carga mínima en el lado de descarga de la bomba (medida a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión) entre carga nominal de bombeo H_0 . La abscisa es $Z = 1/(K_1)(2L/a)$ y los parámetros son la constante del tubo ϵ y la carga de fricción adimensional $h_f = H_f/H_0$. Las líneas discontinuas dan la carga mínima en el instante en que se invierte el flujo (cuando $Q=0$) .

Si una línea llena tiene un valor más pequeño de h_d que la línea de puntos para los mismos valores de ρ y h_f y Z , la carga mínima en la bomba ocurre en el instante $2L/a$ después de la falla de potencia. En la fig 2.18, la línea de punto y raya para $\epsilon = 0.25$ indica que la carga mínima ocurre durante la inversión del flujo.

La fig 2.18b proporciona la relación h_m de la carga mínima H_m a la mitad de la longitud de la tubería entre la carga nominal ; como antes, la carga se mide a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión entre la carga nominal H_0 . En este diagrama, las líneas discontinuas pertenecen a la familia de curvas $\rho = 2$.

Las figuras 2.19a y 2.19b proporcionan la carga mínima en la bomba y a la mitad de la tubería para el caso en que $h_f = 0$. El parámetro de las líneas indican el instante en que ocurre la presión mínima. Las líneas gruesas significan que la presión mínima ocurre para $Q = 0$; las líneas delgadas indican que la presión mínima ocurre en el instante $2L/a$ después de la falta de energía y las líneas discontinuas representan la presión mínima que ocurre durante el flujo invertido. Estas figuras son más convenientes de usar que las figuras 2.18, debido a que no existe interpolación entre valores muy separados de ρ .

Si h_f debe considerarse, la figura 2.19 se puede usar si las cargas mínimas H_d y H_m se toman como $H_d = h_d H_s$, $H_m = h_m H_s$, donde $H_s = (1 - h_f) H_0$. Estas aproximaciones se pueden considerar solamente si $H_d \geq 0$.

La fig. 2.20 permite determinar el tiempo t_0 (como entre múltiplos de $2L/a$) a partir del instante de la falla de energía hasta aquel en que se invierta el flujo en la bomba. Este dato se requiere con frecuencia para programar el cierre de válvulas check.

Si la válvula no causa un incremento importante en la magnitud del descenso de presión, la apertura de la válvula, antes de la inversión del flujo, sería tal que la caída de presión a través de la válvula, en cualquier instante, sea despreciable en comparación con la carga total en la bomba en ese instante.

De los análisis realizados se ha observado que si $h_f = H_f/H_0$, es mayor que aproximadamente 0.18 a 0.2, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería no excede a la carga inicial de bombeo H_0 , en el supuesto de que no exista cierre de válvulas.

Las gráficas proporcionan el aumento de presión $h_r = H_r/H_0$ en la bomba, como se muestra en la fig. 2.21. En este caso, la eficiencia de la bomba tiene un efecto marcado sobre la magnitud del ascenso de presión, por lo cual se presentan dos figuras: la fig. 2.21a para $\eta_0 = 0.8$ y la fig. 2.21b para $\eta_0 = 0.9$. En la fig. 2.21a, las líneas discontinuas representan extrapolaciones para los datos numéricos en la región en que h_r no es sensible a cambios de ρ y z , en la cual no fué posible localizar los contornos con precisión.

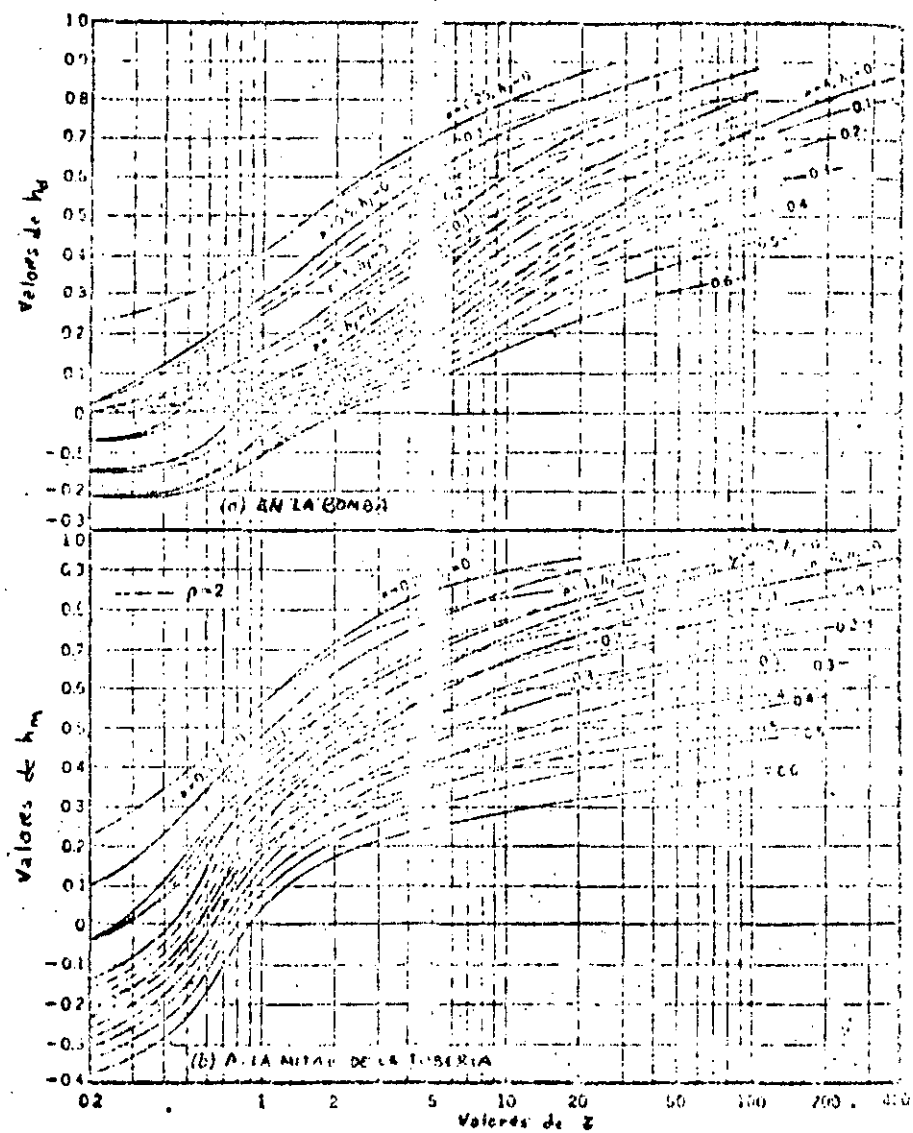


Fig. 2.18. Carga mínima después de la falla de energía.

May, 1965

HY 3

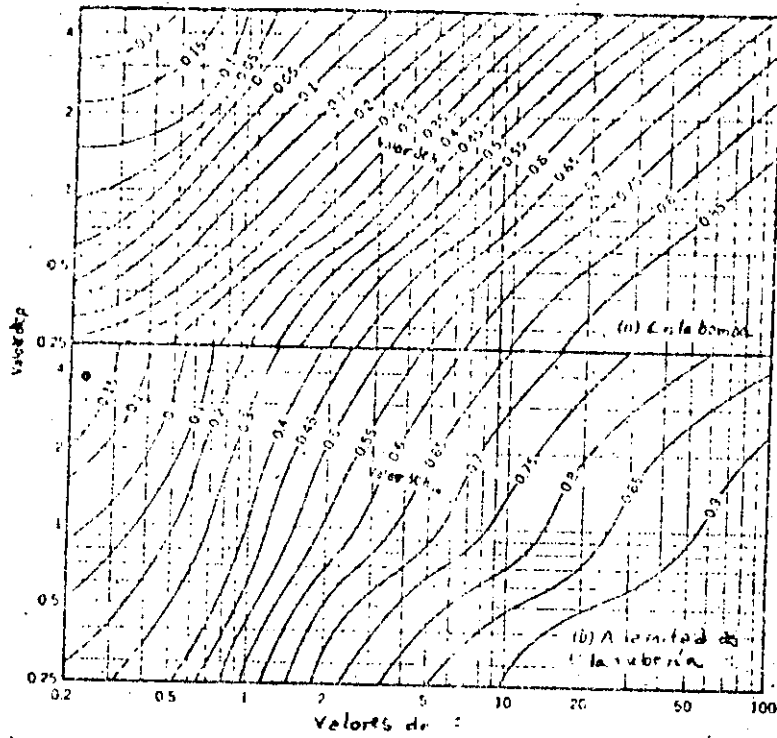


Fig. 2.19. Carga mínima después de la falla de energía para sistemas con pérdida de fricción despreciable.

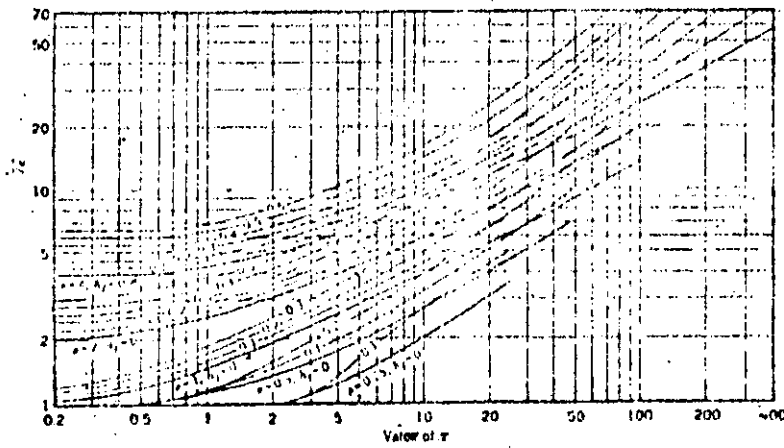


Fig. 2.20. Tiempo para la inversión del flujo en la bomba.

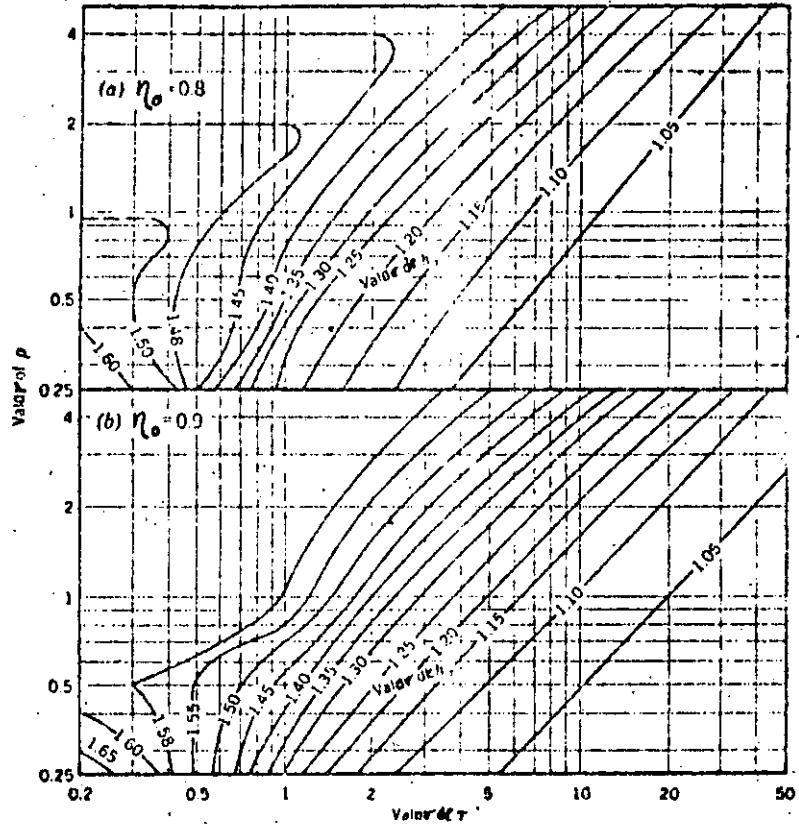


Fig. 2.21. Carga máxima en la bomba después de la falla de energía.

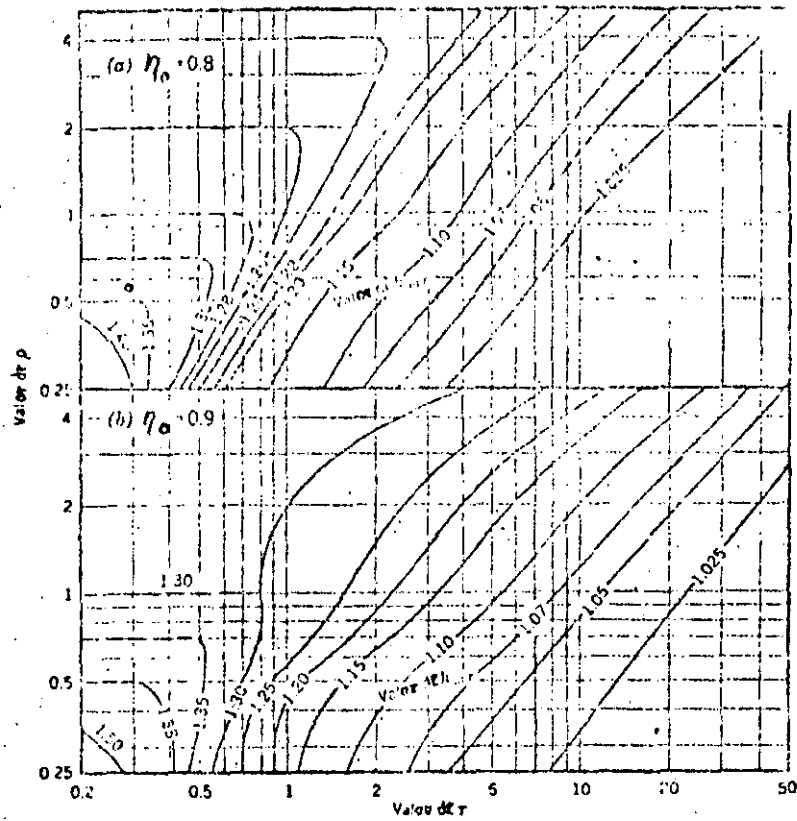


Fig. 2.22. Carga máxima a la mitad de la tubería.

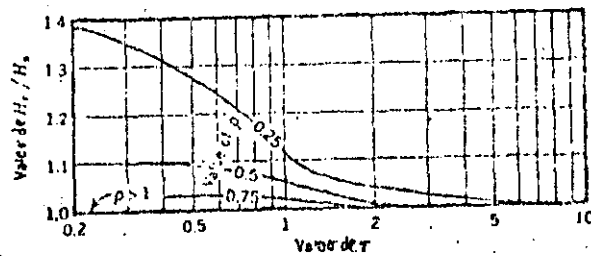


Fig. 2.23. Carga máxima en la bomba si se evita la rotación invertida en la bomba.

Las figuras 2.22a, 2.22b dan el ascenso de presión a la mitad de la tubería, con similares explicaciones de las dos figuras anteriores. Las cargas H_r y H_{mr} se refieren a la carga en el pozo de succión.

También se encontró que si $h_f \leq 0.2$, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería, se pueden expresar a través de las ecuaciones siguientes respectivamente:

$$H_r = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_r - 1)}{0.2} \right] H_o$$

$$H_{mr} = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_{mo} - 1)}{0.2} \right] \left(H_o - \frac{H_f}{2} \right)$$

Si se evita la rotación invertida de la bomba, la fig. 2.23 permite calcular la carga máxima H_r entre la carga estática de bombeo, H_s . En este caso, no existe incremento de presión por arriba de la carga estática, si $h_f \geq 0.1$, aún para el caso $\rho = 0.25$.

2.10 Separación de la columna de agua.

Los cambios positivos y negativos de presión, obtenidos de las soluciones del golpe de ariete antes estudiadas, se pueden dibujar sobre el perfil de la línea de descarga, como se muestra en la fig. 2.24 con lo cual se determinan las presiones límites para las cuales deberá diseñarse la tubería. Puede ocurrir que la presión mínima, en algún punto a lo largo de la línea de descarga de la bomba, alcance la presión de vaporización del agua. En ese caso, la solución del golpe de ariete obtenida ya no es válida, pues si la condición de presión por debajo de la atmosférica dentro del tubo persiste por un período suficiente, las partículas líquidas de la columna se separan por la inclusión de vapor.

Esta separación de la columna ocurrirá sólo en aquellos instantes en que se presentan oscilaciones negativas de presión y deberá evitarse mediante el empleo de cámaras de aire, válvulas de alivio o momentos de inercia mayores en el conjunto bomba-motor, ya que pueden crear altas presiones cuando el fenómeno se invierte.

2.11 Dispositivos de alivio del golpe de ariete.

Los efectos del golpe de ariete en las líneas de descarga de sistemas de bombeo sólo pueden disminuirse mediante una reducción gradual de la velocidad dentro del tubo, lo que puede lograrse por cualquiera de los medios siguientes :

- Mediante el diseño de sistemas de tuberías con velocidades originales bajas.
- Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una check.

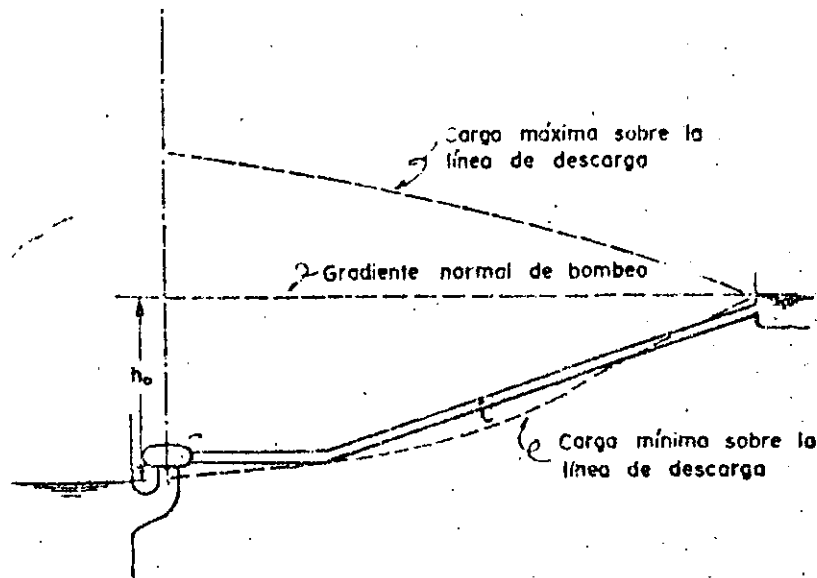


Fig. 2.24 Separación de la columna de agua en un sistema de bombeo.

- Con válvulas de alivio que, en el caso de que se manejen con un control positivo, se conocen con el nombre de supresores de oscilación.
- Por válvulas check especiales, o con una válvula de paso alrededor de estas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después que se haya cerrado la válvula check.
- Por el uso de dispositivos especiales como las cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente los más caros y sólo se justifican en circunstancias especiales.
- Cuando la separación de la columna de agua dentro de la tubería es inevitable, es necesario instalar válvulas que permitan la entrada de aire al interior del tubo para amortiguar el choque en el momento en que ocurra el fenómeno.

2.1 Golpe de ariete con supresor de oscilación en la tubería.

Un supresor de oscilación típico consiste en una válvula operada por medio de piloto que abre después de la interrupción de energía, mediante la pérdida de energía a un solenoide, o por la reducción brusca de la presión en el supresor de oscilación, proporcionando de esta manera una válvula abierta para aliviar la inversión del flujo de agua en la tubería. La válvula se cierra posteriormente de manera lenta por la acción de

El supresor de oscilación se coloca aguas abajo de la válvula check y en la proximidad de la misma para controlar el aumento de presión.

El aumento de presión que podría ocurrir con válvulas check simples y sin separación de la columna de agua es aproximadamente igual a la caída de presión inicial en las bombas, con un máximo aproximadamente igual a la carga estática. Si no se utilizan válvulas check y si el flujo invertido se permitiera pasar a través de las bombas, la presión podría aumentar a un máximo de aproximadamente 50 por ciento de la carga de bombeo, dependiendo esto de la inercia de la columna de agua, la inercia rotacional de las unidades de bombeo y las características de la bomba.

Un supresor de oscilación puede reducir el aumento de presión a un valor por debajo de los máximos justamente dados. Los supresores de oscilación puede también ser usado ventajosamente en algunos casos donde ocurre la separación de la columna de agua.

El manejo del supresor de oscilación puede ser hidráulico, mecánico o eléctrico y un método de operación se ilustra en la fig. 2.25 con el diagrama del golpe de ariete con válvulas check y supresor de oscilación.

La curva característica del supresor de oscilación corresponde a la parábola V que tiene por ecuación

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_s}{Q_0} \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2}$$

donde Q_s es la capacidad del supresor de oscilación basada en la carga inicial.

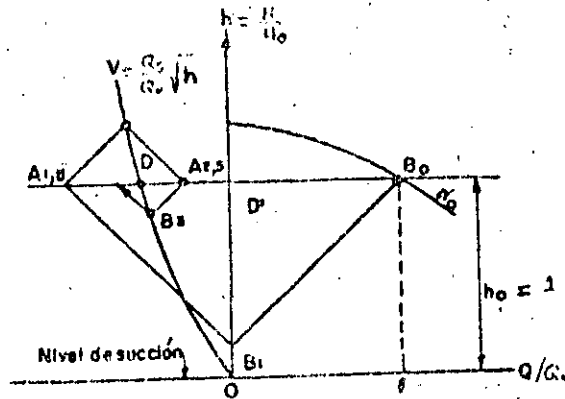


Fig. 2.25 Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería de descarga de una bomba.

El supresor se abre en un instante entre T y $1.5T$. La oscilación de presión de B_0 a B_1 se traza de la manera normal correspondiendo a la falta de energía con inercia despreciable en el sistema.

Los puntos B_2 y B_3 se determinan con las intersecciones de rectas de pendiente negativa y positiva apoyadas sobre la parábola V . De este modo, el incremento de presión es eliminado prácticamente y una vez que éste se ha amortiguado totalmente en el punto D , el supresor de oscilación se cierra lentamente de modo que el punto final del sistema se mueve de D a D' .

Los resultados de una serie de soluciones gráficas como la indicada en la fig. 2.25 se muestran en las figs. 2.26, 2.27, 2.28 y 2.29. Estas figuras indican las capacidades de flujo requeridas en el supresor de oscilación a fin de limitar el aumento máximo de carga en la estación de bombeo a cero, -- 10, 20 o 30 por ciento de la carga inicial.

Estas figuras fueron obtenidas sobre la base de que no ocurre separación de la columna. Esto significa que la presión no debe caer abajo de la presión de vaporización del agua en ninguna parte de la tubería.

Ejemplo 2.3 Con el fin de ejemplificar el uso de estas gráficas, consideraremos los mismos datos del ejemplo 2.1.

Supongamos $H_f = 0.1 \times 67.10 = 6.71$ m. y que no existe separación de la columna de agua tal como se mostró en el ejemplo 2.1.

Se desea determinar el tamaño del supresor de oscilación que limite el aumento de carga en la bomba a cero por ciento. De la figura 2.26 $Q_5/Q_0 = 0.43$. De esta manera el supresor de oscilación debe tener una capacidad de flujo del 43 por ciento del gasto inicial de la estación de bombeo.

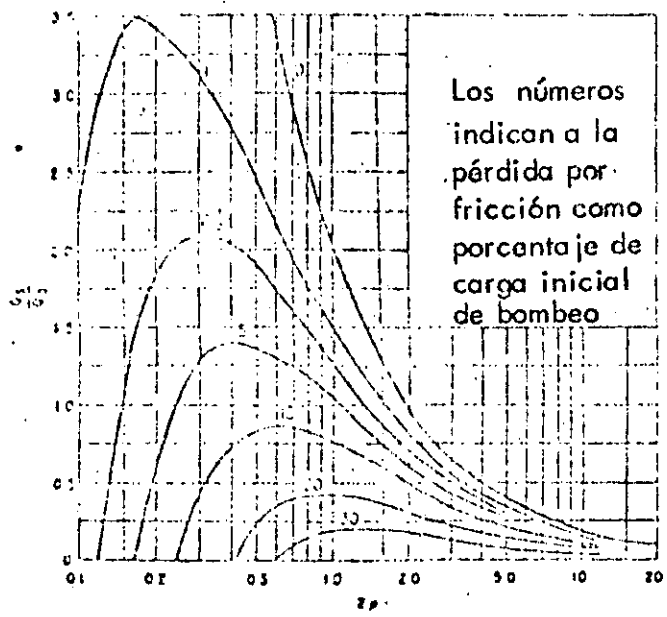


Fig. 2.26 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del cero por ciento de la carga en la estación de bombeo.

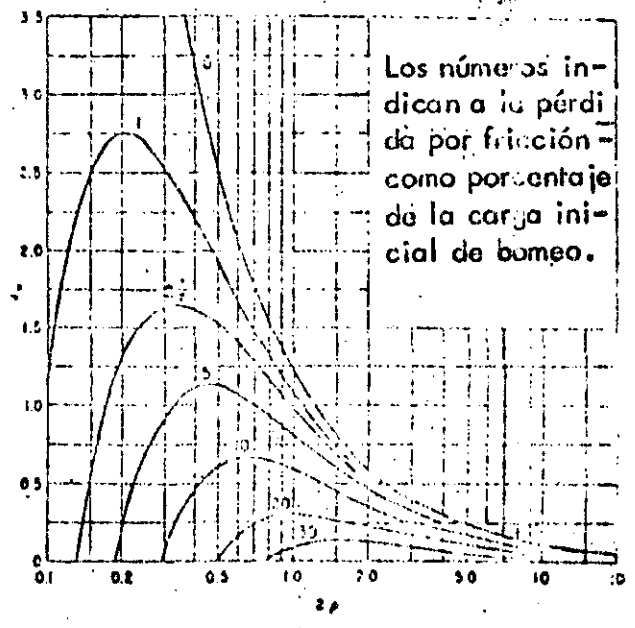


Fig. 2.27 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 10 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

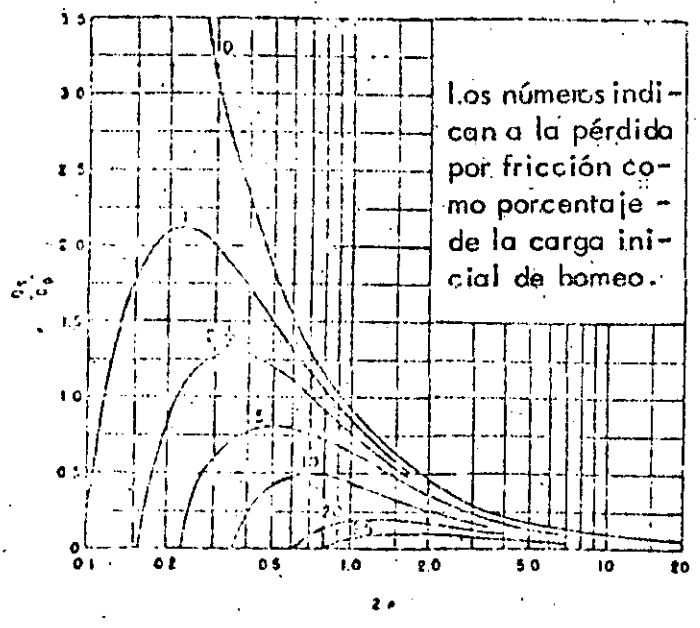


Fig. 2.28 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 20 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

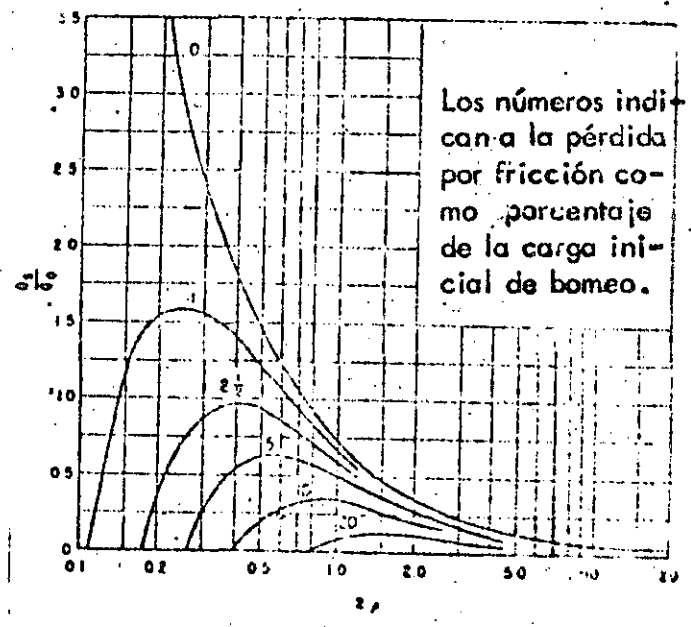


Fig. 2.29 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 30 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

Cámara de aire. Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión en la línea de descarga de una instalación de bombeo es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 2.19 y que generalmente se instala aguas abajo de la bomba.

La porción inferior de la cámara contiene agua, mientras que la superior contiene aire a presión. Cuando ocurre la falla de potencia, tanto la carga desarrollada por la bomba como el gasto decrecen rápidamente, lo cual permite que el aire comprimido dentro de la cámara desatoje el agua hacia la tubería a través del orificio en el fondo de la cámara. De esa forma

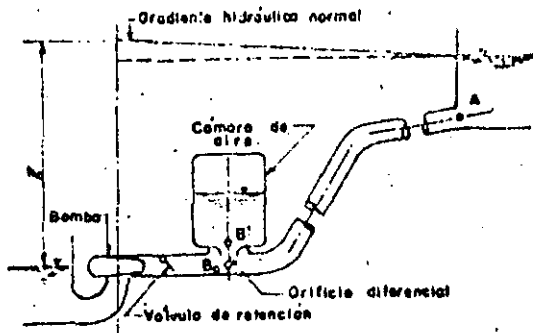


Fig. 2.19 Instalación de bombeo con cámara de aire.

2.76

se reducen los cambios de velocidad y los efectos del golpe de ariete en la línea de descarga.

Cuando la bomba funciona normalmente, el contenido de aire en la cámara se comprime bajo la presión de trabajo y almacena energía en forma análoga a lo que acontece con un resorte comprimido.

Cuando falla la energía, la presión disminuye y el aire comprimido se expande, presionando gradualmente el contenido de agua de la cámara, la cual fluye hacia el exterior y alimenta así a la tubería. Con esto, el escurrimiento en la tubería decrece paulatinamente y el ritmo de la caída de presión disminuye.

Una vez que la velocidad angular de la bomba disminuye hasta el punto en que ya no puede mantener el flujo contra la altura de descarga, la válvula de retención colocada del lado de la descarga se cierra, con lo cual el paro de la bomba es más lento y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte en dirección al depósito y al interior de la cámara. Por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

Las cámaras de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire comprimido que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que estas tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura 2.20.

Esta estrangulación es del tipo llamado orificio diferencial y, para el flujo de la tubería

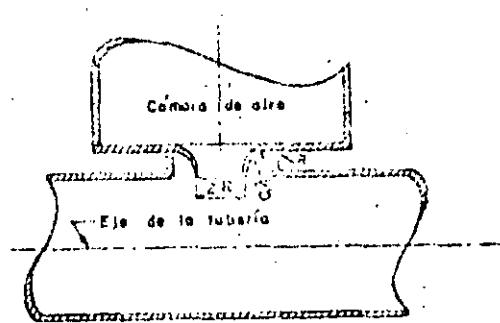


Fig. 2.20 Forma del estrangulamiento recomendado para una cámara de aire.

2.77

la cámara proporciona una pérdida de carga 2,5 veces mayor que para el flujo de la cámara a la tubería y produce así una mejor amortiguación.

La ecuación de la pérdida de carga producida por el estrangulamiento es semejante a la (11.73) ya utilizada anteriormente:

$$h_s = C_s Q_i^2 \quad (11.78)$$

en que C_s es el coeficiente de pérdida por estrangulamiento, el cual depende de su forma.

Una vez que ocurre la interrupción de potencia al motor de la bomba, la carga de presión en el lado de la descarga es mantenida inicialmente por la cámara de aire, mientras que la velocidad de la bomba y el gasto caen rápidamente. Esto hace que la válvula de retención cierre casi inmediatamente después de la falla de la energía, por lo cual se puede suponer que esto sucede simultáneamente y que el flujo en la tubería sólo es proporcionado por la cámara de aire. Con esta suposición se eliminan las características de la bomba de los cálculos del golpe de ariete, pero introduce una onda de presión brusca correspondiente a la caída instantánea de la carga a través del orificio de estrangulación en la base de la cámara.

El fenómeno de compresión y expansión del volumen de aire contenido en la cámara se puede suponer (según Parmakian), como un término medio entre un proceso adiabático y un isotérmico. Es decir, en cualquier instante se cumple que:

$$H_i V_i^{1.2} = H_0 V_0^{1.2} = \text{Constante} \quad (66)$$

en que H_i representa la carga de presión absoluta en el instante i , o sea:

$$H_i = h_i + \frac{P_{atm}}{\gamma} \quad (67)$$

y V_i el volumen de aire en la cámara en el instante i , o bien, si se expresa (67) en los términos adimensionales siguientes:

$$H_i^* = \frac{H_i}{H_0} \text{ y } V_i^* = \frac{V_i}{V_0} \quad (68)$$

se puede escribir:

$$H_i^* V_i^{*1.2} = 1 \quad (69)$$

La ecuación (69) se representa por la gráfica mostrada en la figura 2.21.

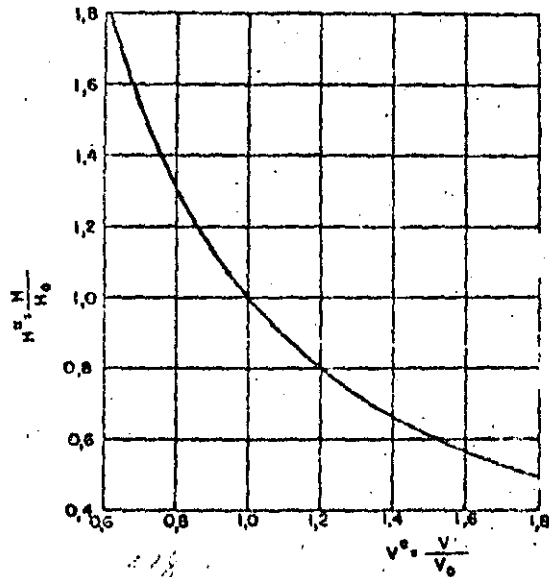


Fig. 2.21 Ley del proceso de expansión del aire en la cámara.

El volumen de aire en cualquier instante i , en términos del volumen en el instante $i-1$, es:

$$V_i = V_{i-1} - \int_{t_{i-1}}^i Q dt \quad (70)$$

en que A es el área de la sección transversal de la cámara.

Para intervalos de tiempo pequeños, la variación del gasto Q puede suponerse lineal, por lo que el volumen de aire en la cámara es entonces:

$$V_i = V_{i-1} - \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2} \right) \Delta t \quad (71)$$

en que el intervalo de tiempo $t = t_i - t_{i-1}$. Por comodidad en el uso del método gráfico del golpe de ariete, es conveniente elegir Δt como una fracción del tiempo de reflexión de la onda

T ; o sea que $\Delta t = \frac{2L}{a} \delta$. Así, si se sustituye en (71), esta se puede escribir:

$$\frac{V_i}{V_0} = \frac{V_{i-1}}{V_0} - \frac{(Q_{i-1} + Q_i)}{2 V_0 Q_0} Q_0 \frac{2L\delta}{a} \quad (72)$$

y con el parámetro adimensional $Q_i^* = \frac{Q_i}{Q_0}$, se puede escribir:

$$V_i = V_{i-1} - \frac{(Q_{i-1}^* + Q_i^*) 2\delta}{2 V_0 a} Q_0 L \quad (73)$$

En esta ecuación el término $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$ es también adimensional como puede observarse fácilmente. Toda vez que los cambios del volumen de aire en la cámara se definen en términos de presiones absolutas, es preferible definir la característica de la tubería en términos de cargas de presión absoluta, esto es:

$$e^* = \frac{2v_0}{2gH_0} \quad (74)$$

Esta característica de la tubería representa además la pendiente de las rectas del golpe de ariete en un plano $Q^* - H^*$, siendo por supuesto válidos los métodos de solución antes descritos.

El procedimiento gráfico para la solución del problema de la cámara de aire es como sigue:

Sobre un plano coordenado $Q^* - H^*$ se dibuja la parábola de pérdida por estrangulamiento. El punto de coordenadas $Q^* = 1$, $H^* = 1$, representa al punto B_0 , B_0 y A_1 (véase figs. 2.2.3 y 2.2.9) es el punto de partida.

La suposición del cierre instantáneo de la válvula de retención causa un cambio del gasto

en la tubería, que sigue la recta de pendiente positiva e^* . La posición del punto B_1 se puede calcular por tanteos y para esto se supone un primer valor de Q_1^* y con la fórmula (73) se calcula el volumen para el instante 1, para $\delta = 1$ con la fórmula:

$$v_1 = v_0 - \frac{2(Q_0^* + Q_1^*)}{2 \frac{V_0 a}{Q_0 L}} = v_0 - \frac{(1 + Q_1^*)}{\frac{V_0 a}{Q_0 L}}$$

en que V_0^* tiene que ser inicialmente supuesto o fijado de antemano. Con V_1^* se obtiene de la gráfica de la figura 2.2.1 el valor de H^* que tendrá que ser el mismo supuesto para el punto en cuestión, de lo contrario se repite el mismo procedimiento.

Para calcular el punto B_2 se repite el procedimiento por tanteos y así sucesivamente.

Para puntos correspondientes a instantes intermedios, δ será igual al valor del instante para el que se desea calcular. Por ejemplo, si $i = 0,5$ (o sea el punto $B_{0,5}$), entonces $\delta = 0,5$.

Los valores de la carga de presión en el punto B^* de la base de la cámara se pueden calcular en cada instante, restando la magnitud

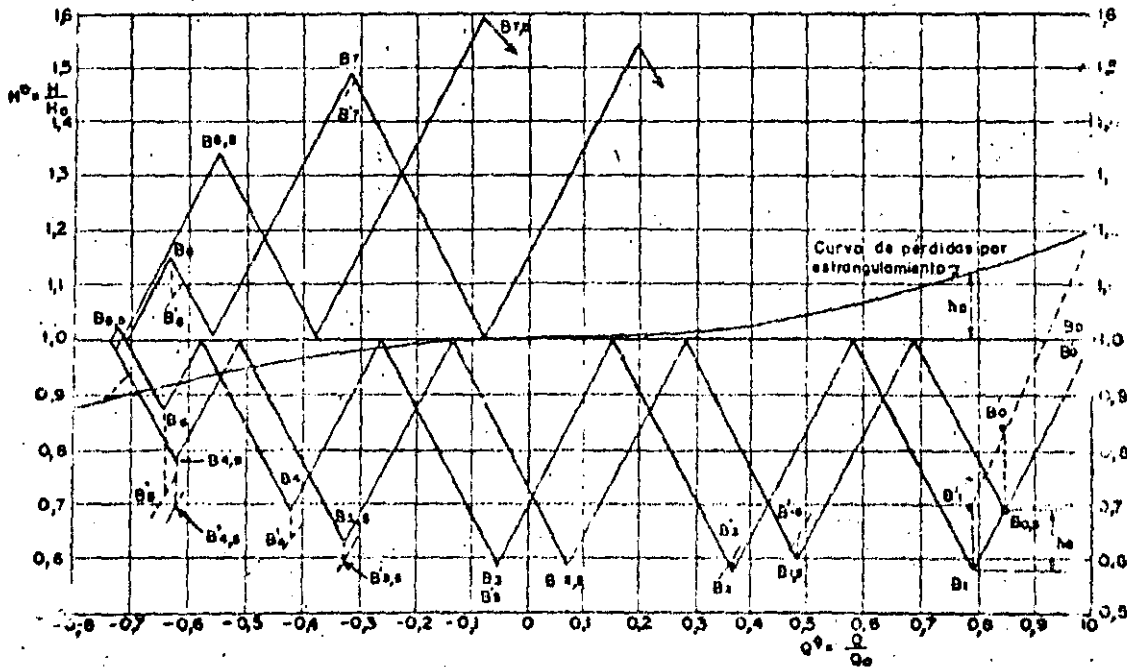


Fig. 2.2.2 Golpe de ariete en una planta de bombeo con cámara de aire.

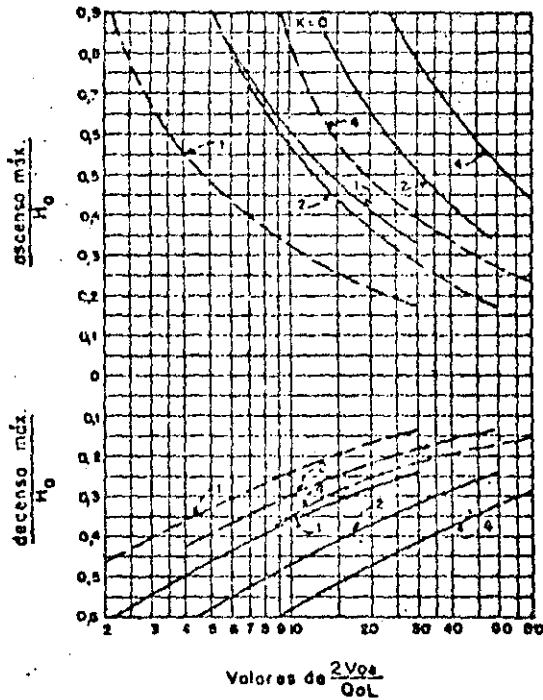
la pérdida por estrangulamiento Δh , correspondiente al gasto Q , del instante en cuestión (línea de puntos).

Por otr. parte, de las ecuaciones (7.5) y (7.6) se observa que existen dos parámetros básicos en la determinación del golpe de ariet en una línea de descarga con cámara de aire y que son $2\epsilon^*$ y $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$.

Los resultados de un gran número de soluciones de cámaras de aire se muestran en la figura 6.3-a, b, c, d. En estas figuras, las oscilaciones de presión en la línea de descarga adyacente a la cámara y en la mitad de la tubería, se han dibujado contra los parámetros básicos antes mencionados.

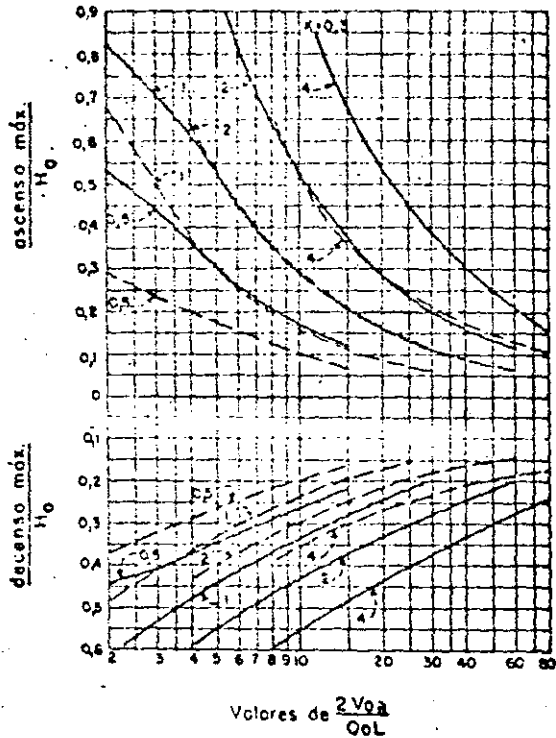
Para los valores mostrados en estos diagramas, dados por Parmakian, se han hecho las siguientes suposiciones:

- a) La cámara de aire está localizada cerca de la bomba.
- b) La válvula de retención en la bomba cierra inmediatamente después de la falla de potencia.
- c) La relación presión-volumen para el aire comprimido en la cámara de aire, es: $H^* V^{1.2} = cte.$
- d) La relación de la pérdida de carga total para el mismo gasto entrando o saliendo de la cámara es 2,5:1; $K H_0^*$ es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y por estrangulamiento en el orificio diferencial.



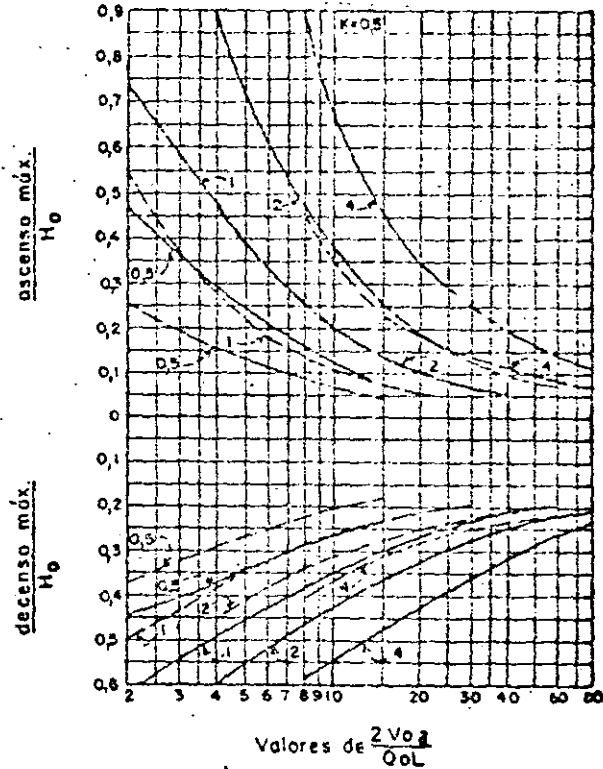
Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 6.3-a. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K=0$.



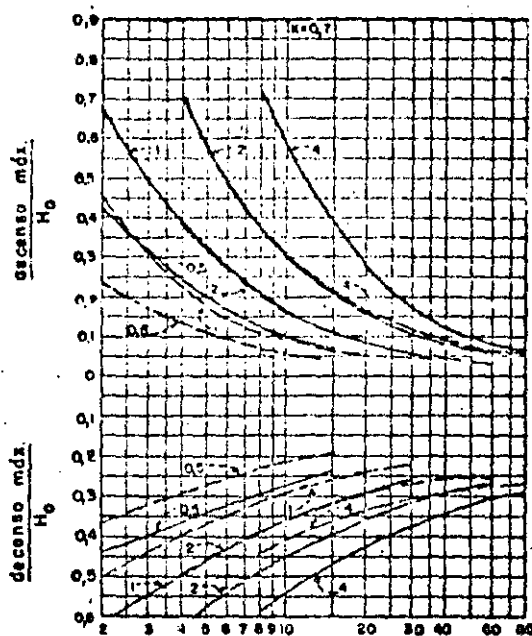
Los números sobre las curvas son valores de 2ϵ
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63 b. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.3$.



Los números sobre las curvas son valores de 2ϵ
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63 c. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.5$.



Valores de $\frac{2V_0A}{Q_0L}$
 Los números sobre las curvas son valores de $2E^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63d. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,7$.

cuando un flujo invertido igual a Q_0 pase al interior de la cámara.

Para asegurar que el aire no entre a la línea de descarga cuando ocurra la oscilación mínima, el volumen total que deberá tener la cámara de aire deberá ser mayor que V' dado por la siguiente expresión:

$$V' = V_0 \left(\frac{H_0^*}{H^* \min} \right)^{1.8} \approx \frac{V_0 \cdot H_0^*}{H^* \min} \quad (75)$$

en que $H^* \min = H_0^*$ menos la mínima oscilación adyacente a la bomba.

Cámara de aire. Considérese una instalación de bombeo como la mostrada en la figura 280 para la cual se desea determinar el tamaño de una cámara de aire tal, que impida que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba exceda a $0,43 H_0^*$ y además, que la depresión máxima en el centro del tubo no exceda a $0,21 H^*$.

Los datos del problema son:

$$\begin{aligned} h_{st} &= 60 \text{ m} \\ h_f &= 0,920 \text{ m} \\ h_0 &= 60,92 \text{ m} \\ Q_0 &= 2,86 \text{ m}^3/\text{s} \\ S &= 1,84 \text{ m}^4 \\ v_0 &= 1,55 \text{ m/s} \\ a &= 900 \text{ m/s} \\ H_0 &= 60,92 + 10,33 = 71,25 \text{ m} \\ 2\epsilon^* &= 2 \\ L &= 610 \text{ m} \end{aligned}$$

Diferencia entre el nivel de succión y el punto medio de la tubería = 53,5 m.

De las gráficas mostradas en la figura 280 se encuentra que las condiciones de presión antes señaladas se satisfacen con $K=0,3$ y para:

$$2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$$

como se puede comprobar fácilmente de la figura 280. De esta figura se obtiene que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga

adyacente a la bomba es de $0,27 H_0^*$, la máxima depresión en el centro del tubo es de $0,21 H_0^*$ y la máxima depresión adyacente a la bomba es $0,32 H_0^*$.

Para la instalación mostrada, la pérdida por fricción para el gasto normal de bombeo Q_0 asciende a $0,92 \text{ m}$. El orificio diferencial requerido en la cámara de aire debe entonces proporcionar para un flujo Q_0 contra la carga, una pérdida que deberá ser:

$$h_r = K H_0 - h_f = 0,3 \times 71,25 - 0,92 = 20,46 \text{ m}$$

Además, con $2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$ se puede calcular

el volumen inicial de aire comprimido dentro de la cámara y que es:

$$V_0 = \frac{21 \times 2,86 \times 610}{900 \times 2} = 20,3 \text{ m}^3$$

y el volumen mínimo que deberá poseer la cámara de aire V' , se puede determinar de la ecuación (11.89)

$$V' = \frac{V_0 H_0^2}{H^* \min} = \frac{V_0 H_0^2}{(1 - 0,32) H_0^2} = \frac{20,3}{0,68} = 29,7 \text{ m}^3$$

Libros de consulta

1. Brown, John G.: *Hydroelectric engineering practice*, Vol. 1. *Civil Engineering*. Londres: Blackie & Son, 1958. 1189 págs.

2. *lique au Coup de Foudre en Electricité*. Paris: Dunod, 1950. 336 págs.

3. Jaeger, Charles: *Engineering fluid mechanics*. Londres: Blackie & Son, 1956. 529 páginas.

4. Kozeny, J.: *Hydraulik*. Viena: Springer, 1953. 588 págs.

5. Moreno, A.: "Algunos efectos del golpe de ariete en sistemas de bombeo". Tesis profesional. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 1960.

6. Parmakian, John: *Waterhammer Analysis*. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 161 páginas.

7. Rich, George Rollo: *Hydraulic Transients*. 2ª edición. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 409 páginas.

8. Rouse, Hunter: *Engineering Hydraulics*. Proceedings of the Fourth Hydraulics Conference. Iowa Institute of Hydraulic Research. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1950. 1039 páginas.

9. Schlag, A.: *Hydraulique Générale*. Paris: Dunod, 1957. 243 págs.

10. Sánchez, J. L.: "Teoría del golpe de ariete". *Ingeniería Civil*, México, 1955.

11. Stepanoff, Alexey J.: *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1948. 428 páginas.

12. Stucky, A.: *Druckwasserschlosser von Wasserkraftanlagen*. Berlin: Springer, 1962. 181 págs.

13. Volk, W.: *Absperrorgane in Rohrleitungen*. Berlin: Springer, 1959. 178 págs.

14. Wechmann: *Hydraulik*. Berlin: Technic

APENDICE

71

8.4 Celeridad de las ondas de presión

La celeridad de las ondas de presión en una tubería depende principalmente de las características elásticas del líquido y del material con que está construida así como, en forma secundaria, de su estructuración.

Las tuberías de material no homogéneo se pueden asimilar a tuberías equivalentes de material homogéneo.

El valor normal de la celeridad en tuberías de acero de pared delgada es de 1 000 m/seg y el valor máximo que puede alcanzar es de 1 425 m/seg en un tubo rígido. En tubos de goma la celeridad disminuye hasta valores comprendidos entre 19 y 27 m/seg.

Se consideran tuberías elásticas de pared gruesa aquellas en que la relación del diámetro interior a su espesor es mayor que veinticinco. Por esta razón, se supone que el esfuerzo en la pared no tiene una distribución uniforme. La restricción de los apoyos tiene poco efecto en el valor de la celeridad de la onda y, a medida que el espesor disminuye, dicho valor se aproxima al de la tubería de pared delgada.

La ecuación para túneles circulares sin revestimiento se aplica a túneles perforados en roca sana o a través de un macizo de concreto.

En una galería circular, revestida y con blindaje, la camisa de acero en contacto con el material del túnel incrementa la celeridad con respecto a la que se presentaría si no existiera dicho blindaje.

Es de interés el cálculo de la celeridad en tuberías metálicas descubiertas, reforzadas con anillos transversales de acero. La única fórmula a este respecto es la de Arredi, que permite el cálculo transformando la tubería en una equivalente metálica sencilla.

También en el caso de tuberías de concreto armado, se hace la misma consideración de una tubería equivalente homogénea.

8.4.1 Ecuación general

La celeridad de las ondas de presión en un conducto sencillo, descubierto y poco deformable está dada por la expresión

$$a = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{E_w} + \frac{k}{E_t} \frac{D}{e}\right) \frac{\gamma}{g}}}$$

donde

- a celeridad de las ondas de presión, en m/seg
- E_t módulo de elasticidad del material con que está construido el tubo, en kg/m^2
- E_w módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2
- e espesor de las paredes del tubo, en m
- k coeficiente que depende del tipo de apoyo del tubo

8.4.2 Tuberías de pared delgada

De acuerdo con el tipo de soporte de la tubería, los valores de k de la ecuación general son

- $k = 5/4 - n$ para un tubo soportado en el extremo superior de entrada y en juntas de expansión
- $k = 1 - n^2$ para un tubo anclado contra movimiento axial en toda su longitud
- $k = 1 - n/2$ para un tubo con juntas de expansión, sin existir cambios en su longitud.

En que n representa el módulo de Poisson de la tubería. Se suele considerar que para el acero vale 0.3.

7.1

El módulo volumétrico del agua y de elasticidad de los materiales más usuales se indican en la siguiente tabla:

MATERIAL	E (kg/m ²)
agua	2.07 x 10 ⁸
acero	2.1 x 10 ¹⁰
hierro fundido	6 x 10 ⁹
aluminio	7.2 x 10 ⁹
cobre	1.3 x 10 ¹⁰
asbesto-cemento	2.4 x 10 ⁹

Para el agua, se tiene

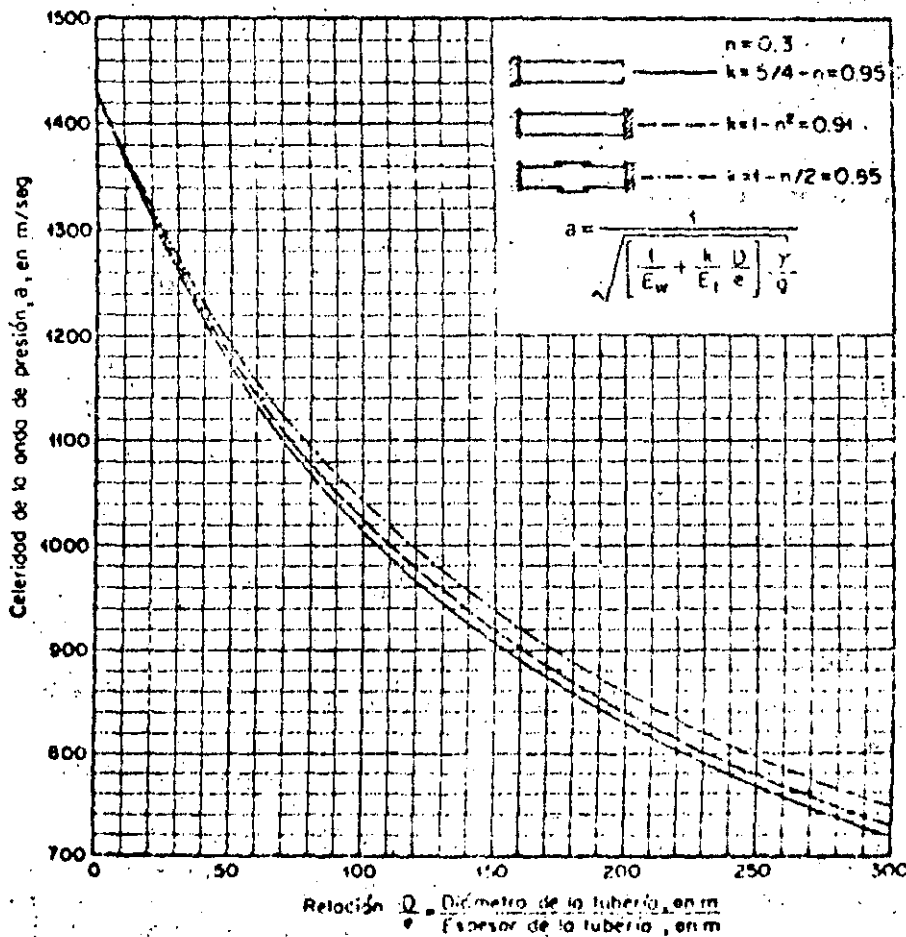
$$\frac{\gamma}{g} = \frac{1000}{9.81} = 102 \text{ kg seg}^2/\text{m}^4$$

Si el tubo es de acero y el líquido circulante es agua, la ecuación general se simplifica a la forma aproximada siguiente

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48 + 0.5 k \frac{D}{e}}}, \text{ en m/seg}$$

b) En la fig 2 se presentan las gráficas de la ecuación anterior para tuberías de acero con agua y los diferentes tipos de apoyo ~~de apoyo~~.

En la fig 3 se presentan las gráficas de celeridad de la onda de presión para tubos sencillos, descubiertos, de hierro fundido y de asbesto cemento, con agua, y anclado contra movimiento longitudinal en toda su longitud.



PARA EL USO EXCLUSIVO DE LA U. N. I.

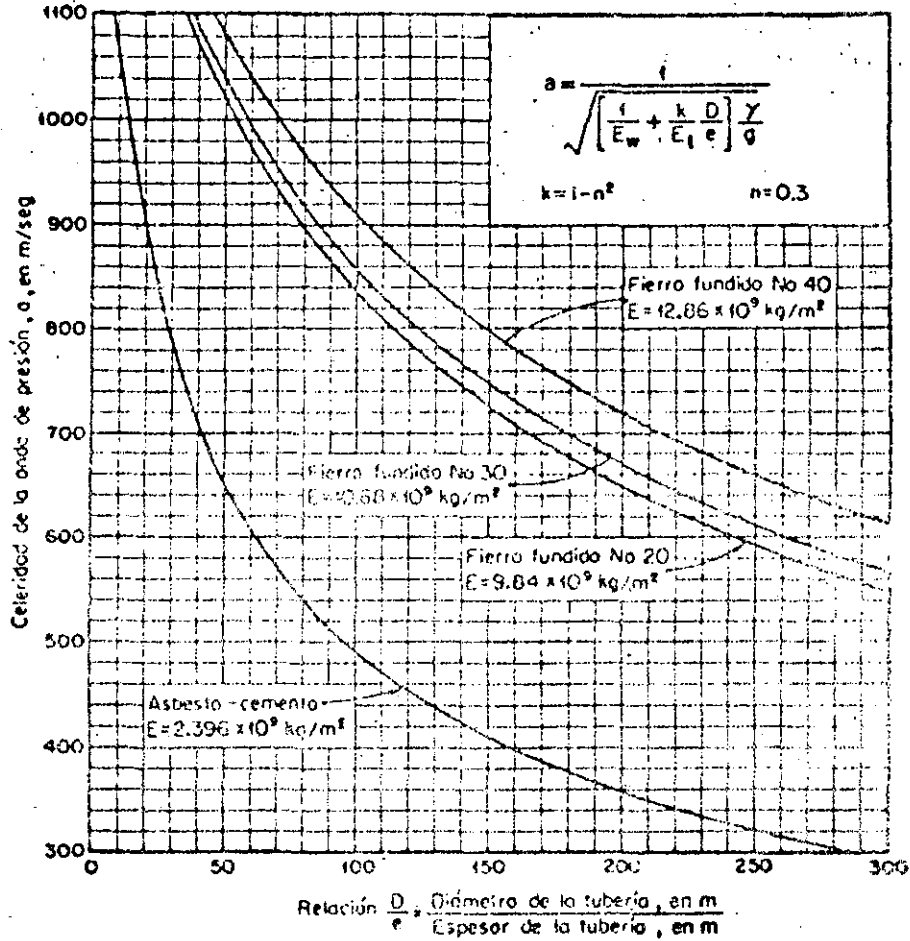


Fig 3 Celeridad de la onda de presión en una tubería al descubierto

8.4.3 Tuberías elásticas de pared gruesa

Considerando los mismos tipos de soporte que en las tuberías de pared delgada, los valores de k de la ecuación general son, respectivamente (ref 8.6):

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D}{D + e} \left(\frac{5}{4} - n \right)$$

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D(1 - n^2)}{D + e}$$

$$k = \frac{2e}{D} (1 + n) + \frac{D}{D + e}$$

8.4.4 Túneles circulares sin revestimiento

La celeridad en este caso vale

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{g} \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2}{E_t} (1 + n) \right]}}$$

donde E_t representa el módulo de elasticidad de la roca o del macizo de concreto en kg/m², y n su módulo de Poisson.

8.4.5 Galerías revestidas y con blindaje

Para una galería revestida de concreto con una camisa interior de acero (fig. 4), la celeridad en m/seg se puede calcular con la fórmula de Jaeger (ref 8.3)

$$a = \frac{1}{\sqrt{\gamma \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2 R_1}{E_s e} (1 - K) \right]}}$$

en que

$$K = \frac{R_1 / \sigma}{\frac{R_1}{e} + \frac{E_s}{E_c} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 R_1 R_2} + \frac{E_s}{E_r} (1 + n)}$$

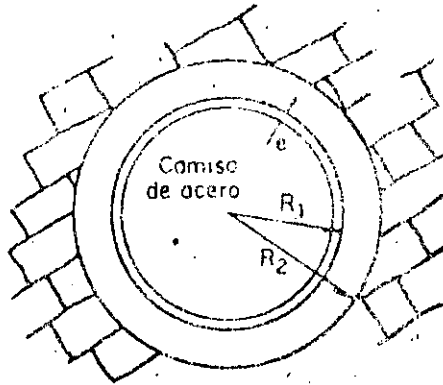


Fig (4)

en que

- E_c módulo de elasticidad del concreto, en kg/m^2
- E_r módulo de elasticidad de la roca, en kg/m^2
- E_s módulo de elasticidad de la camisa, en kg/m^2
- e espesor de la camisa de acero, en m
- n módulo de Poisson de la roca
- R_1 y R_2 radios interior y exterior del revestimiento de concreto, en m.

8.4.6 Tuberías metálicas con anillos de acero

Cuando una tubería metálica tiene costillas transversales (fig. 5) según Arredi (ref 8.4), la celeridad se puede calcular con una tubería de espesor equivalente, el cual está dado por la ecuación

$$e_{eq} = \frac{e}{A}$$

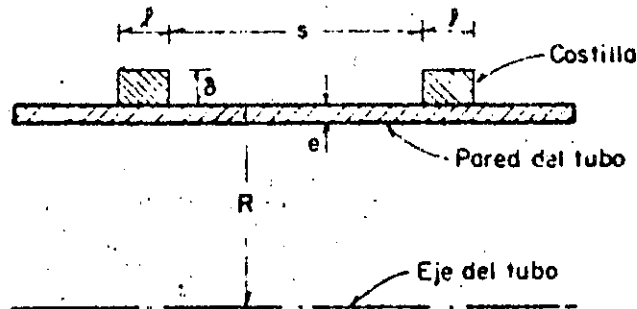


Fig (5)

donde e representa el espesor de la pared del tubo y A (sin dimensiones) está dada por la ecuación:

$$A = 5$$

$$A = \frac{1}{1 + \frac{s}{l}} \frac{k}{1+k} \left[1 + \frac{s}{l} \frac{1}{k} (1+k-\mu) \right]$$

en que k es un parámetro sin dimensiones que vale

$$k = \frac{E}{E_1} \frac{e}{\delta} \left(1 + \mu \frac{s}{l} \right) \alpha$$

donde α no tiene dimensiones y es

$$\alpha = \frac{1 + \frac{\delta}{R} + \frac{1}{2} \frac{\delta^2}{R^2}}{1 + \frac{1}{2} \frac{\delta}{R}}$$

Un parámetro adicional (sin dimensiones) necesario para la solución es

$$\phi = \frac{\sqrt{3(1-n^2)}}{2} \frac{s}{\sqrt{R e}}$$

μ depende del parámetro ϕ como se muestra en la siguiente tabla.

En estas ecuaciones

- E módulo de elasticidad de la pared del tubo, en kg/m^2
- E_1 módulo de elasticidad de las costillas, en kg/m^2
- e espesor de la pared del tubo, en m
- l ancho de la costilla, en m
- n módulo de Poisson (sin dimensiones) de las costillas
- R radio exterior de la tubería, en m
- s distancia libre entre las costillas, en m
- δ espesor de la costilla, en m.

Los parámetros adimensionales μ para las fórmulas de Arredi son como sigue:

ϕ	μ	ϕ	μ	ϕ	μ
0	1.0	0.7	0.979289	1.4	0.770247
0.1	0.999950	0.8	0.965391	1.5	0.725640
0.2	0.999367	0.9	0.946163	1.6	0.681278
0.3	0.999280	1.0	0.921119	1.7	0.638450
0.4	0.997732	1.1	0.890239	1.8	0.598109
0.5	0.994488	1.2	0.854045	1.9	0.560177
0.6	0.988667	1.3	0.813576	2.0	0.524624

8.4.7 Tuberías de concreto armado

Se considera un tubo de acero equivalente con un espesor ficticio (ref 8.5)

$$e = e_s + \frac{e_c}{n}$$

donde

- e_c espesor del tubo real de concreto, en m
- e_s espesor de un tubo continuo de acero, con un espesor tal que dé un área equivalente al refuerzo de acero transversal, en m
- n relación del módulo de elasticidad del acero de refuerzo con el de concreto.

Los valores de n varían entre los límites 9 y 15. Sin embargo, en estas tuberías se presentan invariablemente agrietamientos que hacen que el concreto

76

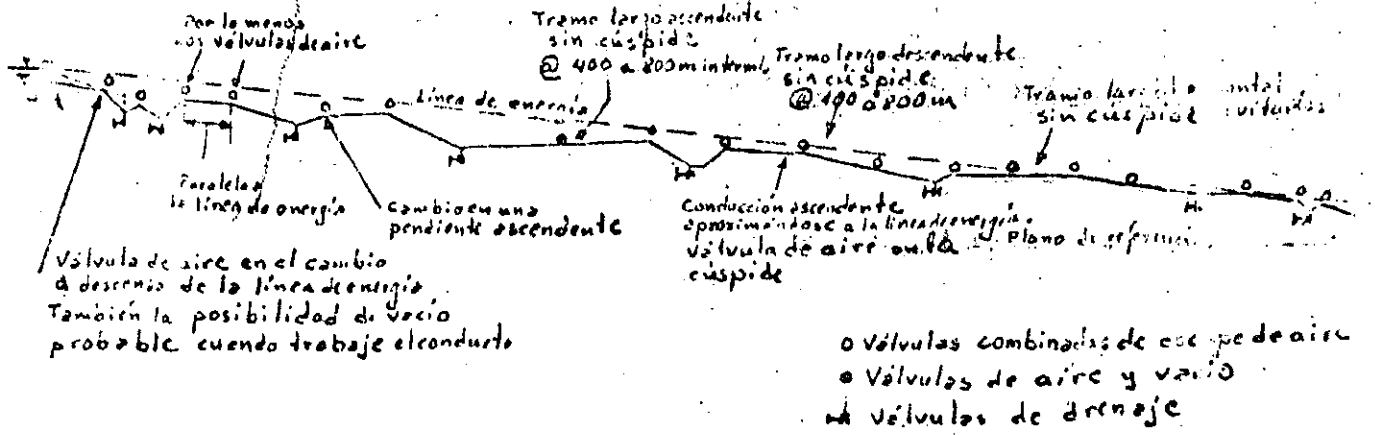


Fig Disposición de los diferentes tipos de válvulas en un conducto a presión



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

OPERACION Y MANTENIMIENTO

ING. JORGE AMEZCUA GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

Operación y mantenimiento.

	Pág. No.
1.- Bombas centrífugas.	
1.1 Instalación.	2
1.2 Cimentación.	6
1.3 Alineamiento.	8
1.4 Trabajos con las tuberías.	12
2.- <u>Bombas de pozo profundo.</u>	
2.1 Tipos.	15
2.2 Instalación.	18
3.- <u>Arranque y paro de bombas.</u>	
3.1 Arranque de bombas.	20
3.2 Cebado.	21
3.3 Bombas autocebantes.	23
3.4 Operación con flujo reducido.	24
3.4 Precauciones al arranque, en - operación y al paro.	26
4.- <u>Mantenimiento de partes específicas.</u>	
4.1 Cubiertas o carcasas.	28
4.2 Impulsores.	29
4.3 Anillos de desgaste.	31
4.4 Flechas.	32
4.5 Estoperos y empaques.	33
5.- <u>Equipo eléctrico.</u>	
5.1 Subestaciones eléctricas.	33
5.2 Tableros.	36
5.3 Motores eléctricos.	36

6.-	<u>Aspectos Administrativos.</u>	Pág. No.
6.1	Objetivos.	39
6.2	Actividades.	39
6.3	Operaciones administrativas.	40
6.4	Informes.	41
6.5	Conclusiones.	42
6.6	Recomendaciones.	42
6.7	Planteamiento.	42
6.8	Técnica de la investigación.	42
7.-	<u>Mantenimiento Preventivo.</u>	
7.1	Objetivos.	47
7.2	Prioridades.	48
7.3	Areas de responsabilidad.	49
7.4	Aspectos a incluir en trabajos de MP.	50
8.-	<u>Programación y organización de MP.</u>	52

1. OPERACION Y MANTENIMIENTO.

La creciente demanda de los servicios hidráulicos se presenta en forma cada vez más acelerada; ya sea en el campo, en las ciudades o en las industrias, los requerimientos de estos servicios exigen a la ingeniería la elaboración de proyectos más complejos y costosos dada la escases de fuentes disponibles para obtener el preciado líquido o medios para disponer de sus aguas residuales.

Esto a creado la necesidad del manejo de agua mediante tratamientos para su reuso y desalojo, acciones que desafortunadamente en algunos países no se intensifican lo suficiente como para permitir su uso racional que evite el dispendio y la contaminación.

Por lo anterior, no deja de ser de vital importancia la correcta y adecuada elaboración de los estudios y proyectos para los sistemas hidráulicos, cualquiera que sea su tipo y destino y no tiene menor importancia su correcto funcionamiento el que depende de como se realiza su operación y mantenimiento.

Los equipos y sus instalaciones auxiliares que conforman un sistema hidráulico son muchos y variados, independientemente de su tamaño tienen la misma importancia dado el servicio que deben prestar. Es por ello que el ingeniero a cargo de sistemas hidráulicos asume una gran responsabilidad puesto que de su preparación y entusiasmo dependerán la eficiencia, calidad y continuidad de los mismos.

Todo ingeniero encargado de operación y mantenimiento, debe dominar aspectos esenciales entre los que podemos citar:

- a).- Conocimiento a fondo de los estudios y proyectos de las instalaciones a operar y mantener, sus objetivos y fines, (planos, estudios, memorias de cálculo, etc.).

- b).- Localización geográfica de todas las instalaciones que conforman el proyecto, hasta el más mínimo detalle.
- c).- Características constructivas y de funcionamiento de los equipos y sus auxiliares.
- d).- Materiales de construcción de los que están fabricados los equipos y estar compenetrado analíticamente de ellos.
- e).- Recomendaciones de los fabricantes en cuanto a operación y mantenimiento de sus equipos.
- f).- Conocimiento del movimiento tecnológico en el mercado sobre equipos y materiales de su uso común, para la actualización y modernización de los sistemas existentes.
- g).- Amplia relación con fabricantes y talleres de servicio especializados que pueden brindar ayuda al ingeniero en sus acciones de operación y mantenimiento.
- h).- Capacidad para seleccionar al personal idóneo que ha de apoyarlo en sus actividades.
- i).- Capacidad de motivación y capacitación del personal a su cargo, para lograr implantar disciplinas en las labores propias de la operación y el mantenimiento.

1. Bombas centrífugas.

1.1 Instalación.- La instalación de estaciones de bombas centrífugas de los sistemas de agua potable o de alcantarillado sanitario, puede ser a la intemperie o en interiores, no importa el tipo de bombas. La determinación de lo anterior depende de las características del área de localización y de los aspectos económicos y operacionales que puedan estar involucrados en cada caso específico.

En las instalaciones a la intemperie, todo el equipo eléctrico (motores, válvulas automáticas, aceiteras, medidores) - deben ser a prueba de lluvia. Además, debe procurarse que - las zonas donde se instala el equipo tengan un buen drenaje - para evitar encharcamientos o inundaciones en los pisos de - operación.

En este tipo de instalaciones, los tableros de control y protección de los equipos pueden ser también para servicio exterior aunque para los casos de centrales más o menos grandes, se recomienda instalarlos en el interior de caseta de control. En caso de estaciones pequeñas (más aún si son controladas en forma totalmente automática), se puede pensar en - instalarlos controles a la intemperie.

Por lo que respecta a las subestaciones reductoras se suelen instalar casi siempre a la intemperie pues es un equipo estático que no tiene problemas de operación y mantenimiento.

En los casos de instalaciones a la intemperie debe tenerse - especial cuidado en las protecciones al personal de operación mediante barandales, cercas, avisos, registros con tapas al - ras del suelo, andadores con piso corrugado y todas las de - más protecciones necesarias que les eviten accidentes.

Las instalaciones en el interior de los equipos de bombeo no presentan dificultad alguna y ofrecen posibilidades de mejor y más fácil mantenimiento con relación a las de servicio - exterior. El equipo eléctrico basta con que esté protegido

contra salpicaduras para lo cual el fabricante lo contruye- de modo que soporte el gotéo de agua con una dirección has- ta de 15° con respecto a la vertical. En este tipo de ins- talaciones debe darse importancia a los siguientes aspectos: el equipo de bombeo (motor y bomba), sus válvulas, table- ros y auxiliares propios se procurará queden confinados den- tro de la misma casa de bombas; si parte del equipo o algu- na zona de servicio queda abajo de los niveles de desagüe de la planta, deberán proveerse sistemas de drenado por bombeo en forma que eviten inundaciones lo cual deberá garantizar- se al 100 %. Otro aspecto muy importante en instalaciones interiores, es tomar las providencias necesarias para dici- par el calor generado por los motores de las bombas, median- te sistemas de ventilación y/o enfriamiento del interior de la casa de bombas. La vida útil del equipo eléctrico está- en función inversa de la temperatura de operación a que se- someten sus aislamientos.

Ya se trate de instalaciones a la intemperie o en interio- res, para todos los casos se debe procurar que las estacio- nes de bombeo cuenten como mínimo con:

- 1.- Lugares bien alumbrados y ventilados.
- 2.- Amplitud suficiente para las maniobras de operación y- mantenimiento. (Alturas y espacios laterales a las- bombas para permitir desarmarlas).
- 3.- Grúas para permitir el manejo del equipo que van desde tripies en bombas chicas hasta grúas de gran capacidad con gancho auxiliar para maniobras de ajuste fino.

- 4.- Localización tan cerca de la fuente de suministro como lo permita cada caso.

Planeación del sitio de instalación de las bombas. Para bombas medianas y pequeñas, se proveen en adición a la propia bomba, tuberías de succión, de descarga, cuarto de control, y su motor ó máquina motriz. Para bombas grandes, además hay que preveer las bombas de vacío, alimentadores de agua, (auxiliares) sus tuberías, sistemas de enfriamiento y de lubricación y por supuesto los aparatos de control e instrumentos así como sus tableros que deben instalarse. En algunos casos se planea un lugar bajo para la bomba con el fin de reducir las pérdidas en la succión y un segundo piso para los controles.

El arreglo general de la planta debe hacerse de forma de obtener máxima utilización de los espacios al mínimo costo de construcción. En la planeación de las plantas de bombeo deben tomarse en consideración los siguientes problemas:

- 1.- Instalar la bomba lo más cerca posible del tanque de succión para que su tubería de succión resulte lo más corta posible.
- 2.- Hacer pequeña las pérdidas de succión. La altura del centro de la bomba con relación al nivel mínimo de bombeo deberá ser no mayor a 6 m para bombas pequeñas - (10 cm (4") de ϕ o menores. Para bombas medianas y grandes, esa altura deberá estar en función de las necesidades de la NPSH requerida por la bomba para evitar cavitación, teniéndose en muchos casos (bombeo -

contra grandes cargas) necesidades de alturas apreciables sobre el eje de las bombas de los niveles mínimos de succión.

- 3.- Las dimensiones de la estación de bombeo deben ser tales que permitan fácil acceso para los chequeos y espacio para las partes en caso de desarmar unidades. El equipo eléctrico debe localizarse en espacios altos que eviten sumergencias, libres de inundaciones.
- 4.- Los instrumentos deben localizarse en lugares desde donde sea fácil observarlos.

1.2 Cimentación.- No debe cimentarse un equipo de bombeo sin la previa consulta y planos del fabricante. Sabemos que el cimiento de las bombas debe ser una estructura capaz de proporcionar un soporte rígido y permanente que absorba los esfuerzos normales debidos al propio peso de las unidades y a los arranques y paros repentinos que se presenten.

- 1.- Los propios cimientos de las bombas y el área de contacto del cimiento con el piso deben ser suficientemente grandes para los requerimientos de la bomba.
- 2.- El peso del cimiento debe estar entre 3 a 5 veces el peso total de la bomba-motor eléctrico. En caso de bombas manejadas por motor de combustión, el espesor del cimiento debe ser de 5 a 7 veces el diámetro interior del cilindro, hacer el ancho del cimiento dos o tres veces el ancho de la base del motor, hacer el largo de la base 1.5 veces o dos veces del largo de la cama de la máquina y con un peso de 3.5 a 6 veces del-

peso total de la máquina (Aquí la gravedad específica del concreto es de 2.3).

- 3.- Para la construcción de la base, debe excavarse un hoyo de los tamaños especificados como se muestra en la figura No. 1, cubra el piso del hoyo con grava y arena, plenamente compactada, fabricar el molde y colar concreto en el lugar.
- 4.- Si el terreno es débil, refuerce la tierra con estacas de madera o de concreto.
- 5.- Haga la mezcla de concreto con relación de cemento, arena y grava 1:2:4 aproximadamente.
- 6.- Después de colado el concreto, deje unas dos semanas para instalar la bomba.
- 7.- Cuando la bomba está directamente conectada a su máquina motriz haga el cimiento de un solo bloque, común a la bomba y al motor. Si las cimentaciones de la bomba y el motor se hacen separadas, se podrá tener un error en el futuro en el alineamiento y será necesario realinear los equipos cada vez que este error se presente.
- 8.- Entre la base de la bomba y el cimiento es necesario dejar un espacio de 10 a 30 mm para nivelar al tiempo de instalar la unidad.
- 9.- Los cimientos deben dejarse con perforaciones de sección cuadrada de dimensiones generosas para el colado de las anclas.

Los pernos de anclaje deben instalarse con una camisa de tubo de mayor diámetro (2 1/2 veces el diámetro del perno) de modo que el perno pueda moverse para ajustarse al taladro de la base de la bomba.

En algunos casos es de recomendarse que sobre la base de las cimentaciones de concreto, se instalen canales o viguetas I para recibir el bastidor de la bomba, con el fin de poder nivelarla más fácilmente, por medio de laines metálicas.

En el caso de bombas verticales de cárcamo húmedo, es conveniente instalar en las cuatro esquinas de la placa base de la bomba, tornillos que funjan como gachos de nivelación (con tuerca y contra tuerca) para poder renivelar el equipo en caso de que se presenten asentamientos de la estructura.

Las cimentaciones de las bombas de pozo profundo solo requieren de un buen cimiento de concreto, sin embargo, en terrenos fangosos o inestables, como por ejemplo los del área metropolitana de la Ciudad de México, puede resultar aconsejable construir una base con registro de modo que permita la entrada de hombre a la zona de la tubería de ademe en la parte superior. El hundimiento del terreno en el área del pozo, debido a la extracción de agua, provoca en este tipo de suelos que la base de la bomba se hunda, no así la tubería de ademe que se encuentra anclada en una longitud muy grande. Esto puede ocasionar que la tubería de ademe choque contra la base de la bomba desnivelando al equipo. Una base registro como la que se propone permite cortar la tubería de ademe conforme lo requiere para evitar daños mayores.

1.3. Alineamiento.- Aunque en la fábrica la bomba es alineada y ajustada, las maniobras de embarque, transporte, descarga y en conexiones a las tuberías, las desalinean severamente. Por eso es necesario el alineamiento de los equipos de bombeo an-

tes de ponerlos a trabajar por primera vez. Las herramientas para el alineamiento son niveles de burbuja, calibradores de espesores (a base de láminas), indicadores de carátula y plomos.

Para checar nivelación deben buscarse zonas de flecha al descubierto para comprobar, con el nivel de burbuja, que las flechas están perfectamente vaerticales u horizontales, según el caso, y esto debe verificarse tanto en la flecha de la bomba como en la de su máquina propulsora. Si los coples de la bomba y de la máquina propulsora son del mismo diámetro, se tendrá un alineamiento correcto si al poner una regla recta, asienta perfectamente en cualquier punto de los cantos.

El mejor sistema de ajuste lo da el uso del indicador de carátula. Este se atornilla a la mitad del acoplamiento de la bomba para verificar tanto el alineamiento radial como el axial.

Deben también verificarse las caras planas de las bridas de succión y de descarga de las bombas, ya sea que queden en posición vertical u horizontal. Como en la fabricación de los equipos existen tolerancias en sus diferentes componentes, deberá pedirse al fabricante sus tolerancias por lo que se refiere al alineamiento.

Como la instalación de la bomba tiene gran influencia sobre su vida y funcionamiento, es necesario instalarla apropiadamente de acuerdo con los siguientes procedimientos:

- 1.- Primero, coloque la bomba, la cual viene en su base, en posición sobre la cimentación, en tal forma que coinci-

dan las anclas presisamente con las perforaciones para anclaje de la base de la bomba. Nivele la bomba usando cuñas metálicas entre el cimiento y la base de la bomba. Al mismo tiempo asegúrese que al colocar las cuñas no se causará ninguna deformación a la base de la bomba (Figura I).

- 2.- Desconecte el cople de las flechas de la bomba y del motor y centre la bomba y el motor de modo que los errores de excentricidad no sean mayores que los que se indican en la figura No. 1.

Para corregir el error debido a " a ", ajústense cuñas metálicas en la base de la bomba.

Para corregir el error debido a " b " incertense laines de cobre o de acero en las patas del motor.

- 3.- Llene con suficiente mortero cada boquete de las anclas en el cimiento, los espacios entre el cimiento y la base de la bomba.

- 4.- Cuando el mortero fragde perfectamente (\pm 48 horas) - apriete las tuercas de las anclas y cheque al mismo tiempo si la bomba y el motor permanecen nivelados y alineados adecuadamente.

- 5.- Apriete los coples de las flechas del motor y bomba. De la rotación al cople manualmente y cheque si en los baleros no hay irregularidades, si no los hay cheque que el conjunto tiene suave rotación.

- 6.- Cuando se acoplen las tuberías de succión y descarga a la bomba póngase especial atención de que la bomba queda

libre de cualquier influencia del peso de las tuberías o de cualquier apriete inadecuado. Después de acoplar estas tuberías confirme nuevamente el alineamiento y nivelación de bomba y motor. Opere la bomba una semana y recheque nuevamente si la tubería o cimiento no han desalineado los equipos.

7.- Como colocar la transmisión por banda.

- a) En caso de bandas planas, ajuste la tensión de la banda en forma que pueda ser fácilmente propulsada por acción manual.
- b) Para minimizar el deslizamiento de la banda, haga la tensión en la parte baja más fuerte y suavemente afloje la parte alta de la banda.
- c) Instale la bomba y el motor así que el centro de ambos medios de impulsión estén en un mismo plano el cual forme un ángulo recto con ambas flechas y en forma que ambas flechas estén perfectamente paralelas entre sí.
- d) En caso de transmisión por banda, la relación de velocidad debe ser generalmente 1:6 o menor para bandas planas y 1:7 o menor para bandas de sección V.

8.- Posibles causas de desalineamiento.- Si la unidad a sido instalada alineada y se desalinea en la operación, las causas pueden ser:

- 1.- Hundimiento, asentamiento o terreno que se afloja, en el área de la base.

- 2.- Esfuerzos de las tuberías de succión o descarga sobre la unidad de bombeo.
- 3.- Desgaste de chumaceras.
- 4.- Aflojamiento de bastidores, por temperatura.
- 5.- Desviación de la estructura del edificio ó cárcamo.

Se recomienda el chequeo y reajuste del alineamiento de tiempo en tiempo más aún en plantas nuevas.

1.4 Trabajos con las tuberías.

En la instalación de las bombas, los trabajos con las tuberías tienen una seria influencia. Si la instalación de las tuberías no son adecuadas, la bomba no funcionará en forma satisfactoria, aún cuando la bomba haya sido fabricada e instalada para un funcionamiento correcto. Además, la vida de la bomba se verá acortada si sus tuberías no han sido bien instaladas (Figuras Nos. 2 y 3).

En la instalación de las tuberías debe tomarse especial atención a lo siguiente:

- 1.- Fije las tuberías de succión y descarga a los muros o piso del edificio de bombas en forma tal que su peso no descansa en el cuerpo de la bomba.
- 2.- Cuando se conecten las tuberías a la bomba, no deben apretarse a la bomba en forma forzada. En otra forma, el alineamiento de la bomba puede exponerse a ser perdido.
- 3.- Es necesario usar juntas de expansión para absorber cambios de temperatura o acentamientos diferen

ciales del piso, muros o atraques de las tuberías - con respecto a la bomba.

- 4.- La conexión de la tubería de succión a la bomba, su ajuste debe ser cuidadoso y seguro, de modo que no pueda entrar aire en la succión de la bomba.
- 5.- La tubería de succión debe procurarse instalar lo más corta posible y procurar disminuir al mínimo sus pérdidas. En las porciones horizontales debe procurarse instalar la tubería de succión con declive ascendente hacia la bomba (con pendiente mínima de 2/100) para que no se formen bolsas de aire en el tubo.
- 6.- En el tanque de succión deben preverse rejillas de limpieza y desarenadores para proteger a las bombas y así evitar serios daños a los equipos de bombeo y tuberías.
- 7.- Procurar una sumergencia lo más profunda posible para evitar que la bomba chupe aire.
- 8.- Después de montar válvulas de pie en las succiones de las bombas que las requieren, debe asegurarse de que la válvula no tiene atrapada, basura o suciedad que impida su cierre perfecto.
- 9.- Cuando los tramos de tubería horizontal son muy largos, es necesario instalar válvulas de expulsión de aire.
- 10.- A los tramos curvos de tubería usualmente se le pro

veen atraques o soportes. Estos deben ser lo suficientemente reforzados para soportar los siguientes esfuerzos:

- a) Fuerzas que forman ángulo recto y/o fuerzas paralelas al eje de la tubería.
- b) Esfuerzos causados por expansión o contracción debidos a cambios de temperatura.
- c) Fuerzas centrífugas en la parte curveada, fuerzas irregulares causadas por presiones del agua. Es esencial instalar las bases y atraques de la tubería de modo que las reacciones del terreno eviten deslizamientos del atraque.

2. Bombas de pozo profundo.

La necesidad de dotar de agua potable a las poblaciones, las industrias y al campo y la escases de fuentes de superficie en algunas regiones, hace indispensable la explotación de mantos acuíferos subterráneos mediante la perforación de pozos profundos, que como se sabe, son orificios labrados en la tierra, que tienen un diámetro pequeño en relación con su gran profundidad.

Las aguas del pozo se extraen por medio de bombas centrífugas del tipo de eje vertical, con impulsor que se asemeja al rodete de una turbina, razón por la cual frecuentemente se le denomina como bomba vertical de turbina, término inadecuado puesto que una bomba proporciona la energía al agua en tanto que la turbina utiliza la energía que le proporciona el agua. Por lo anterior es más apropiado designar a

estas bombas como bombas centrífugas de pozo.

2.1 Tipos de bombas de pozo profundo.

Actualmente en el mercado se fabrican tres tipos de bombas para pozo profundo que se diferencian por su sistema de lubricación y por la localización de su medio motriz. Nos referimos a las bombas que en términos generales y para diferenciarlas, se denominan: lubricadas por aceite, lubricadas por agua y de motor sumergido. Las primeras se refieren al tipo de lubricación de las flechas que transmiten la energía del medio motriz a la bomba y que pueden ser accionadas por motor eléctrico o de combustión interna los cuales se localizan en la superficie y las segundas son las que tienen el motor directamente acoplado a la bomba, en la parte inferior y que queda sumergido dentro del agua debiendo ser, por necesidad siempre motor eléctrico.

1.- Bombas lubricadas por agua.- Este tipo de bombas llevan abrazaderas (arañas) de bronce con chumacera interior de hule. La flecha de la bomba tiene unos manguitos de metal duro que deberán quedar exactamente en la zona de cada chumacera de hule. Algunos fabricantes dan un diámetro mayor al manguito que el de la flecha y por tanto no tienen problema de identificación. Otros equipos son surtidos con manguitos a ras de la flecha y se señalan con pintura para identificarlos (Fig. 4) - Los tramos de tubería y flechas son de .3.05 m (10') - y 1.52 m (5') de longitud estandar.

Las porta-chumaceras y los coples de las tuberías de -

descarga de las bombas tienen rosca a la derecha, y las roscas de las flechas son a la izquierda.

En la parte superior del motor se tiene una tuerca de ajuste que permite centrar, cerrar o abrir a los impulsores dentro de sus tazones. Esto resulta conveniente pues también permite ajustar al impulsor cuando ha sufrido un desgaste por el uso.

A este tipo de bombas no es conveniente dejarlas rotar en sentido contrario si trabajan en sistemas automáticos de arranque y paro. Para estos casos, el motor debe pedirse con trinquete de no retroceso.

Arranque de bombas lubricadas por agua. (Fig. No. 5.). Estas unidades son lubricadas por la misma agua que bombean durante su marcha; el problema es el arranque pues no debe permitirse su operación en seco ya que se quemarían las chumaceras de hule. Aún ni en pozos poco profundos debe permitirse trabajar la bomba en estas condiciones. Para resolver este problema, se instala un tanque de prelubricación con capacidad suficiente para permitir unos dos o tres intentos de arranque. Este tanque se llena de agua por primera vez tomándola de alguna fuente cercana. Después se llenará con la misma agua que bombea el pozo. La tubería de descarga del tanque de prelubricación se conecta al interior de la columna de la bomba. Una válvula de solenoide conectada al circuito de marcha del motor eléctrico permitirá la salida de agua del tanque desde unos 15 segundos an-

bles en comparación con los volúmenes de agua aportados por la bomba, deben tomarse en cuenta para pozos que vana surtir de agua potable a pequeñas comunidades.

- 3.- Bombas de motor sumergido.- Este tipo de bomba es la que ofrece el menor costo de adquisición pues su columna de descarga no lleva flecha. Además sus eficiencias son muy buenas. Sin embargo, se fabrican para altas velocidades por necesidades propias del motor. Si el pozo contiene arenas, los impulsores se desgastan más rápido que en bombas de motor de superficie, las que tienen velocidades de rotación menores. Por otra parte, estos equipos son insustituibles en los casos en que los pozos no son perpendiculares o tienen desviaciones, ya que la bomba puede trabajar un poco inclinada y su tubería de descarga puede absorber las deflexiones del pozo sin problema alguno.

El motor en estos equipos es enfriado y lubricado con agua destilada y van sellados. Se alimentan eléctricamente por medio de cables submarinos que tienen una vida mayor o igual a la de la propia bomba.

- 2.2 Instalación.- Independientemente del tipo de bomba centrífuga de pozo que se utilice, deben tomarse algunas precauciones al instalarlas. (Figs. Nos. 7, 8 y 9).

El pozo donde va a instalarse o reinstalarse la unidad, debe examinarse bien en lo que se refiere a su diámetro o diámetros en toda su longitud, a su profundidad y a sus condiciones en cuanto si es recto y perpendicular al terreno o si tiene alguna desviación. Esto último es muy importante por que define -

si es posible instalar una bomba con motor en la superficie o si por su desviación es solo posible pensar en instalar un equipo de motor sumergido que sí soporta trabajar en esas condiciones por no tener flecha en la columna de descarga.

Debe observarse también si existe aceite o grasa en la superficie del agua o en las paredes de la tubería de ademe pues estos materiales son sumamente perjudiciales para las chumaceras de hule en bombas lubricadas por agua.

Equipo y herramientas para mantenimiento.- Se requiere una grúa o un tripié con suficiente capacidad para soportar el peso total de la unidad. La altura de esta grúa deberá ser de unos 4 a 5 Mts., para que el malacate o garrucha puedan manejar cómodamente las secciones de la columna y el conjunto de los tazonés. El gancho de la garrucha debe tener movimiento rotatorio para permitir el enroscar los tramos de tubería y deberá ajustarse la colocación del tripie o grúa en forma que el gancho de la garrucha se encuentre en posición perpendicular sobre el centro del pozo.

Las herramientas necesarias son: abrazaderas de madera o de acero de cierre automático, llaves de cadena especiales para tubería, llaves inglesas y las herramientas comunes de un mecánico.

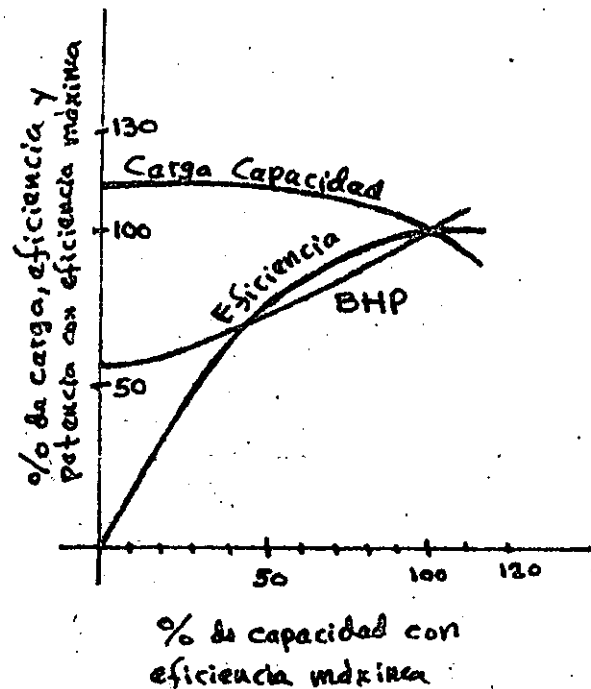
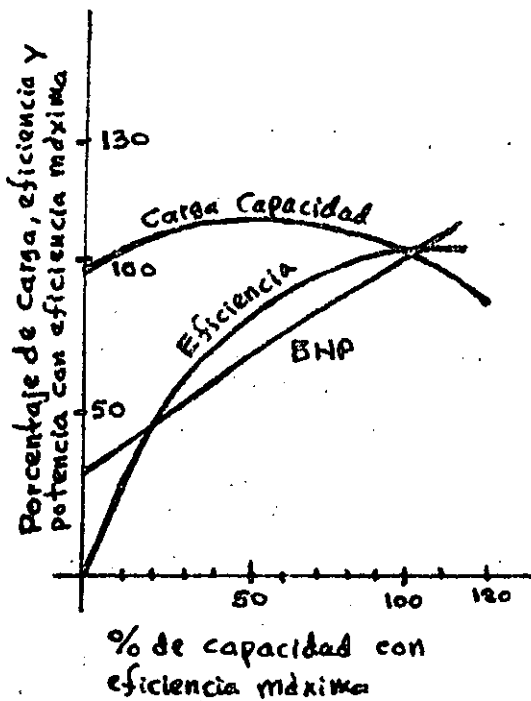
Desde luego, es necesario hacer una inspección detallada, de los componentes de la bomba revisando que cada parte se encuentre en perfecto estado antes de ser instalada, dando especial atención a las flechas y al estado de las cuerdas y roscas.

3. Arranque y paro de las bombas.

3.1 Arranque de las bombas.- La forma como se debe arrancar una bomba está influenciada por las características de su curva fuerza - capacidad.

Las curvas de cargas altas y medianas (velocidades específicas bajas y medianas) de la bomba suben de la condición de cierre a la de capacidad normal de operación, por lo tanto, estas bombas deben arrancarse contra la válvula de descarga cerrada a fin de disminuir la carga inicial en el impulsor, (Fig. A siguiente).

La curva de consumo de fuerza de bombas de baja carga (velocidad específica alta) del tipo de flujo mixto y de hélice tiene la característica opuesta, subiendo rápidamente con una reducción de capacidad; éstas bombas por lo tanto, se deberán arrancar con la válvula de descarga totalmente abierta.



3.2 Cebado.

Una bomba centrífuga no debe ser arrancada sino hasta que se ha expulsado todo el aire que pueda estar contenido en su carcasa, substituyéndolo por el líquido a bombear es decir, hasta que la bomba ha sido cebada.

Normalmente las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocante son autocebantes. Si en su construcción se tiene un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad pues manejan aire tan bien como líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que cuando bombea líquido, sin embargo y debido a la baja pesantez del aire, cuando éste es bombeado la presión de succión es muy pequeña, esto es el vacío que se produce en el lado de succión en metros de agua, es muy bajo. Supongamos una bomba centrífuga que operando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm en términos de columna de agua, insuficientes para producir el cebado de la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba; cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra arriba del eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba es puesta en servicio por primera vez, o después del servicio, la tubería y la bomba misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión de

succión sea lo suficientemente alta para forzar el aire dentro de la bomba, ésta no estará cebada.

Es por tanto necesario proveer de medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema.

Si el nivel de succión se encuentra abajo del eje central de la bomba, como es el caso más común, el aire debe ser substituido por el líquido a bombear mediante un sistema de cebado que puede variar según convenga a la instalación. Un equipo instalado con aparatos de éstos, se le denomina como bomba automáticamente cebada.

Existen varios sistemas de bombeo automáticamente cebados. Algunos se muestran en la Figura No. 10.

- 1.- Una succión sumergida permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa, a través de una válvula de purga.
- 2.- El paso lateral que puentea la válvula de retención de la descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.
- 3.- Una válvula de pie cierra cuando se para la bomba, no permitiendo que se descargue la columna de succión. Puede usarse una fuente de líquido auxiliar.
- 4.- Una bomba de vacío extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para dar una acción cebante.
- 5.- Un eyector se encarga de extraer el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

6.- Un tanque de cebamiento conteniendo la suficiente cantidad de líquido para establecer el flujo a través de la bomba al arrancar.

3.3 Bombas autocebantes.- Como se ha dicho, si una bomba centrífuga se llena de aire, no podrá seguir funcionando a menos que se le cebe auxiliandola desde el exterior, es claro que si existe carga de succión ésta la ceba automáticamente. Este problema de tener que cebar una bomba se hace muchas veces crítico en el ramo de la construcción o cuando es necesario drenar registros o zonas inundadas, en ambos casos el eje de la bomba está muy por arriba del nivel libre del agua o desalojar.

Para estos problemas se ha desarrollado una bomba a la que se le denomina autocebante en virtud de que no requiere se le auxilie para su cebado.

Existen muchos tipos de fabricación de esta clase de bombas, siendo las más usuales la de recirculación de la descarga retornando a la succión y la de recirculación dentro de la descarga y del impulsor en sí mismo. Fig. No. 11.

Recirculación a la succión.- Estas bombas se construyen con un depósito en la cubierta, el cual debe ser llenado sólo la primera vez que la bomba se va a poner en operación. Hay una conexión de recirculación entre este depósito y el lado de succión del impulsor. Al arrancar la bomba, el impulsor maneja cualquier líquido que le llega por la conexión de recirculación más cierta cantidad de aire y líquido que se bombea, al principio se descarga al depósito en donde se reparan los dos elementos pasando el aire hacia afuera por la descarga de la

bomba. Esta operación continúa hasta que todo el aire ha sido expulsado y el vacío que se produce jala el líquido por el lado de la succión.

Es necesario que el depósito permanezca lleno con líquido cuando se para la bomba, lo que se logra con una válvula de retención entre la línea de succión y el impulsor.

Recirculación a la descarga.- Este sistema se distingue del anterior en que el líquido de cebado no retorna a la succión de la bomba sino que se mezcla con el aire, ya sea dentro del propio impulsor o entre éste y la carcasa de la bomba. Tiene la ventaja en que elimina las válvulas internas que son requeridas en el sistema de recirculación a la succión.

3.4 Operación de bombas con flujo reducido.

Cuando se operan bombas con flujo extraordinariamente reducido, se produce un calentamiento del líquido manejado por la bomba.- En este tipo de operación se establece una diferencia entre los caballos de fuerza al freno, consumidos y los caballos de fuerza hidráulicos desarrollados que representa las pérdidas de energía dentro de la propia bomba. Estas pérdidas de energía se convierten en calor y se transmiten al líquido que maneja la bomba, excepto una pequeña cantidad que se pierde en la estructura de la propia bomba (Fig. No. 12).

Si la bomba se opera con la válvula de descarga completamente cerrada, las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno. La operación de la bomba en estas condiciones tendría efectos destructores.

Si se desprecia la disipación de calor por radiación, la elevación de temperatura puede calcularse por la fórmula:

$$T_r = \frac{10.68 P_{so}}{W_p C_p + W_w C_w} \quad \text{°C por minuto}$$

En la que:

T_r = Elevación de temperatura en °C por minuto.

P_{so} = Caballos de fuerza al freno a descarga cerrada.

W_p = Peso neto de la bomba en Kg.

C_p = Calor específico del metal de la bomba.
(puede tomarse de 0.13 para fines prácticos).

W_w = Peso neto del líquido en la bomba Kg.

C_w = Calor específico del líquido bombeado,
(Para agua vale 1.0).

10.68 = Factor de conversión de HP a kilocalorías por minuto.

Si está fluyendo líquido por la bomba, las condiciones se estabilizan y la cantidad por la que la temperatura en la descarga excederá a la de succión se puede calcular por la fórmula:

$$T_r = \frac{H_t}{426} \times \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad \text{°C por minuto.}$$

En donde:

T_r = Elevación de temperatura en °C por minuto.

H_t = Carga total en metros.

η = Eficiencia de la bomba a la capacidad considerada.

Se puede graficar el aumento de temperatura para una bomba dada, sobreponiendo la curva de dicho aumento de temperatura so

bre las curvas de funcionamiento de la bomba con el fin de determinar la capacidad de operación mínima permisible.

Si la bomba centrífuga maneja agua fría, se puede permitir un aumento de temperatura de hasta unos 55° C., si se requiere -- operación con válvula de descarga completamente cerrada (Por ejemplo al arrancar una bomba que ha de trabajar con su descarga a un múltiple de alta presión, bombas en paralelo, la válvula de descarga de la bomba deberá empezar a abrir hasta que se ha alcanzado una presión de bombeo igual a la presión del múltiple) o con gastos muy bajos se deben instalar líneas de desvío en la descarga de la bomba que deberán ser localizadas entre la bomba y su primer válvula de descarga y que vaya a algún punto de más baja presión donde pueda disiparse el exceso de calor. Por ningún motivo la tubería de desvío debe conectarse a la succión de la bomba.

3.5 Precauciones al arranque, en operación y al paro de bombas.

1. Cheque si la cantidad de grasa y niveles de aceite en aceites tienen los niveles adecuados.
- 1.2 De rotación a la flecha de la bomba en forma manual y cheque que que rota suavemente.
- 1.3 Abra totalmente la válvula de la succión de la bomba.
- 1.4 Confirme que la válvula de la descarga se encuentre cerrada.
2. Precauciones al arrancar la bomba.
 - 2.1 Desacople la bomba del motor y cheque la rotación si es o no correcta.
Esto se hace solo la primera vez en el arranque.

- 2.2 Si el sistema lo requiere debe la bomba plenamente. Esto significa que debe hacerse un chequeo completo del sistema de cebado si es que se tiene.
- 2.3 Arranque la bomba con la válvula de descarga cerrada. Cuando se alcance los valores de presión de descarga fijados, ábrase la descarga lentamente. En algunos casos el calor generado con la bomba trabajando contra válvula cerrada puede ser muy alto. Debe preverse retorno para enfriamiento.
3. Precauciones durante la operación.
 - 3.1 Cheque los baleros, su temperatura, ruidos, se puede decir que la temperatura en los rodamientos está correcta si el portachumaceras, en su parte exterior, no exede 30°C arriba de la temperatura ambiente.
 - 3.2 Cheque los empaques.
 - 3.3 Chéquense vibraciones o ruidos en la bomba y motor.
 - 3.4 Chéquense la presión, la capacidad y la corriente.
4. Precauciones antes de parar la bomba.
 - 4.1 Cierre la válvula de descarga, lentamente, antes de parar la bomba. Si hay descarga por sifón, abra la válvula rompe sifón.
 - 4.2 Cheque los sistemas de desagüe de caudal de retorno de la columna de descarga, niveles de las cámaras de aire si las hay, válvulas de alivio de golpe de ariete, etc. Los tiempos de las válvulas automáticas de cierre de la descarga suelen ser de 75 % de cierre momentáneo y 25 % de cierre lento para absorber correctamente las ondas de Golpe de Ariete.

5. Mediciones prácticas en bombeo.

La medición de caudales de una bomba es un parámetro súmamente útil para conocer su comportamiento a través del tiempo. Sin embargo, resulta a veces algo difícil obtenerlo a menos que se cuente con un sistema de medición fijo. Con los datos de flujo, cargo y potencia consumida, estos dos últimos de fácil obtención se puede determinar la eficiencia de la unidad.

En el caso de bombas de pozo profundo, otro aspecto necesario de medir periódicamente, es el nivel estático y dinámico del manto acuífero.

Un método práctico para medir tanto el caudal como los niveles de bombeo en bombas de pozo profundo instaladas para la agricultura, se muestran en la Fig. No. 13.

4. Mantenimiento de partes específicas. (Fig. 14, 15 y 16).

4.1 Cubiertas o carcasas.- Normalmente las cubiertas de las bombas que manejan agua limpia no están sujetas a desgastes. Sin embargo, se recomienda repintarlas interiormente con pinturas resistentes al desgaste y a la corrosión como por ejemplo con esmalte. La frecuencia del repintado dependerá de las condiciones del agua manejada.

Al examinar el interior de una cubierta, puede encontrarse que está gastada o aún más, picada en algunos lugares. Esto puede corregirse con soldadura o con metalizado a chorro. El material de la soldadura dependerá del material de la cubierta. Debe darse especial atención a las partes de la cubierta que soportan anillos de cubierta o difusores así como si no está des

gastada la lengüeta en bombas de doble voluta. Si la lengüeta se ve desgastada, hay necesidad de recortarla de modo que que de recta de lado a lado y después limarla para que presente un bordo redondeado..

Al reinstalar la cubierta, deben usarse empaques nuevos, del mismo material y espesor que el original. Para facilitar la maniobra de colocación del empaque, se recomienda pegarlo a la parte inferior de la cubierta con goma laca y aplicarle polvo-grafito en la parte superior del empaque con el fin de que no se pegue a la parte superior de la carcasa y pueda quitarse con facilidad en la siguiente maniobra de mantenimiento.

4.2 Impulsores.- El impulsor es el corazón de una bomba, de su estado depende la mayor parte de su correcto funcionamiento, tanto desde su punto de vista hidráulico como económico. Es por esto que se debe dar especial atención a su mantenimiento.

Al sacar el impulsor de una bomba deberá ser examinado escrupulosamente con el fin de observar si no existen señales de desgaste o a qué grado llegan estas. Sabemos que no solo la corrosión o la abrasión dañan un impulsor sino que también se presentan graves daños a la superficie de los impulsores por causa de la cavitación. El material del impulsor se supone que siempre es especificado para el tipo de agua que va a manejarse y esto depende de la ingeniería de proyecto, por lo que debemos siempre suponer que los problemas en los impulsores no son ocasionados por mala selección. Sin embargo, las condiciones del agua pueden cambiar entre lo previsto en el proyecto y la realidad. Se puede saber si el desgaste es por abrasión

mediante pruebas de sedimentación. Tomando muestras del agua bombeada y dejándolas reposar varias horas, se verá si existen partículas asentadas y si son de areniscas. Este problema se puede resolver muchas veces con un sistema de desarenadores antes de la succión de las bombas.

Mediante análisis químicos del agua bombeada, podremos descubrir si los daños al impulsor son por efectos de materiales corrosivos. Este problema de la corrosión obliga a sustituir el impulsor por otro de material más apropiado.

Las picaduras en la superficie de los impulsores ocasionados por la cavitación, (que se caracteriza por un ruido de crepitación cuando opera la unidad, aún estando perfectamente alineada) dan indicio de una instalación inadecuada. Algunas de las causas pueden ser:

- a) Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la requerida por la bomba (insuficiente NPSH).
- b) Temperatura del líquido manejado mayor a la de diseño original del sistema.
- c) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Una forma de comprobar si el ruido que hace la bomba es por cavitación, consiste en cerrar un poco la válvula de su descarga lo que también reducirá su capacidad. Si desaparece la crepitación, se comprueba que si existen problemas de cavitación. El remedio es aumentar la NPSH pero si la NPSH disponible no se puede modificar, como lo es en la mayoría de los casos, será necesario cambiar el impulsor a otro que tenga una NPSH requerida conforme a la disponible.

Los impulsores pueden ser reparados " rellenando " las áreas erosionadas. Antes de volver a montar un impulsor, debe chequearse su balance montándolo en un eje con extremos apoyados en filos de " navaja a nivel ". Si existe desbalanceo, el impulsor girará hasta que su parte más pesada quede hacia abajo. Deberá quitarse algo de metal de esa zona hasta que quede perfectamente balanceada, pero por ningún motivo se deberán hacer taladros en el exceso de material pues se crearían corrientes parásitas muy perjudiciales.

- 4.3 Anillos de desgaste.- Para evitar reposiciones costosas por desgaste entre carcasa e impulsor, se instalan anillos de desgaste que son muchos más económicos de reponer. El escurrimiento interno por los anillos de desgaste significa pérdida de eficiencia de la bomba que se traduce en un aumento en el costo de operación. Este aumento puede resultar igual o mayor al costo de reposición de los anillos, que es cuando conviene cambiarlos.- Se puede decir que un aumento al doble del juego original entre el anillo de desgaste y carcasa, justifica su reposición.

Los juegos entre el diámetro interno del ajuste del anillo de desgaste y el diámetro externo del cubo del anillo de desgaste del impulsor, se miden con micrómetro de interiores y exteriores y las tolerancias las debe dar el fabricante. Tanto el impulsor como los anillos de desgaste deben tener la misma temperatura al hacerse las mediciones. (El coeficiente de expansión térmica es de 0.000117 mm/cm por ° C y debe tenerse en cuenta).

4.4 Flechas.- Cuando se desarma una bomba para su inspección, debe hacerse una revisión minuciosa sobre la flecha. Las zonas donde los daños suelen ser más severos son:

- a) En los cubos del impulsor (Oxidación o picaduras).
- b) Debajo de los manguitos de la flecha (Oxidación o picaduras).
- c) En los cojinetes (Desgaste).
- d) En la zona de los estoperos (Desgaste).
- e) En los cuñeros (Torceduras, esfuerzos térmicos, corrosión o malos ajustes que dañan a los cuñeros.

Las flechas dobladas o que han sufrido deformación, deben ser repuestas y nunca tratar de repararlas.

Dado el alto costo que puede tener la reposición de una flecha, estas van generalmente protegidas contra la corrosión, erosión y desgaste, por medio de " manguitos " renovables que se localizan en los estoperos, juntas de escurrimiento y cojinetes -- interiores.

Estos manguitos de flecha son generalmente los que requieren ser repuestos con más frecuencia pues son los que desgastan con más rapidez. Si los manguitos de los estoperos se destastan rasgarán y marcarán cualquier empaquetadura nueva, razón por la cual requieren reposición aún cuando no es necesaria ninguna otra reparación del equipo. En ocasiones es posible esmerilar los manguitos, desgastados para poder volver a usarlos. Estas prácticas reditúan considerables ahorros en el mantenimiento de las flechas sin menoscabo de la correcta operación de la bomba.

4.5 Estoperos y empaques.- El mantenimiento de los estoperos consiste en reponer correctamente sus empaques. Las maniobras a seguir son las siguientes:

- a) Debe removerse todo el empaque viejo.
- b) Chéquese que el empaque nuevo cumpla con los requerimientos del líquido, presión y temperatura de operación.
- c) Córtese anillos de empaquetadura e introdúscance asentándolos firmemente, procurando que las juntas entre cada anillo queden desplazadas unos 180°.
- d) Si se tiene jaula de sello en el estopero (bombas con carga de succión negativa) deberá asegurarse que quede en la sección adecuada, entre empaques, de modo que no tape el suministro de líquido obturador cuando el estopero esté totalmente empacado y ajustado.
- e) Una vez insertada toda la empaquetadura, instálese el prensaestopas apretando firmemente las tuercas cuidando que el casquillo apriete las empaquetaduras sin ladearse.
- f) Aflójense las tuercas hasta que solo estén apretadas con los dedos.
- g) Arránquece la bomba con el estopero flojo y vállanse apretando las tuercas del prensaestopas en forma pareja, a intervalos de 15 a 20 minutos hasta obtener un escurrimiento normal. Por ningún motivo debe reducirse el escurrimiento a solo gotéo, pues si esto se hace, los empaques se quemarán. Conviene más un escurrimiento excesivo que uno escaso.

5. Equipo eléctrico.

5.1 Subestaciones eléctricas.- De acuerdo a la carga manejada, una

estación de bombeo puede estar equipada con subestaciones reductoras básicamente de tres tipos: unitaria en poste, compacta en gabinete y tipo exterior convencional.

Para cargas pequeñas como las que se requieren en pozos profundos o estaciones municipales, se usa extensamente la SE unitaria en poste y para cargas mayores las compactas o de servicio exterior convencional.

Cualquier tipo de subestación está integrado por interruptor de alta capacidad interruptiva, pararrayos, cuchillas desconectadoras y transformadores. De estos equipos, el más importante desde el punto de vista operativo y de mantenimiento es el transformador.

En el caso de interruptores de protección principal, deben observarse niveles y calidad de aceite si el interruptor es de bajo o normal volumen de aceite para extinción del arco, o de la presión de gas si se usa éste como medio extintor. En SE pequeñas suelen usarse fusibles en aire (Tipo SMD-20).

El transformador, por ser una máquina estática, es muy noble en su operación. Debe vigilarse su nivel y calidad de aceite el cual se degrada con el tiempo siendo su peor enemigo la humedad. Su función es enfriar los devanados primario y secundario del transformador pero debe conservar un nivel de aislamiento adecuado.

Para mantener en condiciones el aceite de un transformador, debe chequearse:

a) Rigidez dieléctrica.- Se determina por medio de electro-

dos planos o semiesféricos, en los primeros debe aplicarse una tensión de 3 KV/seg. con separación de electrodos de 2.54 mm; en los segundos la tensión aplicada debe ser de 1/2 KV/seg. con separación de 1.02 mm y en todos los casos la ruptura no debe ser menor a 23 KV

- b) Contenido de humedad.- Debe ser menor a 80 p.p.m.
- c) Acidez.- Debe ser menor a 0.2 mg del número de neutralización de la potasa cáustica.
- d) Lodos.- Estos se forman por la degradación del aceite debida a los efectos de la humedad, oxígeno, por la presencia de catalizadores (cobre) y por temperatura. Estos elementos provocan reacciones químicas en el aceite, como generación de ácidos, los cuales atacan los aislamientos de los devanados. Si se nota existencia de lodos, el aceite debe ser repuesto ;

El Mantenimiento preventivo de transformadores debe cubrir además:

- a) Chequeo de la resistencia de aislamiento entre Alta Tensión y Baja Tensión, Alta Tensión a Tierra y Baja Tensión a Tierra.
- b) Relación de transformación.
- c) Resistencia Ohmica de los devanados.
- d) Temperaturas de operación
- e) Corrientes de carga.
- f) Equipo auxiliar sobre todos: el transformador está construido para trabajar con ventilación forzada; tanque con servador u otros accesorios.

5.2 Tableros.- En los sistemas de bombeo se instalan gran variedad de tableros puesto que en muchos proyectos se hace necesario incluso el control automático, como por ejemplo en tableros de generadoras. En estos casos, las recomendaciones del fabricante deben tenerse siempre al alcance para su debido mantenimiento así como los diagramas de alambrado respectivos. El equipo más usado son los tableros de protección y control de motores, los cuales vienen siendo una combinación de interruptor para protección de corto circuito y arrancador propio del motor.

Las protecciones para Corto Circuito suelen ser del tipo de fusibles en baja y mediana tensión (220, 440, 2300 y 4160 Volts.) y del tipo termomagnético en baja tensión 220 y 440 Volts. El cuidado y mantenimiento de estos elementos consiste en checar que no haya falsos contactos ya que esto provoca calentamiento en las terminales, y que su substitución se haga con elementos de las mismas características que los originales.

En el arrancador del motor deben vigilarse los contactos, bobinas, elementos de sobre corriente y condiciones de operación de los equipos usados cuando se requiere el arranque a tensión reducida. (Autotransformador, reactancia, etc.)

Lo que más deteriora a las bobinas son los bajos voltajes y a los contactos su operación inadecuada por asperesas en sus caras de contacto que se forman con el tiempo por sus aperturas y cierres.

5.3 Motores eléctricos.- El motor eléctrico es un equipo que puede dar excelente servicio durante muchos años si se le opera y mantiene adecuadamente.

El primer punto es checar que el motor maneja la carga adecuada pues si se excede a su potencia nominal, los devanados de éste se sobrecalientan disminuyendo la vida de su aislamiento.

Por otra parte, el motor debe ser capaz de llevar la carga a su velocidad normal de rotación, para lo cual debe contar con un par de aceleración suficiente para llevar sin problemas la carga del repaso, a su velocidad de régimen. En este punto debe tenerse en cuenta el tipo de arrancador del motor si es a tensión reducida ya que puede bajar considerablemente el par de aceleración en el arranque durante el tiempo de aplicación de voltaje reducido.

Un motor eléctrico que trabaja en forma continua y normal, no tiene problemas de humedad en su devanado, sin embargo si el motor está sujeto a goteo o salpicaduras, debe checarsé periódicamente su aislamiento y ver si no requiere su secado al horno.

El polvo, agua, o líquidos corrosivos afectan al motor por obstrucción en su ventilación o por ataque directo sobre los aislamientos.

Para su limpieza se recomienda sopletarlo a una presión no mayor de 3 KG/cm^2 . Dependiendo del tipo de aislamiento y de la suciedad acumulada, por ejemplo en caso de almacenamiento prolongado e inadecuado, puede requerirse el lavado con disolventes químicos o agua. En el primer caso debe tenerse sumo cuidado en el tipo de disolvente que no dañe el aislamiento; en el segundo caso después del lavado debe secarse al horno hasta obtener la resistencia de aislamiento adecuada (2 Megohms para motores en baja tensión).

Otro aspecto súmamente importante en la operación y mantenimiento de motores en sus rodamientos. La falta o inadecuada lubricación de los mismos puede provocar su deterioro, destrucción e incluso daños mayores al rotor y devanados. Debe vigilarse que tanto los niveles en las cajas de rodamientos como los lubricantes y grasas recomendados por el fabricante sean precisamente los adecuados.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

OPERACION Y MANTENIMIENTO
(ANEXO)

ING. JORGE AMEZCUA GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

6.- OPERACION Y MANTENIMIENTO.

- 6.1. Objetivos.**
- Optimisar el funcionamiento de los equipos.
 - Prolongar la conservación de los equipos e instalaciones.
 - Asegurar la continuidad del servicio.
 - Evitar gastos extraordinarios.
 - Abatir los costos de operación.
- 6.2. Actividades.**
- Funciones y operaciones elementales de la operación general y mantenimiento de los equipos de bombeo.

Operación General	Actividad	Funciones	Operaciones Elementales
Operar equipos de bombeo.	Operación de equipos a cargo de un operador.	Vigilar. Revisar. Prevenir. Controlar. Sostener.	Arrancar. Parar. Limpiar. Medir. Lubricar. Escribir Reportes.
Mantenimiento de Equipos de bombeo.	Mecánica a cargo de un mecánico. Electricidad a cargo de un electricista.	Mantener. Corregir. Proteger. Revisar. Modificar. Ajustar. Mejorar. Rediseñar.	Lubricar Cambiar. Pintar. Desmontar. Sustituir. Montar. Escribir Reportes.

6.3. Operaciones Administrativas.

A.- Operaciones de planeación y programación.

- 1.- Definición de metas.
- 2.- Preparación de planes.
- 3.- Confección de presupuestos.

B.- Operación de ejecución.

1.- Organizar.

- Estructuras.
- Sistemas.
- Instalaciones.

2.- Integrar.

- El personal.
- El equipo propio de mantenimiento.

3.- Dirigir.

- Exponer.
- Orientar.
- Decidir.
- Implantar.

4.- Coordinar.

- Comunicación.

5.- Controlar.

- Mantener.
- Evaluar.

6.- Retroalimentar.

4. Informes.
- Es indispensable que en los informes de operación y mantenimiento se establezcan periódicamente los datos fundamentales de:
 - Horas de bombeo.
 - Gastos o caudales bombeados.
 - Niveles estáticos y dinámicos de los espejos.
 - Verificación de presiones en las tuberías de descarga.
 - Apreciación de las vibraciones.
 - Estado general del equipo.
 - Reportes particulares de los equipos auxiliares.

1.- Para el mantenimiento preventivo:

- Lubricación de los equipos.
- Revisión sistemática de enfriamiento.
- Cambios periódicos de empaques.
- Revisar temperaturas de los equipos.

2.- Para el mantenimiento correctivo:

- Reparaciones.
- Fechas de reparaciones.
- Descripción de reparaciones, etc.

Estadística. - De los informes debe llevarse una estadística.

Análisis. - Deben analizarse las estadísticas para deslindar - cuales han sido los errores y fallas, variaciones de niveles, consumo de energía y lubricantes, volúmenes manejados de agua, costos de operación y mantenimiento.

Síntesis. - Después del análisis se deben resumir los valores positivos y negativos más importantes.

5. Conclusiones. - Para llegar a una correcta evaluación será necesario después de haber obtenido los reportes de control, elaborado su estadística y determinado el análisis, proceder finalmente a calificar los diferentes conceptos de acuerdo con las escalas e índices establecidos.
6. Recomendaciones para una buena operación y mantenimiento.
 - 1.- Organizar:
 - a.- La planeación y programación.
 - b.- La administración.
 - 2.- Aplicar el control de:
 - a.- Aspectos tecnológicos.
 - b.- Aspectos administrativos y financieros.
 - c.- Aspectos de relaciones humanas.
 - 3.- Evaluar comparando con los datos predeterminados.
 - 4.- Amplear el criterio dinámico de los diagramas de flujo para aprovechar la retroalimentación de datos y resultados para corregir o minimizar las fallas, errores y omisiones.
7. Planteamiento. - Para la solución de un problema, un plan o una situación indeterminada, es conveniente establecer el planteamiento como se indica en el esquema A.
8. Técnica de la investigación.
 - Al iniciar una planeación es necesario establecer una serie de preguntas, tratar de contestarlas y posteriormente, seguir las afinando según el esquema A hasta que se pueda encontrar la mejor solución para iniciar el ciclo establecido de planear, actuar, evaluar y retroalimentar.

Las siguientes preguntas forman parte de una técnica de investigación:
 - 1.- ¿Qué se va a hacer?.- Problema y proyecto.

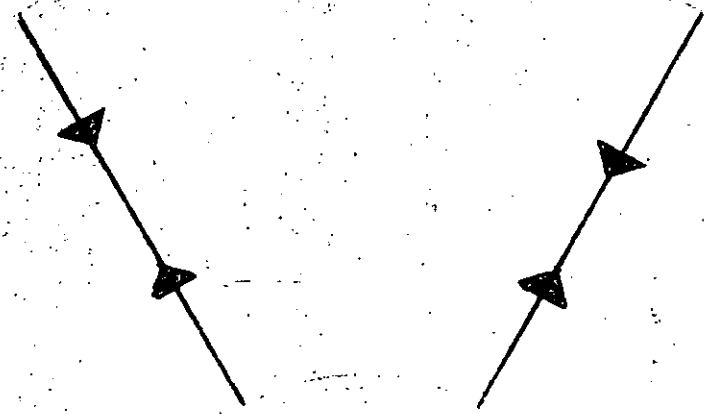
SITUACION
INDETERMINADA

ESTABLECIMIENTO
DEL
PROBLEMA



EVALUACION
DE
IDEAS

SOLUCION
DEL PROBLEMA



OBTENCION
DE
IDEAS.

ESQUEMA "A"

PLANTEAMIENTO

- 2.- ¿Por qué se va a hacer?.- Causas y motivos.
- 3.- ¿Para qué se va a hacer?.- Objetivos y metas.
- 4.- ¿De qué se va a hacer?.- Recursos naturales.
- 5.- ¿Con qué se va a hacer?.- Herramientas y medios.
- 6.- ¿Como se va a hacer?.- Tecnología.
- 7.- ¿Quién lo va a hacer?.- Recursos humanos.
- 8.- ¿Cuándo se va a hacer?.- Programación.
- 9.- ¿Dónde se va a hacer?.- Espacio.
- 10.- ¿Cuánto va a costar?.- Recursos financieros.

Diagramas de flujo.

- En los diagramas de flujo de las figuras I, II y III existe una continuidad, es decir, la etapa de estudios y proyectos termina en el evento B que es donde empieza la etapa de construcción y ésta termina en el evento C, mismo donde empieza la etapa de operación, administración y mantenimiento que deberá tener un ciclo continuo para que pueda existir el funcionamiento del sistema.

La figura IV es una amplificación del diagrama de flujo de la figura III en las actividades: Administración 2-5; Operación 3-6 y Mantenimiento 4-7.

Estas se inician simultáneamente y están ligadas entre sí por las líneas virtuales 3-2 y 3-4 para volver a converger en el evento 6- con las líneas virtuales 5-6 y 7-6 después de sus procesos parciales.

Posteriormente se inicia la actividad 6-8 de la figura III que es el control general.

DIAGRAMAS DE FLUJO.

ESTUDIOS Y PROYECTOS - PROCESO

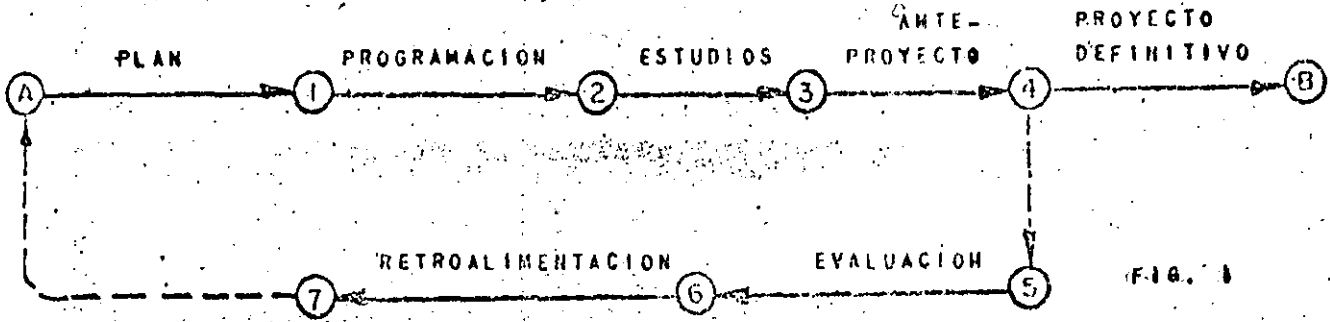


FIG. I

CONSTRUCCION - PROCESO

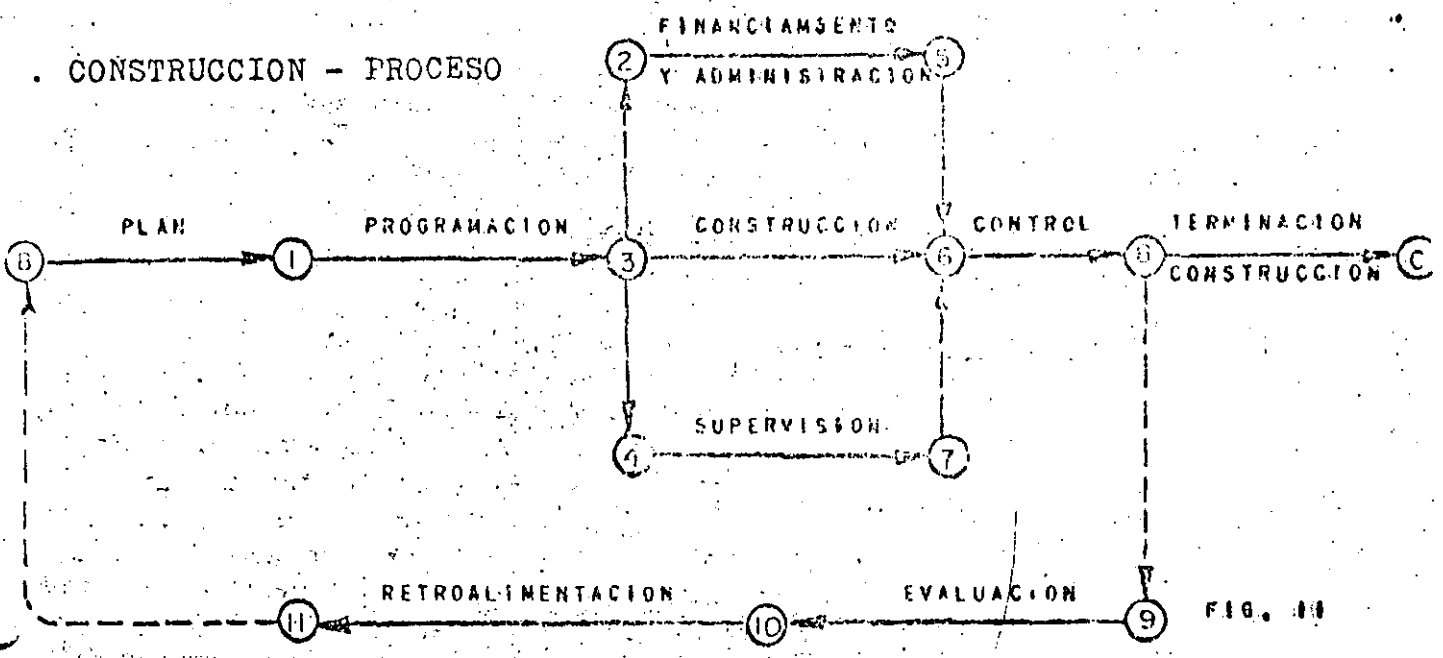


FIG. II

OPERACION, ADMINISTRACION Y MANTENIMIENTO - PROCESO

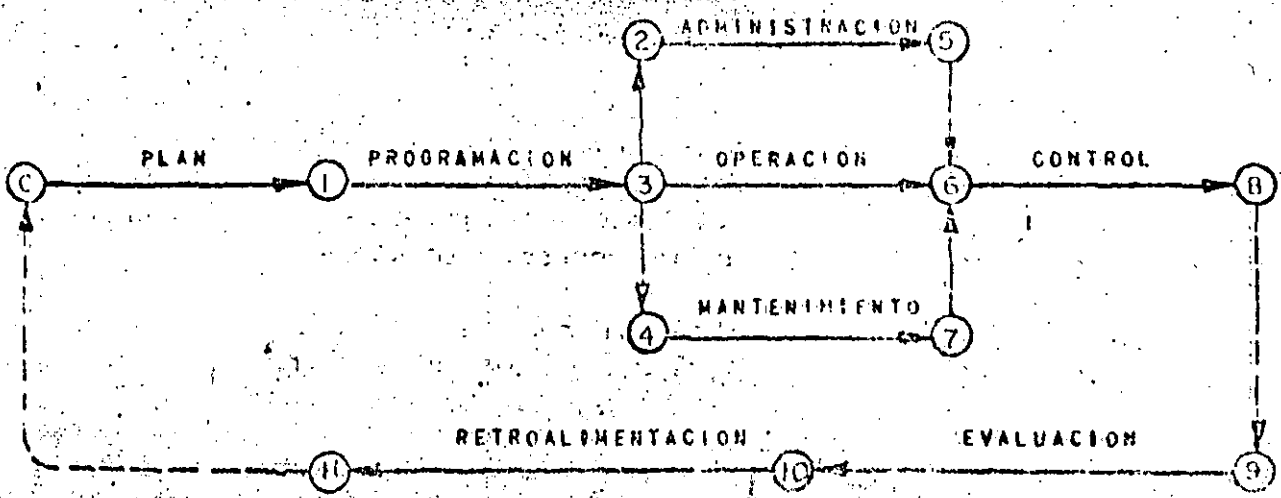
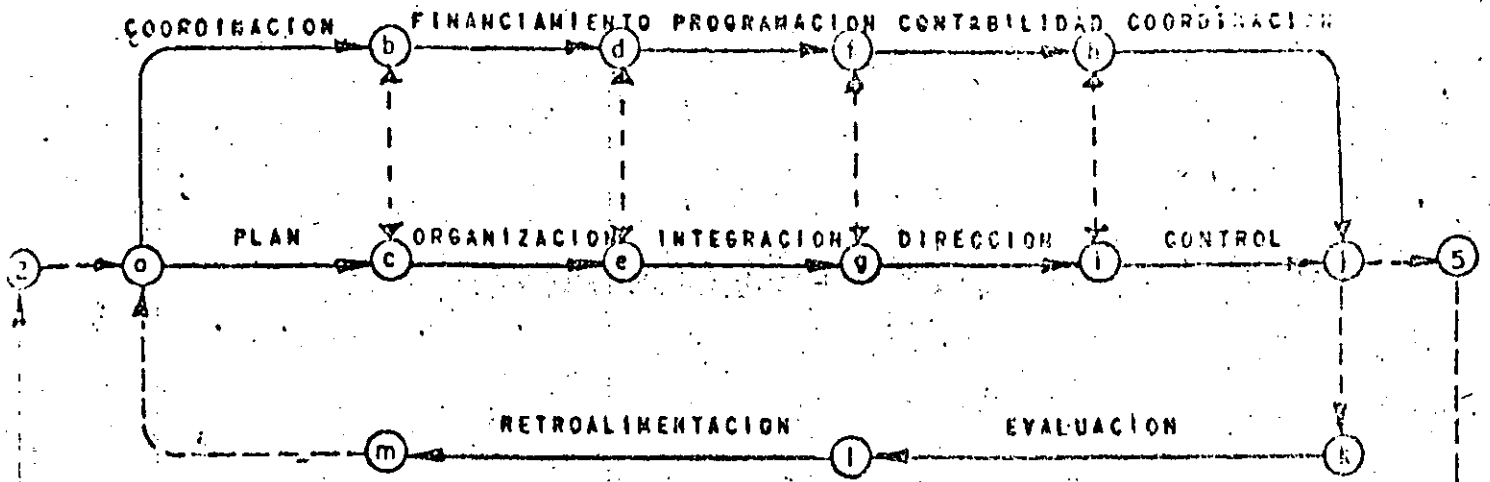
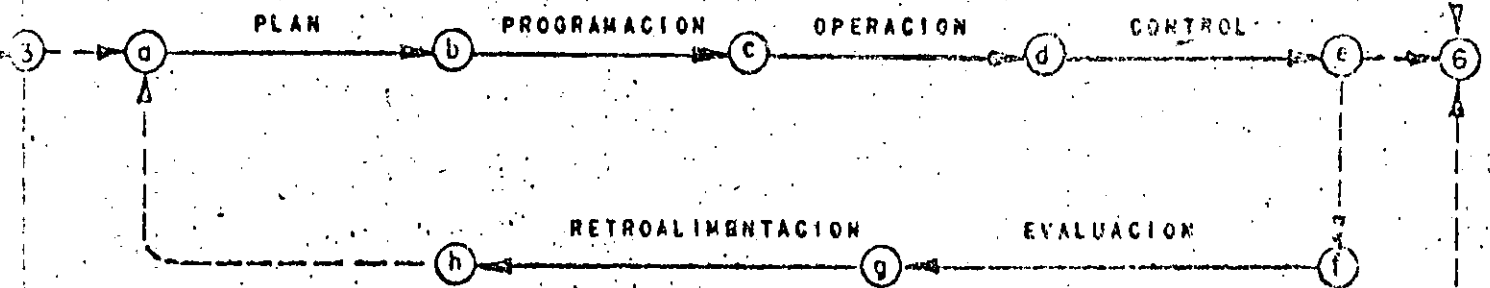


FIG. III

ADMINISTRACION (2) - (5)



OPERACION (3) - (6)



MANTENIMIENTO (4) - (7)

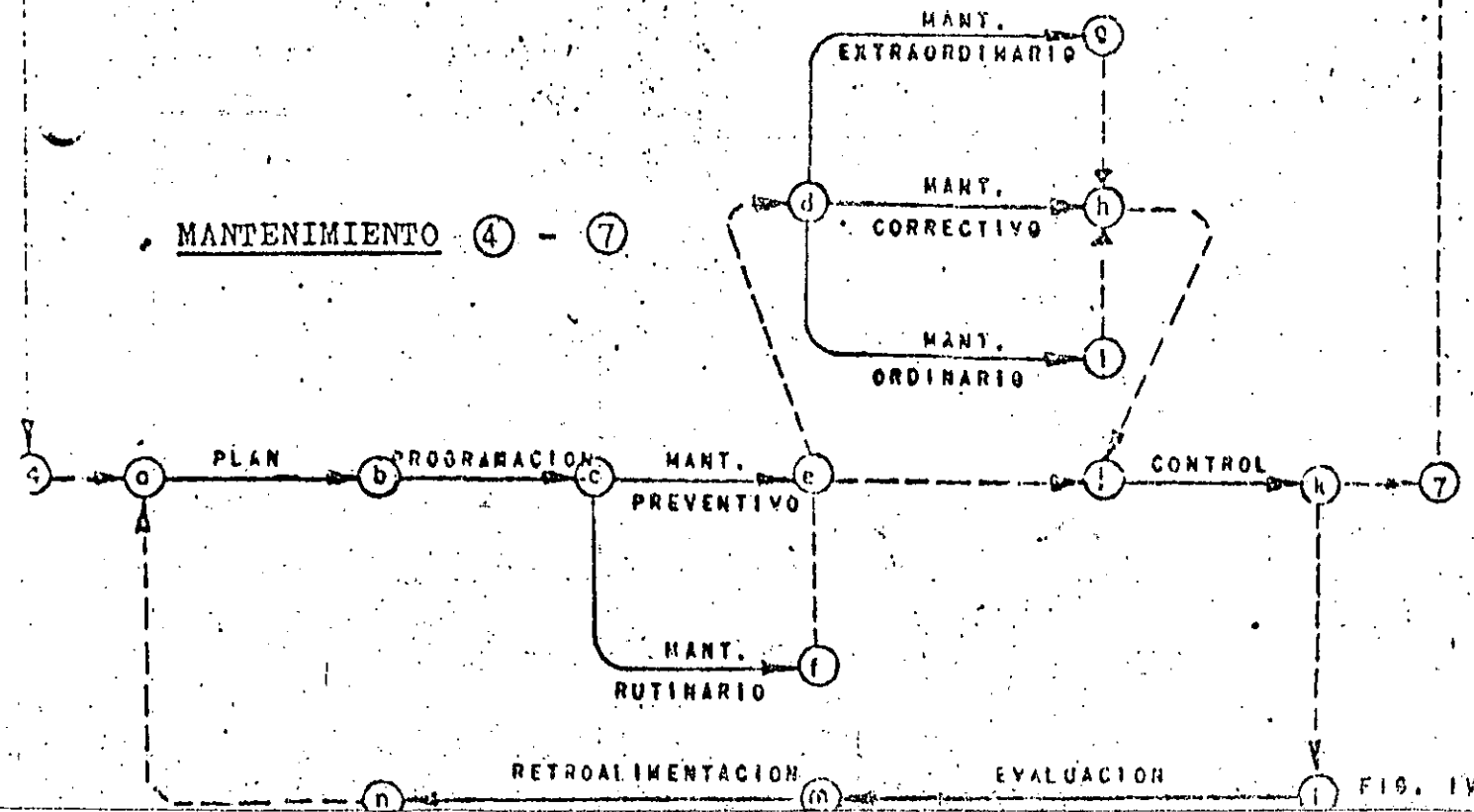


FIG. IV.

7. - MANTENIMIENTO PREVENTIVO

7.1. OBJETIVOS.

El objetivo del mantenimiento preventivo (MP) es obtener el máximo rendimiento de las instalaciones para una determinada producción, con el mínimo tiempo de elementos fuera de servicio por descompostura y a su vez, que estas actividades de conservación se logren a los más bajos costos posibles.

Es imposible llegar a prevenir todas las fallas que suelen presentarse en los equipos, por ello en toda instalación se realizan labores de mantenimiento de emergencia (ME) que obligan a hacer una serie de gastos representados por los costos de las horas-hombre, el uso de herramientas y equipo y la baja de producción.

Una meta que puede marcarnos cuando un MP se lleva a cabo con buen rendimiento, sería aquella donde se alcanzara un MP de 80 % y un ME de solamente el 20 % de los equipos en operación.

Otro problema que se le presenta al ingeniero encargado del MP es la indiferencia, a la que debe convencerse de la necesidad e importancia de estas actividades que por su naturaleza, aparentemente no existen o por lo menos no se ven y solo cuestan.

Es de suma importancia demostrar con números los grandes ahorros en los costos de operación y las altas eficiencias que se logran cuando se aplica correctamente el MP, y si esto es importante en las empresas de la

iniciativa privada, mucho más lo es en las gubernamentales donde las fallas de los servicios o la baja de su producción, aunados a las pérdidas económicas, crean serios problemas sociales, criticados severamente por los usuarios y con sobrada razón.

7.2. PRIORIDADES.

A la frecuencia del MP debe dársele prioridades de acuerdo a la importancia que tiene el equipo en las instalaciones. Un orden de prioridades que podemos establecer sería como sigue:

- Prioridad 1. - Equipos que al quedar fuera de operación provocan paro total de una planta.
- Prioridad 2. - Equipos que al quedar fuera de operación, provocan el paro de una importante área de la planta, sin que haya partes de repuesto disponibles.
- Prioridad 3. - Equipos que al quedar fuera de operación ocasionan paro completo de una importante área pero con existencia de partes de repuesto o equipo sustituto disponible de inmediato.
- Prioridad 4. - Equipos que fuera de operación, provocan una reducción en la operación, no habiendo partes de repuesto disponibles.
- Prioridad 5. - Equipos que al fallar reducen el rendimiento de la producción, teniéndose partes y equipos sustitutos.

Prioridad 6. - Equipos importantes pero que aún con sus fallas no provocan pérdidas de producción considerables.

7. 3. AREAS DE RESPONSABILIDAD EN MP.

- 3.1 Ingeniería de proyectos. - Debe tomar en cuenta, en sus diseños de instalaciones nuevas o en los cambios de las existentes, los objetivos del MP que lo hagan fácil de ejecutar y minimicen los tiempos fuera de servicio, los costos y la depreciación de las instalaciones.
- 3.2 Ingeniería de operación. - En ésta área se realizan los trabajos de mantenimiento que un programa adecuado de MP tenga asignado al personal de operación. Por otra parte, es responsable de que se cumplan las fechas en las que el equipo debe quedar disponible para los trabajos propios del MP, para lo cual su intervención en la formulación de programas de MP es vital. Prácticamente operación es el "cliente" al que MP debe servir tomando en cuenta las necesidades de producción y las posibilidades de disponibilidad de equipo de la citada operación.

Además, operación es el área que puede y debe suministrar a MP los datos básicos para la modificación dinámica y de actualización constante de los trabajos de MP, conforme a sus vivencias en sus actividades operativas.

- 3.3 **Ingeniería de planeación y programación.** - Esta área es responsable de que los programas de MP se realicen de acuerdo a los planes establecidos. Su actividad es la más importante, el éxito o fracaso de un MP depende de como planee y programe el MP y además de como lo controle. Tanto la planeación como la programación del MP son tareas que deben hacerse de común acuerdo entre estas áreas de responsabilidad de MP. Todo programa, plan y manuales de MP deben ser incluso dados por escrito y con el visto bueno - - (incluso firmado formalmente) por los ejecutivos de cada una de las áreas. Esto último es actividad que pertenece realizar al área de planeación y programación hasta la edición de instructivos y manuales finales.
- 3.4 **Ingenieros y técnicos en trabajos de MP.** - Este grupo debe cooperar estrechamente con las áreas anteriores, ejecutar las tareas de MP según los programas, observando las normas establecidas para cada actividad y además debe informar sobre toda situación que lleve a mejorar y asegurar las metas fijadas por los programas de MP. Sus informes darán dinamismo a la constante actualización del MP.

7. 4. ASPECTOS A INCLUIR EN TRABAJOS DE MP.

Para los trabajos de MP deben tomarse en cuenta:

- 4.1 **Manuales de servicio del fabricante, de los equipos.**
- 4.2 **Registro de mantenimiento para servicios de rutina, ajustes o - -**

reposición de partes e inspecciones programadas.

- 4.3 **Obsolescencia del equipo, que nos puede definir cuándo es más económico realizar la reposición del mismo.**
- 4.4 **Mantenimiento predictivo, realizado a través de mediciones directas de campo como: vibraciones, temperaturas, parámetros eléctricos y en general toda acción que permita establecer si es o no necesaria una revisión y desarmado de un equipo, acciones que son costosas y a veces no necesarias.**
- 4.5 **Control de calidad sobre los trabajos de mantenimiento que redundará en un alargamiento y estandarización de los ciclos de falla, reduciendo pérdidas de producción.**

El programa de control de calidad en MP debe comprender básicamente:

- a) **Estandarización, dentro de lo posible, de equipo e instalaciones.**
- b) **Estandarización de los métodos de trabajo de MP.**
- c) **Ordenes de trabajo tipo para trabajos repetitivos.**
- d) **Supervisión del trabajo de MP hecha por expertos en cada área.**
- e) **Uso y cantidad adecuados de herramienta para los trabajos de MP.**
- f) **Programa de capacitación continua del personal de MP.**

3.- ELEMENTOS PARA LA PROGRAMACION Y ORGANIZACION DEL MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Plan por Etapas del Mantenimiento Preventivo.

Para organizar eficientemente el mantenimiento preventivo y llevarlo a la practica con un máximo de ventajas, conviene planear de antemano las actividades que se han de desarrollar en los equipos a los que se les ha de aplicar el mantenimiento.

Para el desarrollo de la planeación, programación y organización del mantenimiento preventivo nos apoyaremos en un plan de 6 etapas, a registrarse en formas especiales, cada una de las cuales tiene un número, objetivo, y normas para su desarrollo.

Tales números y objetivos se enumerarán a continuación:

INVENTARIO E IDENTIFICACION DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-1
CLASIFICACION Y CANTIDAD DE EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-2
NUMERO DE IDENTIFICACION DE LOS EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-3
NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Forma DGOSAPA MP-4
CALENDARIO DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Forma DGOSAPA MP-5
CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACION DE DAÑOS

Forma DGOSAPA MP-6
La descripción y los detalles del plan se presentan en el capítulo tercero.

Grupos Considerados y Números que los Identifican.

Los dispositivos y mecanismos llamados "grupos" que conforman un equipo, constituyen otro de los elementos que integran el plan.

Los grupos considerados y los números que los identifican son:

- I: Bombas centrifugas de eje vertical lubricadas por aceite.

- II: Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por agua.
- III: Bombas centrífugas de eje horizontal.
- IV: Bombas de pistón.
- V: Cabezal de engranes.
- VI: Motores eléctricos de eje horizontal.
- VII: Motores eléctricos de eje vertical.
- VIII: Motores eléctricos de tipo sumergido.
- IX: Motores de combustión interna para gasolina.
- X: Motores de combustión interna para diesel.
- XI: Motores de combustión interna para fractolina.
- XII: Tanques.
- XIII: Unidades de arranque manual.
- XIV: Unidades de arranque automático.
- XV: Interruptores termomagnéticos.
- XVI: Interruptores de navajas con fusibles.
- XVII: Subestaciones eléctricas.
- XVIII: Medidores de caudal tipo hélice.
- XIX: Medidores de caudal de presión diferencial.
- XX: Cloradores de gas de aplicación directa.
- XXI: Cloradores de gas tipo solución.

Normas de Mantenimiento Preventivo para Cada Grupo.

En este punto se enumeran las actividades que constituyen el mantenimiento preventivo de los equipos comprendidos en cada grupo, periodicidad con que se han de realizar tales trabajos, materiales, repuestos y lubricantes para ello.

Trabajos a realizarse en los Grupos I y II.

- I Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por aceite.
- II Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por agua.

En períodos de:

- 1 día Reporte de nivel estático y nivel dinámico, según el caso, y presiones de carga.
 Chequeo del prensa-estopa y ajuste.
 Control del nivel de aceite y goteo en las bombas lubricadas por aceite.
 Control del tanque de pre-lubricación en las bombas lubricadas por agua. (Cuando exista).
 Reporte de vibraciones o estabilidad durante el funcionamiento del equipo y de sus condiciones generales de trabajo.

- 1 año. Desmontaje total del equipo y limpieza de todas sus partes.
 Inspección de todos los elementos de fricción con el eje en la columna y en la bomba, y cambio de las partes defectuosas.
 Cambio de los sellos de aceite en las bombas lubricadas por aceite.
 Revisión de los impulsores, anillos de fricción y cambio de las partes dañadas.
 Revisión de los tazones y cambio, si fuere necesario.
 Limpieza del colador o cernidera de succión.
 Revisión de las válvulas de entrada, salida y check y reparaciones si fuesen necesarias.
 Verificación de que el equipo está y trabaja en buenas condiciones, de acuerdo con su diseño y características.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceite.
 Anillos de desgaste.
 Bushings de caucho y de bronce.
 Compuertas de válvulas.
 Chumaceras.
 Ejes.
 Empaquetaduras de válvulas.
 Formularios especiales.
 Impulsores.
 Pernos y tuercas.
 Prensa-estopa.
 Sellos de aceite.
 Tazones.
 Tubería de descarga, con uniones.
 Vástagos.

Trabajos a Realizarse en el Grupo III ←
Bombas Centrífugas de Eje Horizontal.

En períodos de:

- 1 día Reporte de presiones de descarga.
 Chequeo del prensa-estopa y ajuste.

Control externo y lubricación de cojinetes y baleros con aceite o grasa, según el tipo.
 Reporte de vibraciones o estabilidad en el funcionamiento.
 Funcionamiento del equipo y condiciones generales de trabajo.

6 meses Cambio de grasa de los respectivos cojinetes o baleros sin desmontaje, expulsando por presión de un engrasador tipo pistola toda la grasa antigua.
 Cambio de aceites de los respectivos cojinetes, drenando el aceite usado y llenándolo con aceite nuevo.
 Alineamiento de la unidad bomba-motor y reajuste de los pernos de anclaje.
 Chequeo del prensa-estopa y cambio de empaquetaduras, si fuere necesario.

1 año Desmontaje completo de la bomba.
 Lavado y limpieza completa de todas sus partes.
 Chequeo del alineamiento y del desgaste del eje y reparaciones o cambios si fuere necesario.
 Chequeo de impulsores, difusores, bushings, baleros y demás elementos sujetos al desgaste. Reparación de las piezas dañadas, o cambio si fuere necesario.
 Montaje, alineamiento y prueba completa de la unidad.
 Control de válvulas de entrada, salida, check, y reparaciones si fueran necesarias.
 Verificación de que el equipo está y trabaja en buenas condiciones de acuerdo con su diseño y características.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceites.
 Baleros.
 Bushings.
 Compuertas de válvulas.
 Difusores.
 Ejes.
 Empaquetaduras de prensa-estopa.
 Empaquetaduras de válvulas.
 Formulario.
 Crasas.
 Impulsores.

Lainas para nivelación.
 Pasadores y compuertas para válvulas check.
 Pernos de repuesto.
 Tuercas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo IV
Bombas de Pistón.

En períodos de:

- 1 día Revisión de las condiciones generales de trabajo.
- 3 meses Extracción del varillaje y del pistón de la bomba.
 Cambio de los empaques del pistón.
 Control de los checks.
- 1 año Desmontaje total del equipo.
 Limpieza e inspección del cilindro.
 Cambio de los empaques del pistón y control del check de retención.
 Revisión de la transmisión, correas y poleas.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios.

Cilindros completos.
 Empaques.
 Empaques del check de retención.
 Empaques del pistón.
 Pintura de empaquetadura especial para juntas.
 Varillas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo V.
Cabezal de Engranés.

En períodos de:

- 1 día Inspección visual del nivel de aceite; añadir si fuere necesario.
- 1 año Drenaje del aceite y llenado con aceite nuevo, sin desmontar el equipo.
 Reajuste general.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios.

Aceites.
 Pernos, tuercas y rondanas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VI
Motores Eléctricos de Eje Horizontal

En períodos de:

- 1 día Verificación de voltaje, amperaje y potencia.
Revisión del calentamiento de los baleros.
Reporte de vibraciones o estabilidad en el funcionamiento del equipo, y condiciones generales de trabajo.
- 6 meses Cambio de grasa de los baleros sin desmontar el motor expulsando por presión la grasa antigua.
Arranque del equipo para control de sobre-calentamiento de baleros por posible exceso de grasa, y control de condiciones eléctricas en general.
Comprobación de las condiciones generales de trabajo.
- 1 año Desmontaje completo del motor sacando los baleros y el rotor.
Lavado de baleros, inspección de los mismos y cambio de aceite y/o grasa, o cambio de baleros si fuere necesario.
Comprobación eléctrica de las bobinas, limpieza exterior con aire comprimido y solvente industrial y, si fuere necesario, recubrimiento con barniz dieléctrico.
Montaje, realineamiento y prueba completa.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceite.
Baleros.
Barniz Dieléctrico.
Cables y Terminales eléctricos.
Cinta aislante eléctrica.
Formularios.
Grasas.
Solvente Industrial.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VII
Motores Eléctricos de Eje Vertical.

En períodos de:

- 1 día Verificación de voltaje, amperaje y potencia.

Comprobación visual de niveles de aceite de los baleros.
Reporte de vibraciones o estabilidad en el funcionamiento del equipo, y condiciones generales de trabajo

- 6 meses Desmontaje completo del motor sacando los baleros y el rotor.
Lavado de los baleros, inspección de los mismos y cambio de aceite y/o grasa, o cambio de baleros si fuere necesario.
Comprobación eléctrica de las bobinas, limpieza exterior con aire comprimido y solvente industrial y, si fuere necesario, recubrimiento con barniz dieléctrico.
Montaje, realineamiento y prueba completa.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceites.
Baleros.
Barniz dieléctrico.
Cables y terminales electricos.
Cinta aislante eléctrica.
Formularios.
Grasa.
Solvente industrial.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VIII
Motores Eléctricos de Tipo Sumergido.

En períodos de:

- 1 día Verificación de voltaje, amperaje y potencia.
Desmontaje completo del motor y desacople de la bomba.
Inspección de los bushings y baleros, o cambio si fuere necesario.
Inspección del platillo de sustentación del rotor o cambio si fuere necesario.
Inspección del sistema de lubricación del motor y limpieza del filtro, o cambio si fuere necesario.
Verificación eléctrica del rotor y del estator.
Montaje realineamiento y prueba completa.
Verificación del aislamiento del cable del motor.
Regulación de la bomba-motor.
Revisión de los checks de la columna, y reparación o cambio si fuere necesario.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Baleros.
 Bushings.
 Checks de la columna.
 Filtros.
 Lainas.
 Líquidos y cintas especiales para aislamiento.
 Platillo de sustentación del rotor.

Trabajos a Realizarse en el Grupo IXMotores de Combustión Interna para Gasolina.

En períodos de:

- 1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo.
 Registro de lecturas de presión de aceite, temperatura amperaje y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo.
 Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo.
 Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio de aceite y filtro cuando se acumulen 150 horas de trabajo, siempre y cuando no se indique un número diferente de horas para algún motor en particular, en cuyo caso el cambio se registrará por este número.
- 1 mes Limpieza de las bujías sin alterar su calibración; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor frío; lavado del filtro de aire, si lo hay.
- 3 meses Limpieza y calibración de bujías, asentamiento y calibración de los platinos; limpieza, chequeo y calibración del carburador; regulación y afinación del motor y cambio de todas las partes que fuere necesario a juicio del mecánico reparador.
- Nota: Siempre que se cambien los platinos se cambiará el condensador.
 Verificación total del sistema eléctrico.
- 1 año Inspección y reparación completa de la máquina y cambio de todas las partes que el mecánico reparador considere necesario.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Aceite.
- Agujas de los carburadores y su asiento.
Bujías.
Cables de la ignición.
Condensador.
Conjunto de juntas y sellos.
Conjunto de la bomba de agua.
Escobillas del generador eléctrico.
Filtros de aceite.
Formularios.
Juego de anillos de compresión y aceite.
Juego de bushings para la biela.
Juego de cojinetes de bancada y biela.
Juegos de juntas de los carburadores.
Permatex.
Platinos.
Terminales de los cables.

Trabajos a Realizarse en el Grupo X
Motores de Combustión Interna para Diesel

En períodos de:

- 1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo.
Lubricación de los puntos de engrase.
Registro de lecturas de presión de aceite, temperatura, amperaje y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo.
Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo.
Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio del aceite y filtro cuando se acumule el número de horas que se especifique para cada unidad en particular.
- 1 semana Limpieza y lavado del filtro de aire.
- 1 mes Drenaje y lavado del tanque de combustible; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor en frío, cuando fuere del tipo de refrigeración por agua lavado de filtros de combustible, cuando sean de tipo metálico.
Verificación de la tensión de las correas del ventilador.

- 3 meses Limpieza y calibración de inyectores y válvulas.
Cambio de filtros de combustible.
Limpieza de los purificadores de aire.
Revisión del sistema de embrague.
Revisión del sistema auxiliar de arranque.
Reajuste de pernos y tuercas del motor.

- 1 año Mantenimiento de 3 meses; además:
Esmerilado de las válvulas.
Descarbonización de los cilindros y pistones.
Chequeo del cilindro, limpieza de los orificios de lubricación del pistón y cambio de anillos si fuere necesario a juicio del mecánico reparador.
Desmontaje y revisión del sistema de embrague.
Revisión o cambio del conjunto de la bomba de agua.

- 2 años Inspección y reparación completa de la máquina, y cambio de las partes que el mecánico reparador considere necesario.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios.

- Aceite.
- Agua destilada.
- Caja de bolas del embrague.
- Cigüeñal nuevo o rectificación del cigüeñal si fuere necesario.
- Collarines de los embragues.
- Conjunto de la bomba de barrido.
- Conjunto de sellos y junta.
- Conjunto de la bomba de agua.
- Disco del embrague.
- Filtros de aceite.
- Filtros de combustible.
- Formularios.
- Grasa.
- Juego de anillos.
- Juego de cables y terminales.
- Juego de camisas para los cilindros.
- Juego de cojinetes del eje de levas.
- Juego de empaques para la bomba de inyección.
- Juego de pistones.
- Juego de pulverizadores de los inyectores.
- Juego de válvulas de escape y rectificación de las culatas.
- Juegos de bushings o cojinetes de bancada y de biela.
- Juntas de la culata.

- 62 -

Juntas de los balancines.
Permatex.
Sistema de embrague.

Trabajos a Realizarse en el Grupo XI
Motoras de Combustión Interna para Tractolina

En períodos de:

- 1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo.
Registro de lectura de presión de aceite, temperatura, amperaje y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo.
Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo.
Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio de aceite y filtro cuando se acumulen 150 horas de trabajo, siempre y cuando no se indique un número diferente de horas para algún motor en particular en cuyo caso el cambio se registrará por este número.
- 1 mes Limpieza de las bujías sin alterar su calibración; drenaje y lavado del tanque de combustible; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor frío; lavado del filtro de aire, si lo hay.
- 3 meses Limpieza y calibración de bujías, asentada y calibración de los platinos; limpieza, chequeo y calibración del carburador; regulación y afinación del motor y cambio de todas las partes que fuere necesario a juicio del mecánico reparador.
- Nota: Siempre que se cambien los platinos se cambiará el condensador.
- 1 año Inspección y reparación completa de la máquina, incluyendo el cambio de todas las partes que el mecánico reparador considere necesario.

Materiales, Repuestos y Lubricaciones Necesarios:

Aceite.
Agujas del carburador y sus asientos.
Bujías.

- Cables de la ignición.
- Condensadores.
- Conjunto de juntas y sellos.
- Conjunto de la bomba de agua.
- Escobillas del generador eléctrico.
- Filtros de aceite.
- Formularios.
- Juego de anillos de compresión y aceite.
- Juego de bushings para la biela.
- Juego de cojinetes de bancada y biela.
- Juego de juntas del carburador.
- Permutax.
- Platinos.
- Terminales de los cables.

Trabajos a Realizarse en el Grupo XII
Tableros

En períodos de:

- 1 día Limpieza general.
 Verificación del ajuste de los aparatos de medición.
 Cambio de terminales, si fuera necesario a juicio del encargado.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

- Terminales.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XIII y XIV
Unidades de Arranque Manual y de Arranque Automático.

En períodos de:

- 1 día Control y reporte del nivel de aceite, si la unidad es de tipo de baño de aceite.
 Revisión del núcleo y bobina de retención.
- 6 meses Revisión de contactos.
 Revisión de elementos termicos, metálicos o de aceite.
 Revisión de bobinas.
 Revisión del sistema mecánico.
 Cambio opcional del aceite dieléctrico, o del elemento térmico.

- 24 -

Regulación del tiempo de arranque.
Revisión de los cables de entrada y salida.

1 año Mantenimiento de 6 meses; además:
Cambio obligatorio de aceite dieléctrico.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceite dieléctrico (de transformador).
Contactos.
Elementos termicos.
Relayadores de tiempo.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XV y VXI
Interruptores Termomagnéticos y de Navajas con Fusibles.

En períodos de:

1 día Revisión del mecanismo.
Revisión visual del ajuste de las zapetas en los interruptores de navajas.
Revisión de los cartuchos fusibles.

6 meses Limpieza de sulfatación de terminales.
Aplicación de una película de grasa a las cuchillas.
Ajuste del mecanismo de accionamiento.
Cambio de fusibles, si fuere necesario a juicio del-
encargado.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Cartuchos.
Fusibles.
Grasa.
Lijas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo XVII
Subestaciones Eléctricas.

En períodos de:

6 meses Comprobación dieléctrica del aceite.
Medición a tierra.
Revisión y limpieza de los ductos de conexión.
Prueba del aislamiento del transformador.

65

Revisión y limpieza de los pararrayos.
Revisión y limpieza de la línea de transmisión eléctrica.
Revisión de los corta-circuitos y sus fusibles.
Revisión de los apartarrayos.

1 año Mantenimiento de 6 meses.
Cambio de aceite dieléctrico, si fuere necesario a juicio del encargado.

Materiales, Repuestos y Lubricaciones Necesarios:

Acete de transformador.
Aisladores de línea.
Apartarrayos.
Ductos.
Fusibles.
Puntas de pararrayos.
Terminales.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XVIII y XIX
Medidores de Caudal: Tipo Hélice y de Presión Diferencial

En Períodos de:

1 día Cambio de disco del registrador.
Anotación de la lectura del totalizador y del flujo-diario, éste por diferencia con la del día anterior.

1 semana Control de la presión de la pluma sobre el disco registrador.
Drenaje del aire de las cámaras y líneas, según instrucciones del manual.

Nota: Estas operaciones semanales pueden espaciarse a períodos más largos, de acuerdo con los resultados obtenidos.

1 mes Regulación del registrador según lo establecido en el manual para verificar la exactitud de las lecturas especialmente la del cero y la correspondiente a la presión de prueba.

6 meses Lubricación general incluyendo cambios de aceite de los depositos, y ligero goteo de aceite en todos los ejes, pivotes y elementos móviles, sin desmontar ninguno de los mecanismos internos.

46

1 año Limpieza y regulación completa de todos los mecanismos del registrador, lubricación y regulación del aparato.

Nota: Las normas que anteceden son para medidores con transmisor de venturi o de orificio, y receptor con cámaras de presión diferencial, que tienen indicador, disco registrador y totalizador de flujo.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Aceites especiales.
Discos.
Tinta especial.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XX y XXI
Cloradores de Gas: de Aplicación Directa y Tipo Solución.

En períodos de:

1 día Comprobación de que no hay fugas de cloro en el aparato, cilindros y líneas de cloro, y eliminación de las que pudiera haber.
Regulación de la proporción de alimentación de cloro en libras por cada 24 horas.
Registro de las horas de operación del clorador.
Registro de las presiones de agua y cloro, cuando hay manómetro.
Registro del peso del cilindro conectado, cuando hay báscula.
Cambio de cilindros, cuando se agote el conectado.
Limpieza exterior del aparato de cloración (en el cuarto).

1 mes Revisión de la operación del aparato.
Revisión de la operación del booster.
Revisión del sistema de inyección: desarenadores, garganta, mangueras y tubo de solución.
Limpieza de válvulas reductoras de presión a la entrada de los aparatos.
Limpieza de filtros, asientos y resortes de otras válvulas.
Comprobación de que no hay fugas de cloro, y eliminación de las que pudiere haber.

Aplicación de vaselina en las partes metálicas que muestran principios de corrosión.
Limpieza de rotámetro y de la bola indicadora.

1 año Desmontaje y limpieza completa del aparato, cambio de todas las partes defectuosas, regulación y comprobación del funcionamiento, incluyendo el de la bomba de ayuda, cuando la hay.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Amoníaco.
Etergentes.
Diafragma.
Empaques.
Grasa.
Hojas de control.
Llaves de apretar conexiones.
Resortes.
Tubos flexibles.
Válvulas auxiliares.
Vaselina.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

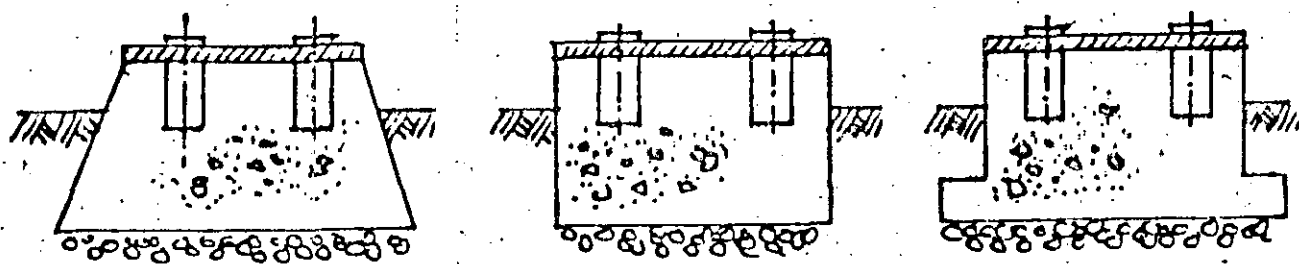
SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

GRAFICAS

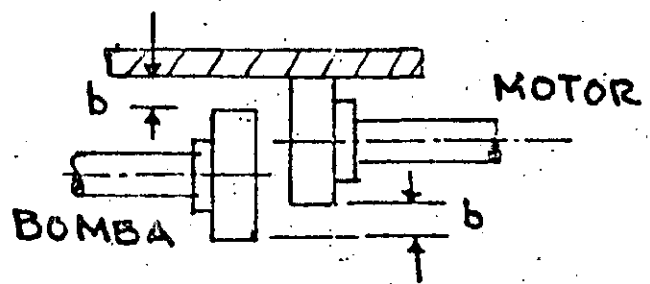
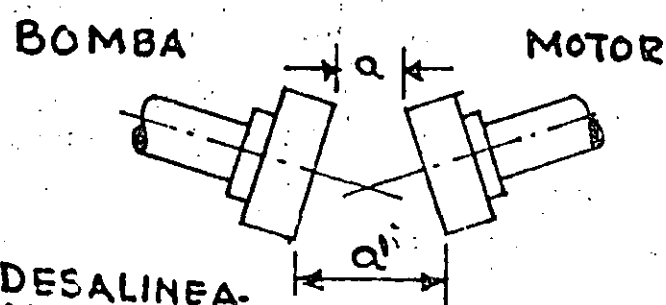
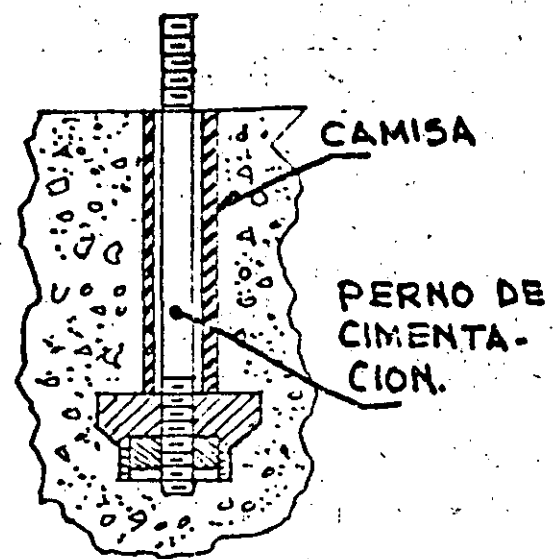
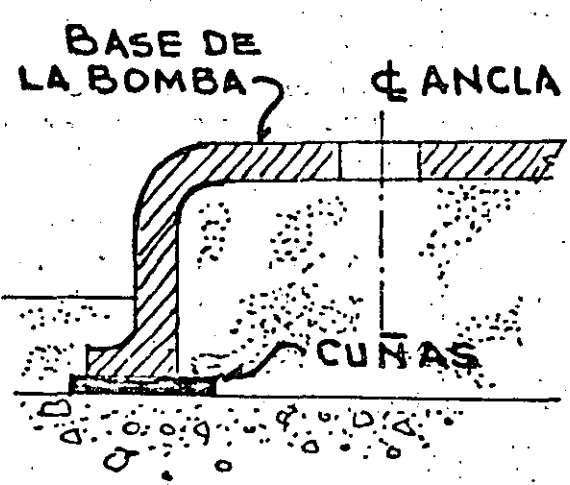
ING. JORGE AMEZCUA GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

FIG.-1-

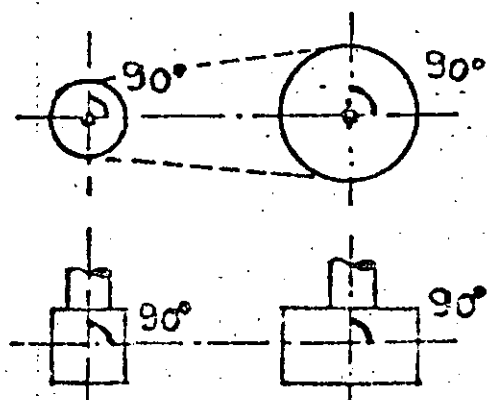


CIMENTOS PARA EQUIPOS DE BOMBEO



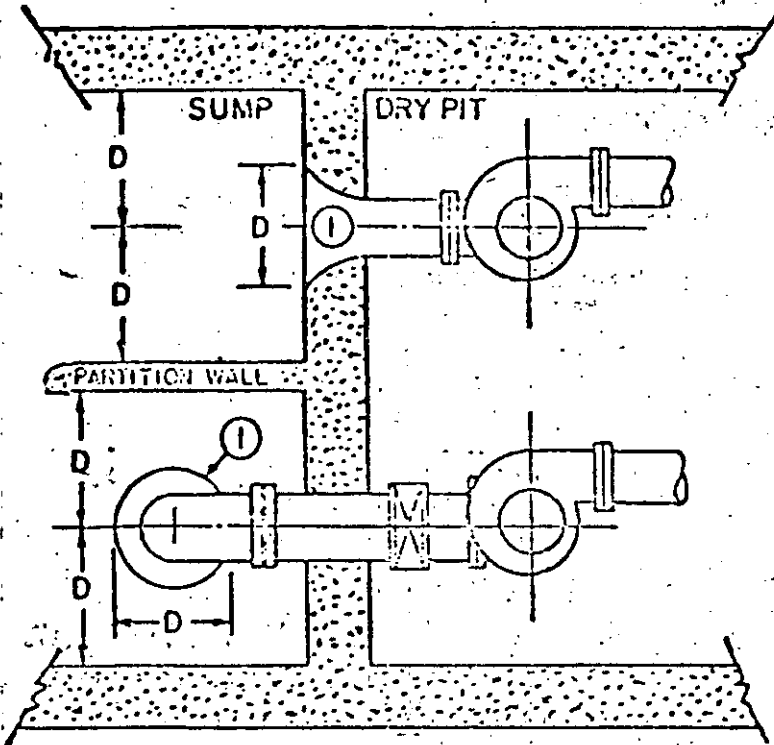
DESALINEAMIENTO ANGULAR:
 $a \text{ vs } a' \leq \frac{5}{100} \text{ mm.}$

DESALINEAMIENTO DE PARALELAJE:
 $b \leq \frac{3}{100} \text{ mm}$



TRANSMISION POR BANDA.

It is important that pumps operate with minimum suction losses and without turbulence in the suction line. Experience has shown that the following recommendations do much to eliminate noise in pump operation and to reduce suction line losses.



SUMP: Water should enter the sump with a minimum of turbulence and at a low velocity between 1.0 - 1.5 ft./sec. for normal operation. Sumps should preferably be square in design with flow toward the pump intakes. Avoid obstructions in the line of flow. Partition walls equal in height to the minimum water level, should be installed between suction intakes to avoid turbulence. Avoid round corners or sloping floors as this will induce whirling in the body of water.

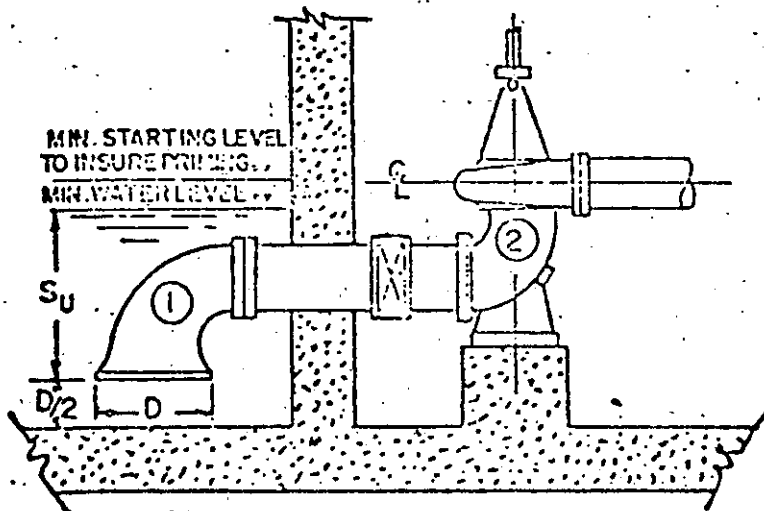
PUMP INTAKE FITTING (1)

It is strongly recommended that a flared-type fitting, either of the elbow or straight type, be furnished for pump suction lines. These fittings should be so sized as to limit the entrance velocity between 3 - 4.5 ft./sec. maximum. "D" can be determined using the basic formula $A = \frac{Q}{V}$ and a value of 4.0 ft./sec. for "V". Using 125 lb. flanged piping, the "D" dimension is the same as the diameter of the pipe flange.

PUMP SUCTION ELBOW (2)

If this elbow is not furnished as an integral part of the pump, the long radius type or long radius reducing type is definitely recommended.

SUBMERGENCE: (S_u) Inadequate submergence over the suction bell will result in the formation of harmful vortices which can draw air into the impeller eye. (Refer to 2124-4 Page 6 for "Recommended Submergences to Prevent Vortices".)



RECOMMENDED MINIMUM WET WELL CLEARANCES

E-103653

(Also applicable to propeller pump suction bells)

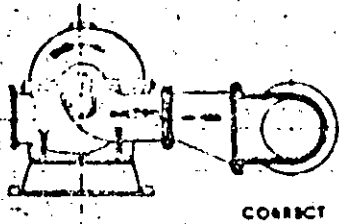
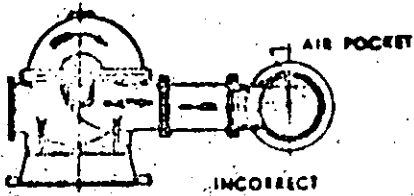


Fig. BF-44

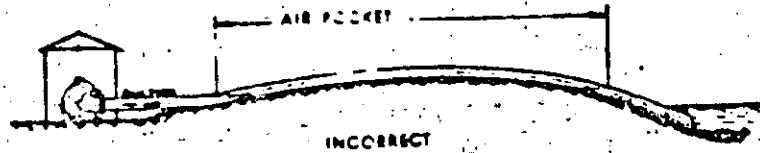


Fig. BF-45

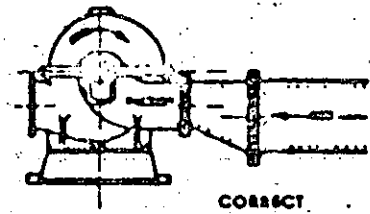
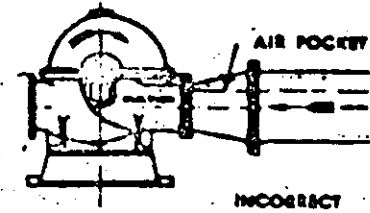
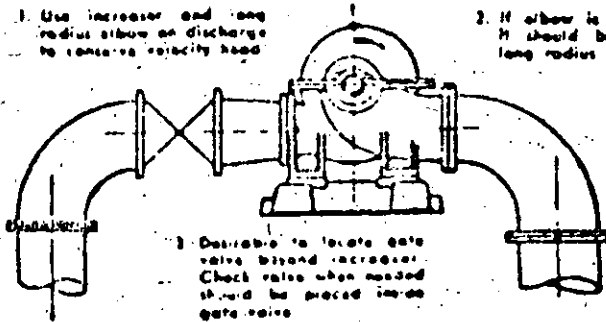
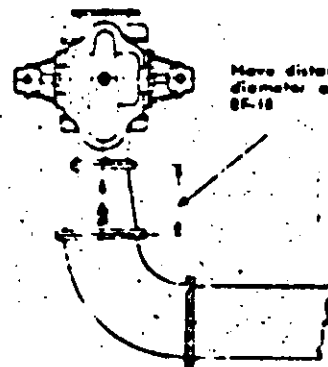


Fig. BF-46

1. Use increaser and long radius elbow on discharge to conserve velocity head



2. If elbow is necessary it should be of the long radius type

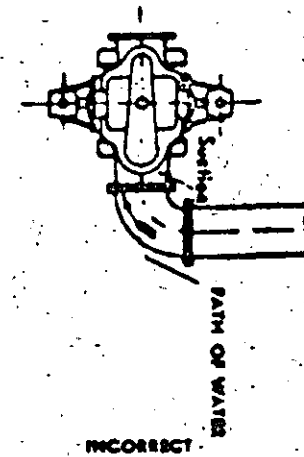


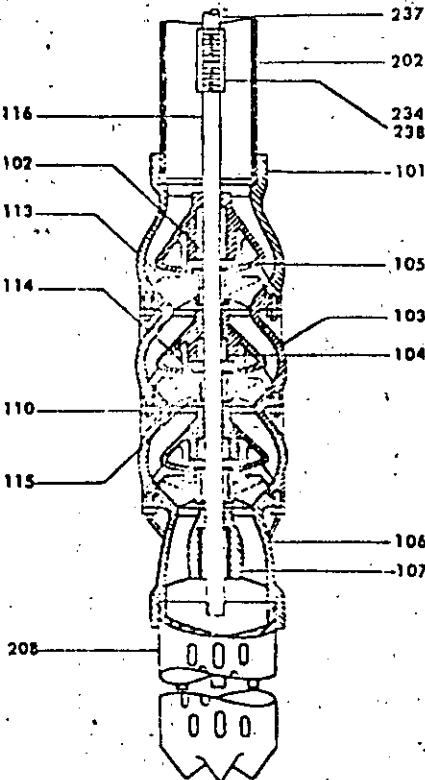
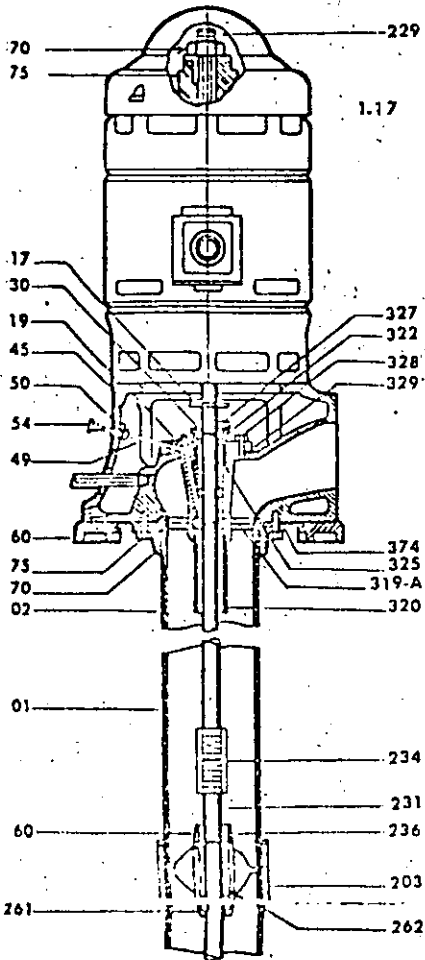
Make distance equal twice diameter and note Figure BF-18

4. Discharge piping and suction piping should be supported close to the pump flange to prevent vibration and strain on pump casing

PREFERRED

FIG. N=3



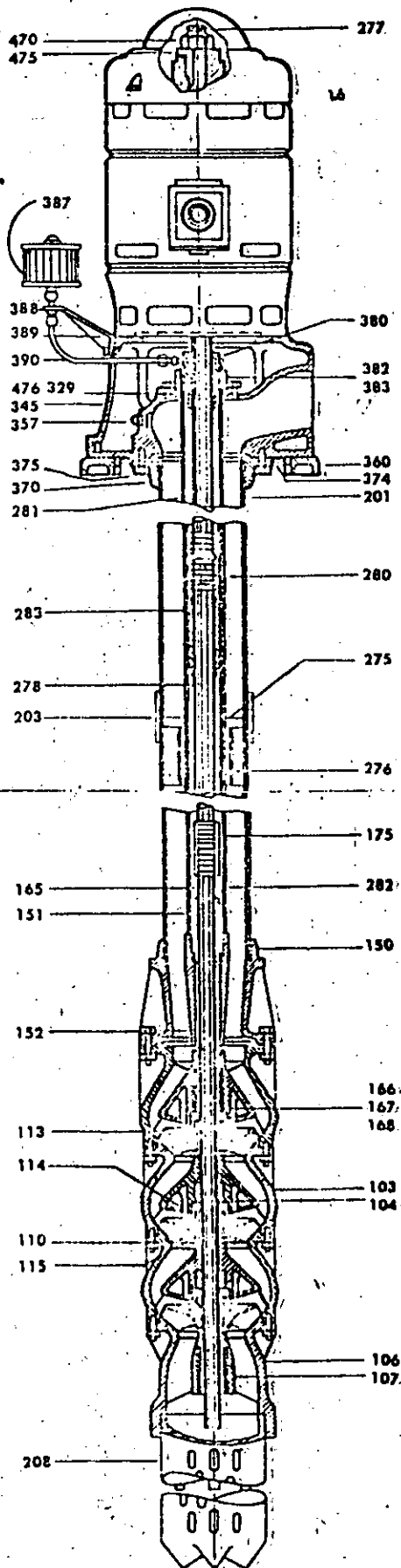


Número PARTE SUPERIOR

- 201 Tubo de Columna Intermedia. (Sección de 10" - 3.05 m.)
- 202 Tubo de Columna, Inferior y Superior. (Sección de 5" - 1.52 m.)
- 203 Cople de Columna.
- 229 Flecha Superior.
- 230 Manguito de la Flecha Superior.
- 231 Flecha Matriz o Flecha de Impulso
- 234 Cople de la Flecha de la Bomba.
- 236 Manguito de la Flecha Matriz.
- 260 Portachumacera.
- 261 Tapa de la Portachumacera.
- 262 Chumacera de hule (Giratoria).
- 275 Anillos separadores para Columna.
- 276 Araños de Hule para el Tubo-Funda.
- 277 Flecha Superior.
- 278 Flecha Matriz, Flecha Impulsora.
- 280 Cople para la Flecha Matriz.
- 281 Tubo-Funda Superior.
- 283 Chumacera Unión.
- 317 Anillo Dispensor de Agua.
- 319 Estopero.
- 319-A Buje del Estopero.
- 320 Tubo Aquietador.
- 322 Casquillo del Prensaestopa.
- 325 Empaque.
- 327 Tornillo Opressor.
- 328 Tornillos de Cabeza Exagonal.
- 329 Empaque del Estopero.
- 345 Cabezal de Descarga, a la Superficie.
- 349 Tubo de Conexión de la Grasera.
- 350 Válvula de Retención y Resorte.
- 354 Grasera del Estopero.
- 357 Tapón Macho del Cabezal.
- 360 Base del Cabezal.
- 370 Brida de la Columna.
- 374 Empaque de Brida de la Columna.
- 375 Tornillos de la Brida de la Columna.
- 389 Chumacera superior.
- 382 Empaque.
- 383 Tuerca Tensora del Tubo-Funda.
- 387 Aceitera de Selenoide.
- 388 Soporte de la Aceitera.
- 389 Tornillos del Soporte.
- 390 Conexiones de Lubricación.
- 470 Tuerca de Ajuste.
- 475 Cuña.
- 476 Plato de Adaptación del Tubo-Funda.

Número PARTE INFERIOR

- 101 Tazón de Descarga.
- 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
- 103 Tazón Intermedio.
- 104 Chumacera del Tazón Intermedio.
- 105 Anillo del Tazón.
- 106 Tazón de Succión.
- 107 Chumacera del Tazón de Succión.
- 110 Bitos del Tazón y Tuercas.
- 113 Impulsante - Impulsor.
- 114 Tuerca del Impulsor.
- 115 Buje o Cono del Impulsor.
- 116 Flecha de la Bomba.
- 150 Tazón de Descarga.
- 151 Chumacera Superior, del Tazón de Descarga.
- 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
- 165 Flecha de la Bomba.
- 166 Sello de Cuero U.
- 167 Anillo Soporte del Cuero U.
- 168 Anillo Expansor del Cuero U.
- 175 Cople de la Flecha de la Bomba.
- 202 Tubo de Columna Inferior y Superior. (Sección de 5" - 1.52 m.)
- 208 Colador.
- 234 Cople de la Flecha de la Bomba.
- 237 Flecha Inferior. (Sección de 5" - 1.52 m.)
- 238 Cople de la Flecha de la Bomba.
- 282 Tubo-Funda Inferior.



TANQUE DE
FRECUENCACION

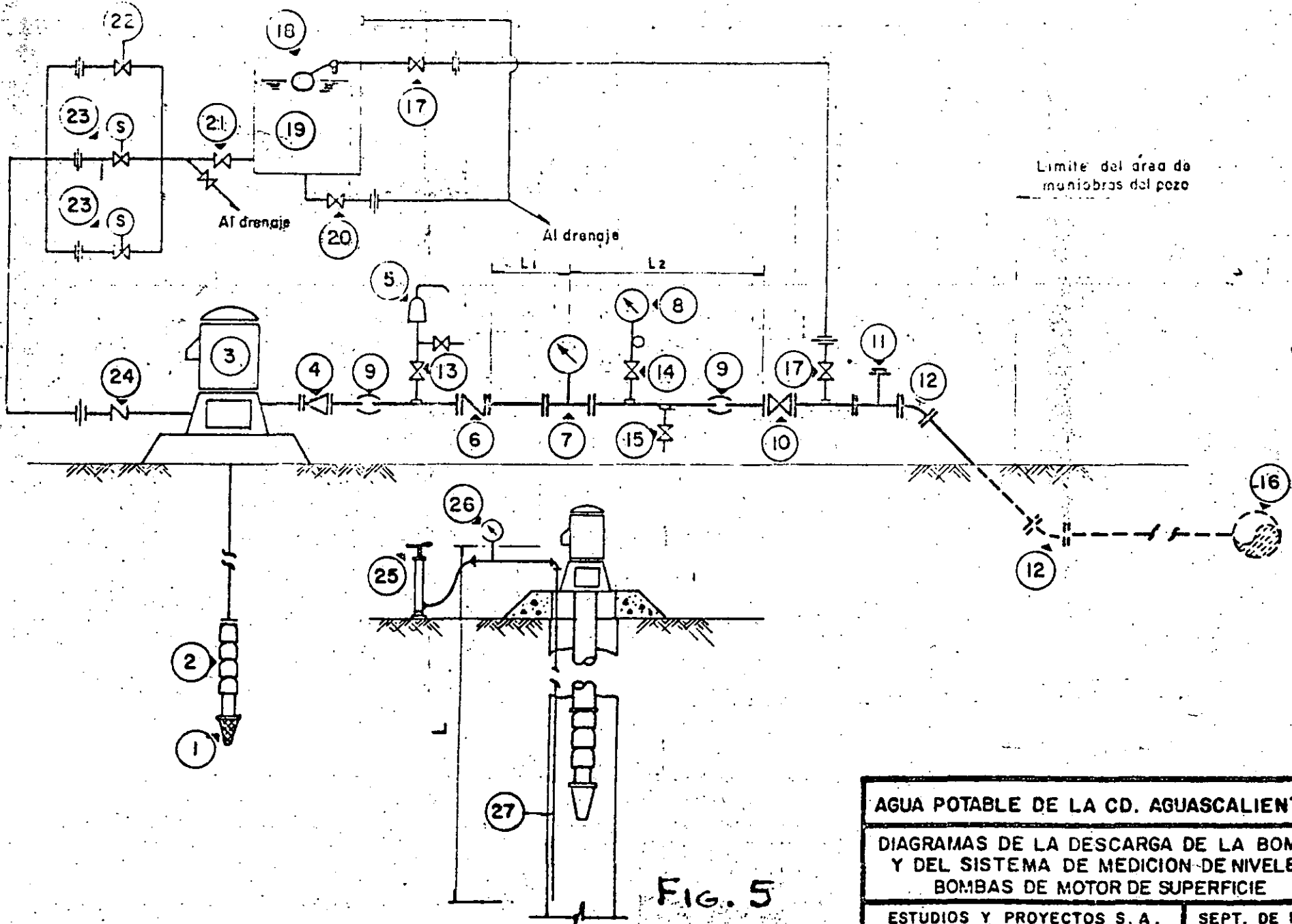
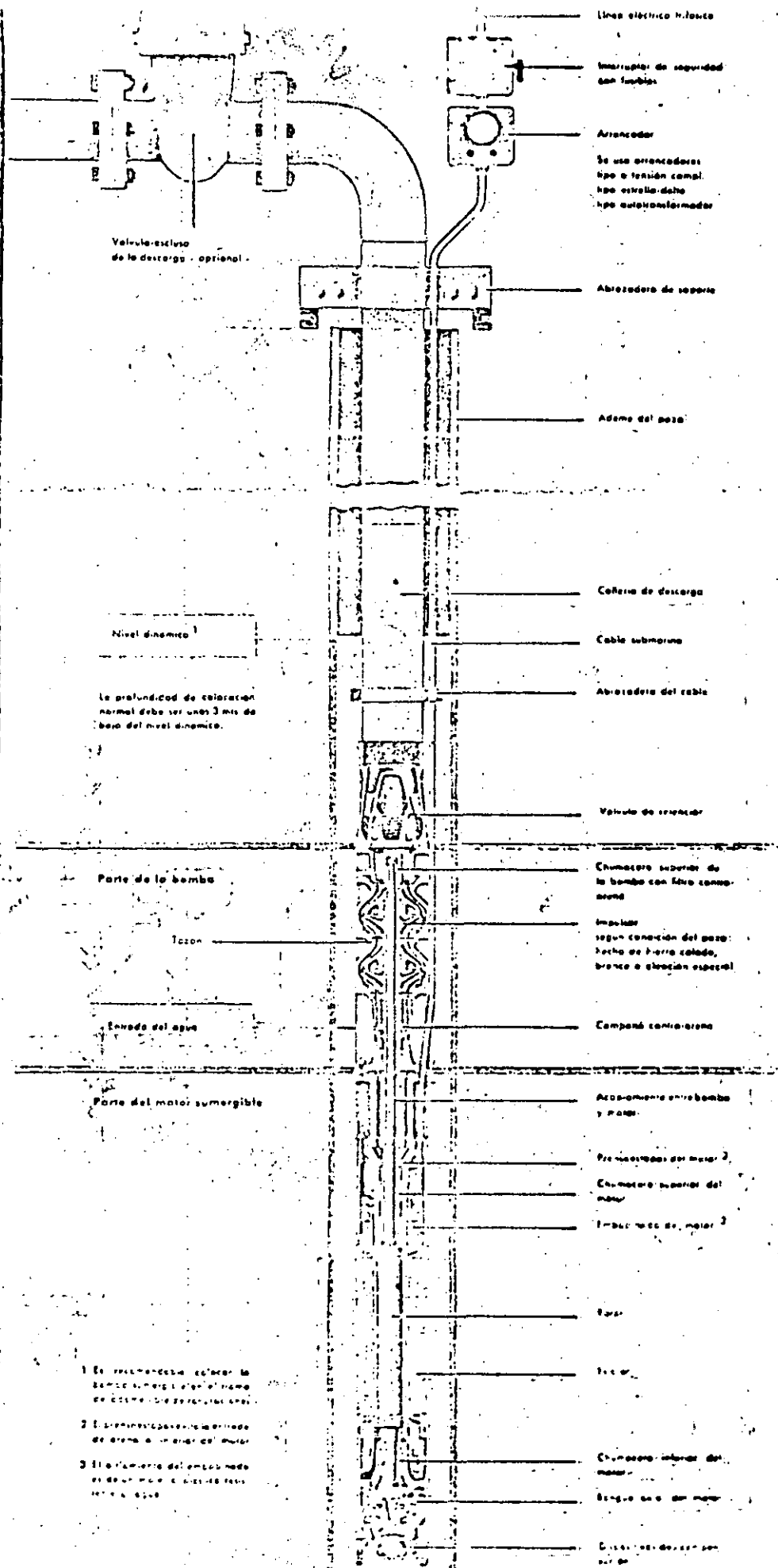


FIG. 5

AGUA POTABLE DE LA CD. AGUASCALIENTES

DIAGRAMAS DE LA DESCARGA DE LA BOMBA
Y DEL SISTEMA DE MEDICION DE NIVELES
BOMBAS DE MOTOR DE SUPERFICIE

ESTUDIOS Y PROYECTOS S. A. SEPT. DE 1980



Valvula esclusa de la descarga - optional -

Nivel dinamico 1

La profundidad de colocacion normal debe ser unos 3 ms de bajo del nivel dinamico.

Parte de la bomba

Tazon

Entrada del agua

Parte del motor sumergible

- 1 Es recomendable colocar la bomba sumergible en el fondo de columna de perforacion.
- 2 Es necesario poner un metodo de arena a la entrada del motor.
- 3 El flotador del embudo debe ser de un tipo especial para este tipo de pozos.

Línea eléctrica hilosca

Interrupor de seguridad con fusibles

Arrancador

Se usa arrancadores tipo a tension comp. tipo estrella-delta tipo auto-transformador

Abrazadera de soporte

Adorno del pozo

Coffera de descarga

Cable submarino

Abrazadera del cable

Valvula de retencion

Chumacera superior de la bomba con fibra compuesta

Impulsor segun conecion del pozo: hecho de hierro colado, bronce o aleacion especial

Campana contrapeso

Accionamiento entre bomba y motor

Proteccion del motor 2

Chumacera superior del motor

Impulsor de motor 2

Flote

Flote

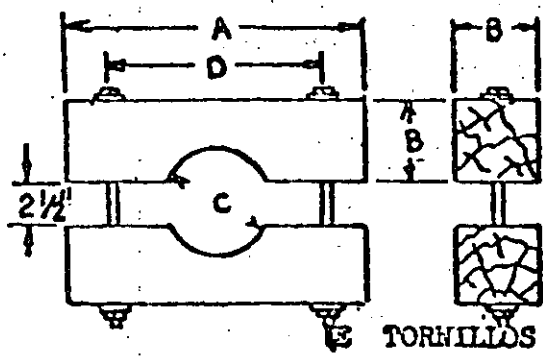
Chumacera inferior del motor

Brigues de motor

Cable de descarga

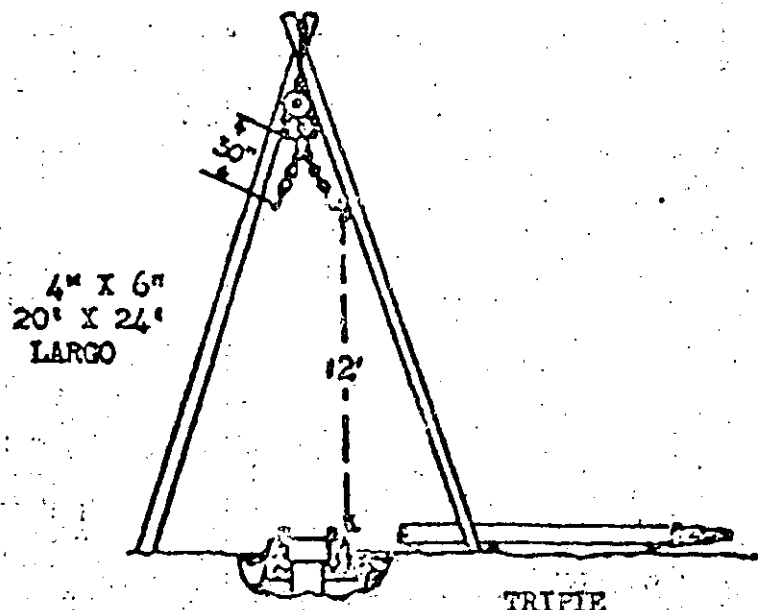
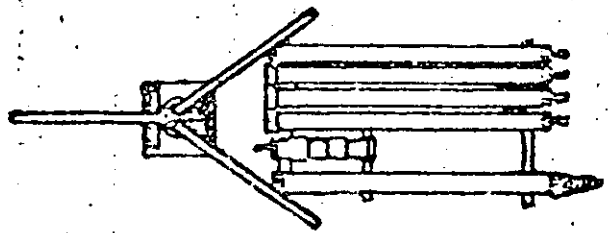
Fig. 6

7



DIMENSIONES EN PULGADAS				
A	B	C	D	E
20	6	4	12	3/4 x 18
20	6	6	12	5/4 x 18
24	8	8	14	3/4 x 22
30	10	10	20	7/8 x 24
30	10	12	20	7/8 x 24

Fig. 1



INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA **Fig. 8**

Fig. No. 3
Instale el
tubo de
succion

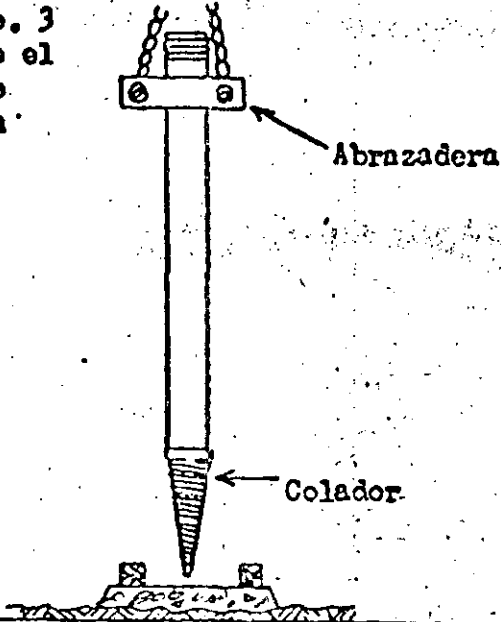


Fig. No. 4
Acoplese a
la bomba

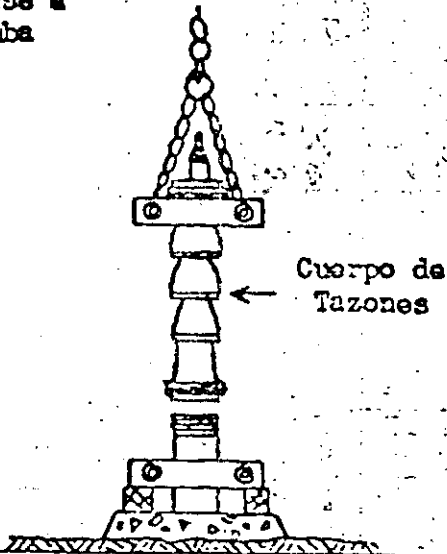


Fig. No. 5
Bajase el
conjunto

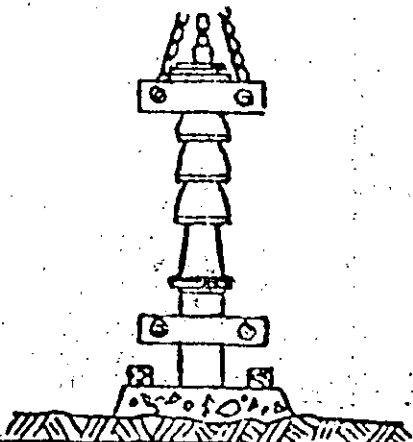


Fig. No. 6
Acoplese la
columna pre-
parada

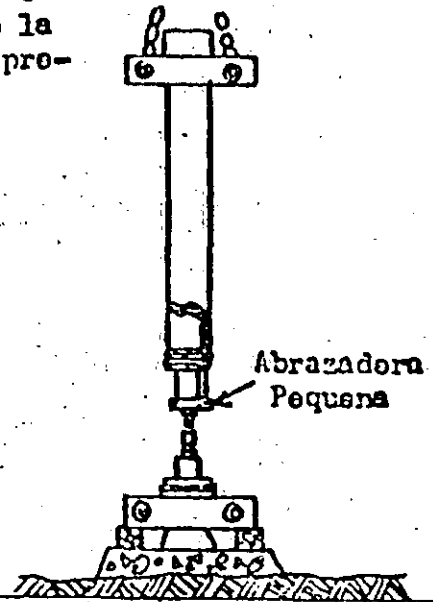


Fig. No. 7
Bajase la
columna y
bomba

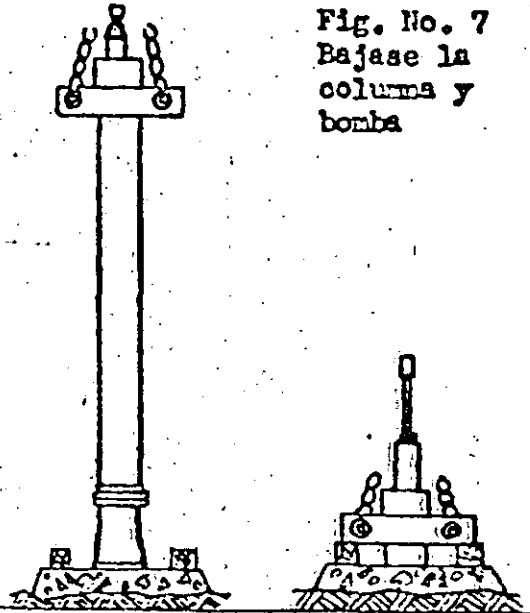
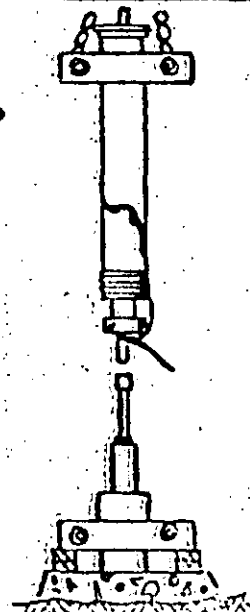


Fig. No. 8
Subase el
ultima tramo
de columna



INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA **Fig. 9**

Fig. No. 9
Bájase el
tramo final

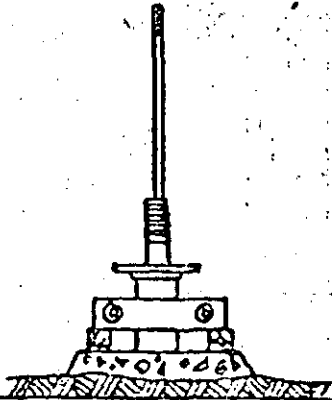


Fig. No. 10
Súbase el
cabezal de
descarga

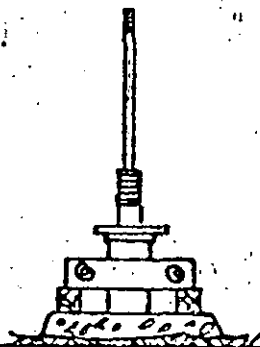
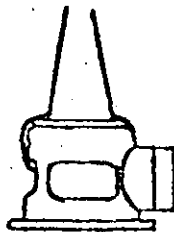


Fig. No. 11
Bájase y a-
torníllase
a la brida
de la columna

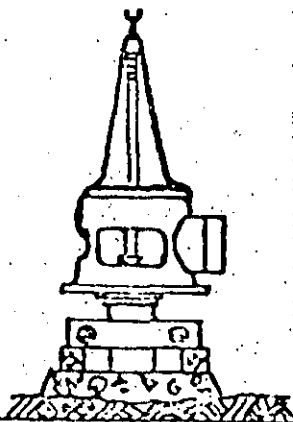


Fig. No. 12
Chóquese el
alineamiento
de la flecha

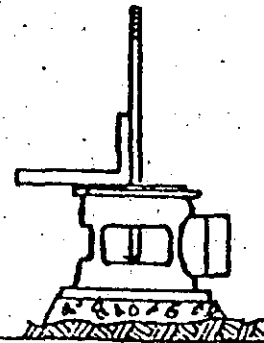


Fig. No. 13
Cúlguese
el rotor.

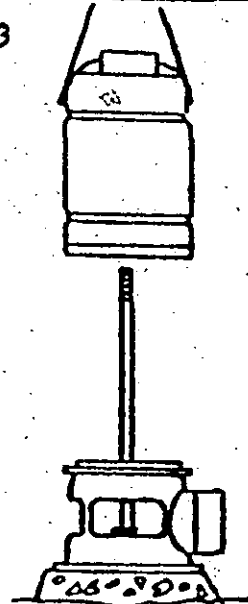
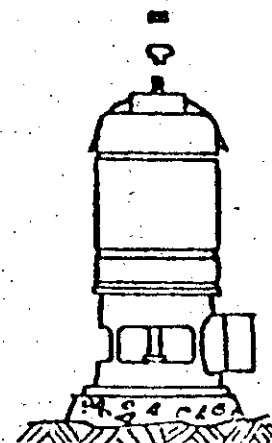


Fig. No. 14
Acóplase el
motor y nón-
gase la tuerca
de ajuste



SISTEMAS AUTOMATICOS DE CEBADO

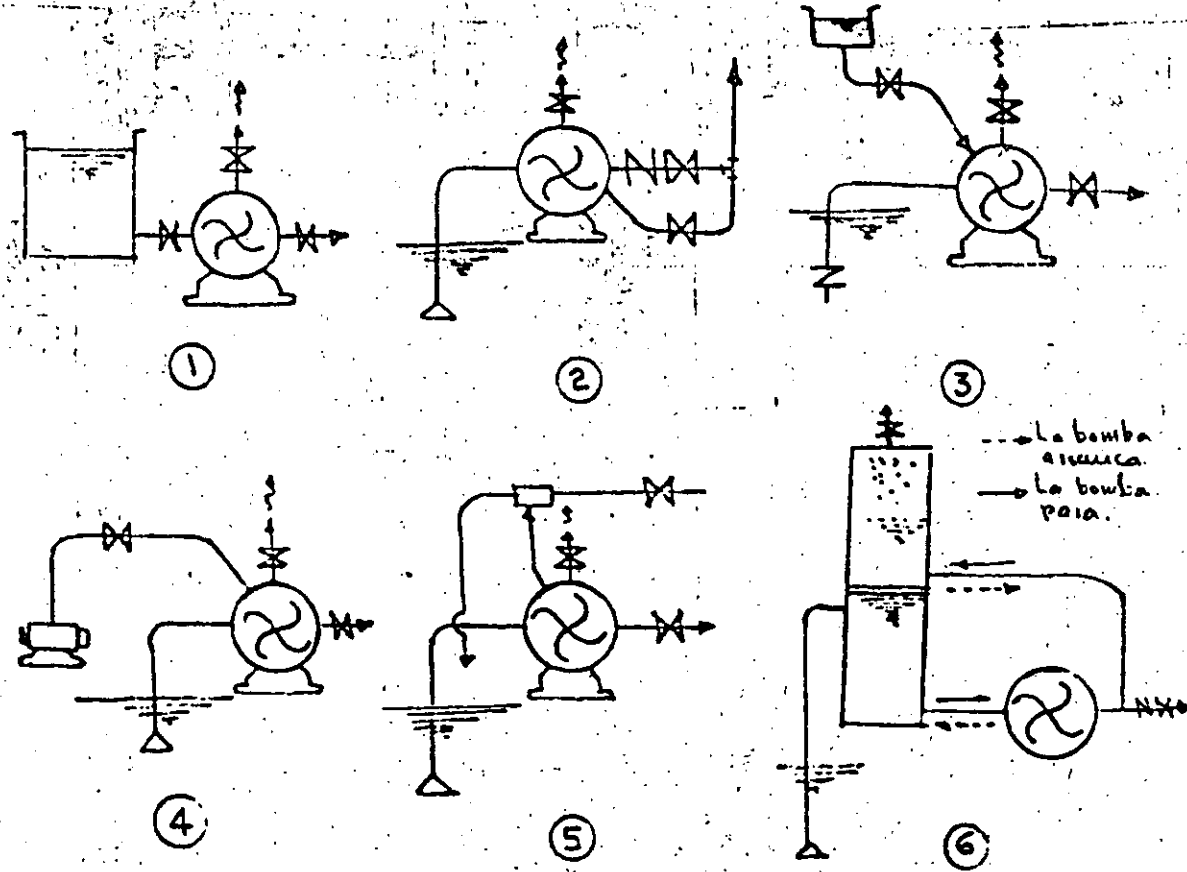


FIG. 10

10

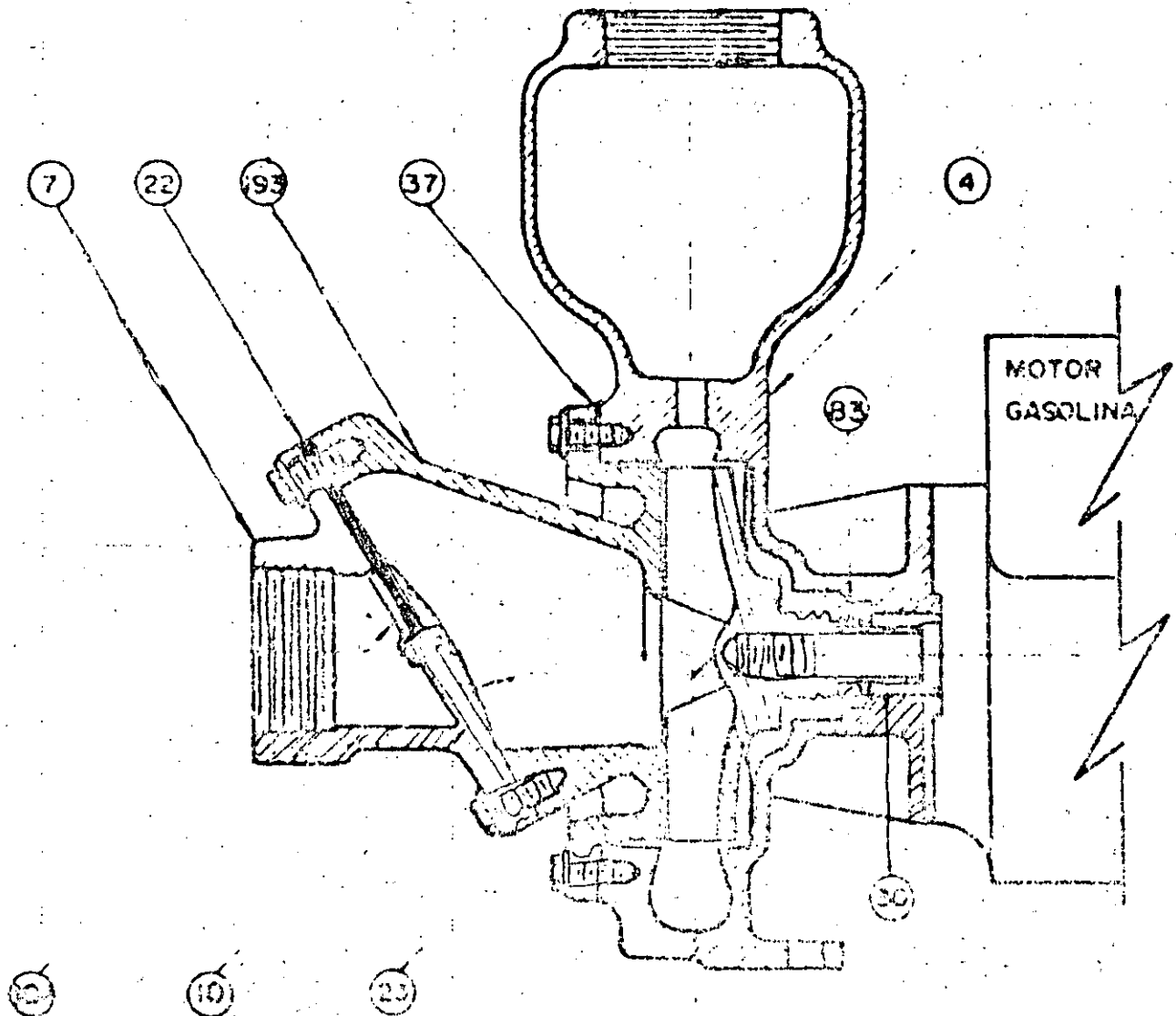
Sistemas de Bombeo, S.A. de C.V.

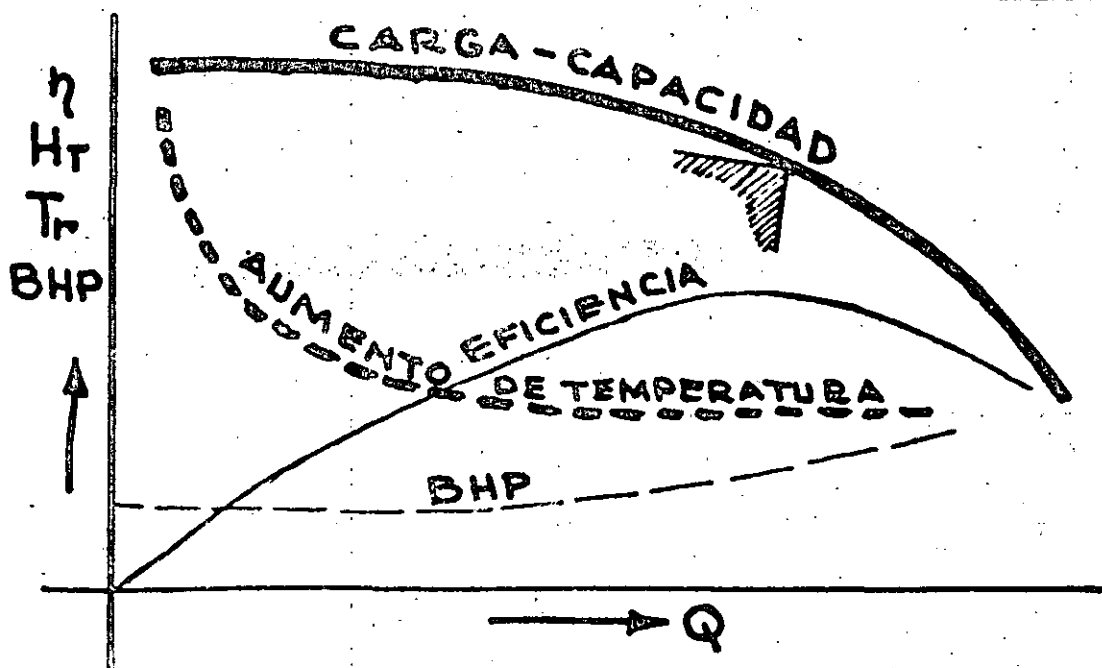
Desarrollados en Juarez, Mexico.

DIVISION: AUTOCEBANTES
SECCION: CORTE TRANSVERSAL
PRODUCTO: OCELCO
FECHA: _____
CANCELA: _____
PAGINA: _____

FIG. 11 TERIORES

CORTE TRANSVERSAL DE MOTOBOMBA AUTOCEBANTE OCELCO
MODELOS K-150 Y K-202 CON MOTOR A GASOLINA





CURVA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA Y DE LA ELEVACION DE TEMPERATURA AL OPERARLA CON FLUJO REDUCIDO.

$$T_r = \frac{10.68 \cdot P_{so}}{W_p C_p + W_w C_w} ; \text{ } ^\circ\text{C por minuto}$$

Si fluye líquido, la temperatura en la descarga excede a la de succión en:

$$T_r = \frac{H_T}{426} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) ; \text{ } ^\circ\text{C por minuto}$$

- T_r : Elevación de temperatura en $^\circ\text{C}$ por minuto.
 P_{so} : Caballos de fuerza al freno a descarga cerrada.
 W_p : Peso neto de la bomba en Kg.
 C_p : Calor específico del metal de la bomba. (0.13 para fines prácticos.)
 W_w : Peso neto del líquido en la bomba en Kg.
 C_w : Calor específico del líquido bombeado (1.0 para el agua).
10.68: Factor de conversión de HP a Kilocalorías por minuto.
 H_T : Carga total en m.c.a.
 η : Eficiencia de la bomba a la capacidad considerada.

13 DETERMINANDO LA CAPACIDAD DE UNA BOMBA

OR EL METODO DE DESCARGA ABIERTA HORIZONTAL

Para calcular la capacidad de bombeo de cualquier unidad dada, construya un instrumento de medición en forma de L similar al que se muestra en el dibujo que acompaña. El lado más corto debe tener 4" de longitud. El lado más largo puede ser de cualquier longitud conveniente marcada en pulgadas. Con el agua fluyendo de un descargue abierto horizontal; coloque el lado largo de la L a lo largo del tubo de descarga por la parte de arriba, permitiendo que el lado más corto cuelgue hacia abajo como se muestra en el dibujo. Deslice la L a lo largo del tubo hasta que la parte de 4" escaseamente toque el flujo del agua. Note la distancia ("X") cubierta por el flujo del agua antes que caiga 4". Por ejemplo, presumiendo que la distancia es 15" y el diámetro interior del tubo (indicado por "D") es 3". Consultando la tabla que sigue encuentre 15" en la columna que tiene encabezado "distancia horizontal" (Pulgadas). Entonces muévase horizontalmente hacia la derecha hasta la columna que muestra el diámetro del tubo que se usa (3"). La proporción de descarga se encuentra que es 163 galones por minuto.

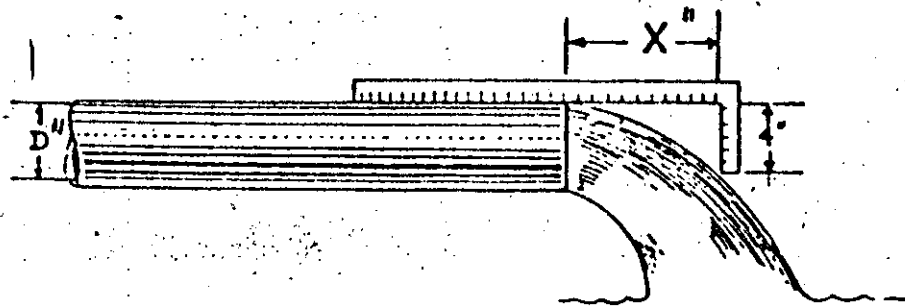


Fig. 1

Distancia Horizontal X (Pulg.)	PROPORCION DE DESCARGA (Galones por minuto)												Velocidad Promedia
	Diámetro Nominal del Tubo												
	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	
4	5.7	9.8	13.3	22.0	31.3	48.5	83.5						2.1
5	7.1	12.2	16.6	27.5	39.0	61.0	104	163					2.6
6	8.5	14.7	20.0	33.0	47.0	73.0	125	195	285				3.1
7	10.0	17.1	23.2	38.5	55.0	85.0	146	228	334	580			3.7
8	11.3	19.6	26.5	44.0	62.5	97.5	166	263	380	665	1060		4.2
9	12.8	22.0	29.8	49.5	70.0	110	187	293	430	750	1190	1660	4.7
10	14.2	24.5	33.2	55.5	78.2	122	208	326	476	830	1330	1850	5.3
11	15.6	27.0	36.5	60.5	86.0	134	229	360	525	915	1460	2200	5.8
12	17.0	29.0	40.0	66.0	94.0	146	250	390	570	1000	1600	2220	6.2
13	18.5	31.5	43.0	71.5	102	158	270	425	620	1080	1730	2400	6.9
14	20.0	34.0	46.5	77.0	109	170	292	456	670	1160	1860	2590	7.4
15	21.3	36.3	50.0	82.5	117	183	312	490	710	1250	2000	2780	7.9
16	22.7	39.0	53.0	88.0	125	196	334	520	760	1330	2120	2960	8.4
17		41.5	56.5	93.0	133	207	355	550	810	1410	2260	3140	9.1
18			60.0	99.0	144	220	375	590	860	1500	2390	3330	9.7
19				110	148	232	395	620	910	1580	2520	3530	10.4
20					156	244	415	650	950	1660	2660	3700	10.6
21						256	435	685	1000	1750	2800		11.4
22							460	720	1050	1830	2920		11.8
23								750	1100	1910	3060		12.4
24									1140	2000	3200		13.0

Para tubos de diámetros diferentes al standard se puede determinar el flujo usando la fórmula siguiente:

$$Q \text{ gpm} = X \times 1.20D^2$$

Donde D = diámetro interior del tubo

X = flujo abierto horizontal para caída de 4".

PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LA DISTANCIA AL NIVEL DEL AGUA

Instale suficiente tubería de 1/2" o de 3/4" (también se puede usar tubería de cobre) en el pozo de manera que el tubo final se extienda de 10 a 20 pies más abajo del más bajo nivel posible de bombeo. Asegúrese de que todas las uniones queden herméticamente cerradas usando plomo blando o compuesto para tubos. Debe de conocerse la longitud exacta del tubo o tubería en el pozo y ésta información debe apuntarse.

Asegure el extremo superior del tubo o tubería perfectamente bien a la salida del pozo. Conecte una válvula para llantas a la línea de aire en la parte superior del pozo y también un calibrador de presión. Enseguida conecte una bomba para llantas u otro abastecedor de aire a la línea de aire y bombee aire dentro de la línea hasta que el calibrador alcance la máxima lectura. Esta lectura es el punto al cual un abastecimiento mayor de aire no aumenta la lectura a ningún valor más elevada. Apunte la lectura del calibrador.

- Deje
- X = profundidad al agua (en pies) desconocida.
 - Y = longitud de la línea de aire (en pies) conocida.
 - Z = presión del agua en la línea de aire, obtenida de la lectura de la presión en el calibrador.

El calibrador tipo altura da la lectura directamente pies de agua. Si el calibrador da la lectura en libras conviértala a pies multiplicándola por 2.31.

$$X = Y - Z$$

Distancia al agua = longitud de la línea de aire menos la lectura en el calibrador (pies).

EJEMPLO: Suponiendo que el tubo de aire es de 100 pies de largo del centro del calibrador al extremo final del tubo y que la lectura más alta en la flecha del calibrador es 15 lbs. = $15 \times 2.31 = 34.6$ pies.
Distancia al agua = $100 - 34.6 = 65.4$

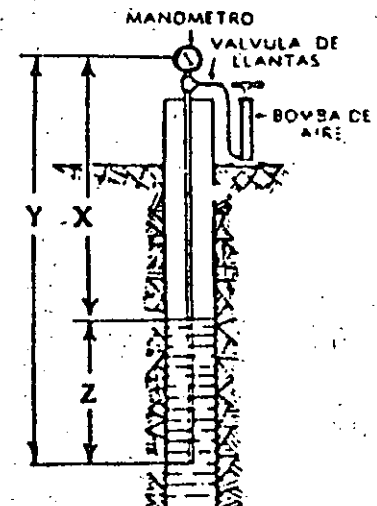
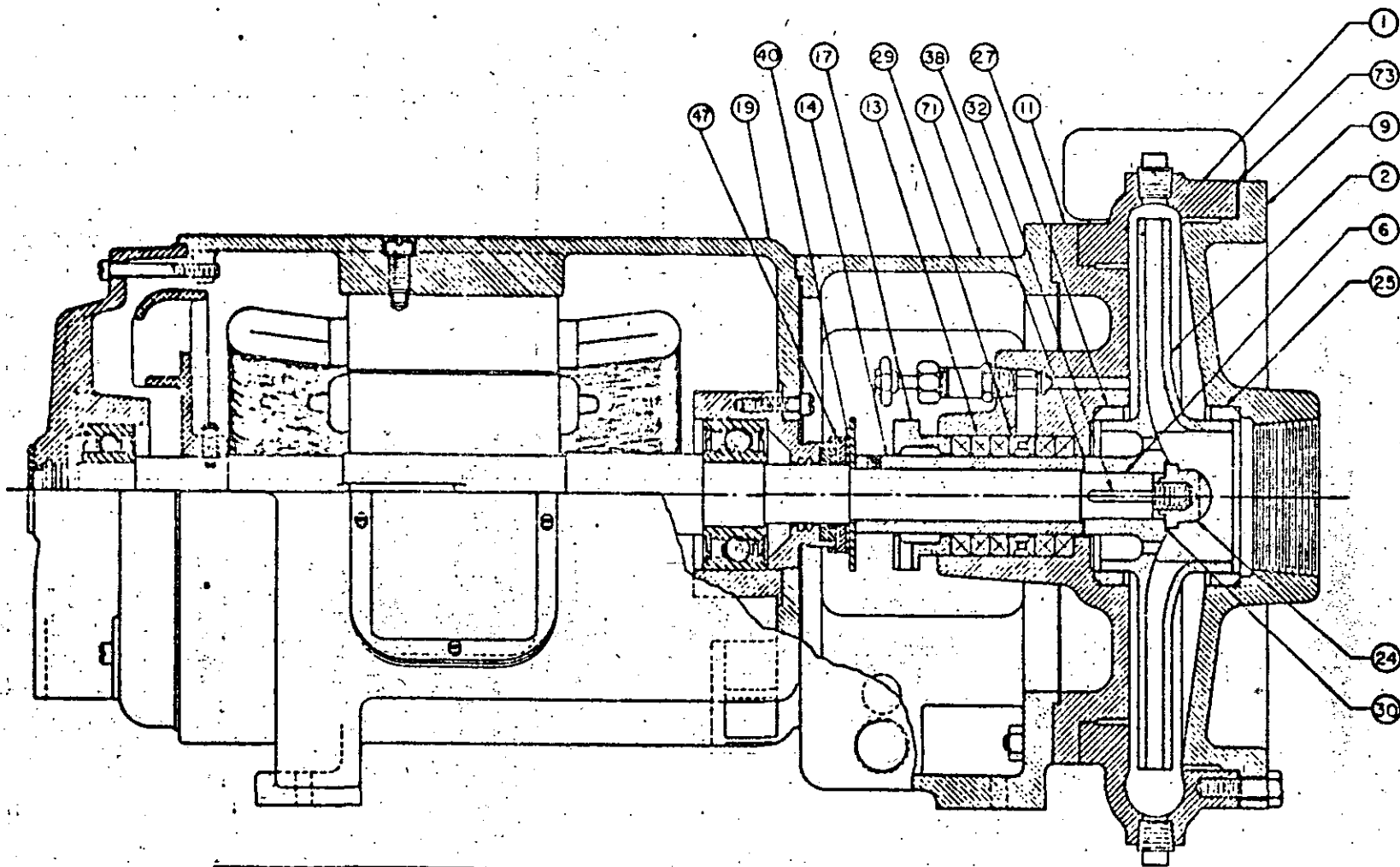


Fig. 2



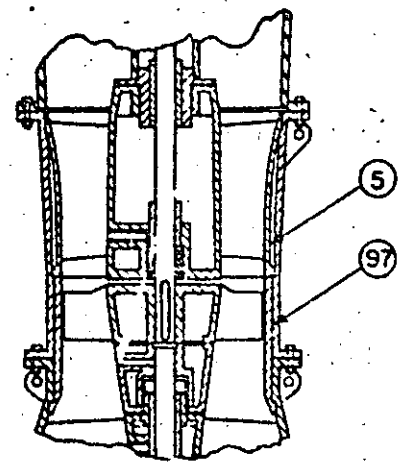
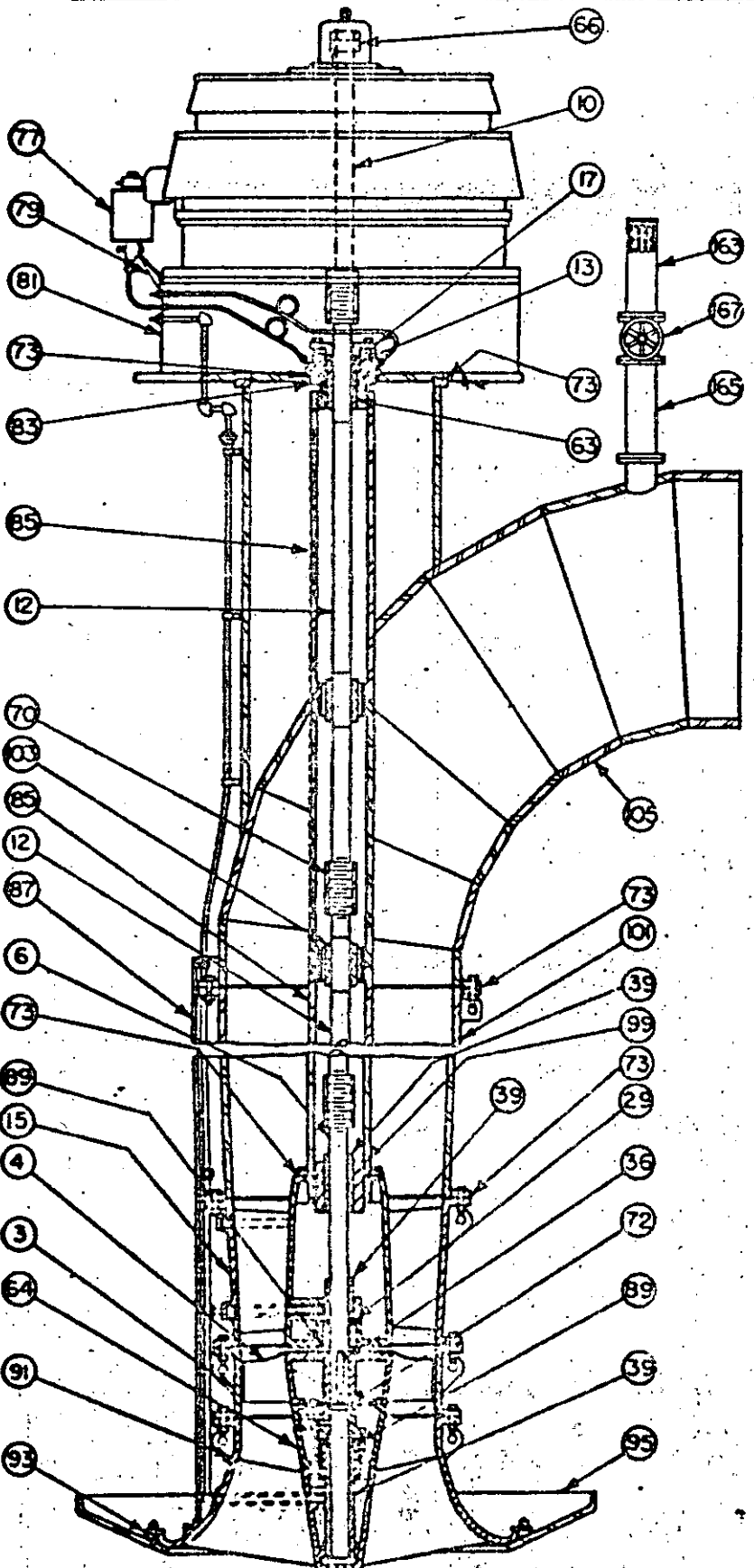
1 CASING	17 GLAND	22 IMPELLER KEY
2 IMPELLER	19 FRAME	23 SHAFT SLEEVE GASKET
3 SHAFT	24 IMPELLER NUT	24 DEFLECTOR
4 SUCTION COVER	25 SUCTION COVER RING	27 BEARING COVER SEAL (INBOARD)
11 STUFFING BOX COVER	27 STUFFING BOX COVER RING	71 ADAPTER
13 PACKING	29 LANTERN RING	73 GASKET
14 SHAFT SLEEVE	30 IMPELLER NUT GASKET	

The numbers shown on this drawing do not necessarily represent standard part numbers in use by any manufacturer.

CLOSE COUPLED PUMP AND MODIFICATIONS

Fig. 14

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE



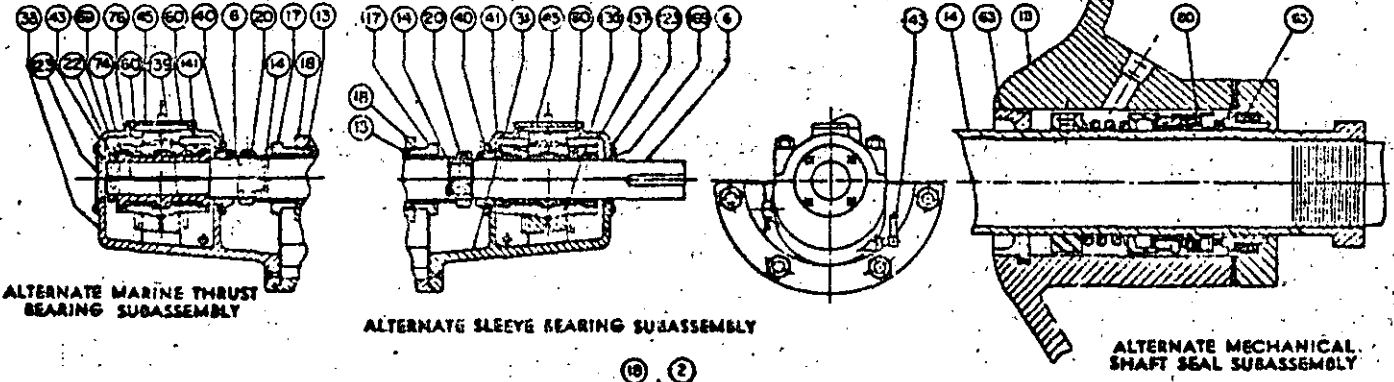
ALTERNATE CONSTRUCTION—SEPARATE DIFFUSER AND LINED PROPELLER BOWL

- 3 PROPELLER BOWL
- 4 PROPELLER
- 5 DIFFUSER
- 6 SHAFT (PUMP)
- 10 SHAFT (HEAD)
- 12 SHAFT (DRIVE)
- 13 PACKING
- 15 DISCHARGE BOWL
- 17 GLAND
- 29 LANTERN RING
- 36 PROPELLER KEY
- 39 BEARING BUSHING
- 63 STUFFING BOX BUSHING
- 64 PROTECTING COLLAR
- 66 SHAFT ADJUSTING NUT
- 70 SHAFT COUPLING
- 72 THRUST COLLAR
- 73 GASKET
- 77 LUBRICATOR
- 79 LUBRICATOR BRACKET
- 81 DRIVER PEDESTAL
- 83 STUFFING BOX
- 85 SHAFT ENCLOSING TUBE
- 87 LUBRICATING LINE GUARD
- 89 SEAL
- 91 SUCTION BOWL
- 93 UMBRELLA CLAMP
- 95 SUCTION UMBRELLA
- 97 PROPELLER BOWL LINER
- 99 BEARING HOUSING
- 101 COLUMN PIPE
- 103 CONNECTOR BEARING
- 105 DISCHARGE ELBOW
- 123 VACUUM BREAKER CAP
- 165 VACUUM BREAKER PIPE
- 167 VACUUM BREAKER VALVE

The numbers shown on this drawing do not necessarily represent standard part numbers in use by any manufacturer.

PROPELLER OR AXIAL FLOW PUMP AND MODIFICATIONS

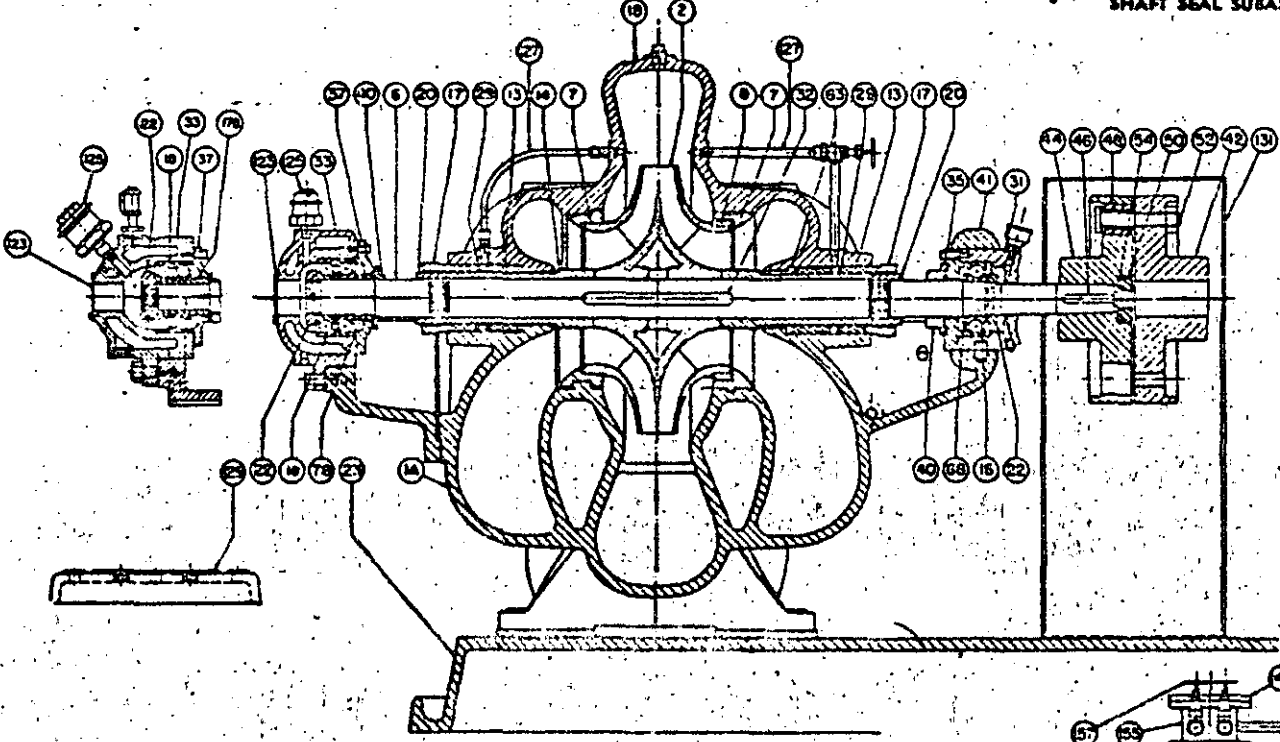
STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE



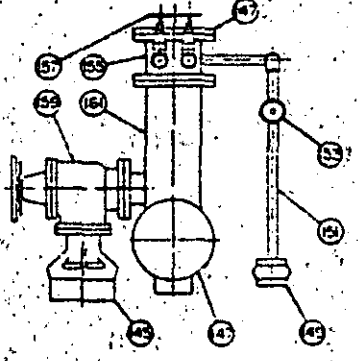
ALTERNATE MARINE THRUST BEARING SUBASSEMBLY

ALTERNATE SLEEVE BEARING SUBASSEMBLY

ALTERNATE MECHANICAL SHAFT SEAL SUBASSEMBLY



1A CASING (LOWER HALF)	41 BEARING CAP (INBOARD)	123 BEARING END COVER
12 CASING (UPPER HALF)	42 COUPLING (DRIVER HALF)	125 GREASE (OIL) CUP
2 IMPELLER	43 BEARING CAP (OUTBOARD)	127 SEAL PIPING (TUBING)
4 SHAFT (PUMP)	44 COUPLING (PUMP HALF)	129 SOLE PLATE
7 CASING RING	45 BEARING CAP OIL COVER	131 COUPLING GUARD
8 IMPELLER RING	46 COUPLING KEY	135 BEARING SHELL HALF - LOWER - INBOARD
13 PACKING	48 COUPLING BUSHING	137 BEARING SHELL HALF - UPPER - INBOARD
14 SHAFT SLEEVE	50 COUPLING LOCK NUT	139 BEARING SHELL HALF - LOWER - OUTBOARD
16 BEARING (INBOARD)	52 COUPLING PIN	141 BEARING SHELL HALF - UPPER - OUTBOARD
17 GLAND	54 COUPLING WASHER	143 SIGHT OIL GAUGE
18 BEARING (OUTBOARD)	60 OIL RING	145 DISCHARGE CONE - LARGE
20 SHAFT SLEEVE NUT	63 STUFFING BOX BUSHING	147 BLANK FLANGE
22 BEARING LOCK NUT	65 MECHANICAL SEAL (SHAFT SEAL) STATIONARY ELEMENT	149 DISCHARGE CONE - SMALL
23 BASE PLATE	68 SHAFT COLLAR	151 TEST PIPE
27 LANTERN RING	69 LOCKWASHER	153 TEST VALVE
31 BEARING HOUSING (INBOARD)	74 BEARING JOURNAL (THRUST)	155 HOSE VALVE-MANIFOLD
32 IMPELLER KEY	76 BEARING JOURNAL KEY	157 HOSE VALVE
33 BEARING HOUSING (OUTBOARD)	78 BEARING SPACER	159 RELIEF VALVE
35 BEARING COVER (INBOARD)	80 MECHANICAL SEAL (SHAFT SEAL) ROTATING ELEMENT	
37 BEARING COVER (OUTBOARD)		
40 DEFLECTOR		



151 DISCHARGE FITTING
153 BEARING HOUSING SEAL
157 BEARING ADAPTER

The numbers shown on this drawing do not necessarily represent standard part numbers in use by any manufacturer.

DOUBLE SUCTION PUMP AND MODIFICATIONS

Fig. BF-4



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SUMINISTRO Y ENERGIA ELECTRICA

ING. JORGE AMEZCUA GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

SUMINISTRO DE ENERGÍA ELECTRICA

- 15.1 Baja Tensión y Alta Tensión.
- 15.2 Suministro de energía.
- 15.3 Componentes de una subestación reductora.
- 15.4 Sistemas de Tierra.
- 15.5 Recomendaciones y cuidados en el trato con la energía eléctrica.

15. SUMINISTRO DE ENERGIA

15.1 Baja Tensión y Alta Tensión.- Los sistemas eléctricos se clasifican, de acuerdo a su voltaje de suministro, en sistemas de baja tensión (B.T) y sistemas de alta tensión (A.T.). De acuerdo con la definición que da el reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas de la República Mexicana (ROIE) en su artículo número 2, se tiene B.T. _____ en todos aquellos sistemas en los que existe un voltaje menor de 750 volts entre conductores y A.T. en aquellos sistemas en los que el voltaje entre conductores es de 750 volts o más.

Es muy importante hacer notar que el uso de la B.T. o de la A.T. no forzosamente implica seguridad de operación para el ser humano en la primera y peligro mortal en la segunda. No es la tensión o voltaje el que puede dañar e incluso matar a una persona, es la corriente eléctrica la que puede hacerlo. El ser humano puede tolerar realmente valores de corriente sumamente bajos; bastan voltajes de 20 a 40 volts en corriente alterna para producir la corriente máxima que pueden resistir las personas en breves lapsos de tiempo, perdiendo el gobierno voluntario de sus músculos. Aproximadamente 1.2 miliamperes con frecuencias de 60 Hertz pueden producir ligeros shocks y se han dado 8 miliamperes como valor máximo para no producir molestias mayores. En realidad y gracias al gran poder aislante que tiene la piel humana cuan

do se encuentra seca y sin daños, pueden tocarse conductores a 125 volts; pero basta con que la piel esté sudada, húmeda o con algunos daños superficiales (como ampoyas o contaduras frescas) para que al tocar 125 volts se puedan producir trastornos cardíacos mortales.

Por conveniencias prácticas se ha normalizado el uso de voltaje mas comunmente usados en sistemas de bombeo.

Voltajes de operación usados en bombeo

Baja Tensión		Alta Tensión (Trifásica)	
Sistema monofásico	Sistema trifásico	En las cargas	En la alimentación.
110	220 (*)	2 300	2 400
127 (*)	440 (*)	4 160 (*)	4 200
220 (*)		6 000	6 000 (*)
		13 200	13 800 (*)
			23 000 (*)
			34 500 (*)
			115 000
			220 000

(*) Indica el voltaje más usado en la actualidad

Suministro de energía.- Por ley, el suministro de energía eléctrica lo hace solamente la Comisión Federal de Electricidad en toda la República Mexicana y es la única que puede generarla y distribuirla. En la Capital de la Repúbl

ca y en zonas aledañas opera la compañía de Luz y Fuerza del Centro, S. A., (en liquidación). Esto quiere decir que ningún usuario puede generar energía eléctrica para su propio uso ni para negociarla. Se permite la generación solo bajo una autorización expresa y siempre que medie una causa plenamente justificada, como sería el caso de falta de líneas eléctricas en la zona, conveniencia de usar algún combustible que sea subproducto de un determinado proceso (por ejemplo en plantas de tratamiento de aguas negras) o por la necesidad de contar con un sistema de emergencia (plantas de bombeo de aguas negras o de tratamiento).

El suministro de energía eléctrica por parte de la C.F.E. o de la Cía. de L y F., S. A. puede ser en B.T. o en A.T. La selección de si es en una u otra forma depende de varios factores.

15.2.1 Alimentación en B. T.

1. Acometida monofásica a dos hilos, uno de corriente y uno de tierra. Esta alimentación es a 127 volts y se usa profuamente en los servicios domésticos. Para sistemas de bombeo solo se aplica en instalaciones pequeñas pues la capacidad máxima de alimentación corresponde a 4 kw; su aplicación se recomienda en bombas para fuentes ornamentales, para tanques elevados que surtan a escuelas, servicios públicos rurales y edificios departamentales.

2. Acometida monofásica a tres hilos, dos de corriente y uno de tierra. El voltaje de esta alimentación es a 220/127 volts y está limitada para una carga máxima de 8 kw. Tiene la misma aplicación que la acometida anterior solo que para tamaños de bombas un poco mayores con posibilidad de usar carga para motores monofásicos a 220 volts y alumbrado a 127 volts .

3. Acometida trifásica a cuatro hilos, tres de corriente y uno de tierra.

El voltaje de esta alimentación es a 220/127 volts y puede usarse en demandas de hasta 500 Amps., que corresponden más o menos a 162 kw, o 220 HP. Es recomendable para estaciones de bombeo con motores trifásicos a 220 volts, cargas monofásicas a 220 volts y de alumbrado a 127 volts. Este tipo de alimentación es muy usado en bombas de pozo profundo que se encuentran instalados en forma aislada (colonias, rancherías, fraccionamientos). Sin embargo, esta última aplicación tiene sus limitantes. Si por ejemplo, una planta de bombeo o de tratamiento de agua tiene una carga de 200 HP distribuida en muchos motores pequeños y cargas de alumbrado, como la demanda no es simultánea (pues la carga entra en forma escalonada) no se provocan caídas de voltaje bruscas ni se crean con

fluctos en las líneas de distribución de B.T. de la suministradora. Pero si la carga corresponde a un solo motor de 200 HP, aún cuando se arrancara a tensión reducida (3 kva por HP aproximadamente) la demanda instantánea al entrar la carga, será de más o menos $200 \times 3 = 600$ HP lo que ocasionaría en la línea suministradora una caída de voltaje tal que los demás usuarios tendrían molestias y problemas en sus propias instalaciones, como paro de motores por bajo voltaje o "apagones" momentáneos.

Por esta razón, las empresas suministradoras limitan el tamaño de los motores alimentados en acometidas de B.T. a unos 50 HP, dependiendo de la zona de que se trate. Conviene recordar aquí que en estos casos de suministro de energía en B.T., todo motor mayor de 10 HP debe ser arrancado a tensión reducida.

Un factor muy importante a tomar en cuenta para seleccionar el suministro en B.T. o en A.T. es el económico. Las empresas suministradoras proporcionan un precio más bajo por KWH consumido en A.T. que en B.T.

El estudio económico debe hacerse tomando en cuenta el monto de inversión por concepto de la subestación reductora, los intereses que este capital podría proporcionar a través del tiempo considerado para el estudio y com

- 6 -

parar estos valores con el ahorro por concepto de opera-
ción del sistema al tener energía más barata. En siste-
mas de bombeo, donde se tiene una demanda práctica -
mente continúa durante todo el año, la inversión de la -
subestación reductora suele pagarse muy pronto. Por -
otra parte, las alimentaciones en A.T. son más confia-
bles que las de B.T.

15.2.2

Alimentación en A.T.

Es práctica común que la empresa suministradora -
sea la proyectista, constructora y operadora de las lí-
neas alimentadoras de A.T., pues se repite, incluso es-
por Ley Federal de Electricidad. Por esta razón, en es-
te apartado no se tratará lo referente a las característi-
cas de las líneas aéreas.

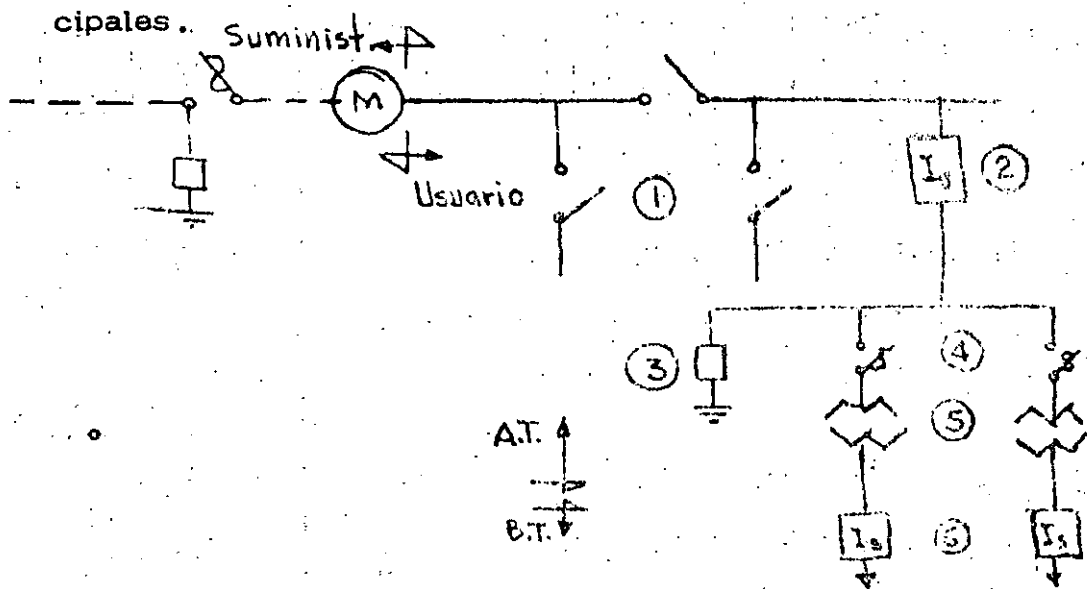
El voltaje de suministro de A.T. es también un asun-
to que compete exclusivamente a la suministradora, y de-
pende de la carga contratada así como de la localización
de ésta en el sistema eléctrico de la zona.

El problema del usuario empieza en el punto donde -
recibe la acometida de la línea eléctrica en A.T. del su-
ministrador, es decir, en su propia subestación reducto-
ra la que tiene por objeto transformar la alta tensión a-
tensiones usuales en la instalación.

15.3. Componentes de una subestación reductora.

De hecho, una subestación eléctrica reductora empieza en el cuadro para recibir la acometida de la empresa suministradora. Este cuadro es un área que se destina para contener el equipo de medición, el cual es propiedad del suministrador y en él se instalan además, cuchillas de protección y pararrayos por parte de dicho suministrador quien conecta su equipo tanto a la línea alimentadora como al bus del consumidor.

En el siguiente diagrama unifilar se indican las conexiones simplificadas de una subestación con sus elementos principales.



En este diagrama se indica con línea discontinua la acometida en alta tensión de la suministradora, sus cuchillas fusibles de protección, pararrayos y el equipo de medición. Con línea continua se muestran las instalaciones que realiza el usuario, que en forma breve se pueden definir como sigue:

- ① **Quadro de prueba del medidor.** - Este cuadro está consti
tuido por tres juegos trifásicos de cuchillas desconecta -
doras para abrir sin carga.

Las cuchillas desconectadoras deben ser para operar
al voltaje de la subestación, para servicio interior o exte -
rior según el caso, y de capacidad de corriente suficiente
de acuerdo con la carga conectada. En subestaciones pe -
queñas estas cuchillas son operadas con pértigo y en las -
grandes se operan en grupo por medio de mecanismos.

El instalar este juego trifásico en las subestaciones -
tiene por objeto comprobar periódicamente la exactitud del
equipo de medición, sin interrumpir el servicio. Actual -
mente es posible hacer estos chequeos con solo pequeñas -
interrupciones. Si el usuario acepta esas interrupciones,
puede instalar solo un juego trifásico de cuchillas, esta de
cisión queda en manos del cliente.

- ② **Interruptor general.** - Los interruptores de alta tensión de
las subestaciones, tienen por objeto proteger el sistema -
por corto circuito y por sobre corriente básicamente. Pue -
den ser del tipo de cuchillas fusibles, las que correspon -
den a un tipo de cuchillas que contienen un elemento fusi -
ble calibrado al amperaje nominal de la carga, que operan
por alta corriente e interrumpen la corriente en caso de --
corto circuito. Se recomiendan en subestaciones pequeñas

que operan en voltajes hasta de 34.5 kv. Para evitar que solo una fase se abra y queden dos fases energizadas, situación que no es recomendable, este tipo de interruptor tiene un mecanismo que hace que si se abre un fusible automáticamente abren las tres fases. En caso en que se desee tener más protecciones, existen en el mercado relevadores por sobre corriente, bajo voltaje o secuencia incompleta que operan en el mecanismo de apertura de las cuchillas.

El otro tipo de interruptores generales de alta tensión son los que tienen sus contactos de cierre y apertura sumergidos en aceite. Pueden ser de bajo volumen de aceite o de volumen normal de aceite. Los primeros son más económicos que los segundos y su selección radica básicamente en el número de veces que deberán operar aunque por su diseño actual, los de bajo volumen de aceite van tomando prioridad por parte de los proyectistas de subestaciones.

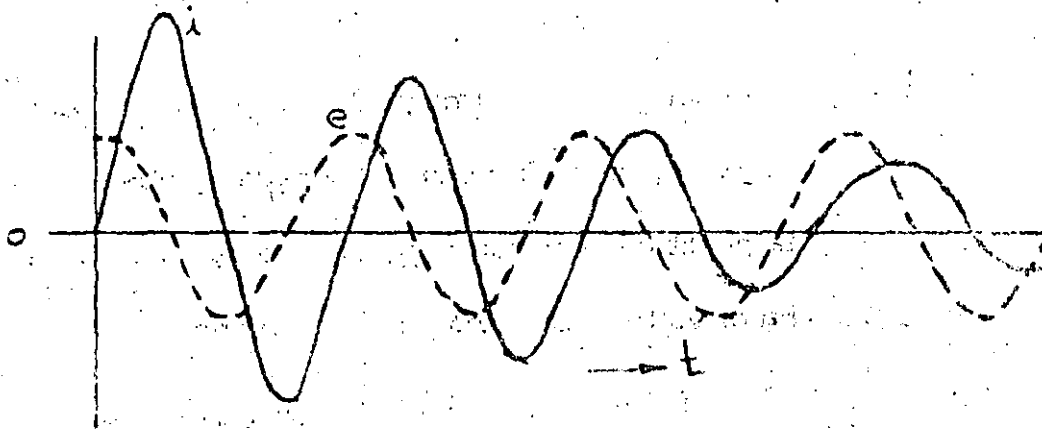
Aunque los interruptores en aceite pueden operarse manual o automáticamente al igual que los de cuchillas fusibles, presentan la gran ventaja de poder ser ajustados a valores de corrientes nominales más variables, son más sensibles a las fallas del equipo de la subestación y mucho más confiables.

En subestaciones grandes (3000 kva o mayores) y de alto voltaje (34.5 kv o más) es mejor recomendar este tipo de interruptores.

Una gama muy amplia de protecciones puede ser instalada para obrar sobre el interruptor, a modo que ésta obra inmediatamente, protegiendo así el equipo de la subestación y evitando problemas graves al circuito alimentador. Las principales anomalías que se protegen son las debidas al corto circuito el cual puede ser por una falla trifásica (que es cuando tres líneas de un circuito se unen entre si) falla de línea a línea, o falla de línea a tierra. Para poder seleccionar un interruptor es necesario conocer las corrientes de corto circuito y el tiempo de ajuste de los relevadores que han de operar sobre el interruptor para abrirlo. Por otra parte, el tamaño de un interruptor se dá, además de por su voltaje y su corriente, por la capacidad interruptiva o potencia de corto circuito que debe ser capaz de abrir sin sufrir daños. Esta capacidad depende de la fuente de alimentación que por ser la mayoría de las veces parte de un circuito muy complicado, no se puede calcular, por esto, al proyectar una subestación debe inquirirse a la empresa suministradora sobre la capacidad interruptiva mínima para el interruptor general, la que se dá en MVA (millones de volt. - amperes).

Corriente de corto circuito.- En el instante en que se produce una falla de corto circuito, (c.c.) pueden ocurrir dos cosas:

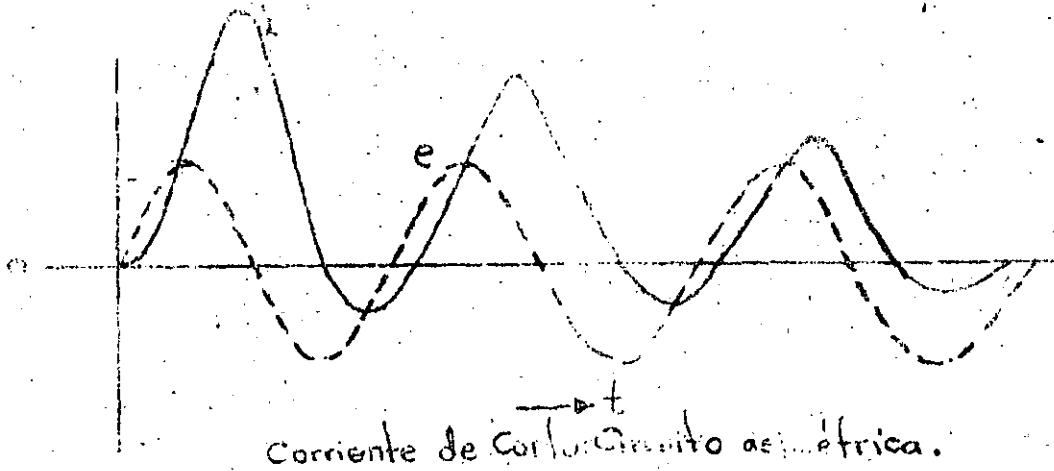
- a) La fuerza electromotriz o voltaje inducido (de la fuente generadora de energía) es máximo. En este caso, los valores de la corriente de corto circuito



Corriente de Corto Circuito Simétrica

forman una ondulación cuyos centros de simetría están situados en el eje de los tiempos, por lo que se designa con el nombre de corriente de corto circuito simétrica.

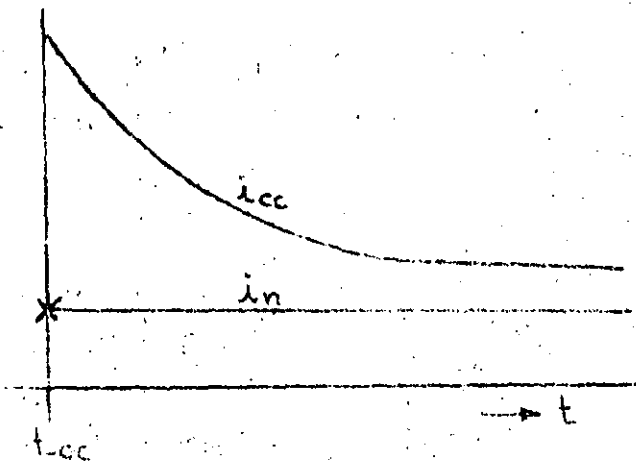
- b) La fuerza electromotriz no es máxima y en el peor de los casos, el corto circuito se produce cuando el voltaje inducido vale cero. En este caso, los valores de la corriente toman magnitudes mayores a las del caso anterior y se presentan con valores fuera de simetría con respecto al eje de los tiempos por lo que se les denomina corrientes de corto circuito asimétricas.



cas.

Como resulta imposible saber en qué punto del valor de la fuerza electromotriz sucede el corto circuito, en la práctica debe tomarse el caso de un valor de cero para el voltaje inducido. La experiencia ha comprobado que la amplitud de las primeras oscilaciones de la corriente de c.c. asimétrica tiene como valor medio 1.8 veces la amplitud de la corriente de c.c. simétrica.

La corriente de c.c. tiene un valor inicial y otro permanente, su curva es parabólica en el momento inicial y después viene un segundo período en el cual el valor de la corriente se sostiene constante durante el tiempo en que prevalece la falla.



Determinación simplificada del Corto Circuito.

El cálculo del corto circuito se puede basar en las siguientes consideraciones:

1. Impedancia $Z = 0$ en el punto de falla, es decir se considera que el c.c. es perfecto.
2. Reactancias X de todos los aparatos que intervienen en la red, además la reactancia X se hace igual a la impedancia Z .
3. Fuerzas electromotrices están en fase y son de igual magnitud en el momento en que se produce el c.c.
4. No se toman en cuenta las corrientes normales de carga.
5. Las reactancias de los aparatos que forman la red se expresan en ohms referidas a una base de voltaje común o en por ciento referido a una base de potencia (KVA) común.

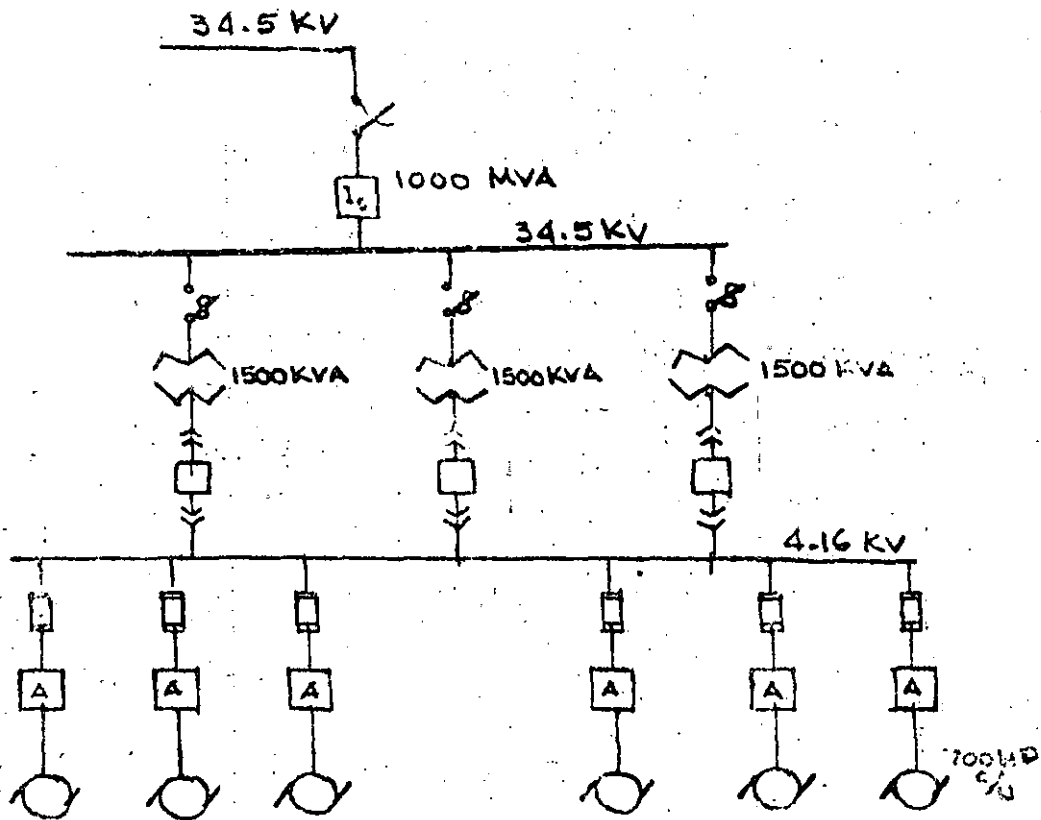
Ejemplo de cálculo. - Como ejemplo de cálculo pondremos un caso de una planta de bombeo con seis motores de 700 HP cada uno alimentados por tres transformadores de 1 500 KVA. A dicha planta la alimenta la Comisión Federal de Electricidad, a 34.5 KV y exige una capacidad interruptiva en el interruptor, de 1 000 MVA. Los motores operan a 4 160 volts y son del tipo de inducción, jaula de ardilla.

Pasos a seguir para el cálculo.

1. Diagrama unifilar del sistema.- Se debe elaborar un diagrama unifilar buscando la mejor forma de conectar los e-

elementos de la planta para una solución económica y con
fiable.

Para este ejemplo se supone un diagrama con trans
formadores en paralelo conectados a un bus común de —
4 • 16 KV del que se derivarán todos los motores.



2. Se determinan las constantes del circuito, que correspon
den a las impedancias de los aparatos eléctricos conside
rados y que en este caso son transformadores y motores.
Estos datos son datos de placa del equipo. En nuestro ca
so supondremos:

Transformadores de 1 500 KVA con 6% de Impedancia a -
1,5 MVA Motores de 700 KVA a 4.16 KV con Impedancia

de 20% a 0.7 MVA. Estas constantes del circuito se darán por unidad (p.u.) y se referirán a una base común que será de 2 MVA. Para tener las reactancias por unidad, se correrá el punto decimal de la impedancia porcentual, dos lugares a la izquierda teniendo por tanto:

$$\text{Transformadores } X_t = 0.06$$

$$\text{Motores } X_m = 0.20$$

3. Cálculo de las impedancias p.u.

Transformadores:

$$Z_t = \frac{2 \times 0.06}{1.5} = 0.080$$

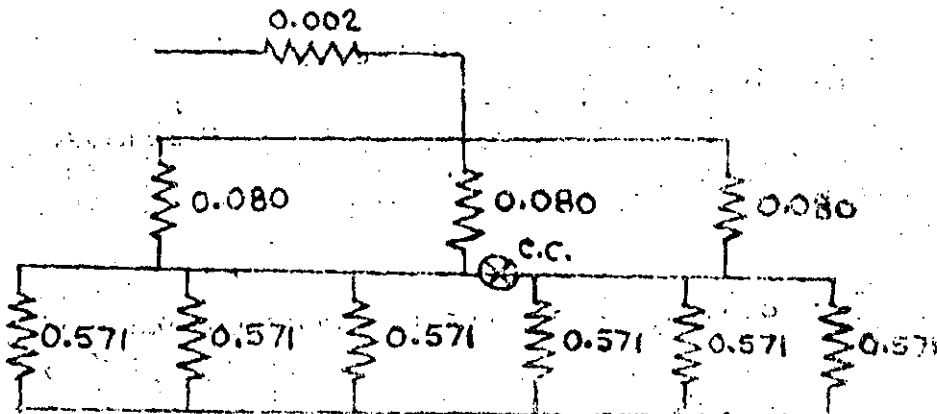
Motores:

$$Z_m = \frac{2 \times 0.20}{0.7} = 0.571 \text{ p.u.}$$

Para las líneas de la Comisión Federal de Electricidad:

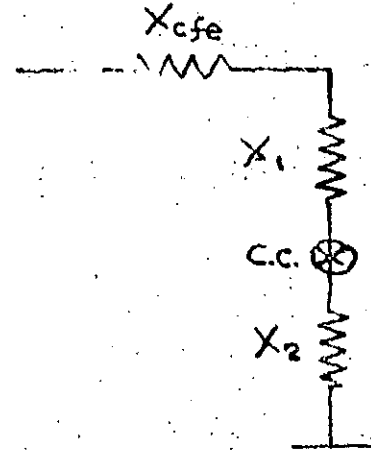
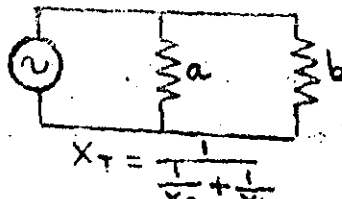
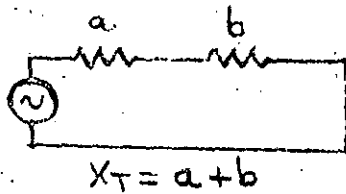
$$\frac{2}{X_{cfe}} = 1000 \quad X_{cfe} = \frac{2}{1000} = 0.002 \text{ p.u.}$$

4. Se elabora un diagrama de las constantes del circuito, - basado en el diagrama unifilar y se localiza el punto de - falla más crítica.



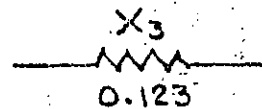
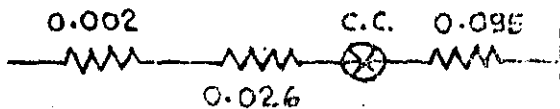
5. Para calcular la potencia de c.c., se resuelve el diagrama recordando que las reactivancias en serie se suman y la resultante de las reactivancias en paralelo es la inversa de la suma de sus inversos.

Los pasos son como sigue:



$$X_1 = \frac{1}{\frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080}} = \frac{1}{37.5} = 0.026$$

$$X_2 = \frac{1}{\frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571}} = \frac{1}{10.50} = 0.095$$



$$X_3 = 0.002 + 0.026 + 0.095 = 0.123$$

La capacidad de c.c. es:

$$P_{c.c.} = \frac{2}{0.123} = 16.26 \text{ MVA} = 16\,260 \text{ KVA}$$

6. La corriente de c.c. tendrá por valor (en el bus de 4.16 KV)

$$I_{cc} = \frac{P_{cc}}{\sqrt{3} \text{KV}}$$

$$I_{c.c.} = \frac{16\,260}{1.78 \times 4.16} = 2\,259 \text{ Amps.}$$

7. Corrección.- Estos valores corresponderían a un c.c. si métrico. Como antes se dijo, el valor del c.c. asimétrico es aproximadamente 1.8 del valor del simétrico y es el asimétrico el que debe ser tomado en cuenta por ser el caso más severo. De acuerdo con esto, los valores que ahora se tendrían, son:

$$P_{c.c.} = 16.26 \times 1.8 = 29.26 \text{ MVA}$$

$$I_{c.c.} = 2\,259 \times 1.8 = 4\,066.2 \text{ Amps.}$$

que corresponderían a las capacidades mínimas (por c.c.) a que deben ser solicitados los interruptores a 4.16 Kv del sistema.

③ Pararrayos.- Las sobretensiones que se presentan en la instalación de un sistema, pueden ser de dos tipos:

- a) Sobretensión de origen atmosférico.
- b) Sobretensión por fallas en el sistema.

El pararrayos es por lo tanto, el dispositivo que permite proteger las instalaciones contra sobretensiones de origen atmosférico.

Estas sobretensiones se presentan en la línea de alimentación en forma de onda de voltaje, que viaja a tra-vés de los alimentadores. Estas ondas tienen un valor de pico muy elevado que de no existir el pararrayo llega

rían hasta el equipo instalando destruyéndolo al perforar -
 su aislamiento. El para rayos es pues, el ^{elemento que por decirlo} ^{así corta el valor de la onda de} permitiendo - ^{volaje,}

que solamente continúe a los equipos una pequeña cantidad de energía la cual ya no es perjudicial. La otra cantidad que es mayor, se dispersa en el terreno por medio de un sistema de tierras.

El envío de energía eléctrica al sistema de tierras lo efectúa el pararrayos por medio de explosores, placas de carbón, etc.

En subestaciones muy grandes, se acostumbra instalar pararrayos en los mismos tanques de los transformadores para brindarles la máxima protección contra descargas atmosféricas directas.

- ④ Cuchillas fusibles.- Para la protección individual de los transformadores, se instalan cuchillas fusibles que operan cuando dentro del mismo transformador se presenta un c.c. ó una sobre corriente.

Los fusibles deben estar calibrados en forma que se fundan respondiendo a un tiempo menor que el de accionamiento del interruptor general por una sobre corriente dada, para evitar que por una falla de un transformador salga de servicio toda la planta de bombeo. Las cuchillas fusibles pueden ser operadas por pértiga o por mecanismos en grupo. Para evitar su destrucción, las cuchillas fusibles deben tener capacidad interruptiva suficiente.

rfan hasta el equipo instalado destruyéndolo al perforar -
 su aislamiento. El pararrayos es pues, el permitiendo -
 elemento que por decirlo
 así corta el valor de la onda de
 - voltaje,

que solamente continúe a los equipos una pequeña cantidad
 de energía la cual ya no es perjudicial. La otra cantidad
 que es mayor, se dispersa en el terreno por medio de un-
 sistema de tierras.

El envío de energía eléctrica al sistema de tierras lo
 efectúa el pararrayos por medio de explosores, placas de
 carbón, etc.

En subestaciones muy grandes, se acostumbra insta-
 lar pararrayos en los mismos tanques de los transforma-
 dores para brindarles la máxima protección contra des --
 cargas atmosféricas directas.

- ④ Cuchillas fusibles.- Para la protección individual de los-
 transformadores, se instalan cuchillas fusibles que ope -
 ran cuando dentro del mismo transformador se presenta -
 un c.c. o una sobre corriente.

Los fusibles deben estar calibrados en forma que se
 fundan respondiendo a un tiempo menor que el de acciona
 miento del interruptor general por una sobre corriente -
 dada, para evitar que por una falla de un transformador-
 salga de servicio toda la planta de bombeo. Las cuchillas
 fusibles pueden ser operadas por pértiga o por mecánis -
 mos en grupo. Para evitar su destrucción, las cuchillas-
 fusibles deben tener capacidad interruptiva suficiente.

⑤ Transformadores.- Los transformadores son los aparatos que se encargan de transferir la energía eléctrica de los alimentadores en A.T., a voltajes utilizables directamente en los equipos de las plantas de bombeo. Los transformadores son realmente máquinas estáticas y tienen bobinas que son aisladas y enfriadas por el aceite contenido en un tanque provisto de radiadores. Pueden ser trifásicos o monofásicos y su conexión se realiza, según el caso, en Delta-Delta ($\Delta-\Delta$); Delta Estrella ($\Delta-Y$); Estrella-Delta ($Y-\Delta$) o la conexión llamada en Zig - Zag. Para los sistemas de bombeo, la más usual es la conexión Delta - Estrella; la conexión Delta es para el lado de A.T. de nominándose a las terminales como H1 - H2 - H3, se pide con derivaciones del $\pm 2.5\%$ del voltaje nominal de alta-tensión, con el fin de absorber las variaciones del alimentador. Estas derivaciones se manipulan por medio de cambiador manual para operar sin carga. La conexión estrella es para el lado de B.T. y sus terminales se denominan $X_1 - X_2 - X_3$ y X_0 para tener el neutro conectado a tierra.

En las subestaciones eléctricas suelen conectarse dos o más transformadores en paralelo con el fin de distribuir mejor la carga, aunque esta conexión aumenta la capacidad interruptiva necesaria en caso de c.c. que si se conectan-

Conexiones Normales de Transformadores Trifásicos

Designación CEI de las conexiones	Esquema Vectorial		Esquema de Conexión		Designación VDE 0.532 VI.40
	En Alta Tensión	En Baja Tensión	En Alta Tensión	En Baja Tensión	
Dd0					A ₁
Y0					A ₂
Dz0					A ₃
Dd6					B ₁
Yy6					B ₂
Dz6					B ₃
Dy6					C ₁
Yy5					C ₂
Yz6					C ₃
Dy11					D ₁
Dd11					D ₂
Yz11					D ₃

por separado a los transformadores (caso de grandes plantas de bombeo).

Para que dos o más transformadores operen correctamente en paralelo, se deben satisfacer las siguientes condiciones:

1. Que tengan igual relación de transformación (iguales voltajes en sus devanados primario y secundario).
2. Impedancias inversamente proporcionales a sus capacidades.
3. Igual relación de resistencia a reactancia $\frac{R}{X}$.
4. Igual polaridad.
5. Deben conectarse con la misma secuencia de fases.

Para seleccionar a los transformadores de potencia para subestaciones se tienen que considerar los siguientes factores principales:

1. Número de fases.- En plantas de bombeo incluso en tamaños grandes, se recomienda el uso de unidades trifásicas.- Si la planta es muy importante, puede requerirse un transformador de emergencia; hay casos en que pudiera resultar muy costoso este transformador y entonces se pueden instalar cuatro transformadores monofásicos tres de los cuales se conectan de modo que formen el banco trifásico quedando la cuarta unidad como elemento de emergencia.
2. Nivel básico de aislamiento (Basic Impulse Insulation Levels (BIL).

Para simplificar el diseño y las aplicaciones del equipo eléctrico, se han establecido niveles básicos de aislamiento. El nivel básico de aislamiento es el valor máximo de la cresta de la onda en la prueba de impulso que se hace sobre un equipo para comprobar su aislamiento.

Para transformadores en aceite, reguladores en aceite, reactores en aceite, transformadores para instrumentos (de potencial) desconectadores en aire y aisladores soporte para barras, se tiene el siguiente standard:

BIL STANDARD

Clase en - Kv (tensión del sistema)	BIL en kv	Clase en kv (tensión del sistema)	Bil en kv	Clase en kv (tensión del sistema)	Bil en kv
1.2	30	23.0	150	138	650
2.5	45	34.5	200	161	750
5.0	60	46.0	250	196	900
8.7	75	69.0	350	230	1 050
	95	92.0	450	287	1 300
15.0	110	115.0	550	345	1 550

3. Clase de enfriamiento .- Conforme a las normas NEMA, las clases de enfriamiento que se tienen para los transformadores, son:

- a) Tipo OA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento natural.
- b) Tipo OA/FA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aire forzado.
- c) Tipo FOA.- Sumergido en aceite, con enfriamiento por aceite forzado con enfriamiento de aire forzado.
- d) Tipo OA/FOA/FOA.- Sumergido en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aceite forzado-
aire forzado / con enfriamiento con aceite forzado --
aire forzado.
- e) Tipo OW.- Sumergido en aceite con enfriamiento con agua.
- f) Tipo FOW.- Sumergido en aceite, con enfriamiento de aceite forzado con enfriamiento de agua forzado.

4. Capacidad del transformador.- Esta se da en KVA y puede solicitarse exactamente de la requerida aunque los tamaños standards son más económicos.

5. Elevación de temperatura.- Se solicitan para una elevación de 55°C sobre una ambiente de 40°C. Para una temperatura ambiente promedio de 30°C (con un máximo de 40°C) para cualquier periodo de 24 horas, las capacidades standards de KVA se dan en la siguiente tabla:

	LLENO DE LIQUIDO	ABIERTO SECO	SELLADO SECO
--	------------------	--------------	--------------

Elevación promedio de la temperatura del devanado por resistencia.

65°C	150°C	150°C
------	-------	-------

6. Impedancia.- La impedancia normal de transformadores de potencia se indica en la siguiente tabla:

VOLTAJE EN KV	IMPEDANCIA EN %
---------------	-----------------

15	4.5 - 7
25	5.5 - 8
34.5	6 - 8
46	6.9 - 9
69	7 - 10
92	7.5 - 10.5
115	8 - 12
138	8.5 - 13
161	9 - 14
196	10 - 15
220	11 - 16

7. Frecuencia y altura sobre el nivel del mar.- Debe siempre especificarse la frecuencia en Hertz a que operará el transformador así como la altura sobre el nivel del mar del sitio donde será instalado. Hasta 1 000 m. s. n. m. no se tienen problemas. A mayor altura, la densidad del aire pro-

duce problemas de refrigeración y el transformador trabaja a ma-

yores temperaturas disminuyendo su capacidad.

8. Al solicitar un transformador deben pedirse además, las pérdidas en Watts que garantiza el fabricante para el cobre y el fierro. Estas pérdidas son de por vida en el transformador y le cuestan siempre al cliente, por lo que pueden exigirse al fabricante las pérdidas con que se compromete en su cotización.

6. Protección de la Baja Tensión de los Transformadores.-

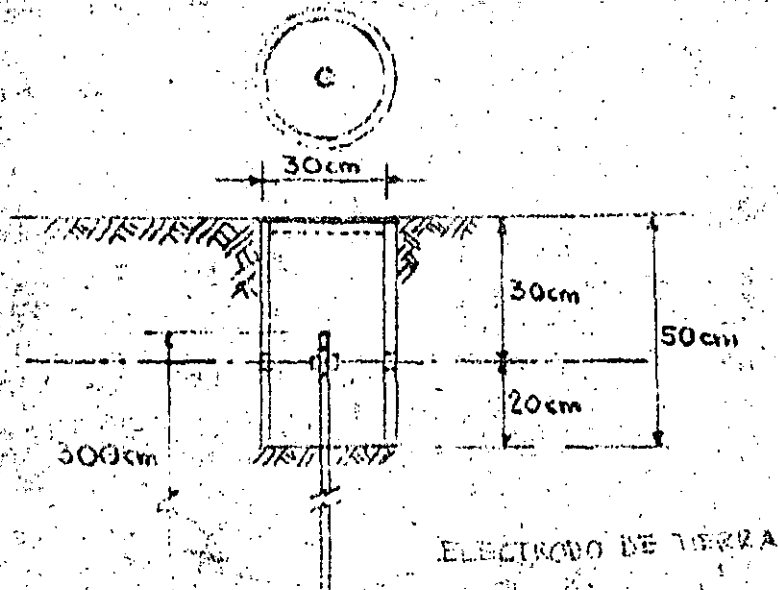
Este equipo prácticamente ya no pertenece a la subestación reductora. La mayoría de las veces se localiza en los tableros principales de la estación de bombeo, en el interior de la casa de máquinas, pero en estaciones de bombeo grandes, se le suele instalar al pie de la salida de B.T. del transformador con el fin de proteger el alimentador secundario.

Estas protecciones pueden ser del tipo de fusibles, de interruptores termomagnéticos o del tipo electromagnéticos, y operan usualmente al mismo voltaje que el de la carga.

15.4. Sistemas de Tierras.- Este sistema tiene como finalidad principal el de proteger las instalaciones y equipos eléctricos, así como al personal encargado de la operación de la instalación. Proporciona el punto de descarga para pararrayos, habilita la conexión del equipo con neutro a tierra, asegura que las par-

tes sin corriente estén al potencial de tierra (es decir poten-
cial cero) como son los armazones de equipos, tableros elec-
tricos, carcazas de motores, barandales, y todas las partes
metálicas de la instalación.

Para este fin, se proyectan sistemas de tierras que con-
sisten en la mayoría de los casos, en una red o terrada de
cable de cobre desnudo el cual se conecta en varios puntos a
electrodos o tomas de tierra. Los electrodos son varillas de
material Copper - Weld, es decir cobre fundido en acero, de
3/8" de diámetro y de 300 cm. de longitud. Estas varillas
se encajan en la tierra dejándoles un registro para su man-
tenimiento. En casos donde el terreno es muy rocoso, con-
vendrá instalar mayas en posición horizontal e incluso, a
veces, dar un tratamiento al terreno con cloruro de sodio.
En cualquier caso y conforme al Reglamento de Obras e Ins-
talaciones Eléctricas en su artículo 9.31, el valor de la
resistencia de tierra no deberá ser mayor de 25 Ohms.



Capacidades en Amperes de los Fusibles Comumente Usados para Protección de Transformadores Monofásicos

Volts	2400		4160		6000		6600		13200		22000		33000	
	Amperes		Amperes		Amperes		Amperes		Amperes		Amperes		Amperes	
	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible	Carga Plena	Fusible
1.5	0.625	3	0.360	2	0.250	1	0.277	1	0.113	1				
3	1.250	5	0.721	3	0.500	2	0.454	2	0.227	1				
5	2.083	5	1.202	5	0.833	3	0.757	3	0.378	2	23	1		
7.5	3.125	7	1.803	5	1.250	5	1.136	5	0.568	3	34	1		
10	4.165	10	2.403	5	1.666	5	1.515	5	0.757	3	46	1 1/2	30	1
15	6.250	15	3.606	7	2.500	5	2.273	5	1.136	5	68	2	46	1 1/2
25	10.417	25	6.010	15	4.166	10	3.788	7	1.894	5	1.14	3	76	2
37.5	15.625	40	9.014	20	6.250	15	5.682	15	2.841	7	1.7	5	1.14	3
50	20.833	50	12.019	25	8.333	20	7.576	20	3.788	10	2.2	5	1.52	5
75	31.250	65	18.029	40	12.500	25	11.364	25	5.682	15	3.4	7	2.27	5
100	41.666	85	24.038	50	16.666	40	15.152	30	7.576	20	4.55	10	3.03	7
150	62.500	100	36.058	65	25.000	50	22.727	50	11.364	25	6.62	15	4.55	10
167	59.583	---	40.144	85	27.833	65	25.303	50	12.651	30	---	---	---	---
200	83.333	---	48.077	100	33.333	85	30.303	65	15.151	30	9.10	15	5.05	15
250	104.166	---	60.096	100	41.666	85	37.879	85	18.939	40	11.4	20	7.58	15
333	136.750	---	80.048	---	55.500	100	50.454	100	25.227	50	15.2	25	10.1	20
400	163.536	---	96.154	---	66.666	---	69.606	100	30.303	65	---	---	---	---
500	208.333	---	120.192	---	83.333	---	75.758	---	37.879	65	23.0	40	5.1	25
667	---	---	---	---	111.166	---	101.060	---	50.530	100	---	---	---	---
833	---	---	---	---	136.833	---	126.212	---	63.106	100	---	---	---	---
1000	---	---	---	---	166.666	---	151.515	---	75.757	---	---	---	---	---

NOTA: El uso de los fusibles de la capacidad mínima indicada asegura la protección máxima del transformador contra fallas en el secundario próximas a él.

Capacidad en Amperes de los Fusibles Convencionales Usados para Proteger los Transformadores

KVA	500		750		1000		1500		2000		3000		4000		5000		6000		7500		10000	
	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible
5	13.130	—	6.560	—	2.250	—	1.203	3	0.694	3	0.481	2	0.437	2	0.218	1	—	—	—	—	—	—
7.5	19.700	—	9.850	—	3.450	—	1.810	—	1.040	—	—	—	—	—	0.330	—	—	—	—	—	—	—
10	—	—	—	—	—	—	2.165	5	1.249	5	0.666	3	0.787	3	0.393	1	0.240	1	0.160	1	—	—
15	26.270	—	13.130	—	10.500	—	2.405	5	1.388	5	0.967	5	0.874	3	0.437	2	0.260	1	0.170	1	—	—
22.5	—	—	—	—	—	—	3.608	10	2.082	5	1.443	5	1.312	5	0.656	3	0.360	1.5	0.260	1	—	—
25	—	—	—	—	—	—	5.413	15	3.123	7	2.165	5	1.968	5	0.984	3	0.590	1.5	0.390	1.5	—	—
30	65.680	—	32.840	—	26.270	—	6.014	15	3.470	7	2.405	5	2.187	5	1.093	5	0.660	2	0.440	1.5	—	—
37.5	—	—	—	—	—	—	7.217	15	4.164	10	2.887	7	2.624	7	1.312	5	0.790	2	0.520	1.5	—	—
45	98.130	—	49.260	—	39.400	—	8.021	20	5.204	15	3.698	7	2.260	7	1.640	5	0.990	3	0.660	2	—	—
50	—	—	—	—	—	—	10.825	25	6.245	15	4.330	10	3.936	10	1.968	5	1.180	3	0.790	2	1.080	—
75	131.370	—	65.680	—	52.550	—	12.029	30	6.940	15	4.811	10	4.374	10	2.186	5	1.310	3	0.870	2	0.650	—
100	197.060	—	98.530	—	78.820	—	18.043	40	10.409	25	7.217	15	6.580	15	3.760	7	1.870	5	1.310	3	0.690	—
125	—	—	—	—	—	—	24.057	50	13.879	30	9.523	20	8.748	20	4.374	10	2.630	5	1.760	5	1.310	—
150	262.740	—	131.370	—	105.100	—	27.064	65	15.614	40	10.825	25	9.341	25	4.921	10	2.960	7	1.970	5	1.480	—
175	—	—	—	—	—	—	36.085	85	20.818	50	14.434	30	12.122	30	6.560	15	3.940	7	2.620	5	1.970	5
200	394.110	—	197.060	—	157.550	—	48.114	100	27.758	65	19.246	40	17.496	40	8.748	20	5.250	10	3.500	7	2.630	5
225	—	—	—	—	—	—	54.128	100	31.728	65	21.615	50	19.683	40	9.841	25	5.900	10	2.940	10	2.960	7
300	525.490	—	262.740	—	210.190	—	72.171	—	41.637	80	28.868	65	26.244	60	13.122	30	7.900	15	5.250	10	3.940	10
400	—	—	—	—	—	—	96.340	—	55.580	—	—	—	—	—	17.520	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	—	—	108.256	—	62.455	100	43.302	85	39.366	85	19.682	40	11.800	20	7.870	15	5.970	10
500	—	—	—	—	—	—	120.285	—	69.395	—	46.114	100	43.740	85	21.870	50	13.100	3	8.740	15	6.570	15
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	57.477	100	52.489	100	26.244	50	—	—	—	—	—	—
750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72.171	—	65.610	100	32.805	65	19.7	30	13.100	20	9.850	20
1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	96.228	—	87.480	—	43.740	100	27.500	40	17.500	25	13.100	20
1200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	115.473	—	104.976	—	52.489	100	—	—	—	—	—	—

* Protegidos por tres fusibles.
 ** Si son tres transformadores monofásicos, usarse los KVA totales del banco.
 Nota: La tabla indica el fusible que debe usarse con cualquier transformación a cualquier tensión dada, así por ejemplo, para un banco de tres transformadores monofásicos de 5 KVA cada uno, con +

una tensión entre fases de 4 160 volts, la corriente de la línea es de 2.08 amperes y se recomienda un fusible de 5 amperes.
 La corriente de línea será la misma, ya sea que se trate de conexión delta o estrella.
 Únicamente se indican los amperes a plena carga.

Valores de Corriente y Capacidad Interruptiva en Transformadores a Plena Carga

Capacidad del Transformador Trifásico KVA y Porcentaje de Impedancia	KVA Máximo de Circuito Corto Disponibles para Sistema Primario	600 VOLTS				480 VOLTS				240 VOLTS				208 VOLTS									
		Corriente Contínua a Carga Normal Amperes	Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS			Corriente Contínua a Carga Normal Amperes	Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS			Corriente Contínua a Carga Normal Amperes	Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS			Corriente Contínua a Carga Normal Amperes	Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS								
			El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinados		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinados		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinados		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinados						
300	15000	269	5850	1450	7300	361	7300	1800	9100	722	12300	3600	834	14900	2100	17500							
	25000																6450	7900	8100	9900	16600	18200	16700
	50000																6850	8300	8500	10300	17000	18700	18000
	150000																6950	8400	8700	10500	17100	18900	18100
	250000																7050	8500	8800	10600	17200	19000	18200
500000	7150	8600	9000	10700	17300	19100	18300																
Ilimitada	7250	8700	9000	10800	17400	19200	18400																
450	25000	433	7900	2200	10100	642	9900	2700	12600	1083	19900	5400	1260	22900	3110	26000							
	50000																9000	11200	11500	14200	22900	28300	26500
	100000																9900	12100	12400	15100	24800	30200	28500
	150000																10200	12400	12700	15400	25400	30800	29400
	250000																10400	12600	13000	15700	26000	31400	30100
500000	10600	12800	13300	16000	26500	31900	30800																
Ilimitada	10800	13000	13600	16200	27000	32400	31400																
500	25000	481	8600	2400	11000	600	10800	3000	13800	1200	21500	6000	1368	24800	3030	28300							
	50000																10000	12400	12600	15500	26100	31100	28900
	100000																11000	13400	13700	16700	27300	32300	30100
	150000																11300	13700	14000	17100	28200	33000	30800
	250000																11600	14000	14300	17500	28900	33700	31500
500000	11800	14200	14600	17800	29500	34300	32200																
Ilimitada	12000	14400	15100	18100	30100	35000	32900																
600	25000	578	9700	2900	12600	722	12200	3600	15800	1443	24400	7200	1668	28200	3450	32900							
	50000																11600	14500	14600	18200	29000	35200	33700
	100000																12900	15800	16100	19700	32100	38300	37100
	150000																13300	16200	16700	20200	33300	40500	38500
	250000																13800	16700	17200	20900	34400	41800	39700
500000	14100	17000	17800	21200	35100	42300	40600																
Ilimitada	14500	17400	18100	21700	36000	43200	41700																
750	25000	722	10600	3000	14200	900	13300	4500	17800	1800	26600	9000	2080	30600	3730	35800							
	50000																12900	16500	16100	20600	32300	41300	37100
	100000																14500	18100	18000	22500	36100	45100	41600
	150000																15100	18700	18800	23300	37600	46600	42300
	250000																15600	19200	19500	24000	38900	48000	43000
500000	16000	19600	20000	24500	40100	49000	43700																
Ilimitada	16400	20000	20500	25000	41100	50100	44300																
1000	25000	962	12700	4800	17500	1200	15800	6000	21600	2400	31700	12000	2785	36500	4400	43600							
	50000																16100	20900	20100	29100	40200	52200	46300
	100000																18500	23300	23200	29200	46300	58300	53400
	150000																19500	24300	24400	30400	47300	60300	55400
	250000																20500	25300	25500	31500	51000	63000	59000
500000	21100	26900	26400	32400	52800	64800	60800																
Ilimitada	21900	27300	27400	33400	54700	66700	63200																
1500	25000	1444	15700	7200	22900	1800	19600	9000	28600	3600	39300	18000	4100	57300	6900	68600							
	50000																21300	28600	26600	35600	53700	71200	65700
	100000																25900	33100	32300	41300	64500	82500	77600
	150000																27000	35100	34800	43900	69500	87800	82000
	250000																28700	36900	37000	45000	74000	92000	86300
500000	31200	38400	38900	47900	77900	96800	90800																
Ilimitada	32900	40100	41100	51100	82000	100300	95300																
2000	25000	1924	17700	9600	27300	2400	22100	12000	34100	4800	43700												
	50000																25300	34900	31700	43700	53700	71200	65700
	100000																31600	41200	39400	51400	64500	82500	77600
	150000																35300	44800	44100	56100	69500	87800	82000
	250000																37500	47100	46800	58800	74000	92000	86300
500000	40500	50100	50700	62700	77900	96800	90800																
Ilimitada	43800	53400	54700	66700	82000	100300	95300																

Todos los cálculos se basan, como se indica, en voltajes, impedancias del transformador y cargas matriciales, incluyendo un factor de 1.25 para el componente de DC. (Corriente Directa).

Para condiciones diferentes a las dadas en estas tablas, las corrientes en circuito corto deben calcularse.

Las aportaciones matriciales en circuito corto están calculadas en la base de las características matriciales que darán cinco veces la corriente normal. Para la columna de 208 volts, se supone una carga matriz del 50%. Para las columnas de 600, 480 y 240 volts se supone un carga matricial del 100%. Para otros porcentajes de carga matriz, la aportación matriz a la corriente en circuito corto estará en proporción directa.

En donde el voltaje del circuito es menor de 600, 480 y 240 volts, los valores dados de la corriente deben multiplicarse por la proporción

600 ó 480 ó 240
Voltaje del Circuito

15.5 RECOMENDACIONES Y CUIDADOS QUE DEBERAN OBSERVARSE EN EL TRATO CON LA ENERGIA ELECTRICA Y OPERACION DEL EQUIPO ELECTRICO.

Siempre que se tenga la necesidad de estar en contacto directo con la Energía Eléctrica, y los equipos que necesiten este tipo de energía para su operación, es imprescindible tener los conocimientos teóricos para evitar desgracias personales, y preverle desperfectos a los equipos por carecer de dichos conocimientos; por lo que se recomiendan algunos puntos importantes, que se refieren a equipos utilizados en estos tipos de instalaciones.

1. En las reparaciones eléctricas de las líneas, y subestaciones aunque las líneas sean aisladas de toda fuente de energía eléctrica, deberán de ponerse a tierra y en corto circuito para prevenir cualquier sobretensión por causas atmosféricas, fenómenos de inducción ó contacto accidental con líneas vivas.

Material de seguridad que deberá emplearse en las operaciones y trato con la energía eléctrica:-

- a) Guantes.
- b) Casco.
- c) Taburete o tapete aislante.
- d) Cartel con letrero "Peligro".
- e) Candado de seguridad.
- f) Detector naón.
- g) Calmanes, cable y varilla para puesta a tierra.

2. Nunca deberá confiarse en las aperturas de los interruptores que no presenten un corte visible.

Siempre proceda a la verificación de la ausencia de tensión de cada lado del aparato a reparar.

Nunca deberá tocarse las partes metálicas de aparatos bajo tensión.

Verifique periódicamente el valor de las tierras.

3. Transformador.

Medir la carga y comprobar que la temperatura correspondiente con el ambiente.

Comprobar que la temperatura máxima esté abajo de 75°C , en unidades conectadas en paralelo las temperaturas deben ser iguales.

Comprobar el nivel de aceite, buscar si hay fugas en empaquetaduras, válvulas, instrumentos, tanque y radiadores.

Revisar con binoculares la porcelana de los aisladores.

Revisar si hay cambio de color por calentamiento en los conectores del primario y del secundario.

Comprobar la diferencia de temperatura entre los extremos de los radiadores. (si no la hay, están obstruidos).

Comprobar que el transformador no haga ruidos an-

trañas, como arcos eléctricos, burbujeo de aceite, ruido magnético intenso.

Revisar si ha operado el diafragma o válvula de alivio; revisar el color de la sílica - gel si tiene respiradero.

Ver los registros anteriores, anotar los valores encontrados para inspecciones posteriores.

Efectuar inspección completa cada dos años como máximo.

Leer instructivo de servicio del transformador.

Revisar todas las empaquetaduras, limpiar los aisladores.

Si hay corrosión en el tanque, retocar la pintura.

Sacar muestras de aceite, ver si hay sedimentos, comprobar su olor, ordenar prueba dieléctrica y análisis químico.

Comprobar la rigidez en terminales y uniones soldadas.

Revisar el mecanismo y las posiciones del cambiador de derivaciones.

Probar la resistencia dieléctrica de los aisladores.

Verificar periódicamente el valor de las tierras.

4. Bomba y Motor.

Aceite del motor. - Efectuar cambio a las primeras 200 -

horas con aceite No. 20 ó equivalente, el siguiente cambio a las siguientes 5 000 horas procurando mantener su nivel.

Aceite del Arrancador.- Efectuar cambio de aceite cuando éste se encuentre con impurezas a 5 000 hrs. de operación, procurando mantener su nivel.

BIBLIOGRAFIA

- | | |
|--|--------------------|
| Industrial Power Systems | Beeman (Mc G.Hill) |
| Manual del Ingeniero Electricista | Knowlton, (Labor) |
| Estaciones Transformadoras y de Distribución | Zopeti, (Labor) |
| National Electrical Code | E.U.A. (Mc G.Hill) |
| Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas | México (D.G.E.) |



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ASPECTOS ECONOMICOS Y FINANCIEROS

ING. JORGE AMEZCUA GARCÍA

SEPTIEMBRE, 1984

-Aspectos Económicos-Financieros del Bombeo.

1. Conceptos Generales.

1.1 Definición de proyecto.- Un proyecto se define como la asignación de recursos para la obtención de bienes y servicios, es decir, que aprovecha al máximo los recursos; por lo tanto implica la evaluación.

1.2 Evaluación de proyectos.- Evaluar un proyecto es hacer la comparación entre los beneficios y los costos del mismo.

Si los beneficios son mayores a los costos, el proyecto es bueno.

El problema básico de la evaluación de proyectos radica en encontrar la alternativa óptima de una serie de alternativas que lleven a un proyecto a producir los mismos beneficios a los menores costos.

1.2.1 Breve instructivo para evaluación de proyectos.,

A.- Relación Beneficios - Costos.- Este coeficiente relaciona recursos utilizados con resultados obtenidos y para obtenerlos se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1.- El tiempo de construcción del proyecto.
- 2.- La vida económica del proyecto (vida útil).
- 3.- La tasa de interés con que se descontarán tanto los beneficios como los costos.
- 4.- Costos del proyecto:
 - 4.1.- Costos de construcción.- Se determinan las cantidades



por invertir en cada uno de los años del período de construcción.

4.2.- Costos de operación.- Son los costos que se requieren para operar el proyecto. En sistemas de bombeo representan principalmente los costos de energía eléctrica consumida por los equipos de bombeo por lo que se puede separar de los costos de conservación y mantenimiento.

4.3.- Costos de conservación y mantenimiento.- Son aquellas cantidades anuales que se requieren para conservar y mantener operando el proyecto. (Debe incluir costos de operación de equipos especiales).

4.4.- Costos anuales por asistencia técnica.- Cuando el proyecto requiera asesoría técnica en alguna especialidad. En plantas de bombeo puede ser adiestramiento de personal en sistemas de control y señalización automáticas (uso de minicomputadoras y su equipo auxiliar).

4.5.- Otros costos que se requieran para operar el proyecto en particular (Investigaciones durante la operación, equipos muy especiales, etc.).

5.- Beneficios.

5.1.- Beneficios primarios.- Son los obtenidos a causa del proyecto directamente. En sistemas de bombeo representan

tan: aumento de los caudales de agua entregada, aumento de dotación por persona, suministro a la población carente del servicio y con ello a la industria y demás sectores.

5.2.- Beneficios secundarios.- Son valores adicionales que se agregan por encima de los bienes o servicios producidos y que son debidos al proyecto. O sea, son los beneficios que se obtienen indirectamente pero que son causados por el proyecto. En nuestro caso podríamos citar por ejemplo, mejoramiento de la salud pública.

6.- Tanto los beneficios como los costos se determinan para cada año de la vida útil del proyecto.

7.- Una vez que se tienen los beneficios y los costos cuantificados, se hacen homogéneas las cantidades mediante la tasa de descuento elegida.

8.- Se divide la suma de los beneficios entre la suma de los costos totales, ambos actualizados, para determinar la relación beneficio - costo.

B.- Ocupación de la mano de obra.- Este coeficiente se utiliza para determinar la incidencia de los proyectos sobre la ocupación y servirá para orientar en la resolución de los pro

4
temas de desempleo:

$$\text{Coeficiente de ocupación} = \frac{\text{Número de personas empleadas}}{\text{Capital}}$$

El número de personas deben ser las empleadas en un año.

El capital se refiere al capital anual equivalente que se obtiene multiplicando el costo del proyecto actualizado por el factor de recuperación del capital.

$$\text{Factor de recuperación del capital f.r.c.} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Siendo i = tasa de interés considerada por período.

n = número de períodos.

C.- Relación producto - capital.- Es la relación que existe entre el valor agregado por el proyecto y el capital. Esta relación expresa la productividad del capital desde un punto de vista social.

El valor agregado está representado por la suma de los siguientes conceptos:

Sueldos y salarios.

Cuota de conservación y mantenimiento.

Intereses.

Utilidades.

Seguros.

Pagos de rentas y arriendos.

El valor agregado debe ser el incremento debido al proyecto, es decir al valor agregado generado en las condiciones futuras debe restárse el generado en las condiciones actuales.

$$\text{Relación producto - capital} = \frac{\text{Valor agregado}}{\text{Capital}}$$

1.3

Valor presente.- Sea un capital C convertido a una tasa de interés i por período de conversión, durante n períodos de conversión. Digamos que cada período de conversión es de un año.

Al final del primer año se tendrá: $C_1 = C + Ci = C(1+i)$

Para el segundo año: $C_2 = C(1+i) + C(1+i)i = C(1+i)^2$

La sucesión de montos forma una progresión geométrica cuyo n-ésimo término es: $C_n = C(1+i)^n$.

El valor presente a la tasa anual i de un monto C_n con vencimiento en n años, es la suma C tal que invertida ahora a la tasa dada de interés alcanzaría el monto C_n después de n años.

Por lo que:

$$C = C_n \frac{1}{(1+i)^n}$$

$\frac{1}{(1+i)^n}$ es el factor de actualización simple (f.a.s.)

por el cual se multiplican los beneficios y los costos para hacerlos homogéneos a la tasa de descuento elegida. (Consideración 7 del inciso 1.2.1. anterior).

4. Depreciación.- Significa la pérdida de valor que sufre la inversión en bienes perecederos por causa de los años de servicio. Las causas de la depreciación pueden ser:

- Factores físicos: uso y desgaste.
- Factores funcionales: insuficiencia y antigüedad.
- Sucesos eventuales: accidentes.

Hay varios métodos para calcular la depreciación. - Aquí recomendamos el de Fondo de Amortización que es un método de interés compuesto y que consiste en apartar determinadas sumas anuales que colocadas a interés compuesto - - son suficientes para la reposición del costo del bien en el momento de su retiro de servicio.

Es necesario determinar el importe de la anualidad - que, acumulada a un interés compuesto, iguale el monto del valor depreciable del material fijo en el momento del retiro. El cargo por depreciación consistirá en la anualidad periódica, más los intereses devengados por el fondo.

Sí: C = costo del activo.

S = valor residual al final de su vida útil.

n = vida útil en años.

i = interés anual considerado.

$$\text{Factor del fondo de amortización f.f.a.} = \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

El cargo anual al fondo será:

$$D = (C-S) \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

Supongamos que un equipo de bombeo cuesta \$ 17,000.00 y que su valor residual es de \$ 850.00; su vida útil sea de 15 años y se asume un interés de 6 % anual.

Las tablas financieras muestran que para $i = 6\%$ y $n = 15$ f.f.a. = 0.04296.

$$D = (17,000 - 850) \times 0.04296 = 693.85.$$

En la tabla 1 se construye el fondo cuyo saldo no es otra cosa que la depreciación acumulada.

2. Estudios económicos alternativos.

2.1 El análisis económico alternativo de un sistema de bombeo presenta como principal problema el encontrar aquella combinación de los costos de equipo y conducción y de la energía consumida por el proyecto durante su vida útil, tal que dé el costo mínimo al volumen de agua entregada. En pequeñas plantas de bombeo puede contar más el costo y la eficiencia de los equipos que los costos de la conducción pero en sistemas grandes como por ejemplo acueductos con varias estaciones de re-

bombeo y cargas y longitudes apreciables, las inversiones en la conducción pueden significar la parte principal. En el caso de plantas pequeñas, el determinar el diámetro económico puede ser suficiente, eso sí, teniendo cuidado de aplicar correctamente todos los criterios de la hidráulica para dimensionar la estación y seleccionar sus componentes. En estos casos el análisis económico alternativo se reduce a un análisis de diámetro económico. En grandes sistemas de bombeo, el análisis económico de las alternativas debe tomar en cuenta además, las tasas de interés de los financiamientos tanto externos como locales que se consigan y las tarifas eléctricas que se esperan durante la explotación del proyecto. Estos conceptos de intereses y tarifas eléctricas pueden hacer variar el diámetro de la conducción alrededor del diámetro económico encontrado en un primer intento de cálculo exclusivamente hidráulico.

2.2

Análisis económico de un sistema de bombeo.- Se debe partir del supuesto de que los estudios de necesidades de abastecimiento, de factibilidad y de tipo socioeconómico han sido realizados.

Para ilustrar el análisis económico, consideremos un sistema de bombeo para un abastecimiento de agua potable. Dicho sistema está formado por los equipos de bombeo y todos sus

auxiliares, estructura de captación de la fuente de abastecimiento y una conducción incluidos sus tanques de regularización.

Técnicamente la solución al problema es simple pues -- seleccionado el diámetro de la conducción, conoceremos las -- pérdidas de carga la cual, sumada a la carga estática, nos dará la carga dinámica de bombeo y puesto que se supone conociendo el gasto, podremos dimensionar todos los elementos del sistema. Lo anterior se podrá efectuar para diferentes diámetros de la conducción siendo todos factibles desde el punto de vista técnico.

Para obtener la mejor alternativa desde el punto de -- vista técnico, económico y financiero será necesario conocer -- el costo para cada año de operación de cada una de ellas y durante toda su vida útil.

Para el análisis técnico de cada alternativa podemos -- seguir la secuencia que se propone a continuación.

2.2.1

Diseño de la conducción.-- Para este tipo de estructuras el diámetro de la conducción se fija para tener una velocidad media entre 0.5 y 3.0 m/seg.

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{V}}$$

Donde: D = Diámetro de la conducción.

V = Velocidad media.

Q = Gasto por conducir.

A = Area de la sección del conducto.

Para un valor de la velocidad, comprendida entre los límites fijados anteriormente, se obtendrá un diámetro el cual habrá que ajustarlo a uno comercial. Aquí se ve más claro - que hay la posibilidad de trabajar con diferentes diámetros y - por tanto diferentes potencias de bombeo.

Teniendo el diámetro comercial de la tubería se calcu la su velocidad media:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Las pérdidas de energía en la tubería serán:

$$h_t = l h_f + h_m$$

Donde:

h_t = Pérdidas totales de energía.

h_f = Pérdidas por fricción, valuadas con las -- fórmulas de Manning, Darcy u otras que -- prefiera aplicar el ingeniero proyectista. -- La fórmula de Manning se puede recomen- dar para casos de conducciones de peque- ña longitud o cuando no se requiera mucha precisión en la evaluación de las pérdidas. En conducciones largas, las pérdidas por- fricción se recomienda calcularlas con las fórmulas de Darcy o de Hazen - Williams por tener factores de fricción más reales.

//

Para la fórmula de Manning:

$$h_f = K L Q^2$$

$$K = \frac{10.3 n^2}{D^{16/3}}$$

Donde: Q = Gasto en $m^3/\text{seg.}$

n = Coeficiente de fricción de Manning.

L = Longitud de la tubería en m.

D = Diámetro del tubo en m.

Los coeficientes de rugosidad que se recomiendan en la fórmula de Manning son:

Tipo de tubería	n
Asbesto cemento	0.010
Concreto liso	0.012
Concreto áspero	0.016
Acero galvanizado	0.014
Hierro fundido	0.013
Acero soldado sin revestimiento	0.014
Acero soldado con revestimiento interior a base de Epoxy	0.011
Plástico P.V.C.	0.009

12

Para la fórmula de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Donde: f = Coeficiente de fricción de Darcy.

h_m representa las pérdidas menores que se calcularán para cada caso o que pueden considerarse del 5 % al 10 % de h_f.

La carga dinámica de bombeo será:

$$H_D = H_E + h_t$$

Donde: H_D = Carga dinámica de bombeo.

H_E = Carga estática de bombeo.

Queda por determinar el espesor de la tubería, que dependerá del tipo de tubería seleccionada. Es necesario considerar todas las condiciones bajo las cuales la tubería pueda estar sujeta en el campo: presión interna, sobre presión debida al golpe de ariete, si la tubería va o no enterrada, etc.

2.2.2

Potencia de bombeo.- La potencia de bombeo está dada por la fórmula:

$$HP = \frac{\gamma Q H_D}{76 \eta}$$

- Donde:
- γ = Peso específico del agua que se toma unitario.
 - Q = Gasto de bombeo en l.p.s.
 - H_D = Carga dinámica total en m.c.a.
 - η = Eficiencia de la bomba en decimales.
 - 76 = Factor de transformación de $\frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{seg.}}$ a HP

La potencia en KW consumida por la estación de bombeo será:

$$KW_{\text{Totales}} = \frac{HP_{\text{bombeo}}}{\eta_m} \times 0.746 + KW_A$$

- Donde
- η_m = Eficiencia del motor.
 - KW_A = Potencia requerida por accesorios: alumbrado, bombas auxiliares, válvulas motorizadas, etc.

2.2.3

Costo promedio del m³ de agua. - Ya estamos en condiciones de computar las inversiones, los costos de operación y los volúmenes de agua para cada año de operación.

Para ilustrar el cálculo del costo promedio del m³ de agua, supongamos un sistema que será instalado para un caudal máximo de 4 m³/seg.

El sistema tendrá un costo de 1 180 millones de pesos, la construcción se hará en tres años, al cuanto año empieza la operación con una producción ascendente de acuerdo al aumento

de población hasta que a los 15 años se bombea el 100 % -- del caudal instalado. El volumen producido tiene una merma de 5 % por pérdidas en fugas y evaporación; la vida útil de todo el sistema es de 50 años para las obras civiles y 25 -- años para los equipos; se hace una reposición total a los 25 -- años.

El financiamiento se hace con préstamo exterior y local con una tasa combinada de 10.5 % anual.

En la tabla número 2 se desarrolla el cálculo para és te caso, como ejemplo de una alternativa hipotética y en la tabla número 3 se explica el cálculo de energía consumida -- por el sistema.

Bibliografía

Economics of water resources planning.
Douglas James - Robert Lee.
Mc. Graw - Hill.

Manual de Proyectos de desarrollo económico.
Naciones Unidas.

Manual de Administración financiera y contabilidad.
Organización Panamericana de la Salud.
Documento ES-11 de Mayo de 1971.

Tabla 1

EMPRESA DE AGUA Y ALCANTARILLADO

Cuadro de depreciación de un activo con un costo inicial de \$17,000, un valor residual de \$850 y una vida estimada de quince años usando el método de Fondo de Amortización con interés al 5%

AÑOS	PAGO ANUAL	INTERESES	DEPRECIACION ACUMULADA	
			AUMENTO	SALDO
1	693.85	-	693.85	693.85
2	693.85	41.63	735.48	1429.33
3	693.85	85.75	779.60	2208.93
4	693.85	132.55	825.40	3035.33
5	693.85	182.12	875.97	3911.50
6	693.85	234.67	928.52	4839.82
7	693.85	290.38	984.23	5824.05
8	693.85	349.44	1043.29	6867.34
9	693.85	412.04	1105.89	7973.23
10	693.85	478.39	1172.24	9145.47
11	693.85	548.72	1242.57	10388.04
12	693.85	623.28	1317.43	11705.17
13	693.85	702.31	1396.16	13101.33
14	693.85	786.07	1479.92	14581.25
15	693.85	874.87	1568.72	16149.97

T A B L A N º 1

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local 0 L/Seg.

Q(m ³ /seg)	PLANTA	M W	GWH/AÑO (MWx8760)	Mm ³ /AÑO	KWH/m ³ (GWH/Mm ³)
2.395 (1982)	1	3.846			
	2	4.959			
	3	5.913			
	4	12.609			
	5	9.726			
	6	4.056			
		41.111	360.167	91.297	3.945
3.044 (1983)	1	4.076			
	2	5.263			
	3	6.248			
	4	13.269			
	5	10.237			
	6	4.266			
		43.359	379.856	95.996	3.957
3.188 (1984)	1	4.303			
	2	5.565			
	3	6.575			
	4	13.904			
	5	10.732			
	6	4.469			
		45.548	399.031	100.537	3.969

Q(m ³ /seg)	PLANTA	M W	GWH/AÑO (MWx8760)	Mm ³ /AÑO	KWH/m ³ (GWH/Mm ³)
3.381 (1985)	1	4.614			
	2	5.379			
	3	7.021			
	4	14.762			
	5	11.395			
	6	4.747			
		48.518	429.999	106.623	3.936
3.548 (1986)	1	4.892			
	2	6.351			
	3	7.415			
	4	15.504			
	5	11.974			
	6	4.984			
		51.120	447.784	111.890	4.002
3.748 (1987)	1	5.234			
	2	6.812			
	3	7.692			
	4	16.399			
	5	12.666			
	6	5.269			
		54.272	475.368	118.197	4.022

TABLA No. 2

COSTO PROMEDIO DEL m³ DE AGUA

Producción Local: 0 L/S ; Tasa de Interés: 10.5 % ; Costo de Energía Eléctrica \$ 0.15/KWH.

NO.	VOL. PROD. M-m ³	VOL. VEND. M-m ³	ENERGIA ANUAL GWH	COSTO DE ENERGIA M \$	INVERSION M \$	OP.E. Y MANT. M \$	COSTOS TOT. M \$	F. A. S.	INV. S. TOT. ACTUALIZADO M \$	VOL. PROD. ACT. M-m ³
074					590.00			1.0300	590.00	
075					364.00			0.9050	320.37	
076					236.00			0.8190	193.28	
077	68.875	65.431	268.544	48.34		15.2	63.54	0.7412	47.09	51.05
078	73.100	69.445	295.455	51.33		15.2	66.58	0.6707	44.65	40.92
079	78.033	74.179	305.773	55.04		15.2	70.24	0.6070	42.63	47.33
080	81.521	77.445	319.207	57.56		15.2	72.78	0.5493	39.67	44.73
081	85.440	82.118	340.055	61.26		15.2	76.41	0.4971	37.98	42.97
082	91.297	85.732	350.187	64.33		15.2	80.03	0.4493	36.00	41.07
083	95.996	91.196	379.256	69.37		15.2	83.57	0.4071	34.02	39.03
084	100.037	95.510	399.031	71.62		15.2	87.02	0.3695	32.06	37.04
085	103.623	101.252	428.999	76.50		15.2	91.70	0.3334	30.57	35.55
086	111.630	108.293	447.784	80.80		15.2	95.80	0.3018	28.91	33.77
087	118.197	112.287	475.388	85.57		15.2	100.77	0.2731	27.52	32.28
088	123.337	117.170	498.405	89.71		15.2	104.91	0.2471	25.92	30.47
089	129.487	123.013	526.106	94.70		15.2	109.90	0.2236	24.57	28.95
090	135.037	128.295	551.761	99.32		15.2	114.52	0.2024	23.18	27.33
091								1.8302	215.32	253.89
092								SUMA	1794.04	794.66
002	REPARACION MAYOR DEL SISTEMA (25% INVERSION INICIAL)				295.00			0.0611	18.02	
								SUMA	1812.06	

COSTO PROMEDIO DEL m³

$$\frac{1812.06}{794.66} = \$ 2.28$$

SIN TRATAMIENTO

T A B L A N º 3

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local 0 L/Seg.

Q (m³/seg)	PLANTA	M W	GWH / AÑO (MWx8760)	Mm³/AÑO	KWH / m³ (GWH/Mm³)
2.061 (1976)	1	2.641			
	2	3.389			
	3	4.125			
	4	8.950			
	5	6.898			
	6	2.882			
			28.885	253.029	64.996
2.134 (1977)	1	2.911			
	2	3.610			
	3	4.391			
	4	9.487			
	5	7.313			
	6	3.055			
			30.657	268.544	68.975
2.218 (1978)	1	2.939			
	2	3.854			
	3	4.664			
	4	10.074			
	5	7.776			
	6	3.243			
			32.590	285.455	73.100

Q (m³/seg)	PLANTA	M W	GWH / AÑO (MWx8760)	Mm³/AÑO	KWH / m³ (GWH/Mm³)
2.476 (1979)	1	3.224			
	2	4.146			
	3	5.000			
	4	10.767			
	5	8.301			
	6	3.465			
			34.903	305.773	78.083
2.585 (1980)	1	3.384			
	2	4.354			
	3	5.236			
	4	11.246			
	5	8.672			
	6	3.618			
			36.509	319.807	81.521
2.741 (1981)	1	3.614			
	2	4.654			
	3	5.575			
	4	11.932			
	5	9.202			
	6	3.838			
			39.815	340.055	86.440

18

10

T A B L A N° 3

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Locci O. L/Seg.

Q (m³/seg)	PLANTA	M.W	GWH/AÑO (KW=3760)	Mm³/AÑO	KWH/m³ (GWH/Mm³)
3.911 (1988)	1.	5.522			
	2.	7.205			
	3.	2.295			
	4.	17.133			
	5.	13.236			
	6.	5.502			
			56.695	438.405	123.337
4.106 (1989)	1.	5.276			
	2.	7.691			
	3.	2.727			
	4.	18.008			
	5.	13.919			
	6.	5.780			
			60.061	526.106	129.487
4.282 (1990)	1.	6.208			
	2.	8.151			
	3.	9.243			
	4.	18.309			
	5.	14.544			
	6.	6.033			
			62.989	551.761	135.037
		SUMA KWH ₁₄ = 55.648			
		SUMA KWH ₃₅ = 36 x 4.065 = 147.096			
		SUMA KWH = 202.744			
		$\frac{202.744}{50} = 4.055$			
		SUMA KWH ₁₄ = 55.648			

SUMA KWH₁₄ = 55.648
 SUMA KWH₃₅ = 36 x 4.065 = 147.096
 SUMA KWH = 202.744
 $\frac{202.744}{50} = 4.055$

KWH/m³ = 4.055

19

120



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBA SERIE

SEPTIEMBRE, 1984

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities. It emphasizes that this is crucial for ensuring transparency and accountability in the organization's operations.

2. The second part of the document outlines the various methods and tools used to collect and analyze data. It highlights the need for a systematic approach to data collection and the importance of using reliable sources.

3.

4.

5.

6.

BOMBA
SERIE

①

MEMORIAS DE CALCULO

1) GASTO:

[in]

$HA = 20.3$

$$AH = \frac{13.6(P_2 - P_1) + P_1 + HA}{12}$$

[ft]

DE ACUERDO A GRAFICA DE TOBERA
($\phi = 3''$)

	AH	Q gpm
1)	<u>36.07</u>	<u>1088</u>
2)	_____	_____
3)	_____	_____
4)	_____	_____
5)	_____	_____
6)	_____	_____
7)	_____	_____
8)	_____	_____

2) CARGA DE VELOCIDAD:

$hv = (2.59 \times 10^{-7}) (gpm)^2$ [ft]

	hv [ft]
1)	<u>0.3066</u>
2)	_____
3)	_____
4)	_____
5)	_____
6)	_____
7)	_____
8)	_____

BOMBA

SERIE

MEMORIAS DE CALCULO

3) CARGA DINAMICA TOTAL:

$$H = P_{Des} (2.31) + hv + DATUM$$

$$DATUM = 47'' = 3.91'$$

	PDES (PSig)	H ft H ft	H' (ft) H [ft] <i>corregida</i>	H /imp *
1)	41	98.93	99.326	19.865
2)				
3)				
4)				
5)				
6)				
7)				
8)				

4) POTENCIA HIDRAULICA:

$$WHP = QH / 3960 \quad Q [gpm], H [ft]$$

	<i>Caudal corregida</i> Q' gpm	<i>POTENCIA HIDRAULICA</i> WHP
1)	1090.46	27.35
2)		
3)		
4)		
5)		
6)		
7)		
8)		

①

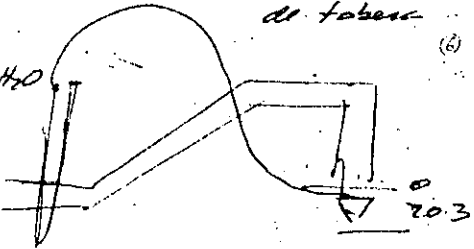
HA = 20.3

Cero del manómetro
contra salida
de tubería

$$\Delta H = \frac{13.6 (P_2 - P_1) + P_1 + HA}{12} = FT H_2 O$$

$$\Delta H = \frac{13.6 (17 - (-17.1)) + (-17.1) + 20.3}{12}$$

$$\Delta H = \frac{13.6 (34.1) + 3.2}{12} = \frac{432.86}{12} = 36.07$$



Perdida

$$h_v = \frac{0.00259 (Q)^2}{D^4} = \frac{3065.8769}{10000} = 0.30658769$$

diámetro
de la tubería

Carga dinámica total

$$H = \text{Presión de carga (2.31)} + h_v$$

$$H = 41 \times 2.31 + 0.3066 + 3.91$$

$$H = 98.93'$$

AJUSTE DE DATOS POR VELOCIDAD
Corrección

$$\frac{1770 \text{ rpm}}{1766} = 1.002 \times \frac{Q}{1088} = 1090.46$$

CORREGIR LA CARGA

$$\left(\frac{1770}{1766}\right)^2 = 1.004 \times 98.93$$

$$H_{\text{corregida}} = 99.326$$

$$\frac{99.326}{5} = 19.865 \text{ CARGA POR IMPULSOR}$$

No. de impulsoras

$$h_v = \frac{v^2}{2g}$$

$$Q = v A$$

$$v^2 = \frac{Q^2}{A^2}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A^2 = \frac{\pi^2 D^4}{16}$$

$$h_v = \frac{Q^2 16}{\pi^2 D^4 \cdot 2g}$$

$$h_v = \frac{16}{\pi^2 \times 196.2} \times \frac{Q^2}{D^4}$$

$$h_v = 0.008262 \times \frac{Q^2}{D^4}$$

Distancia de escape
del agua al eje
horizontal del tubo
de escape.
pies

②

$$WHP = \frac{Q'H'}{3960} = \frac{1090.46 \times 99.326}{3960} = 27.35$$

POTENCIA CONSUMIDA EN LA LINEA

$$LHP = \frac{K(Q'W)}{.746} = \frac{80 \times 675}{.746} = 72.386 \text{ HP}$$

EL MOTOR NO ESTÁ CALIBRADO
por lo que hay que utilizar

la fórmula $BHP = 0.428 \times 10^{-3} (F)(N)$

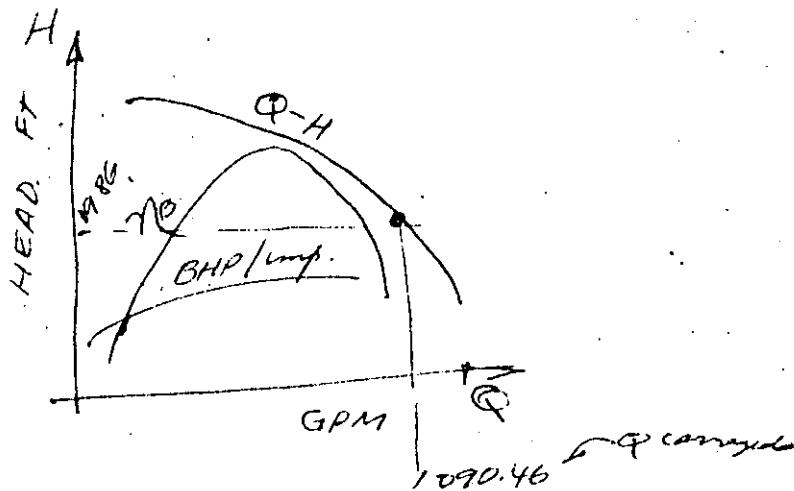
$$BHP = 0.000428 \times 79.7 \times 1766$$

$$BHP = 60.16$$

EFICIENCIA DE LA BOMBA

$$\eta_B = \frac{WHP}{BHP} \times 100$$

$$\eta_B = \frac{27.35}{60.16} \times 100 = 45.46$$



BOMBA

SERIE

MEMORIAS DE CALCULO

5) POTENCIA CONSUMIDA EN LA LINEA :

$$LHP = 80 (\#K_w \text{ LECT.}) 0.746$$

	#K _w LECT.	LHP
1)	54	72.386
2)		
3)		
4)		
5)		
6)		
7)		
8)		

$$BHP = 0.428 \times 10^{-3} (F)(N) \text{ --- HP}$$

6) POTENCIA AL FRENO :

$$BHP = LHP \eta_m \quad \eta_m = 0.$$

	BHP	BHP/imp *
1)	60.16	12.032
2)		
3)		
4)		
5)		
6)		
7)		
8)		

* IMPULSORES

BOMBA

SERIE

MEMORIAS DE CALCULO

7) EFICIENCIA DE LA BOMBA :

$$\eta_B = \frac{WHP}{BHP}$$

	WHP	BHP	η_B %
1)	_____	_____	_____
2)	_____	_____	_____
3)	_____	_____	_____
4)	_____	_____	_____
5)	_____	_____	_____
6)	_____	_____	_____
7)	_____	_____	_____
8)	_____	_____	_____

2

$$WHP = \frac{Q'H'}{3960} = \frac{1090.46 \times 99.326}{3960} = 27.35 \text{ HP}$$

POTENCIA CONSUMIDA EN LA LINEA

$$LHP = \frac{K(Q'W)}{.746} = \frac{80 \times .675}{.746} = 72.386 \text{ HP}$$

EL MOTOR NO ESTÁ CALIBRADO

por lo que hay que utilizar

la fórmula $BHP = 0.428 \times 10^{-3} (F)(N)$

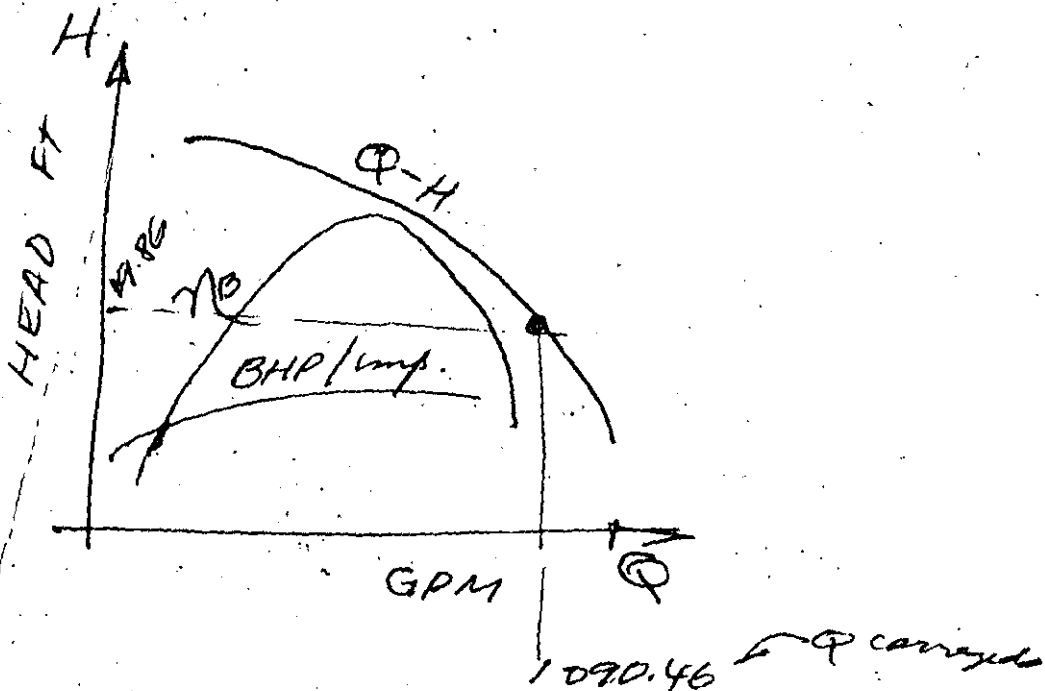
$$BHP = 0.000428 \times 79.7 \times 1766$$

$$BHP = 60.16$$

EFICIENCIA DE LA BOMBA

$$\eta_B = \frac{WHP}{BHP} \times 100$$

$$\eta_B = \frac{27.35}{60.16} \times 100 = 45.46$$



①

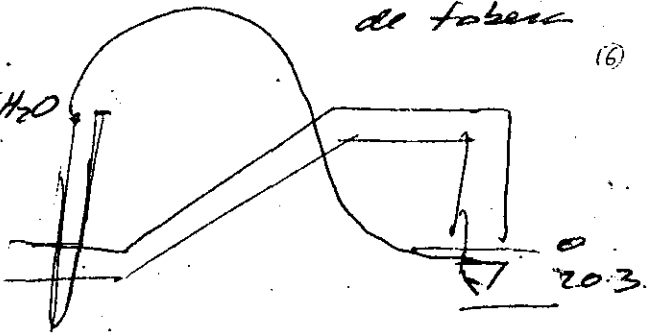
HA = 20.3

Cero del manómetro
contra salida
de tubería

$$\Delta H = \frac{13.6 (P_2 - P_1) + P_1 + HA}{12} = FTH_{H_2O}$$

$$\Delta H = \frac{13.6 (17 - (-17.1)) + (-17.1) + 20.3}{12}$$

$$\Delta H = \frac{13.6 (34.1) + 3.2}{12} = \frac{432.86}{12} = 36.07$$



Pérdidas

$$h_v = \frac{0.00259 (Q)^2}{D^4} = \frac{3065.8969}{10000} = 0.30658969$$

diámetro
de la tubería

Carga dinámica total

$$H = \text{Presión de carga (2.31)} + h_v + \text{altura de descarga}$$

$$H = 41 \times 2.31 + 0.3066 + 3.91$$

$$H = 98.93'$$

ASUJTE DE DATOS POR VELOCIDAD
Corrección

$$\frac{1770 \text{ rpm}}{1766} = 1.002 \times \frac{Q}{1088} = 1090.46$$

CORREGIR LA CARGA

$$\left(\frac{1770}{1766}\right)^2 = 1.004 \times 98.93$$

$$H'_{\text{correctada}} = 99.326$$

$$\frac{99.326}{5} = 19.865 \text{ CARGA POR IMPULSOR}$$

No. de impulsoras

$$h_v = \frac{v^2}{2g}$$

$$Q = v A$$

$$v^2 = \frac{Q^2}{A^2}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

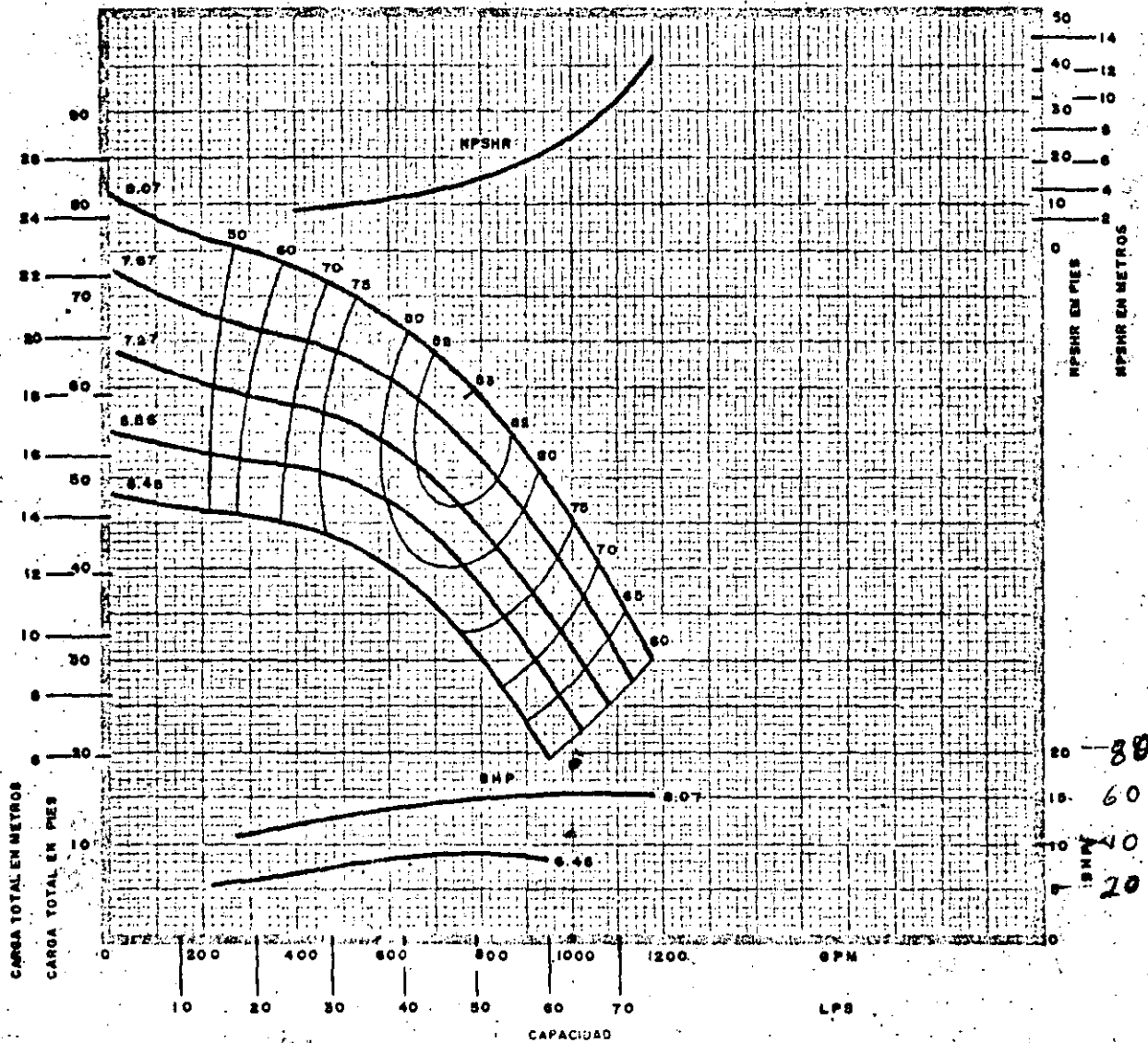
$$A^2 = \frac{\pi^2 D^4}{16}$$

$$h_v = \frac{Q^2 16}{\pi^2 D^4 \cdot 2g}$$

$$h_v = \frac{16}{\pi^2 \times 196.2} \times \frac{Q^2}{D^4}$$

$$h_v = 0.008262 \times \frac{Q^2}{D^4}$$

Distancia de ajuste
del agua al eje
horizontal del tubo
de descarga
por



11M
7000
1770
RPM
IMPULSOR
T7DKA92

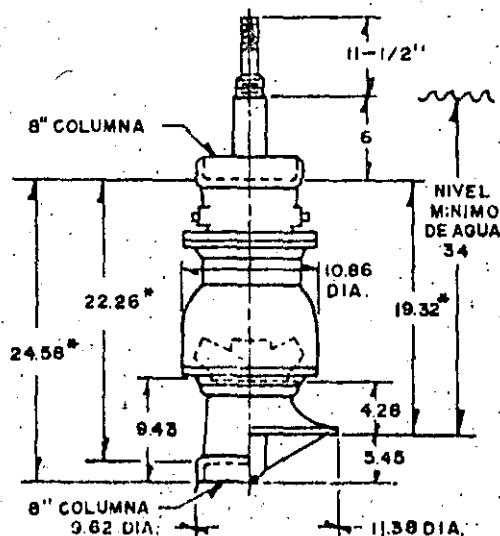
CORRECCIONES DE EFICIENCIA

NUMERO DE PASOS	CAMBIO DE EFICIENCIA
1	-2.5 PUNTOS
2	-1.5 PUNTOS
3	-0.5 PUNTOS
4	NO CAMBIA
5	NO CAMBIA
6 O MAS	NO CAMBIA

MATERIAL DEL TAZON	CAMBIO DE EFICIENCIA
Hierro fundido	-2.0 PUNTOS
FaFe.Esmaltado	NO CAMBIA

MATERIAL DEL IMPULSOR	CAMBIO DE EFICIENCIA
Hierro fundido	-1.0 PUNTOS
Bronce	NO CAMBIA
FaFe.Esmaltado	NO CAMBIA

DIMENSIONES (pulgadas)



DATOS TECNICOS

DATOS	VALOR
VELOCIDAD MAXIMA DE OPERACION	2500 RPM
NUMERO MAXIMO DE PASOS	14**
DIAMETRO DEL EJES DE LA BOMBA	1-7/16"
DIAMETRO DEL IMPULSOR	14.86"
TAMANO DEL TAZON	.81"
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	6.98 LBS./FT.
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	22 LBS.
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	240 LBS.
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	75 LBS.
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	.67**
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	103 LBS.-FT. ²
WATER WEIGHT (CARGA HIDRANTAL)	100 LBS.-FT. ²
TOLERANCIA DEL ANILLO DEL TAZON	.0147-.018"

** Los valores en asterisco Refiérase a "Datos de Aplicación y Referencia" para información adicional incluyendo o ampliando estos datos.

*AUMENTAR .950 POR CADA PASO ADICIONAL.



DESARROLLO HISTORICO DE
MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S. A.

Manufacturera Fairbanks Morse, S. A., fué establecida en 1951 con el objeto de vender y producir maquinaria en general.

Desde su fundación, la totalidad de las ganancias realizadas se ha utilizado en la expansión de las actividades productivas de la empresa, participando así activamente en el desarrollo industrial de México.

Actualmente se tiene un alto grado de integración nacional en sus productos, llegando a un 97%.

Los artículos que fabricamos se exportan en forma irrestricta y en cantidades crecientes a mercados donde es factible ofrecerlos a precios competitivos.

Nuestra empresa inició sus actividades de producción en la Planta de Tlalnepantla el año de 1953. A partir de ese año y hasta fines de 1956 sus actividades de fabricación consistieron principalmente en maquinado y ensamble de los siguientes productos:

Básculas de 3 1/2 á 1000 Kg. de capacidad.

Bombas turbina para pozo profundo de la 4L hasta la 101.

Bombas autocebantes de 25 á 50 mm. acopladas directamente a motores trifásicos de 2 á 10 H.P.

Bombas autocebantes de 38 á 75 mm. directamente acopladas a motores de gasolina.

Bombas centrífugas para uso doméstico, directamente acopladas a motores monofásicos de 1/4 y 1/2 H.P.

Bombas centrífugas autosoportadas para accionamiento por medio de polea y cople colineal, en tamaños de 25 á 150 mm. en sus variedades, con impulsor abierto o cerrado.

Bombas centrífugas equipadas con eyector en sus 2 versiones, para pozo somero y profundo.

Para estos trabajos Fairbanks Morse de E.U.A. proporcionó listas y especificaciones de materiales, planos de modelos, planos para el taller de maquinado, curvas de operación en los casos de la línea hidráulica y planos de herramientas para las diferentes partes de cada producto.

Durante los años de 1957 y 1958 se desarrolló la línea de motores de combustión, denominación "3" en 9 y 12 H.P., de 1940 y 3400 c.c. de desplazamiento. Se complementó la línea de bombas de inyección



... 2

lateral con impulsor abierto y cerrado hasta los tamaños de 20 cm. de diámetro en la descarga.

En el año de 1958 para complementar los procesos de producción se estableció en la planta el Departamento de Fundición de hierro -- gris.

En 1960 comenzamos a desarrollar equipos eléctricos, concretamente plantas de luz de 400 á 2000 Watts.

Durante el año de 1961 y parte de 1962 se desarrollaron básculas para ganado, la bomba autocebante de 10 cm. de diámetro de descarga, la bomba tipo "I" de 1 H.P. y la primera carcasa bipartida.

En vista de que el desarrollo obtenido hasta 1962 estaba lejos de alcanzar las metas planeadas por Manufacturera, en 1963 se consideró conveniente negociar el incluir en nuestras líneas de productos, equipos desarrollados o por desarrollar por distintas fábricas filiales. Gracias a tales negociaciones, a partir de ese año, se aceleró el desarrollo de los siguientes artículos:

Básculas de alto tonelaje desde 3 hasta 120 Tons. en diferentes versiones para dar servicio a camiones, remolques, y furgones de ferrocarril, varios modelos y tamaños de bombas centrífugas de -- carcasa bipartida, 2 tamaños de bombas del tipo inatascable para bombeo de aguas negras, y para el mismo servicio las bombas de -- tipo flujo angular con gran capacidad de sólidos. Se empieza a -- producir una bomba para manejo de pulpa de papel y una bomba centrífuga de 2 etapas en diferentes tamaños.

Se inició el estudio para la fabricación de motores eléctricos y se inició la fabricación de generadores de corriente alterna hasta 10 KW del tipo con escobillas.

En el año de 1965 entramos de lleno a la producción de motores -- eléctricos abiertos para servicio a la intemperie; primeramente -- horizontales con flecha especial, con la idea principal de lograr la integración de motobombas centrífugas y posteriormente motores -- verticales para la línea de pozo profundo.

En mayo de 1966 se produjeron los primeros motores de 100 H.P. y a principios de 1968 se inició la producción de motores de 200, 250 y 300 H.P. en 4 polos. A fines de 1968 y parte de 1969 se desarrolló una pequeña línea de motores totalmente cerrados y a -- prueba de explosión que cubre de 1 á 15 H.P. en 2, 4 y 6 polos.

En julio de 1969 se iniciaron los estudios que finalizaron con el establecimiento del Departamento de Transformadores, con planes --



Manufacturera Fairbanks Morse, S.A.

REGISTRO FEDERAL DE MARCA NO. 101, FRACCIONAMIENTO INDUSTRIAL, TLALNEPANTLA, EDO. DE MEXICO
TELÉFONO 545-14-00

(12)

... 3

hasta 500 KVA en clases 15; 25 y 34.5 KV, aunque actualmente - estamos fabricando transformadores hasta 6000 KVA.

En 1970 ampliamos nuestra línea de bombas de pozo profundo con diseños más avanzados, en los siguientes modelos:

6 MC; 7MC; 8LC; 8 HC; 8 MC; 10 XLC; 14 HC; 18HC; 19 MC; 24 MC; 24 XHC; 28 HC; y 36 MC, lubricación agua y aceite.

Durante 1970 y 1971 se desarrollaron motores en 6 y 8 polos, - habiendo llegado a 250 H.P.; 6 polos y 100 H.P. en 8 polos.

Durante 1972 se inició el estudio para desarrollar una nueva - línea de motores, los NEMA "T" y en 1974 se completó la primera etapa de 1 H.P., 4 polos a 15 H.P., 2 polos.

En 1973 se amplió la gama de manufactura de motores eléctricos a 350 H.P., 4 polos, 2300 V. y 350 H.P.; 6 polos, 440 V.

También durante éste año se amplió la línea de bombas centrífugas para alta presión Modelo 5540 de 2 1/2" a 5" .

Actualmente la línea eléctrica ocupa un lugar preponderante en nuestra producción; se han llegado a fabricar generadores hasta 750 KW y motores especiales de 500 C.P. 12 polos para 4160 V.

Por lo que respecta a la División Hidráulica, ha continuado en constante expansión, y ya se espera en breve poder ofrecer al mercado una nueva línea de bombas tipo turbina vertical de impulsor cerrado, para pozo profundo, que vendrá a sumarse a la ya muy amplia gama de equipos con que actualmente se cuenta para ese servicio.

Septiembre de 1980.

TEST PIT (Reference MCTF (3))

- * 1. The pit must be of sufficient size to avoid aeration and heating, minimum ratio 10 : 1.
2. The 18 - 20 ft depth would be required for turbine testing.
3. The dividing wall is needed when the discharge is not submerged, such as flow nozzles, flow meters, etc., as the discharge will drive air into the water.
4. With the dividing wall the water must travel around the wall before it re-enters the pump suction.

* Hence, for your projected requirements of testing a maximum 8,000 GPM pump you should have an 80,000 gallon pit capacity. However, you may wish to size it larger at this time if you were to anticipate testing even larger size pumps in the distant future.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

LABORATORIO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Ing. César Cruz Carrillo.

Junio 1979

FINALIDADES DE LAS PRUEBAS:

Fundamentalmente el objetivo consiste en ensayar una bomba para obtener la información necesaria que permita construir la curva característica y de allí poder juzgar su comportamiento y en base a ello hacer la selección más adecuada para su aplicación. Es frecuente también la necesidad de llevar a cabo el ensayo para demostrar el cumplimiento de ciertas condiciones estipuladas en un contrato de compra-venta.

MAGNITUDES:

Puesto que en general una bomba es un mecanismo ideado y construido para desplazar un líquido contra la oposición de una fuerza resistente, estas dos magnitudes son las que en principio determinan la curva característica de una bomba, cuando son llevadas en unidades convenientes a un sistema de coordenadas cartesianas, y así es costumbre que la abscisa de un punto de la curva característica nos represente la "Cantidad" de líquido desplazado contra "Carga de oposición que está representada por la ordenada del mismo punto.

En la función desempeñada por cualquier bomba,

se representan fenómenos colaterales que también es conveniente estudiar por el hecho de consumir energía, y por tanto intervienen y modifican un tercer concepto denominado "eficiencia" que desde luego otorga calificación de calidad a un equipo determinado. Estos fenómenos son principalmente fricción y turbulencia hidráulicas y fricción mecánica.

En nuestro caso, la eficiencia es un concepto abstracto derivado de un cociente cuyo numerador lo constituye la potencia desarrollada por la bomba al ceder energía al líquido, y el denominador es la potencia que es necesario aplicar a la bomba para lograr su funcionamiento.

Esta nueva magnitud que también debe ser medida, puede representarse también gráficamente en los mismos ejes de coordenadas siendo las abscisas el caudal del líquido y las ordenadas la potencia.

Finalmente hay una característica que aunque muy importante, no se mide frecuentemente por requerir de un equipo más sofisticado; esta es la carga neta positiva que una bomba requiere en la succión y que igualmente varía con el caudal del líquido que debe ser desplazado por el impulsante.

UNIDADES:

CONCEPTO: I.S.O. S. INGLES MET.

Caudal o gasto m³/seg. G.P.M. lt/seg.

Carga total de bombeo	m.	pies	m.
Potencia de entrada.	W	BHP	cp.
Potencia hidráulica.	W	WHP	cp.
Eficiencia(N-eff)-SIN UNIDADES.			
Velocidad angular rad/seg.	rpm.		rpm.
H. Net. Pos. Suc. (NPSH)m.	pies		m.

INSTRUMENTOS DE MEDICION:

CAUDAL O GASTO.- Existen diferentes procedimientos para llevar a cabo su evaluación dependiendo de ciertos factores, siendo el principal el volumen ó cantidad de líquido, en orden creciente podemos mencionar: Método volumétrico con auxilio de un recipiente y una báscula, cuando se dispone de tanques dispuestos especialmente para pruebas, y que deben estar perfectamente aforados, depende del tamaño de los mismos, en ambos casos es necesario determinar el tiempo cronométricamente, en ambos casos las lecturas pueden llevarse a la precisión deseada, pero lógicamente el gasto obtenido Q/t es el promedio si es que hubo variaciones durante el tiempo t .

Otro procedimiento consiste en el uso de un tubo de venturi, en el cual, cuando se ha determinado su coeficiente con toda precisión por medio de ensayos volumétricos, se pueden esperar una lectura con menos de 1/100 de error.

Como variantes del caso anterior están las toberas y los orificios calibrados, en los cuales la carga diferencial es con respecto a la atmósfera.

En ambos casos pueden seguirse las variaciones de flujo en caso de haberlas.

PRESIONES O CARGAS. - Ya sean positivas ó negativas pueden medirse con bastante precisión utilizando columnas de líquidos cuyo peso específico sea conocido con precisión, siendo los más comunes el agua y el mercurio cuyo p.e. es de 13.546, la principal ventaja de este método es la constancia y exactitud de las mediciones unidas a su sencillez, sin embargo su principal inconveniente, es lo reducido de su rango dentro de dimensiones prácticas. También es frecuente el uso de instrumentos del tipo Bourdon para medición de presiones positivas ó negativas pero en este caso, es recomendable que sean contrastados frecuentemente con algún instrumento confiable como puede ser un "medidor de peso muerto" ó manómetro de Pascal.

POTENCIA DE ENTRADA. - De la exactitud con que se haga esta lectura depende en gran parte la exactitud con que se obtenga la eficiencia de la bomba, y existen dos procedimientos a seguir según el caso, el más simple puede ser instalar un medidor de par entre el motor y la brata, con lo cual y conociendo la velocidad angular, es

fácil evaluar la potencia absorbida por la bomba.

El otro procedimiento consiste en contar con un motor eléctrico del cual se tenga la curva de calibración de potencia en la flecha, contra potencia en la línea y de esta manera se lleva a cabo el análisis a través de la medición de los watts que consume el motor eléctrico en funcionamiento.

POTENCIA HIDRAULICA.- No es medida sino calculada en función de las mediciones de gasto y carga.

EFICIENCIA.- No es medida sino calculada en función de la potencia producida y la consumida.

VELOCIDAD ANGULAR.- Dado que es la magnitud con mayor influencia en el funcionamiento de una bomba centrífuga, es necesario medirla cuidadosamente, para lo cual existe en el mercado "cuentavueltas" con dispositivo de tiempo integrado, graduados directamente en rpm., que aunque miden velocidad media, son bastante exactos. Cuando hay duda acerca de su buen funcionamiento y no se tiene a mano un aparato de comparación, se puede verificar con un motor de inducción girando sin carga si conocemos cuales pueden ser las velocidades sincrónicas probables.

(12)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION
REQUERIDA POR LA BOMBA (NPSHR)

Se requiere una instalación un poco más elaborada para la bomba sometida a pruebas, pero en cuanto a instrumentación, basta con la que hemos mencionado hasta ahora.

INSTALACIONES Y EQUIPO EN GENERAL.

Dado que la gran mayoría de las veces las pruebas se realizan con agua, es necesario empezar por un recipiente ó cárcamo que la contenga y en donde se pueda recircular sin problemas. Existen recomendaciones empíricas que pueden seguirse y obtener buenos resultados, por ejemplo el volumen total de agua de que debe disponerse, debe ser como mínimo trescientas veces el gasto por seg., así por cada 100 lt./seg. se necesitan 30 m³. Si el proyecto se destina a la prueba de bombas tanto horizontales como verticales de pozo profundo, esto ya implica la necesidad de disponer un lugar en el cárcamo que tenga cierta profundidad, por otra parte el formato del cárcamo en planta es rectangular bastante alargado por condiciones que imponen las tuberías y que veremos adelante, todo esto va complementando un primer perfil acerca de dimensiones.

De los procedimientos que hemos mencionado para medición del gasto los volumétricos, mediante báscula, no pueden aplicarse para mayores caudales que de 5 a 6 lts./seg.,

por no resultar prácticos, luego, es conveniente la instalación de un venturímetro ó cualquier variedad de orificio calibrado, en cualquier caso es necesario pensar en la instalación de tuberías a nivel con codos para succión y descarga, válvula reguladora de presión y gasto etc. que deberán ajustarse a ciertas recomendaciones como las que mencionamos a continuación, para lograr mediciones precisas.

El codo de aspiración deberá ser de radio largo, el tramo de tubo vertical dispuesto en forma cónica de modo que la boca sea una vez y media el diámetro, y penetrar dentro del agua cuando menos una distancia igual a tres veces el diámetro para evitar la formación de vórtices.

El tramo horizontal que termina en la brida de succión de la bomba que tenga una longitud equivalente a cinco diámetros, y aproximadamente un diámetro antes, deberá estar la conexión para el instrumento medidor de presión: Lógicamente esta tubería no será de menor diámetro que el nominal de la succión de la bomba.

Por lo que respecta a la tubería de descarga, debe haber una distancia no menor de cinco diámetros de la brida al punto de inserción del instrumento medidor de presión, y cuando menos diez antes del instrumento de medir caudal.

Con esta serie de consideraciones es posible redondear el anteproyecto del cárcamo en cuanto a sus dimensiones se refiere.

CONDUCCION DE LAS PRUEBAS:

Dado que existen ciertas diferencias en la forma de llevar adelante una prueba cuando es una bomba horizontal ó cuando se trata de una bomba de eje vertical, ya sea de hélice ó turbina de pozo profundo, será necesario tratar cada caso por separado, empezando por las primeras:

Es muy conveniente que el laboratorio cuente con su libro de bitácora en donde se vea obligado el encargado a hacer todas las anotaciones que se le solicitan, y para que en un momento dado pueda extenderse una constancia certificada del comportamiento de alguna bomba en particular. (Se anexa modelo).

Antes de iniciar cualquier prueba, es indispensable identificar plenamente el modelo ó figura para obtener la curva característica de prototipo y estudiar lo que se desea comprobar. En los casos de prototipo, será necesario conocer los datos de diseño.

Se hará una inspección superficial para constatar que todos los elementos se encuentran en su lugar y en buen estado. Siempre que sea posible hacer girar la bomba manualmente para asegurarse de que no haya obstrucciones.

En bombas de eje horizontal el plano de referencia para todas las lecturas es el plano horizontal que pasa por el eje geométrico del impulsor, y generalmente el nivel del agua se encuentra por debajo de el luego la pre-

si3n en el tubo de succi3n es negativa, en estos casos es muy conveniente contar con medios adecuados para producir un efecto aspirante en la parte m1s alta de la voluta de la bomba y lograr su completo cebamiento. Debe evitarse hasta donde sea posible el uso de v1lvulas de pie 3 de re tenci3n por las p3rdidas que introducen en la tuber1a de succi3n reduciendo el NPSH disponible, y adem1s su costo comercial es elevado en los tama1os mayores, lo cual es significativo cuando deben adquirirse en varias medidas como es el caso de un laboratorio de pruebas hidr1ulicas.

Dado que es necesario estrangular totalmente la v1lvula de la descarga para lograr el cebamiento de la bomba, el arranque ser1 en esta situaci3n que tambi3n favorece al motor por ser punto de m1nimo consumo de potencia, se tomar1n cuidados para purgar perfectamente el aire en los tubos que conducen a los instrumentos de medici3n y que tienen presi3n positiva como es el caso de los man3metros de medici3n de carga y gasto. Se puede continuar la prueba descendiendo por la curva caracter1stica hacia la regi3n de m1ximo caudal.

Por lo que se refiere a las bombas verticales que se instalan sumergidas como es el caso de las de turbina 3 de h3lice, la instalaci3n es m1s simple, lo mismo que la puesta en marcha, puesto que no necesitan cebarse, al mismo tiempo, deja de instalarse el instrumento medidor de presi3n correspondiente a la succi3n.

El plano de referencia en este caso es el plano horizontal sobre el cual descansan las aristas inferiores de los álabes del impulsor (si hay agrupados varios, se refiere al primero contados de abajo hacia arriba).

Ahora no es necesario estrangular la válvula de control de flujo, puesto que no hay que cebar, pero sí es conveniente crear presión en el sistema con objeto de purgar el aire que exista en los conductos de los instrumentos de medición que en este caso son únicamente dos: Presión en la descarga y medición de flujo.

Para dar un ejemplo completo de cómo debe llevarse a cabo una prueba de bomba de pozo profundo, a continuación se ha incluido una descripción punto por punto:

AL INICIAR LA PRUEBA:

- 1.- Bloquear la base del torquímetro y desacoplar la bomba para que el motor gire libremente.
- 2.- Bloquear ó desconectar los instrumentos eléctricos de medición.
- 3.- Arranque el motor, retire el bloqueo del torquímetro y equilibre la báscula tomando nota de este valor que se conoce como "tara" y debe ser deducido de las mediciones de la prueba.
- 4.- Bloquear nuevamente el torquímetro y acoplar bomba y motor.

- 5.- Colocar la tuerca superior de ajuste y subir los impelentes la magnitud previamente calculada con objeto de que funcionen en su posición óptima.
- 6.- Cerrar todas las válvulas que conectan los instrumentos de medición.
- 7.- Abrir parcialmente la válvula de control de gasto.
- 8.- Arrancar.
- 9.- Abrir las válvulas de purga del venturi y si es necesario cerrar la válvula de control de flujo para crear la suficiente presión y expulsar cualquier burbuja de aire.
- 10.- Lentamente abrir las válvulas que conectan el venturi con el tubo "U" de medición (recordar que siempre es mayor la presión en el lado de entrada del venturi) lentamente también abrir las válvulas de purga del tubo "U", y dejarlas así hasta iniciar la prueba.
- 11.- Abrir la válvula de purga del medidor de presión.
- 12.- Retirar el bloqueo del torquímetro.
- 13.- Permitir el funcionamiento de los instrumentos de medición eléctrica y dejar funcionando 10 ó 15 minutos antes de continuar.
- 14.- Cerrar todas las válvulas de purga excepto la de la garganta del venturi.

- 15.- Abra la válvula de control hasta que la válvula de purga del venturi produzca una corriente vertical de 10 ó 15 cm. de altura.
- 16.- Cerrar la válvula de purga.
- 17.- Empezar la prueba en este punto y continuar hacia la parte izquierda de la curva hasta "Cero" gasto, después regresar hacia la región de máximo gasto.
- 18.- Después de tomar lecturas cuando menos en 7 puntos preparar la parada.

PARADA:

- 1.- Bloquear la base del torquímetro.
- 2.- Bloquear los instrumentos de medición eléctrica.
- 3.- Cierre todas las válvulas que conectan a los instrumentos de medición de presión y caudal
- 4.- Abra el interruptor del motor.
- 5.- Verifique que la "tara" no ha variado (puntos de 1 a 4).

NOTAS:

El propósito de iniciar la prueba cuando la garganta del venturi tiene presión positiva es para impedir la entrada de aire cuando dicha presión se torna negativa.

La distancia vertical del nivel del agua durante la prueba al centro del manómetro medidor de caudal

ga se llama "DATUM" y forma parte de la carga total:

CARGA TOTAL = Lectura + Datum + Carga de ve
locidad.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE S.A.

DIVISION HIDRAULICA

CLIENTE _____ PEDIDO _____ ORDEN N° _____
 PRUEBA DE BOMBA MOD. _____ A _____ R.P.M. SERIE _____ N° IMPULSOR(ES) SIMBOLO _____ DIAMETRO _____
 CONDICIONES DE SERVICIO B.H.P. _____ H. _____ O. _____ ALTURA DE SUCCION _____ EFICIENCIA _____
 SUCCION _____ DESCARGA _____ MOTOR _____ VENTURI _____ DATOS DE PRUEBA _____

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
N°	TIEMPO	MOTOR ELECTRICO					CARGA P.S.I.	VACUO METRO H.G."	GASTO			G. P.M.	B.H.P.	W.H.P.	CARGA TOTAL EN PIES	// DE BOMBA	
		V	A	KW	R.P.M.	η			P1	P2	A H H.G."						
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	
9																	
10																	

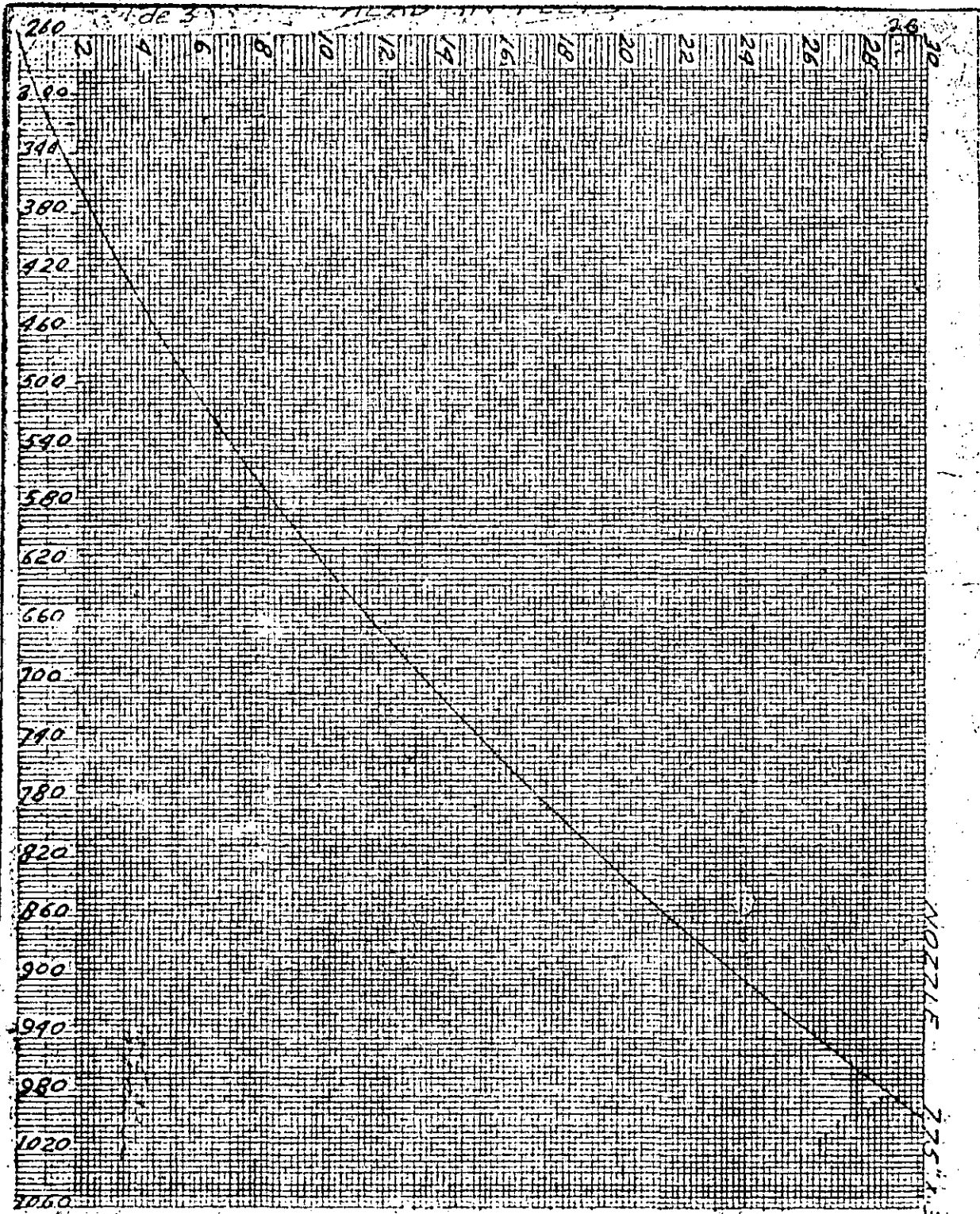
TLALNEPANTLA ECO.MEX. A _____ DE _____ 197 _____
 (2240 H.S.N.M.)

PROBO _____

TESTIGO _____

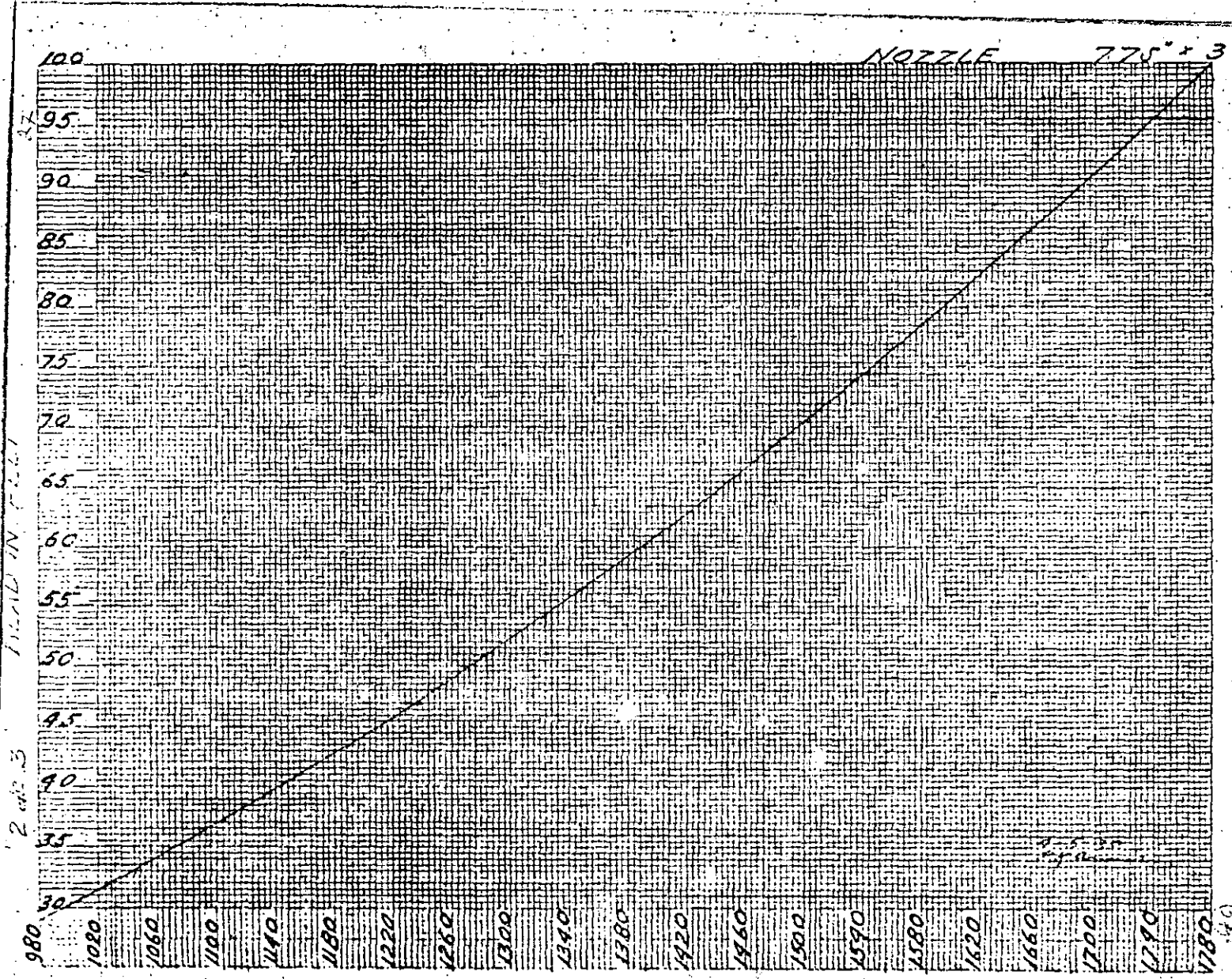
REVISO _____

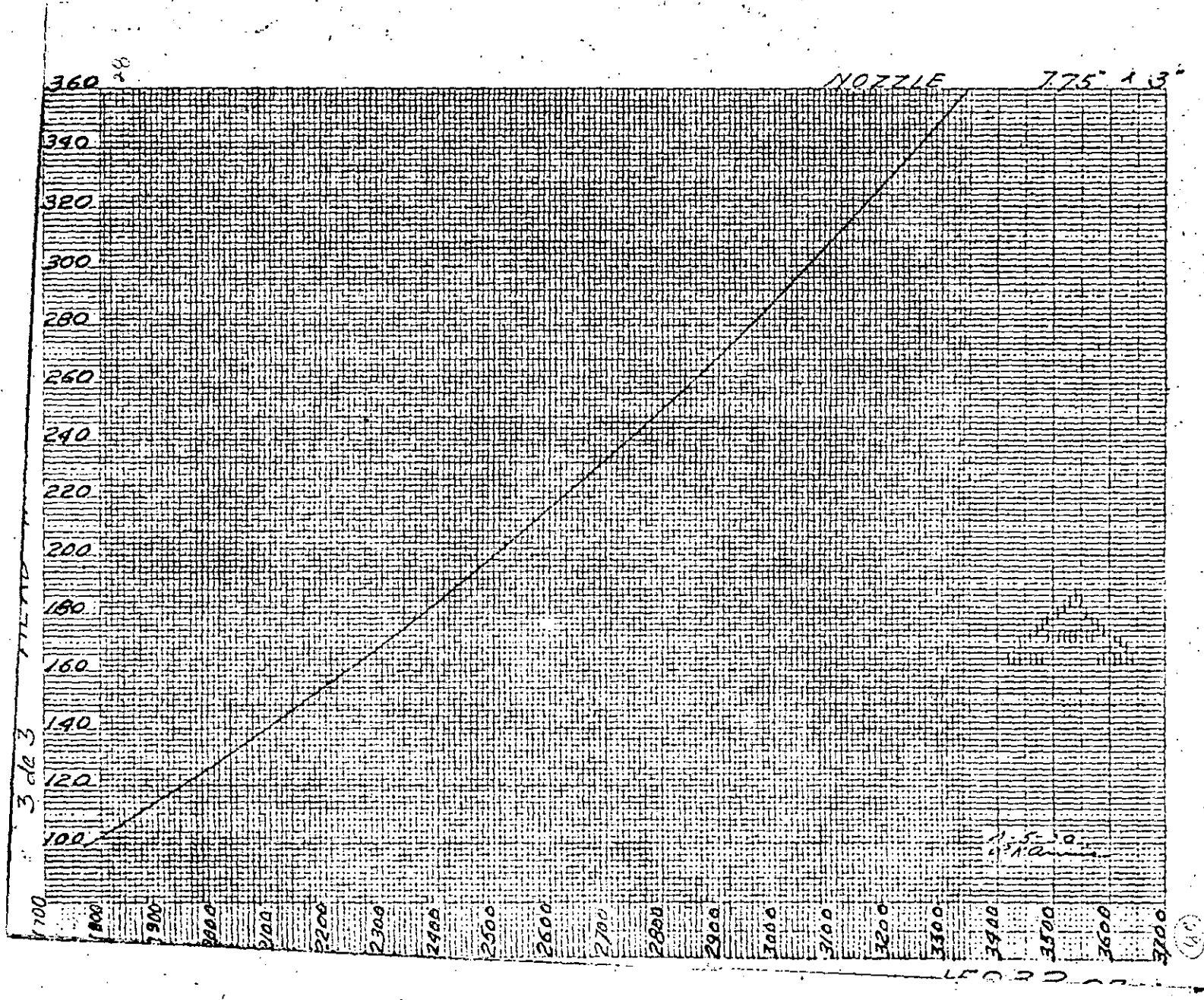
25



90

75







**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

G R A F I C A S

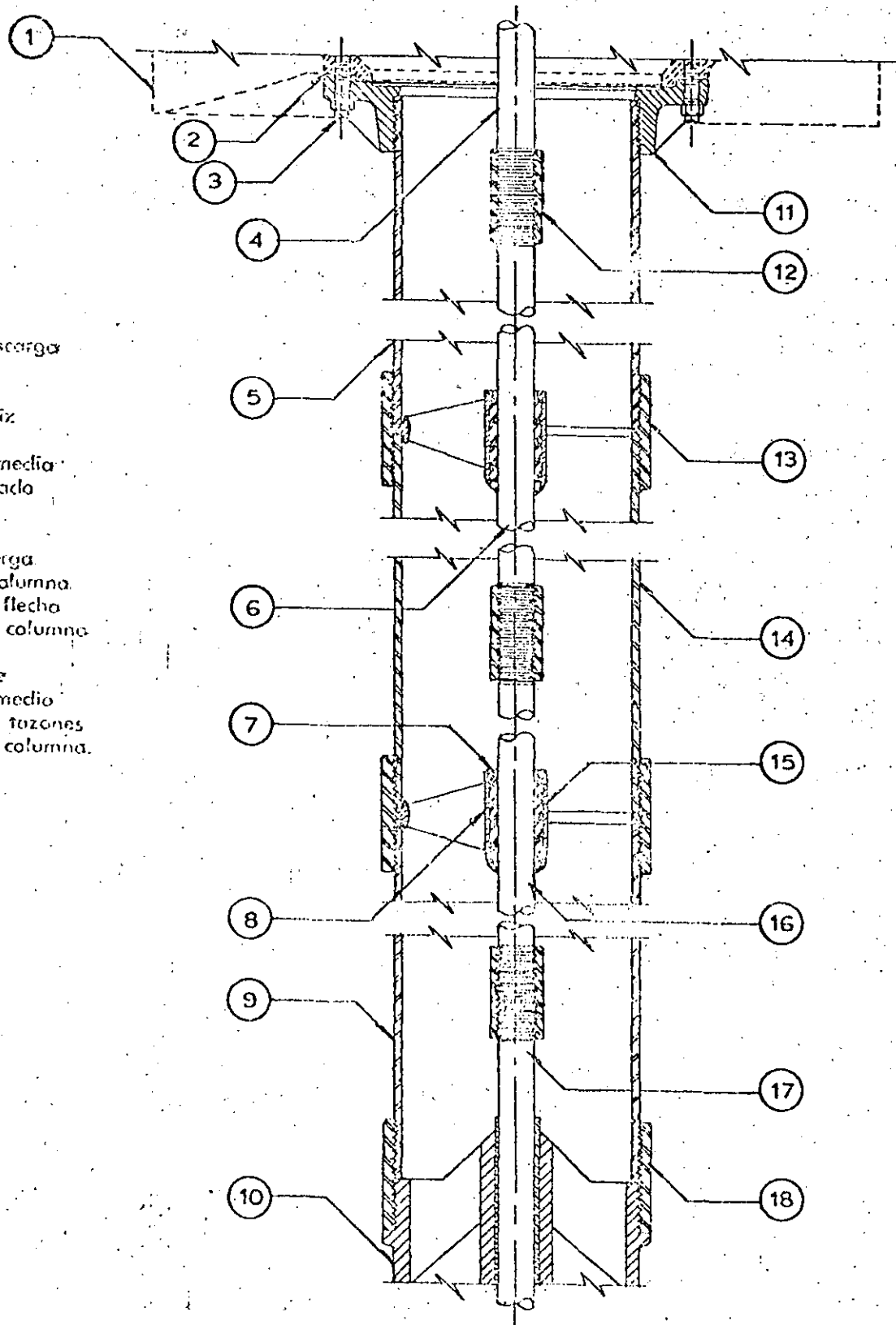
ING. JUAN V. GÓMEZ FUSTER

SEPTIEMBRE, 1984

COLUMNA - MONTAJE
LUBRICACION DE AGUA

SECCION 1100
HOJA No. 27

(U)

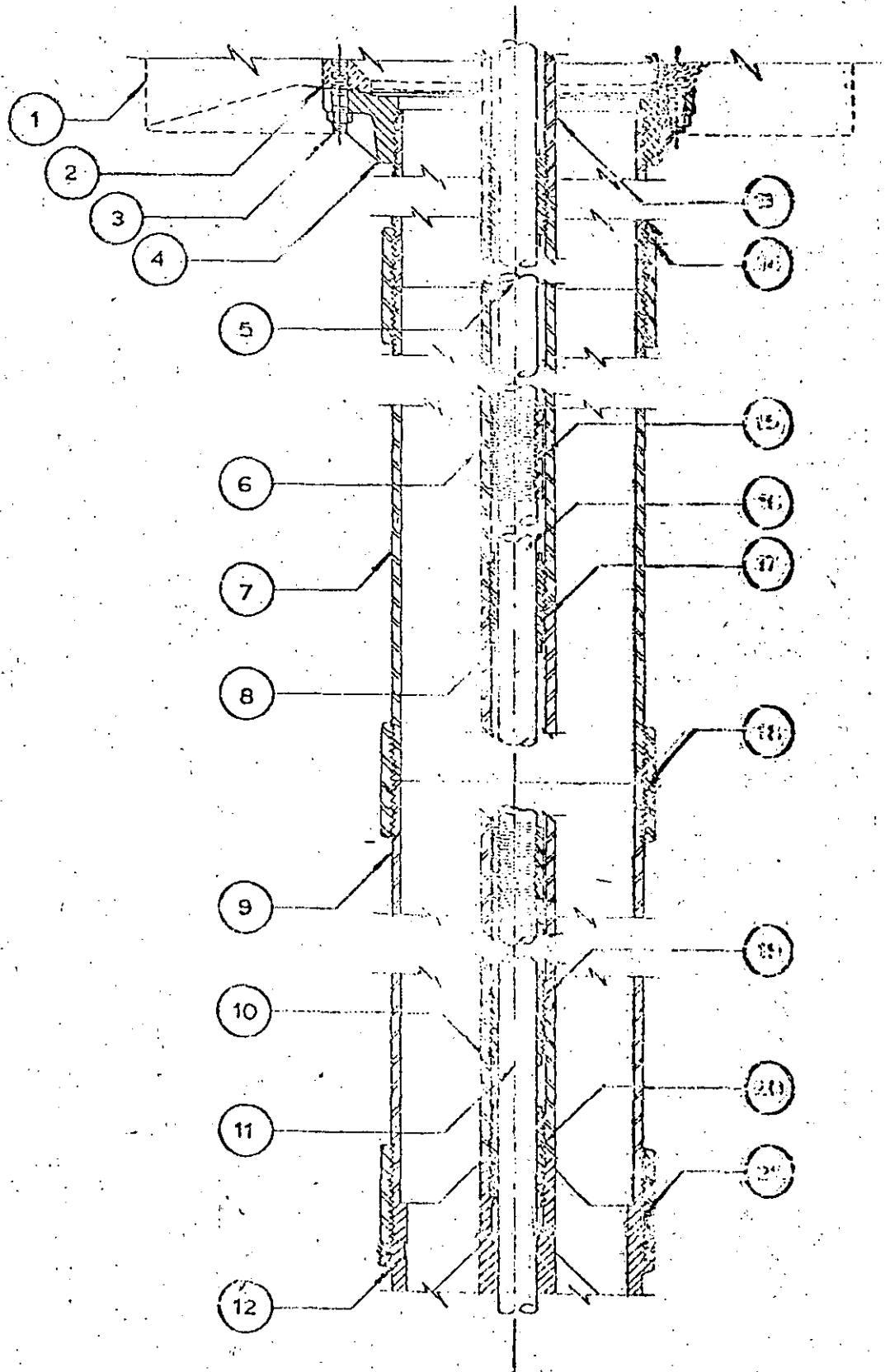


- 1.—Cabezal de descarga
- 2.—Empaque
- 3.—Prisionera
- 4.—Flecha matriz
- 5.—Columna
- 6.—Flecha intermedia
- 7.—Anillo estanco
- 8.—Mortaja
- 9.—Columna
- 10.—Tozón de carga
- 11.—Flange de columna
- 12.—Cople para flecha
- 13.—Cople para columna
- 14.—Columna
- 15.—Buje de ole
- 16.—Flecha intermedia
- 17.—Flecha para tozones
- 18.—Cople para columna

COLUMNA - MONTAJE
LUBRICACION DE ACEITE

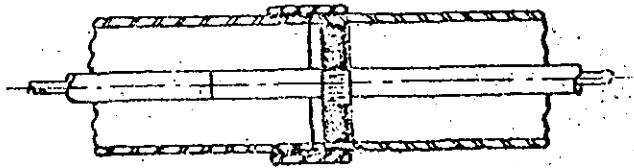
REGION 1700
T/PA No. 36

(2)



- 1.—Cabezal descargo
- 2.—Empaque
- 3.—Prisioneros
- 4.—Flange de columna
- 5.—Flecha motriz
- 6.—Cubierta
- 7.—Columna
- 8.—Cubierta estándar
- 9.—Columna
- 10.—Adaptador de cubierta
- 11.—Flecha para tazones
- 12.—Tazón de descargo
- 13.—Cubierta superior
- 14.—Columna
- 15.—Cople para flecha
- 16.—Flecha intermedia
- 17.—Chumacera intermedia
- 18.—Cople para columna
- 19.—Chumacera superior
- 20.—Chumacera inferior
- 21.—Cople para columna.

②



CANTIDAD DE ESTABILIZADORES Y LONGITUD DE COLUMNA

Longitud de Columna en Pies	Cantidad	Colocar el Estabilizador en el tramo número:
A-40	—	—
50 A 80	1	4
90 A 120	2	4 y 8
130 A 160	3	4, 8 y 12
170 A 200	4	4, 8, 12 y 16
210 A 240	5	4, 8, 12, 16 y 20
250 A 280	6	4, 8, 12, 16, 20 y 24
290 A 320	7	4, 8, 12, 16, 20, 24 y 28
330 A 360	8	4, 8, 12, 16, 20, 24, 28 y 32
370 A 400	9	4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32 y 36

Longitud de Columna en Mts.	Cantidad	Colocar el Estabilizador en el tramo número:
A-12.1	—	—
15.2 A 24.3	1	4
27.4 A 36.5	2	4 y 8
39.6 A 48.7	3	4, 8 y 12
51.8 A 60.9	4	4, 8, 12 y 16
64.0 A 73.1	5	4, 8, 12, 16 y 20
76.2 A 85.3	6	4, 8, 12, 16, 20 y 24
88.3 A 97.5	7	4, 8, 12, 16, 20, 24 y 28
100.5 A 109.7	8	4, 8, 12, 16, 20, 24, 28 y 32
112.7 A 121.9	9	4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32 y 36

La primera sección está considerada como parte del cuerpo de lazo.

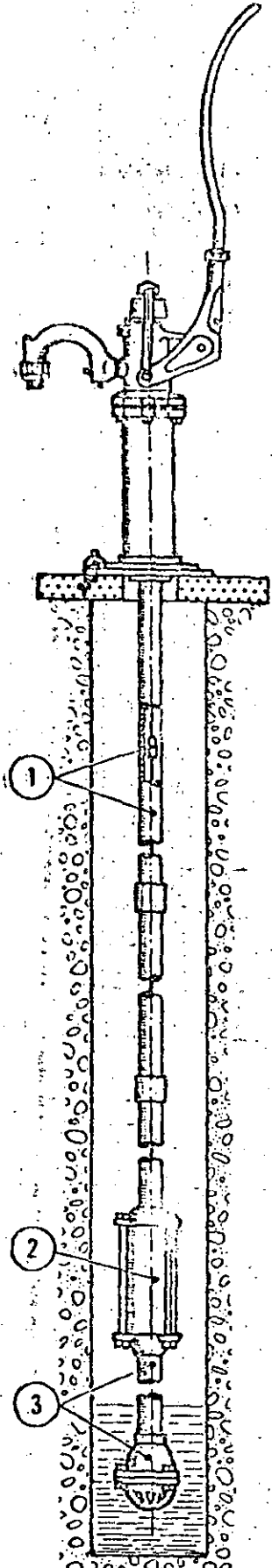
Nota:

Al instalar el estabilizador humedézcase éste o la cubierta con agua o jabonadura e introdúzcase en su lugar con las manos.

Para quitarlo aflójese alrededor de la cubierta insertando un desarmador humedecido en varios puntos entre el estabilizador y la cubierta, cuando esté libre deslicese fuera con las manos.

Precaución: Asegúrese que el interior de la columna esté libre de aceite.

puits de 7 à 40 mètres de profondeur - de 7 à 40 metres



- 1) tuberie-tringlage
- 2) boîte à piston
- 3) élément d'aspiration

- 1) rod-hose system
- 2) piston-box
- 3) suction section

- 1) tuberío-varillaje
- 2) caja para pistón
- 3) elemento de aspiración

tuberie - tringlage

rod system

tuberío - varillaje

type	construction
AB 01	tube galvanisé 1 1/2 (40 x 49 mm), tringlage inoxydable ou galvanisé Ø 12 mm, guides caoutchouc.
BC 1	tube cuivre Ø 40 mm, tringlage cuivre Ø 12 mm, bride à 3 boulons cuivre.

type	construction
AB 01	galvanized metal tube 1 1/2, Ø 12 mm stainless-steel or galvanized rod, rubber guides.
BC 1	Ø 40 mm copper tube, Ø 12 mm copper rods, flange with 3 copper bolts.

tipo	construcción
AB 01	tubo galvanizado 1 1/2 (40 x 49), varillaje inoxidable o galvanizado Ø 12 mm, guías goma.
BC 1	tubo cobre Ø 40 mm, varillaje cobre Ø 12 mm, brida de 3 pernos cobre.

boîtes à piston

piston-box

cajas para pistón

type	construction
667	chémise cuivre, piston cuivre avec cuir - jack - fendu et cerclé, embouts et clapet fonte, tirants acier.
666	tout cuivre, même piston que 667, embouts et chemise filetés.

type	construction
667	copper jacket, jack - split and hooped leather covered copper piston, cast-iron end pieces and valve steel tie-rods.
666	copper throughout, threaded end-pieces and jacket.

tipo	construcción
667	caja cobre, piston cobre de cuero - jack - hendido y enroscado, brujillas y válvula fundición, tirantes acero.
666	todo de cobre, mismo pistón que 667, brujillas y camisa roscada.

dimensions					
Ø m m	type 667		type 666		dia m m
	long ^m / _m	Ø ext ^m / _m	long ^m / _m	Ø ext ^m / _m	
45			470	65	45
50			470	65	50
60	490	130	455	78	60
70	490	136	455	90	70
80	490	145	455	100	80
90	490	145	465	110	90
100	490	155	465	120	100

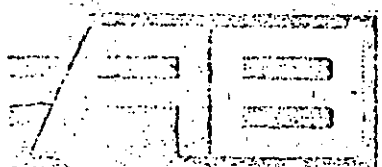
dimensions					
Ø m m	type 667		type 666		dia m m
	length ^m / _m	outer dia ^m / _m	length ^m / _m	outer dia ^m / _m	
45			470	65	45
50			470	65	50
60	490	130	455	78	60
70	490	136	455	90	70
80	490	145	455	100	80
90	490	145	465	110	90
100	490	155	465	120	100

dimensiones					
Ø mm	tipo 667		tipo 666		Ø mm
	long ^m / _{mm}	Ø ext ^m / _{mm}	long ^m / _{mm}	Ø ext ^m / _{mm}	
45			470	65	45
50			470	65	50
60	490	130	455	78	60
70	490	136	455	90	70
80	490	145	455	100	80
90	490	145	465	110	90
100	490	155	465	120	100

puits en m	limite d'utilisation			well in mm
	CELTIC		SOLO	
	CL 0	CL 10	SL 2	
0 à 7	90	100	90	0 à 7
8	80	90	90	8
11	80	90	90	11
12		90	90	12
13		90	90	13
14		90	80	14
15		80	80	15
16			80	16
18			80	18
19			70	19
à 26			70	à 26
27			60	27
à 30			60	à 30
31			50	31
à 40			50	à 40

operational limit	operational limit			pozo en m
	CELTIC		SOLO	
	CL 0	CL 10	SL 2	
0 à 7	90	100	90	0 à 7
8	80	90	90	8
11	80	90	90	11
12		90	90	12
13		90	90	13
14		90	80	14
15		80	80	15
16			80	16
18			80	18
19			70	19
à 26			70	à 26
27			60	27
à 30			60	à 30
31			50	31
à 40			50	à 40

limite de utilización	limite de utilización			Ø piston en mm
	CELTIC		SOLO	
	CL 0	CL 10	SL 2	
0 à 7	90	100	90	0 à 7
8	80	90	90	8
11	80	90	90	11
12		90	90	12
13		90	90	13
14		90	80	14
15		80	80	15
16			80	16
18			80	18
19			70	19
à 26			70	à 26
27			60	27
à 30			60	à 30
31			50	31
à 40			50	à 40



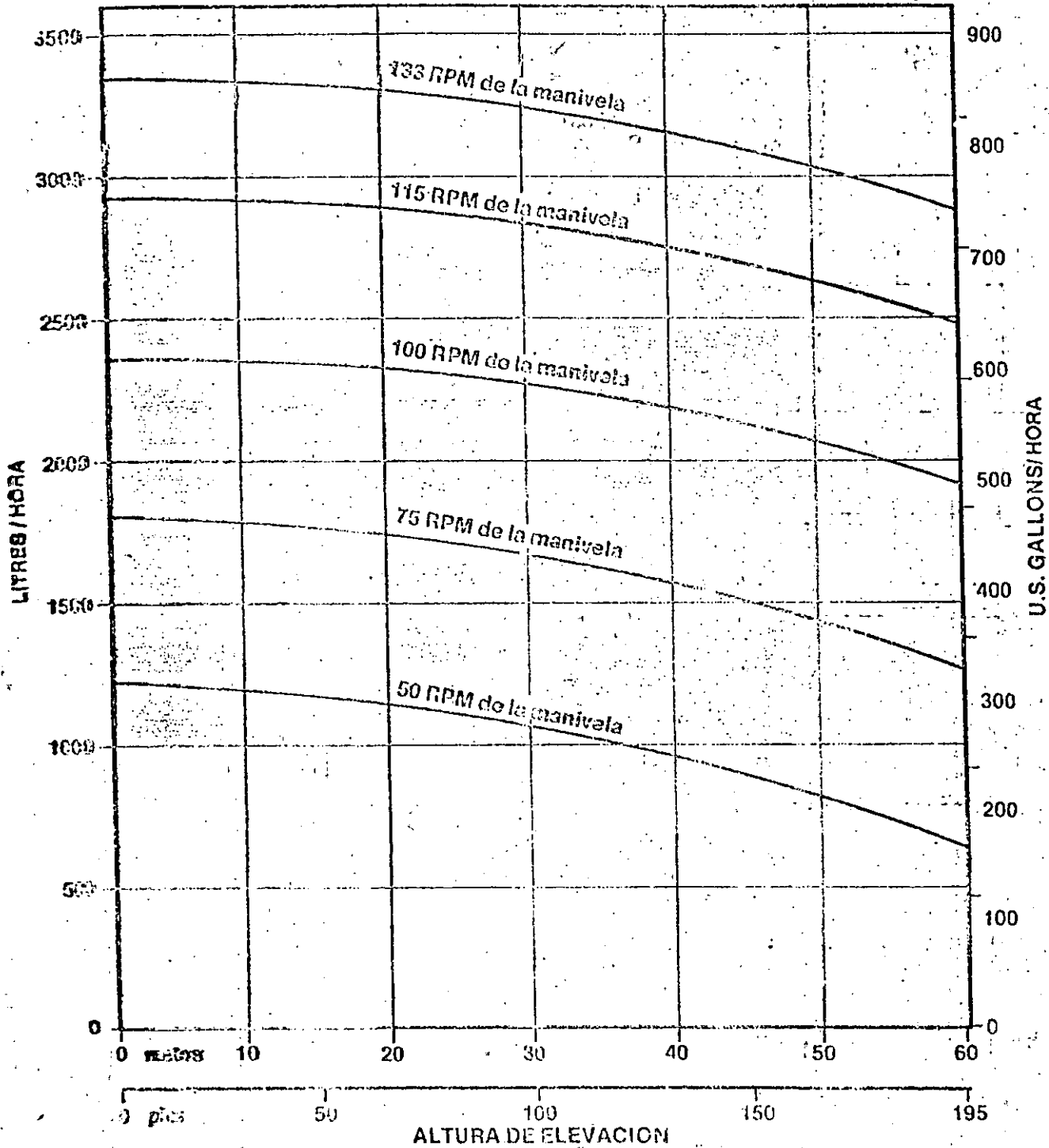
37150 BIÈRE - FRANCE - TEL. (47) 29-70-85 (lignes groupées) - R.C. Tours 51 B 152

Desempeño Típico de la Bomba Monolift — Model DW 15/ES30

6

AGUA A 20°C

NOTA: Con cada vuelta de la manivela, se consiguen tres vueltas del rodete.



A 30 pies (10 m), dando 25 vueltas de la manivela en 30 segundos se llena un recipiente de 2,5 galones U.S. (10 litros).

La Bomba de Mano Monolift está diseñada para que la puedan accionar una o dos personas, según la profundidad o el caudal que se necesite.

Instalación

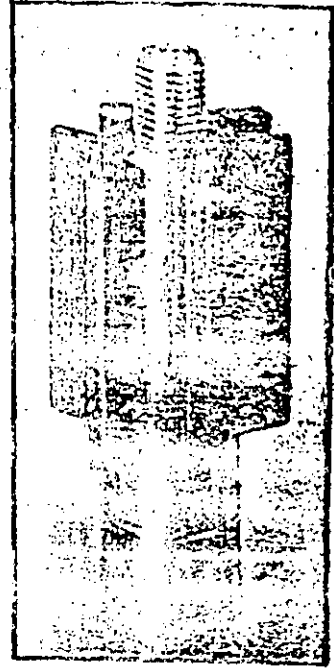
Por diseño, la instalación de una bomba Monolift comprende una efectiva obturación sanitaria del contorno del pozo, para evitar contaminación. La Bomba está diseñada para evitar accidentes y por lo tanto, no tiene piezas rotativas pesadas, como un volante, o mecanismos expuestos. Instalar la bomba es una operación rápida y sencilla: en muchas

instalaciones el diámetro del pozo no tiene que ser de más de 100 mm (4"); la tubería se calza y centra con estabilizadores de caucho en la camisa del pozo; se recomienda montar la descarga y el cabezal de operación sobre una extensión de la camisa del pozo a 400 mm sobre el suelo, con una pestaña. Se requiere un mínimo de trabajo de albañilería.



La bomba Manual Monolift provee un suministro económico y seguro de agua para consumo doméstico y agrícola.

Se hallan en servicio varios miles de bombas manuales Monolift, que han estado proveyendo agua sin problemas durante muchos años en todas partes del mundo. Mono Pumps Ltd. aporta más de 45 años de experiencia en bombas a la solución de necesidades de riego y suministros de agua, y la bomba manual Monolift se ha comprobado eficiente en toda clase de condiciones.



DISEÑO

(a) Cabezal de operación

El cabezal, de fácil accionamiento, con la descarga, se montan normalmente sobre la extensión del encamisado del pozo.

(b) Eje de transmisión y Columna

La rotación del cabezal se transmite al rotor de la bomba por un eje en la tubería por la cual el agua sube a la descarga.

(c) Acoplamientos del eje de transmisión

El eje de transmisión está compuesto de ejes cortos de acero inoxidable y de ejes largos de acero al carbono o de acero inoxidable en caso del manejo de aguas corrosivas. Las conexiones de los ejes son hechas por medio de acoplamientos roscados para facilitar el montaje. No pueden desacoplarse durante el funcionamiento normal debido a un dispositivo que impide la rotación en sentido contrario al especificado. Ni los ejes ni los acoplamientos necesitan mantenimiento.

(d) Cojinetes

El eje de transmisión se mantiene centrado mediante cojinetes de caucho resistente, montados en los ejes cortos de acero inoxidable. Los cojinetes son lubricados por agua, y de forma aleada. Esta forma, además de centrar el cojinete y eje, deja pasar partículas abrasivas evitando desgasta.

(e) Eje flexible

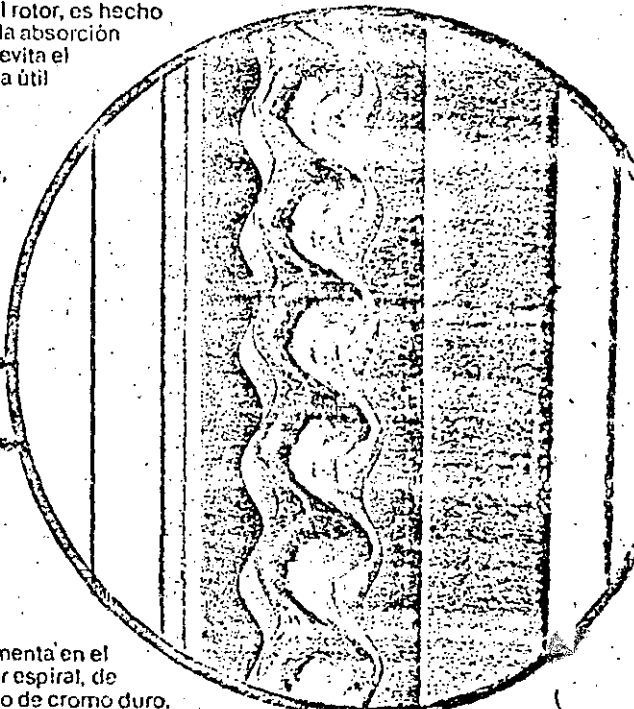
Este eje, acoplado directamente al rotor, es hecho de un acero especial que permite la absorción de la excentricidad. Este sistema evita el uso de articulaciones y dura la vida útil de la bomba.

(f) Estabilizador

Es una pieza de caucho resistente, aleada, que fija y centra la columna en la camisa del pozo.

(g) Elemento de bombeo

El elemento bombeador se fundamenta en el famoso principio Mono de un rotor espiral, de acero inoxidable con revestimiento de cromo duro, girando dentro de un estator fijo de caucho. El rotor es la única pieza móvil en el elemento bombeador. El estator de caucho plástico permite pasar arena y otros materiales abrasivos. El sistema de des-
...acamiento positi... que la bomba sea...



Existe una pequeña válvula para mantener la columna de agua durante las paradas de la bomba y no hay necesidad de cebarla. El diseño de la unidad de bombeo



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS
DE BOMBEO

BOMBAS

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

25 sept. 1984

TIPOS DE BOMBAS



hydraulic institute standards
for centrifugal, rotary & reciprocating pumps

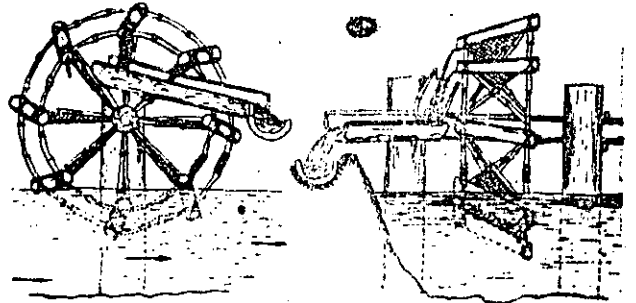
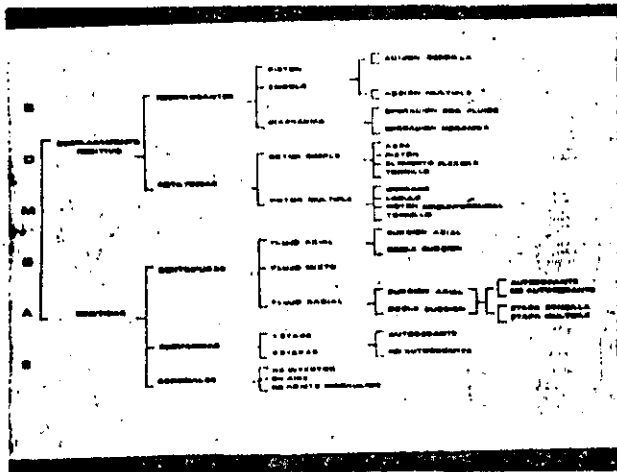


Figure 1. The Chinese Noria

Another outstanding example of ancient pumping engineering is found in Joseph's Well at Cairo (Fig. 2), believed to have been dug in about 3000 B.C. This well was formed in two offset stages and had a total depth of 285 feet. The upper shaft was 18 by 24 feet and the lower was slightly smaller. Two

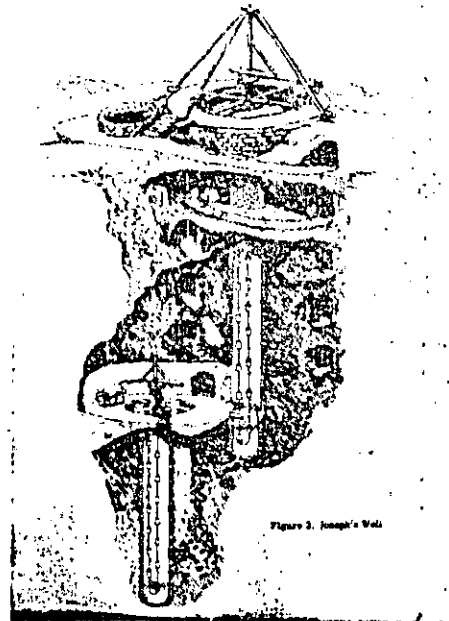


Figure 2. Joseph's Well

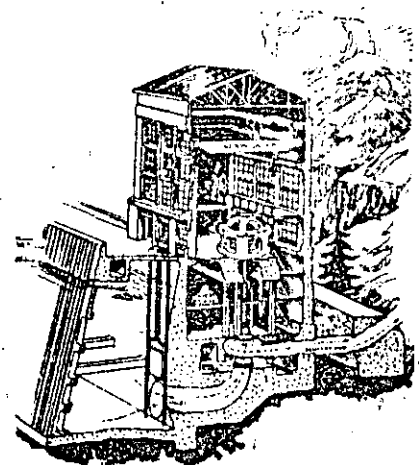
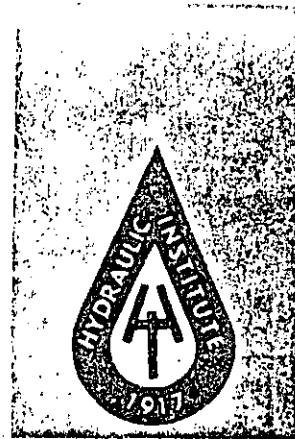


Figure 3. Centrifugal Pump Installation on the Colorado River Aqueduct



reciprocating pumps

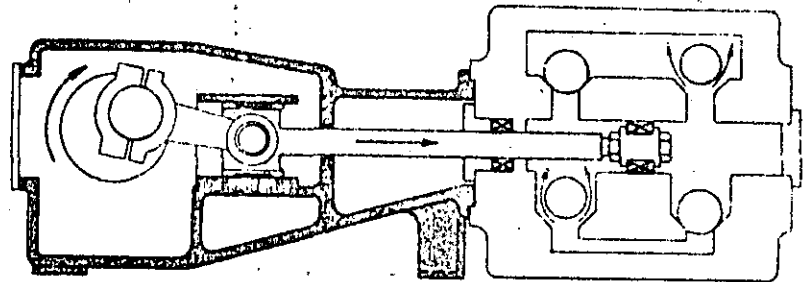


Fig. 3 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING PISTON POWER PUMP

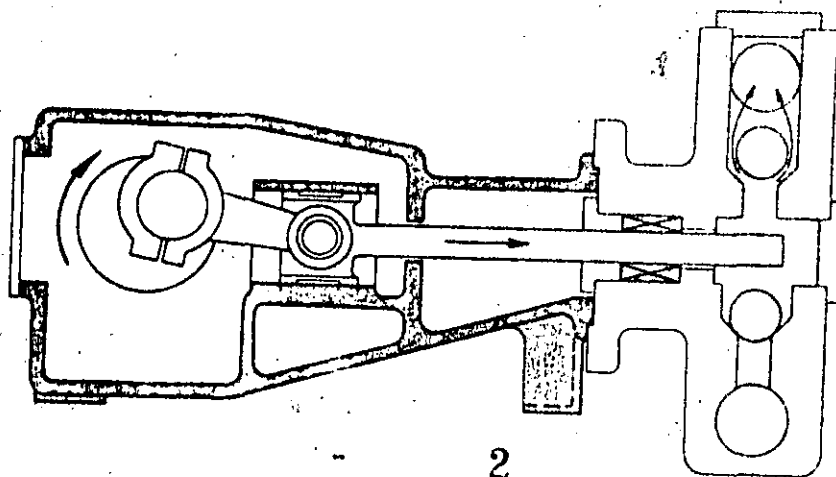


Fig. 4 HORIZONTAL SINGLE-ACTING PLUNGER POWER PUMP

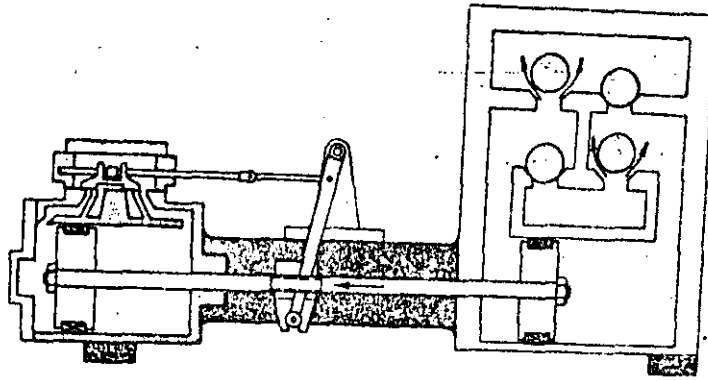


Fig. 2 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING STEAM PUMP

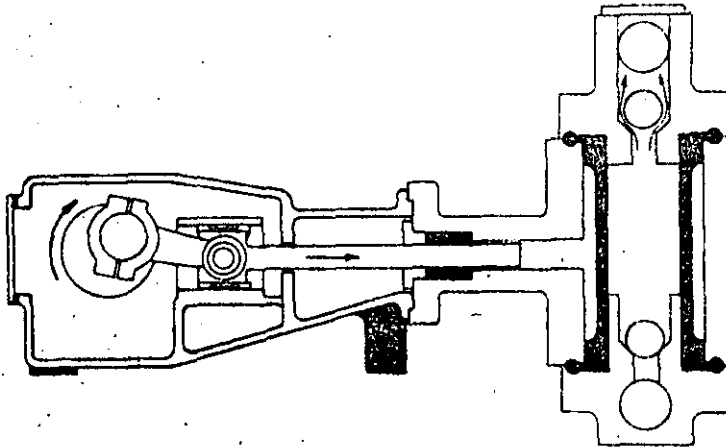
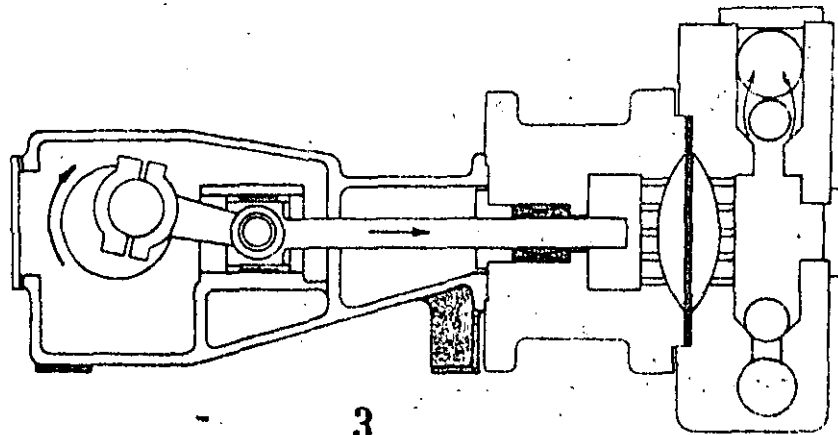


Fig. 7 HORIZONTAL SINGLE-ACTING CYLINDRICAL DIAPHRAGM PUMP



3

Fig. 6 HORIZONTAL SINGLE-ACTING FLAT DIAPHRAGM PUMP

APLICACIONES DE BOMBAS RECIPROCANTES

TIPO DE BOMBA	INDUSTRIA	SERVICIO O LIQUIDO
MEDICION, EMBOLO	QUIMICA PETROLEO	LIQUIDOS CORROSIVOS O NO CORROSIVOS
MEDICION, DIAFRAGMA		LIQUIDOS
VAPOR	FERTILIZANTES Y FUNDICIONES	LIQUIDOS CORROSIVOS
POTENCIA, EMBOLO	FABRICA DE PAPEL, PLANTAS DE HULE CERVECERIAS, ENVASADORAS, LECHERIAS FABRICAS DE PINTURA, Y BARNIZ, PLANTAS FARMACEUTICAS	
POTENCIA, EMBOLO	FABRICA DE FERTILIZANTES	AMONIACO LIQUIDO Y CARBAMATO DE UREA, PRESIONES Y TEMPERATURAS BAJAS MEDIAS Y ALTAS
POTENCIA, EMBOLO POTENCIA, PISTON VAPOR	REFINADO Y TRANSPORTE, TERRESTRE Y MARINO DE PETROLEO	ACEITE LIGERO, LPG, HIDROCARBONOS. PRESIONES Y TEMPERATURAS BAJAS MEDIAS Y ALTAS
POTENCIA	MINERIA	DESAGUADO DE MINAS MINERIA HIDRAULICA
VAPOR	PLANTAS DE FUERZA A VAPOR, ESTACIONARIAS O MARINAS	ALIMENTACION DE CALDERAS POZO CALIENTE, ETC. LIMPIEZA DE TUBO EMPACADO

APLICACIONES DE BOMBAS RECIPROCANTES

TIPO DE BOMBA	INDUSTRIA	SERVICIO O LIQUIDO
POTENCIA, EMBOLO	PLANTAS DE ACERO PLANTAS DE ALUMINIO, FABRICAS DE TUBOS	DESESCAMADO A PRESION, BALANCEO DE RODILLOS CIZALLAS HIDRAULICAS, ELEVACION DE RODILLOS DISPOSICION DE BASURA PRENSAS HIDRAULICAS, PRUEBAS HIDROSTATICAS
	PLANTAS DE HULE, PLANCHAS DE FIBRA FABRICAS DE PAPEL	PRESION HIDRAULICA PARA OPERAR MOLDES DE LLANTAS, LIMPIADORES DE PLOMO, PRENSAS PARA PLANCHAS DE FIBRA, DESCORTEZADORAS DE TRONCOS
	PETROLEO: RECUPERACION SECUNDARIA Y EXTRACCION	PRESIONES MEDIAS Y ALTAS, SALMUERAS DE CAMPOS, PETROLEOS, AGUA DE MAR, AGUA DE MANANTIAL, INYECCION A CALDERAS
	SECADO Y REFINADO DE GAS NATURAL	PRESION MEDIA, AMINOS Y GLYCOLES FRIOS Y CALIENTES
	LAVADO Y LIMPIEZA DE AUTOMOVILES, CAMIONES Y AVIONES	AGUA CALIENTE Y FRIA FRESCA O JABONOSA. PRESION MEDIA Y BAJA
	LECHERIAS Y PLANTAS DE ALIMENTOS	HOMOGENEIZADO DE LECHE

B O M B A S

Y

SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

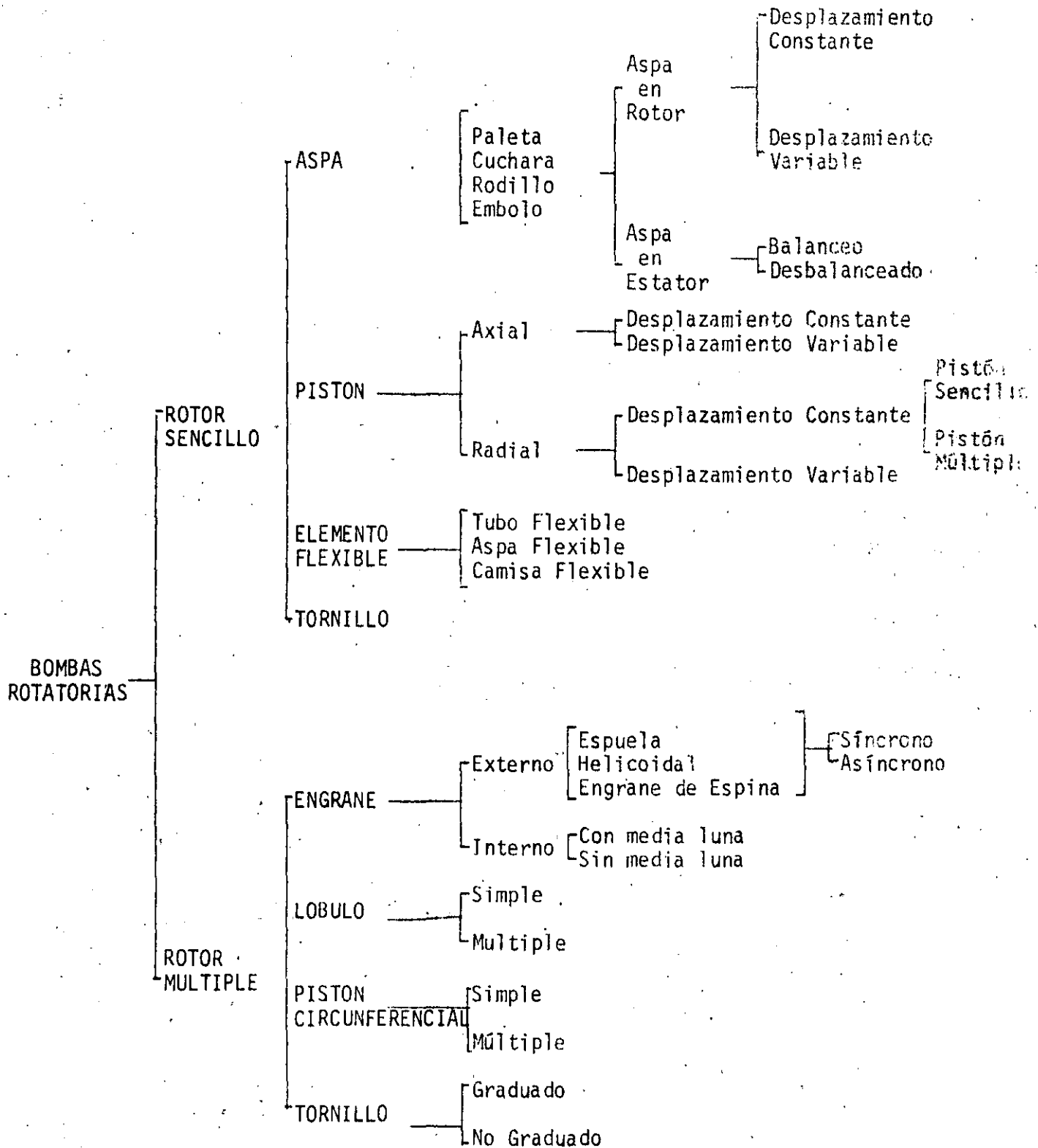
Por

Carlos Farfas de la Garza

III

BOMBAS ROTATORIAS

CLASIFICACION



III

BOMBAS ROTATORIAS

La Bomba Rotatoria es una bomba de desplazamiento positivo que consiste de una cámara que contiene engranes, levas, tornillos, paletas, émbolos, u otros elementos semejantes, activados por una rotación relativa de la flecha de mando en la carcaza y no tiene válvulas separadas de admisión y descarga. Estas bombas se caracterizan por las tolerancias tan reducidas entre sus partes.

Las bombas descritas en esta sección se dividen en dos clases generales.

De un sólo rotor, aquellas en las que los elementos giratorios de la bomba operan alrededor de un sólo eje.

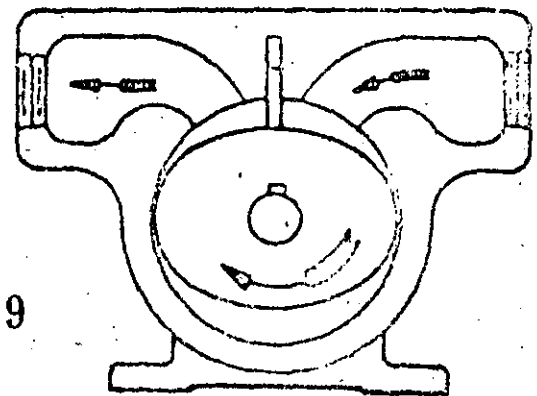
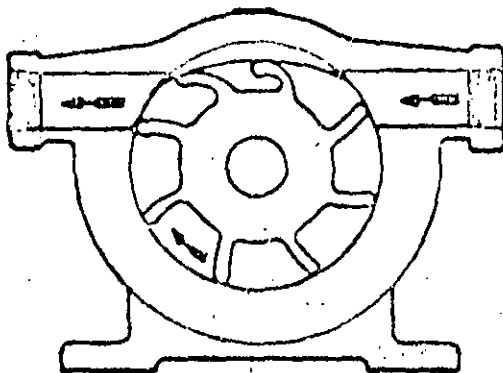
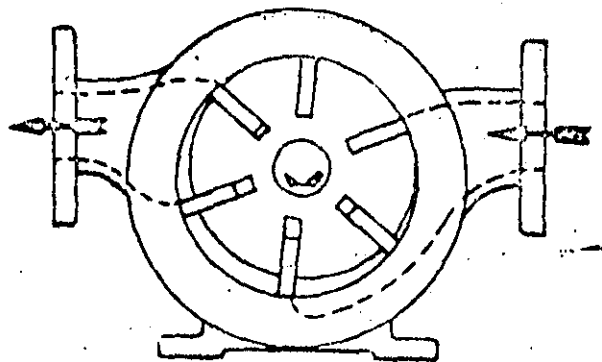
De rotor múltiple, las bombas en las que los elementos rotatorios operan alrededor de dos o más ejes.

TIPOS BASICOS

Á.- BOMBAS DE ASPAS

En este tipo de Bombas Rotatorias el aspa o aspas que pueden tener forma de paleta, cuchara, rodillo o émbolo, opera con una leva para extraer un fluido e inyectarle a la cámara de la bomba. Estas bombas pueden tener las aspas ya sea en el rotor o en el estator y con potencia radial hidráulica en el rotor balanceado o desbalanceado.

Las bombas con aspas en el rotor pueden construirse con elementos que suministren un desplazamiento ya sea constante o variable



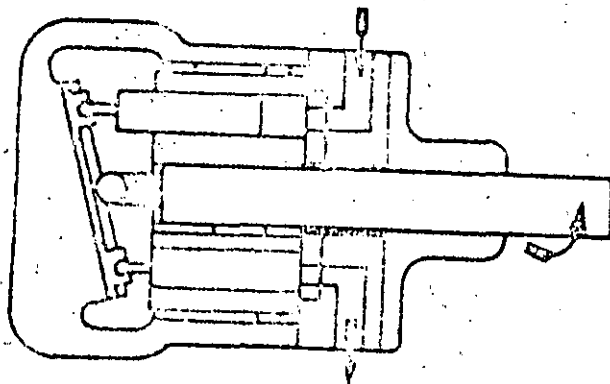
72

B.- BOMBAS DE PISTON AXIAL

En estas bombas el líquido es succionado y descargado por medio de pistones que operan en forma recíproca dentro de cilindros con la acción de valvuleo obtenida por la rotación de los pistones y de los cilindros con relación a los puntos de admisión y descarga.

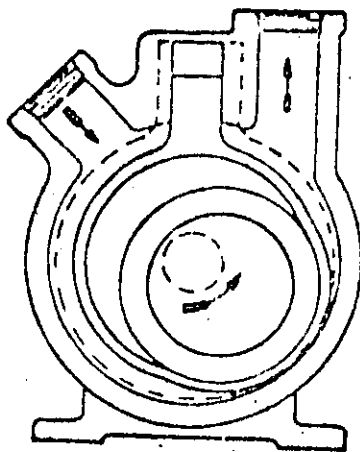
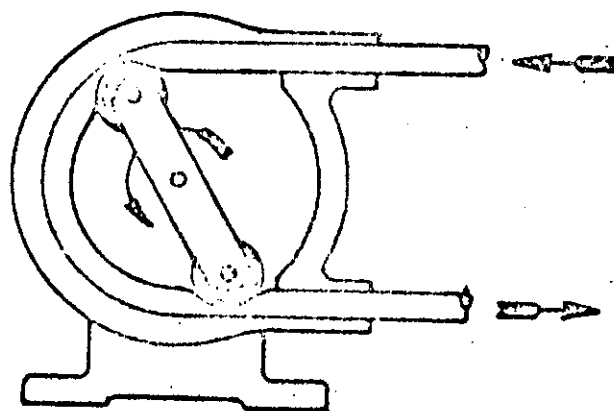
Los cilindros pueden estar situados ya sea, axial o radialmente, y dispuestos ya sea para desplazamiento constante o variable

Las unidades de desplazamiento variable son siempre de pistón múltiple; mientras que las de desplazamiento constante son del tipo radial ya sea de pistón único o múltiple.



C.- BOMBAS DE ELEMENTO FLEXIBLE.

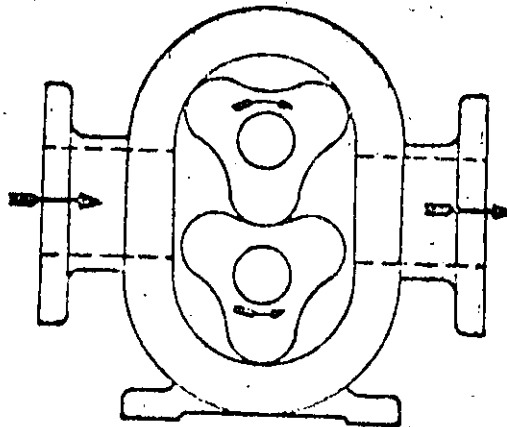
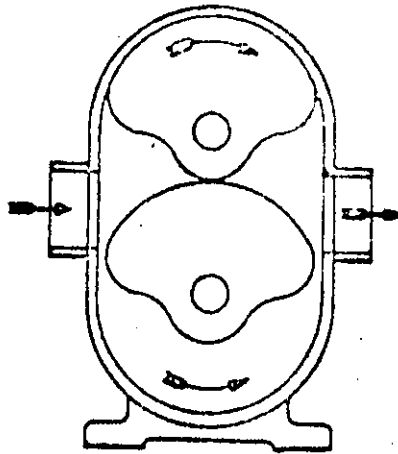
En este tipo de Bombas Rotatorias, tanto el bombeo, como la acción de sellado, depende de la elasticidad de los elementos flexibles. El elemento flexible puede ser un tubo, un aspa o una camisa.



D.- BOMBAS DE LOBULOS

El fluido de estas bombas es llevado entre las superficies de los rotores, de forma lobular. Estas superficies además suministran un sellado continuo.

Los rotores deben de ser sincronizados por medios separados ya sea de engranaje u otro. Cada rotor tiene uno o más lóbulos.

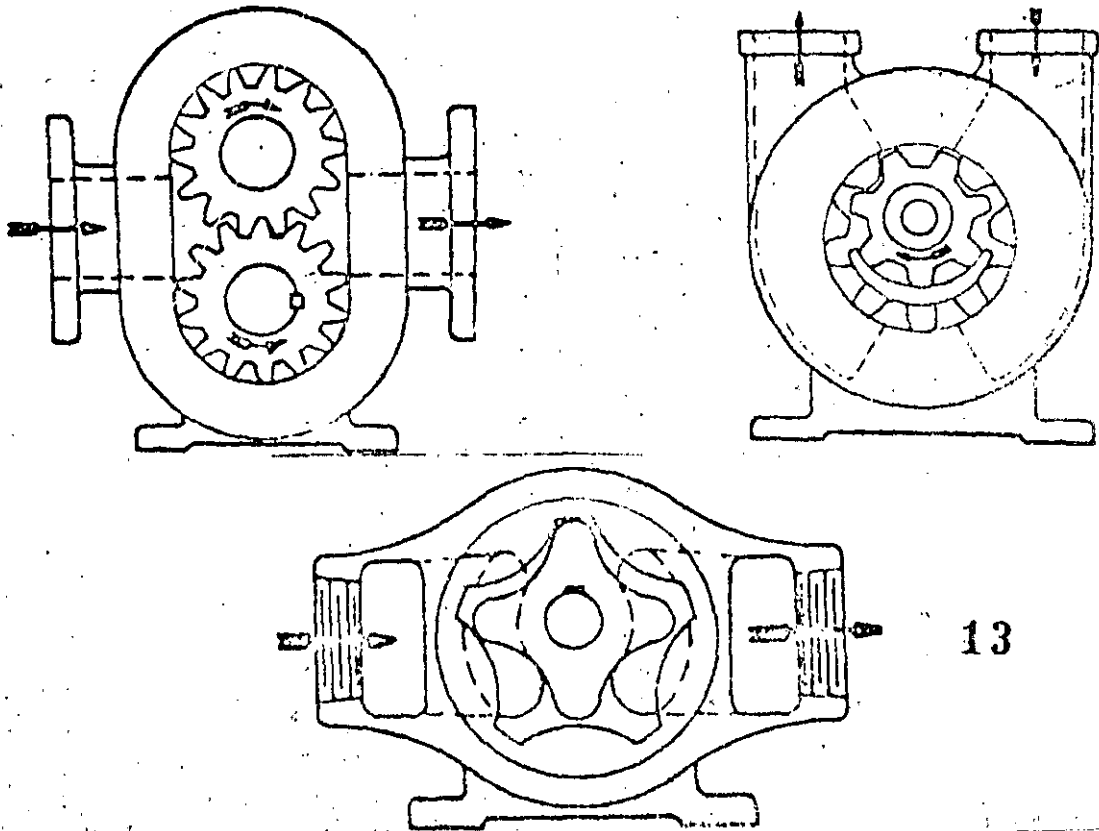


E.- BOMBAS DE ENGRANES

Las bombas de engranes transportan el fluido que bombean entre los dientes de los engranes, siendo este fluido desplazado al engranar un diente con el opuesto. Las superficies de los rotores ayudan a suministrar un sellado continuo y un rotor puede hacer operar al otro.

En las bombas de engrane externo todos los engranes de los rotores son cortados externamente y estos engranes pueden ser de dientes de espuela, helicoidales o del tipo de espina, además pueden utilizar engranes de sincronización.

Las Bombas Rotatorias de engrane interno tienen un rotor con los dientes de los engranes cortados internamente que engranan con otros de corte externo. Estas bombas pueden llevar o no separador en forma de media luna.

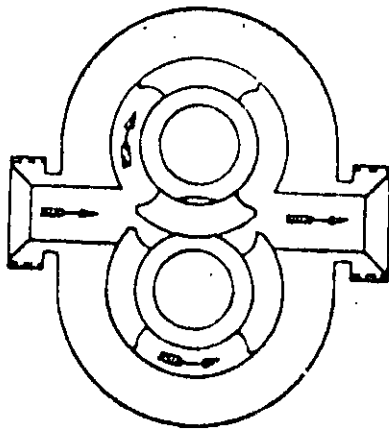


F.- BOMBAS DE PISTON CIRCUNFERENCIAL

En estas bombas el fluido es transportado de la succión a la descarga en espacios abiertos en las superficies de los rotores. No hay sello de contacto entre las superficies de los rotores.

En las bombas de pistón circunferencial externo, cada rotor puede tener uno o más elementos de pistón y la sincronización de los mismos debe suministrarse separadamente.

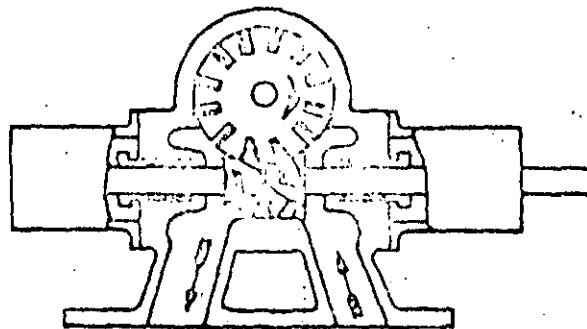
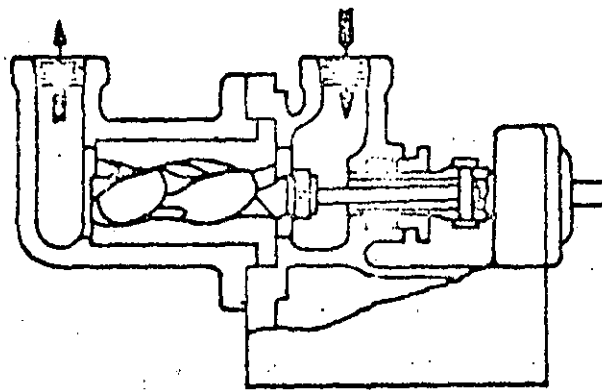
Las bombas de pistón circunferencial interno no requieren sincronización, y cada rotor puede tener uno o más pistones.



G.- BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE

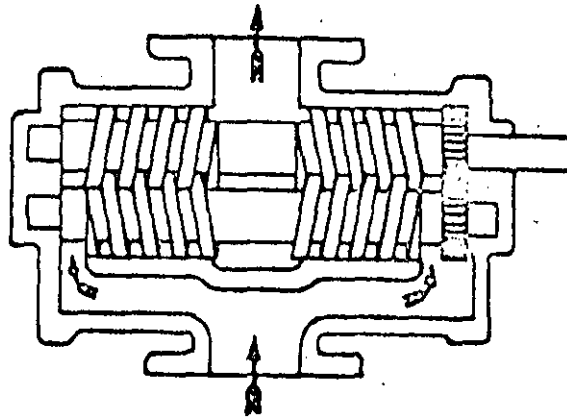
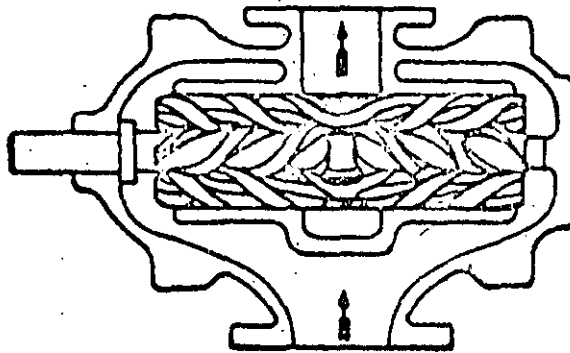
La bomba ilustrada en la primera figura opera llevando el fluido entre las cuerdas del tornillos y lo desplaza en forma axial al entrar en contacto esta cuerda con las cuerdas internas del estator, siendo las cuerdas del rotor excéntricas con relación al eje de rotación.

La bomba mostrada en la segunda figura opera por medio de una rueda de placa que sella el tornillo en forma tal que no hay una cavidad continua entre la succión y la descarga.



H.- BOMBAS DE TORNILLO MULTIPLE

En estas bombas el fluido es transportado entre las cuerdas de tornillo del rotor y desplazado axialmente al engranar unas con otras. Estas bombas pueden ser ya sea - sincronizadas o no.



18

APLICACION DE BOMBAS ROTATORIAS

Transferencia de líquidos de cualquier viscosidad.

Procesos químicos.

Manejo de alimentos, incluyendo leche, tomates y maíz.

Carga y descarga marina.

Carga y descarga de carros tanque.

Protección contra-incendio.

Transmisión de fuerza hidráulica.

Lubricación a presión.

Recirculación de pintura y espreado.

Manejo de líquidos de enfriamiento en maquinaria.

Servicio en el campo del petróleo.

Servicio de combustible para quemadores.

Manejo de productos marinos de petróleo.

Manejo de grasas.

Gases licuificados (propano, butano, amoníaco, freón, etc.)

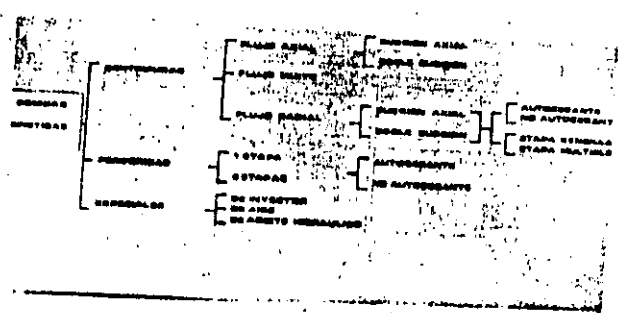
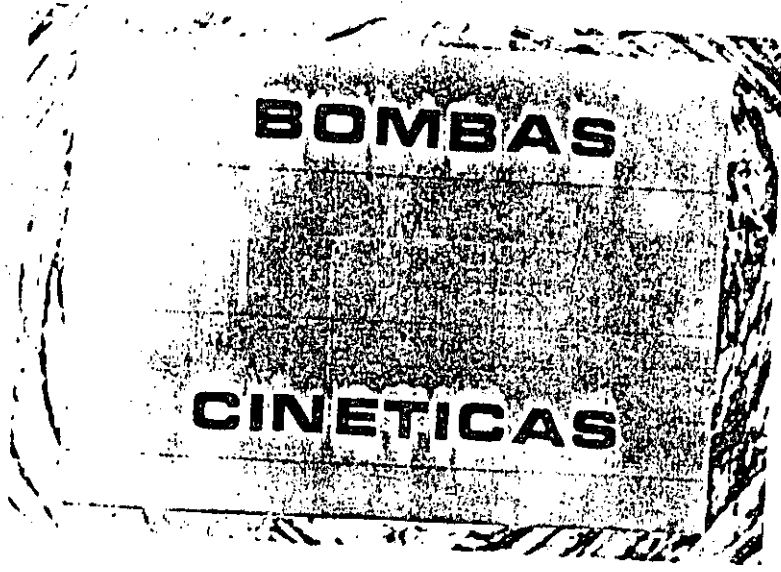
Aceites calientes para calentado.

Servicio en refinerías de petróleo

NOTA: 1.- Los líquidos que contengan abrasivos o corrosivos pueden causar desgaste prematuro de las piezas rotatorias, dado lo reducido de sus tolerancias.

NOTA: 2.- Las Bombas Rotatorias en general no se recomiendan para aquellos casos en que la bomba puede operar en seco.

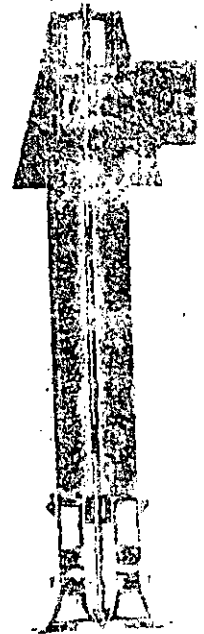
19



BOMBA VERTICAL

DE

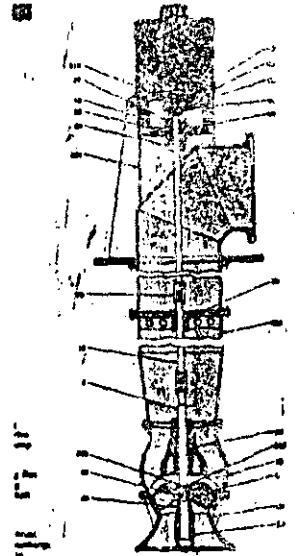
FLUJO AXIAL



BOMBA VERTICAL

DE

FLUJO MIXTO



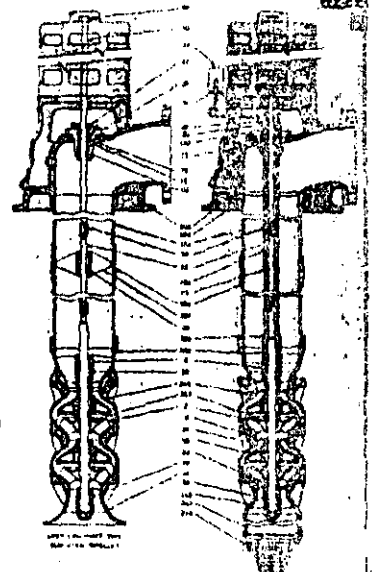
14. VERTICAL MIXED FLOW SURFACE PUMP

BOMBA VERTICAL

TIPO TURBINA

DE

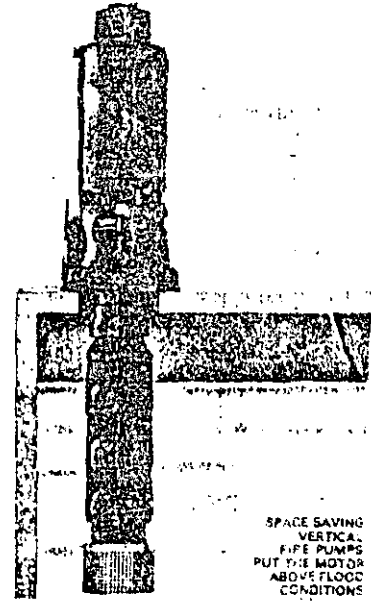
POZO PROFUNDO



BOMBA VERTICAL

TIPO TURBINA

PARA CISTERNA

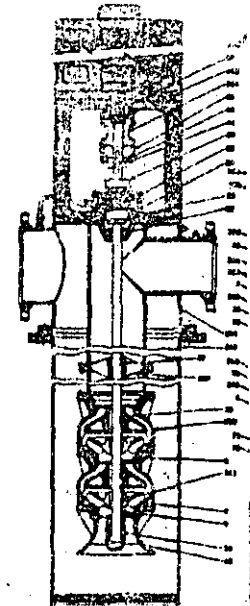


SPACE SAVING
VERTICAL
PIPE PUMPS
PUT THE MOTOR
ABOVE FLOOR
CONDITIONS

BOMBA VERTICAL

TIPO TURBINA

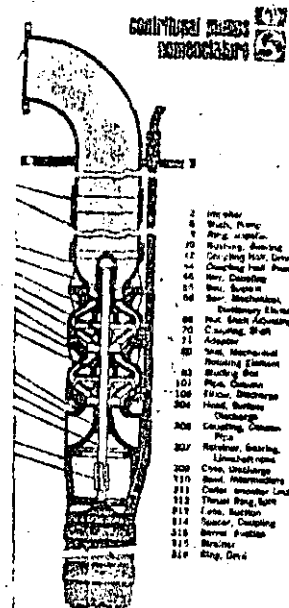
DE BOTE



BOMBA VERTICAL

TIPO TURBINA

SUMERGIBLE



CONTINUED FROM
PREVIOUS PAGE

- 2 Impeller
- 4 Wash Plug
- 6 Ring Seal
- 70 Packing Gland
- 72 Oil Ring Seal Drive
- 74 Coupling Nut Drive
- 76 Nut Coupling
- 78 Seal Washer
- 80 Seal Washer
- 82 Seal Washer
- 84 Seal Washer
- 86 Seal Washer
- 88 Seal Washer
- 90 Seal Washer
- 92 Seal Washer
- 94 Seal Washer
- 96 Seal Washer
- 98 Seal Washer
- 100 Seal Washer
- 102 Seal Washer
- 104 Seal Washer
- 106 Seal Washer
- 108 Seal Washer
- 110 Seal Washer
- 112 Seal Washer
- 114 Seal Washer
- 116 Seal Washer
- 118 Seal Washer
- 120 Seal Washer
- 122 Seal Washer
- 124 Seal Washer
- 126 Seal Washer
- 128 Seal Washer
- 130 Seal Washer
- 132 Seal Washer
- 134 Seal Washer
- 136 Seal Washer
- 138 Seal Washer
- 140 Seal Washer
- 142 Seal Washer
- 144 Seal Washer
- 146 Seal Washer
- 148 Seal Washer
- 150 Seal Washer
- 152 Seal Washer
- 154 Seal Washer
- 156 Seal Washer
- 158 Seal Washer
- 160 Seal Washer



centrifugal pumps

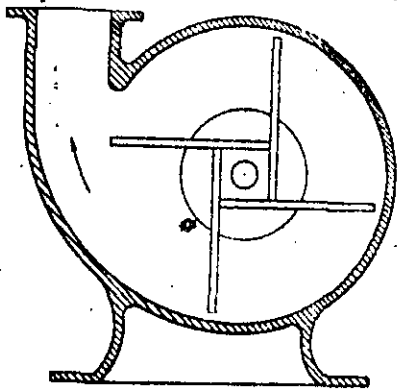
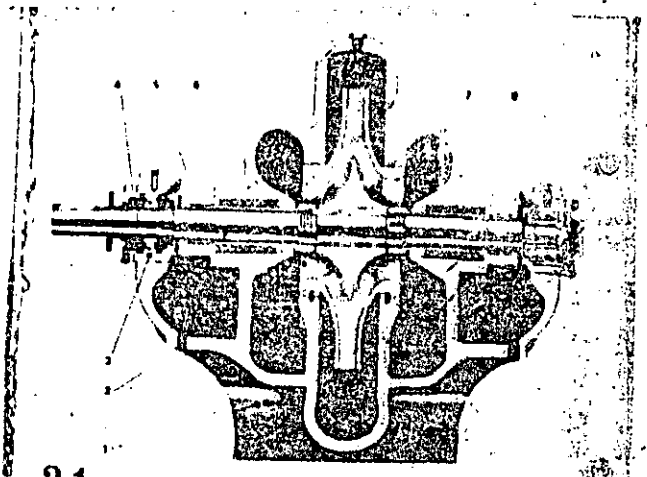
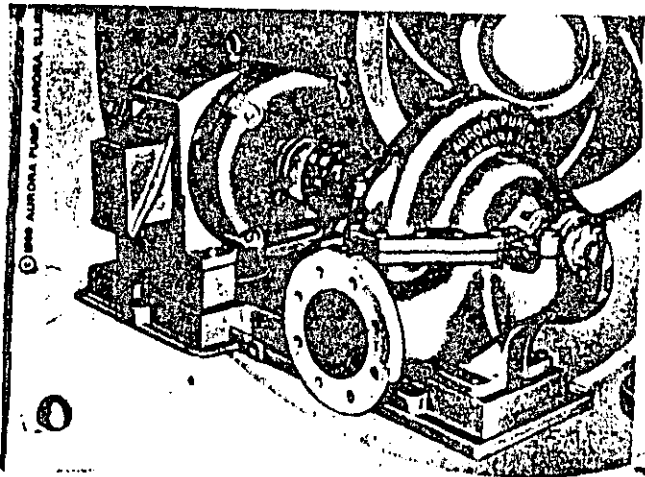
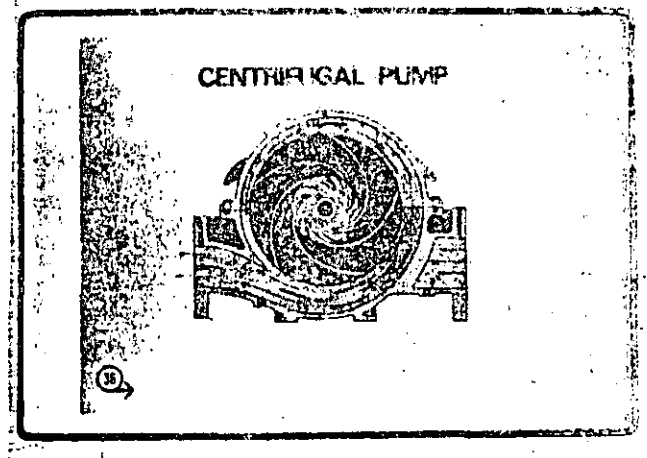
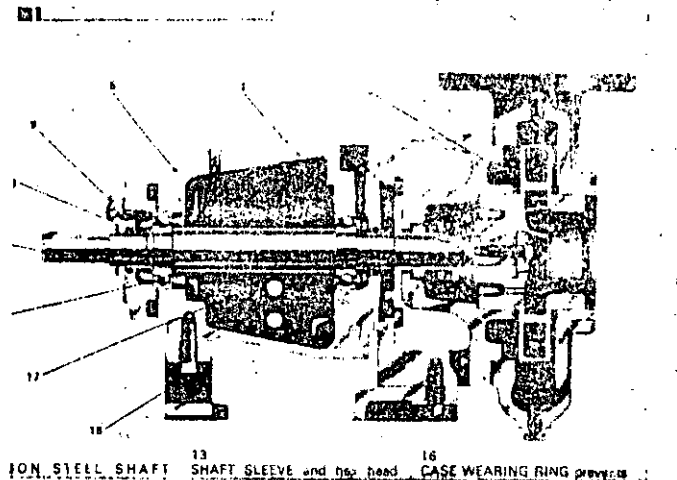
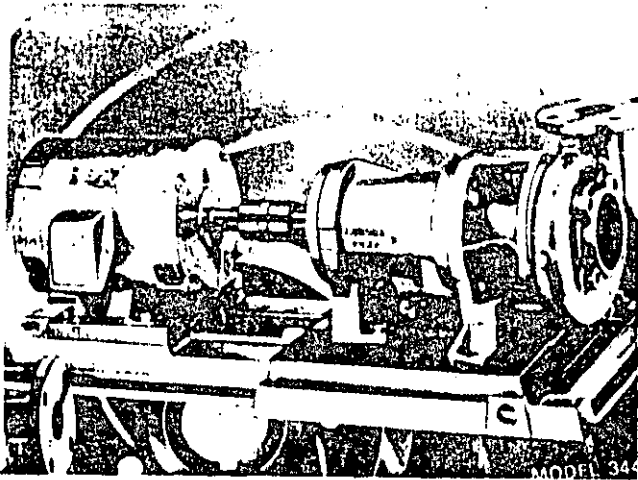
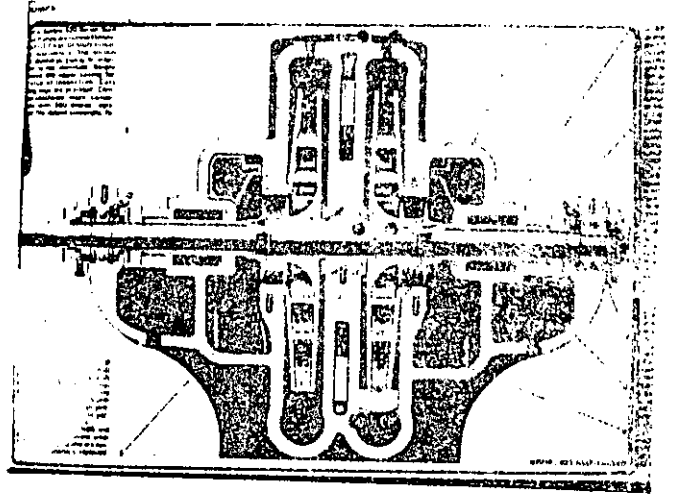
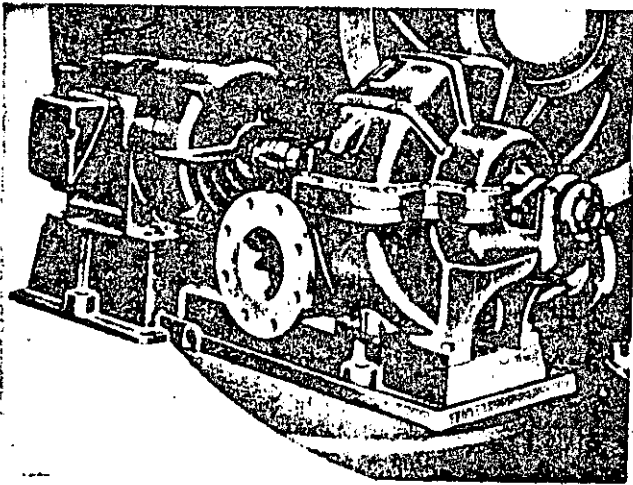


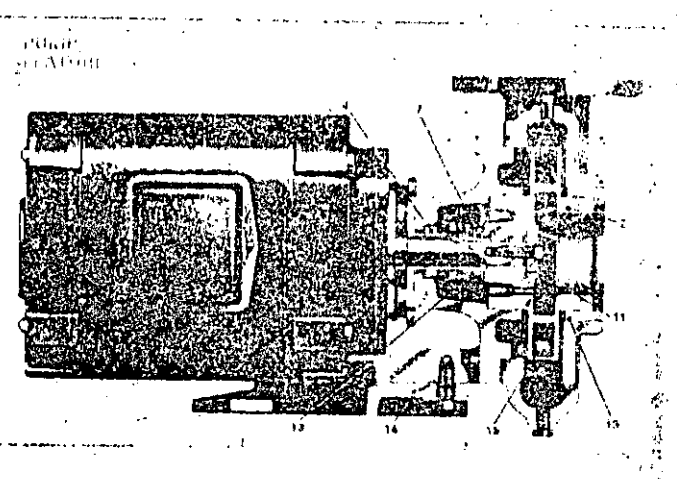
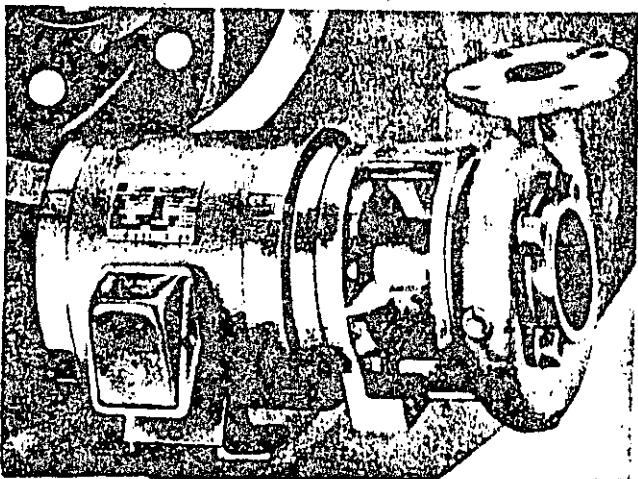
Figure 33. Massachusetts Pump (Courtesy Gardner-Denver Co.)

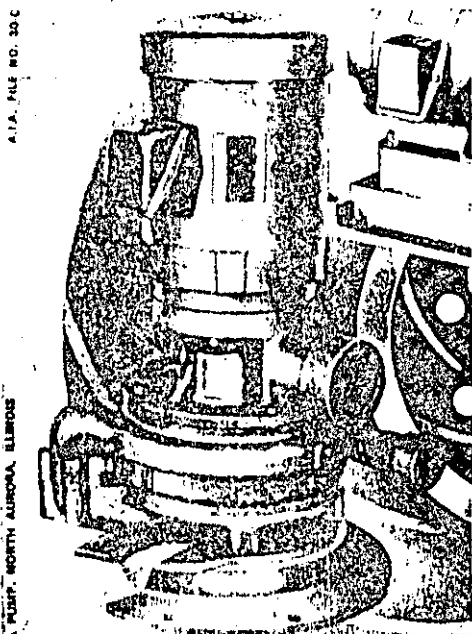
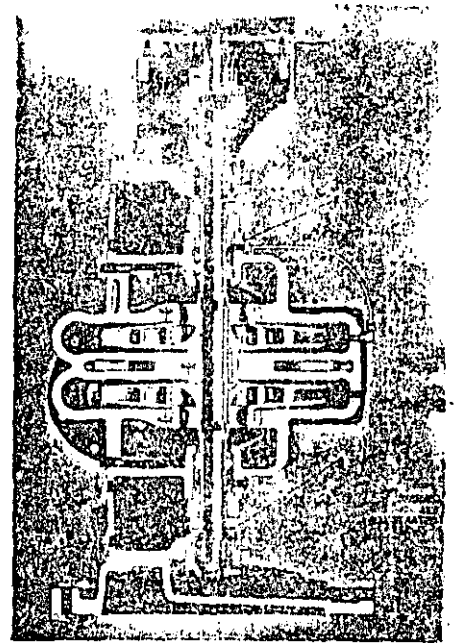
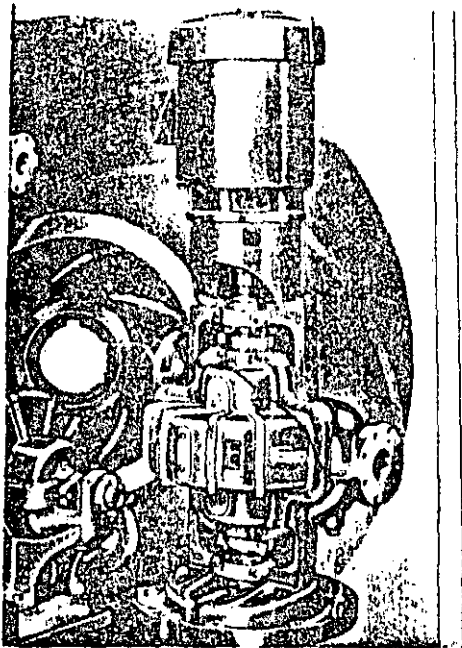
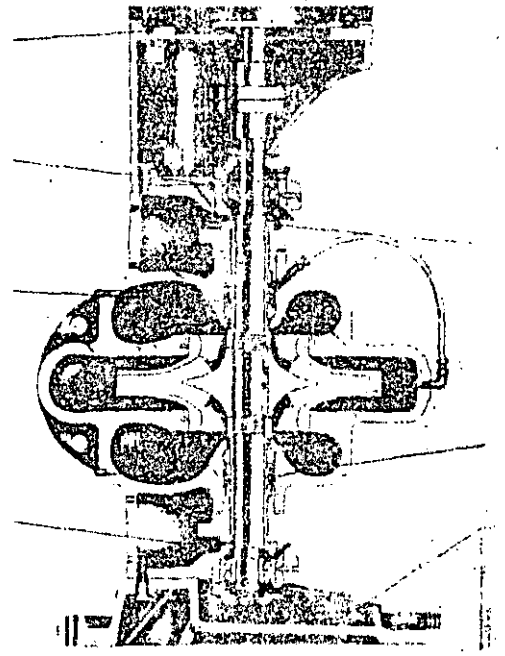
The author is indebted to the Hydraulic Institute for the loan of this pump.





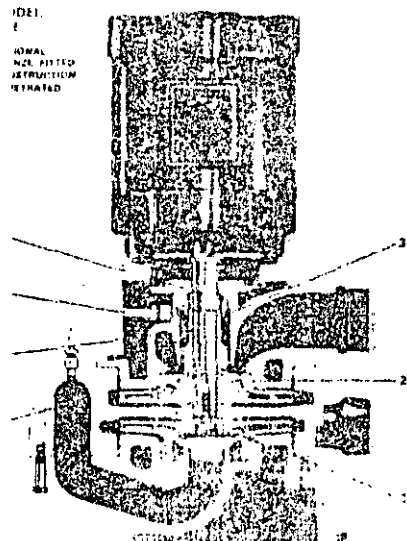
13 ION STEEL SHAFT 16 SHAFT SLEEVE and the head CASE WEARING RING prevent





A.I.A. FILE NO. 30.C

PURCH. MORTON AURORA, ELIMOS



IDEI.
E
NORMAL
NICE FITTED
ASTRUMTION
RETARDED

ALA. FILE NO. 30-C-5

PUMP, AURORA, ILLINOIS

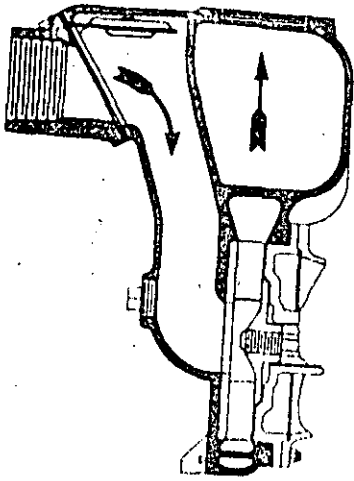
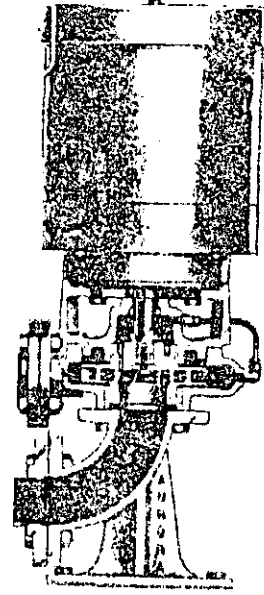
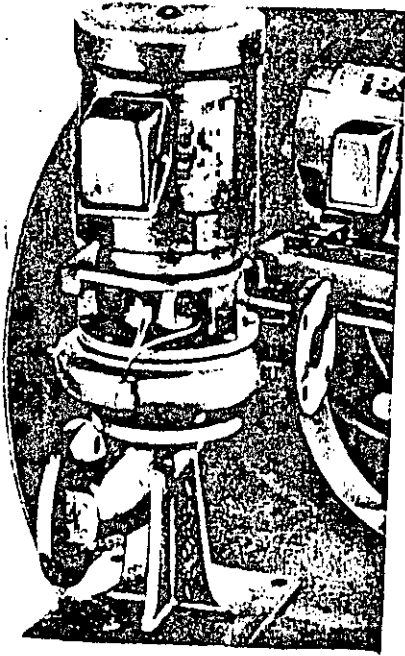


Fig. 51 SELF-PRIMING PUMP

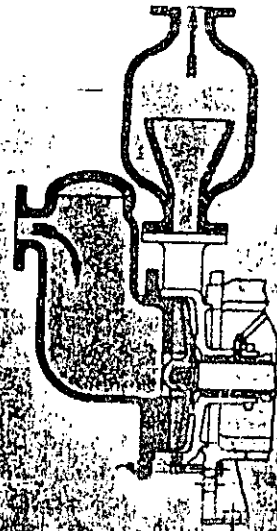
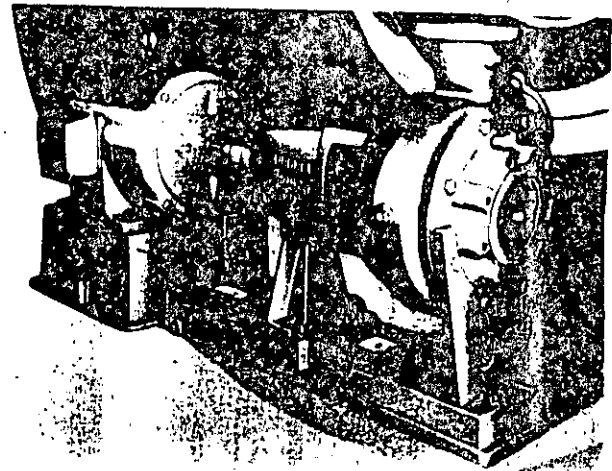


FIG. 52 SELF-PRIMING PUMP

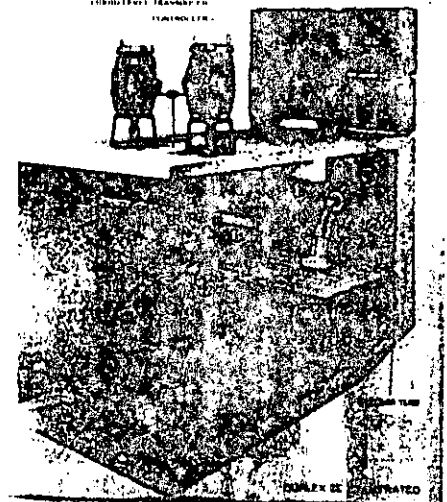
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
CON PASO DE ESFERA
DE 76mm O MAYOR**

**PARA :
AGUAS NEGRAS,
LODOS,
PULPA DE PAPEL,
PROCESO, ETC.**

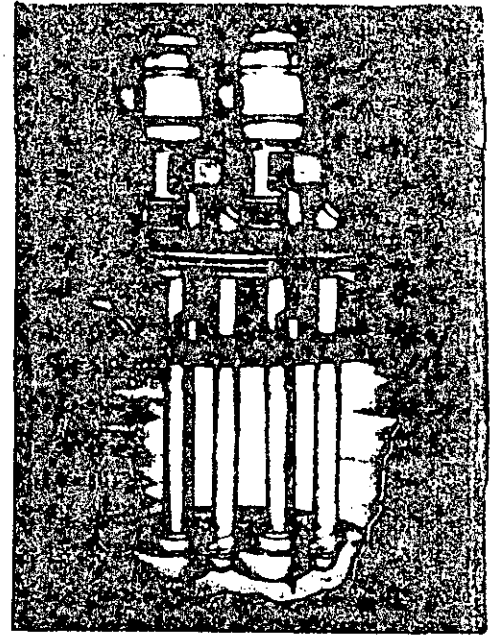
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO HORIZONTAL**



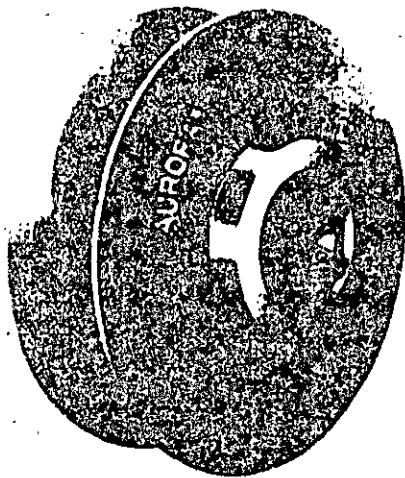
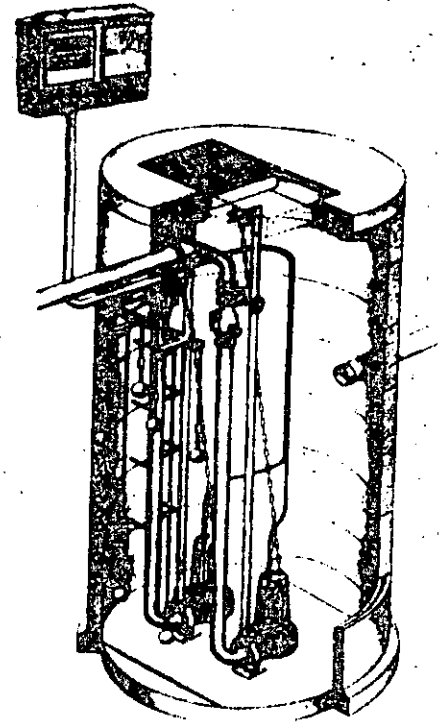
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO VERTICAL**



BOM
PARA

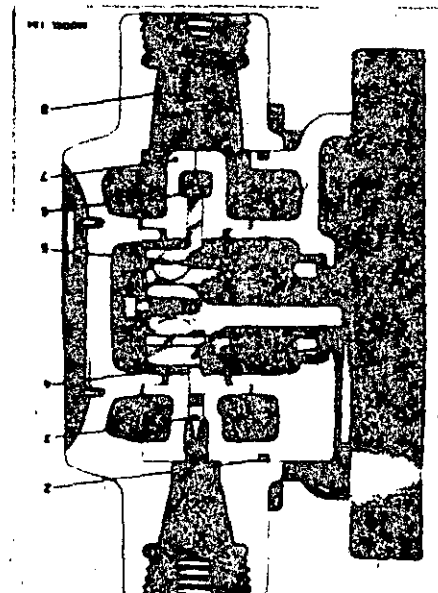
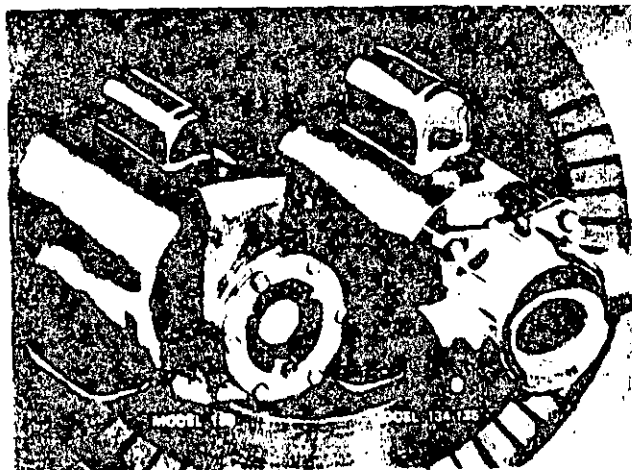
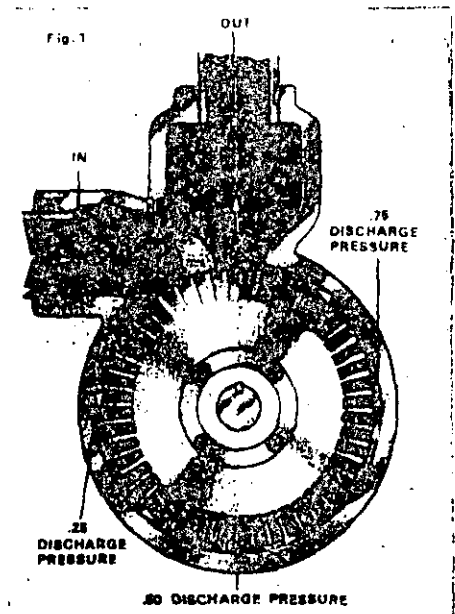
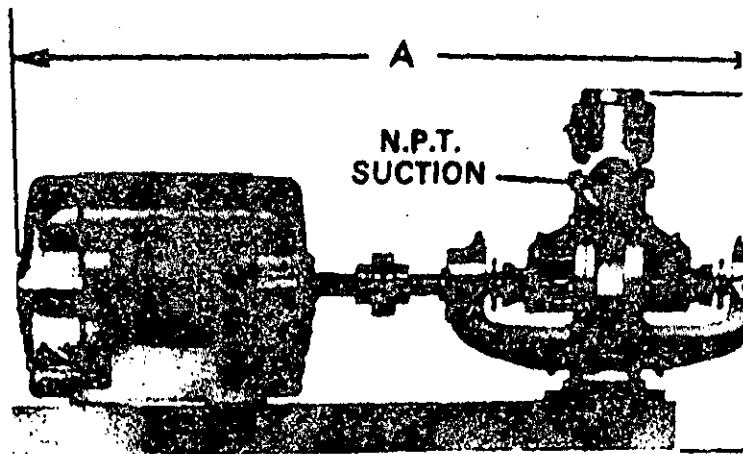
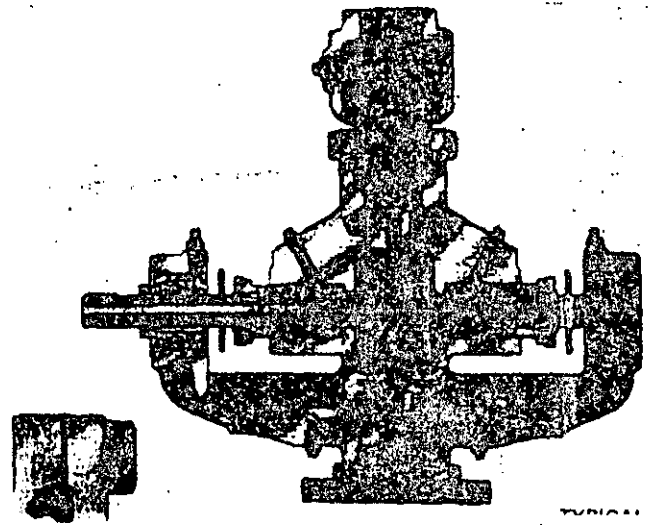


BOMBA
IN
TIPO



ENCLOSED NON-CLOG

BOMBAS PERIFERICAS



BOMBAS ESPECIALES

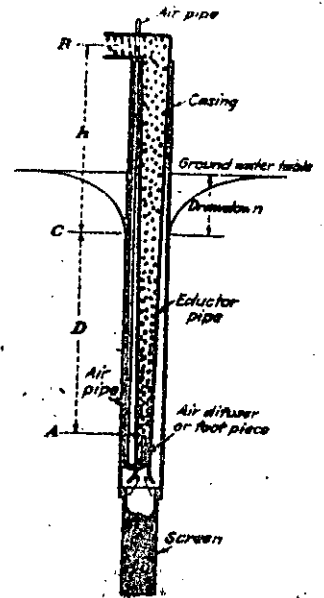
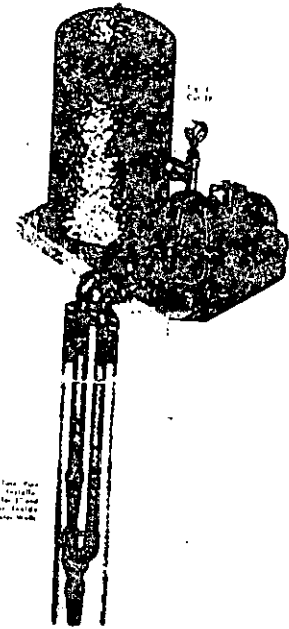
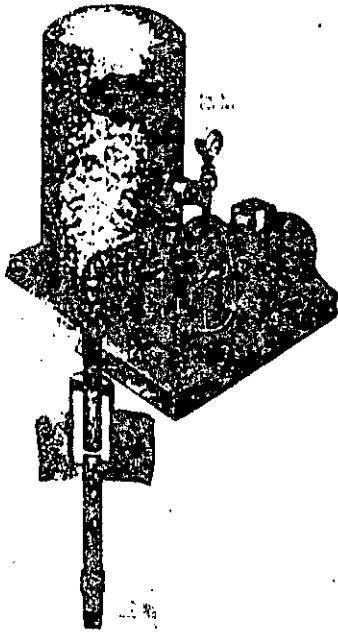


FIG. 128.—Air-lift pump.



The Tank and
Pipe Assembly
from Fig. 127 and
from Fig. 128
Drawing Work

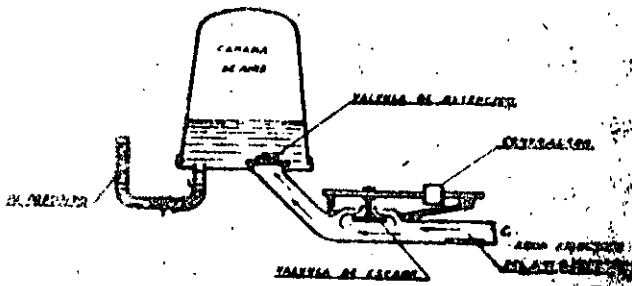


Fig. 9° — Arrete hidráulico.

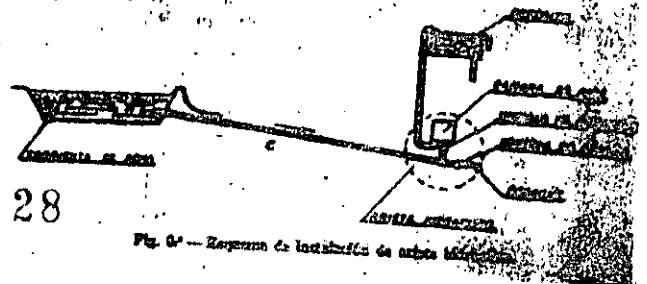
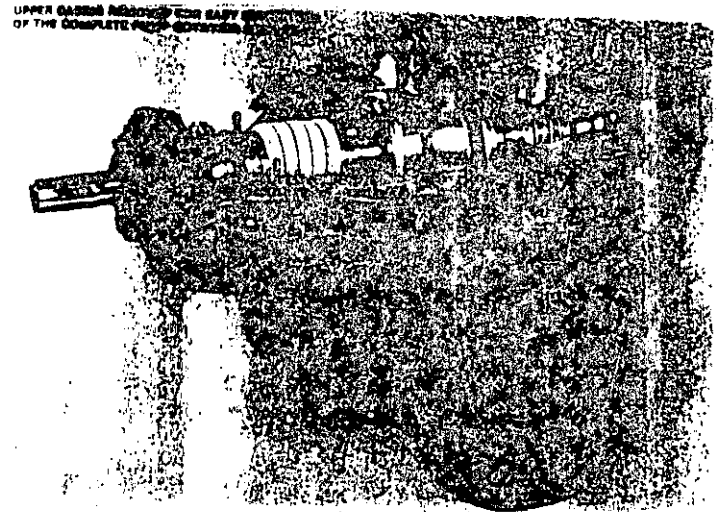
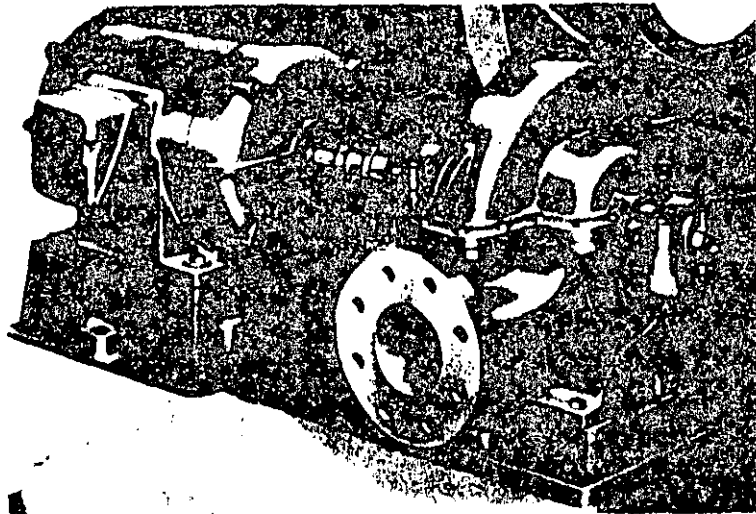


Fig. 10° — Registro de instalación de arrete hidráulico.

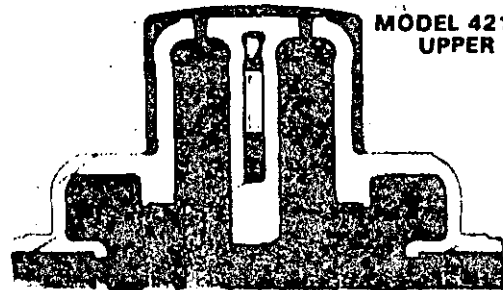
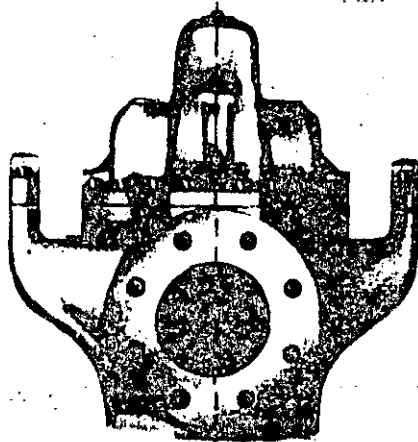
**BOMBAS
PARA AGUA
MAS USUALES**

**VISTA EXPLOSIVA
LISTA DE PARTES**

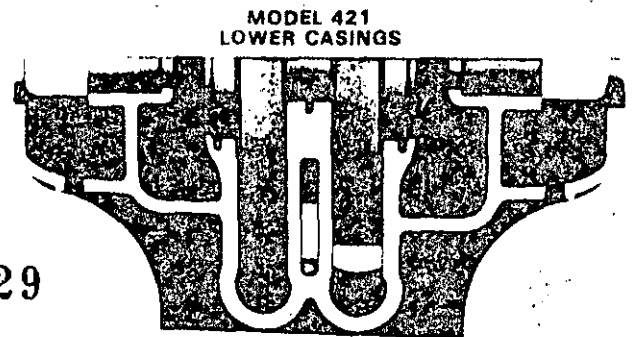
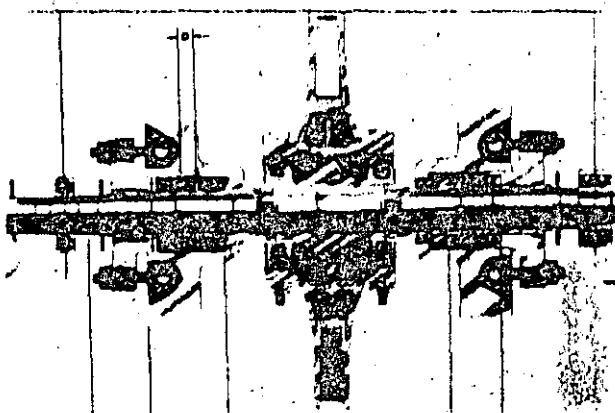
REFACCIONES REQUERIDAS



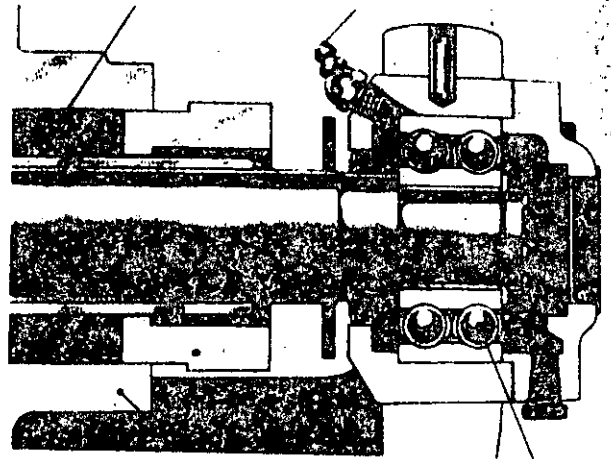
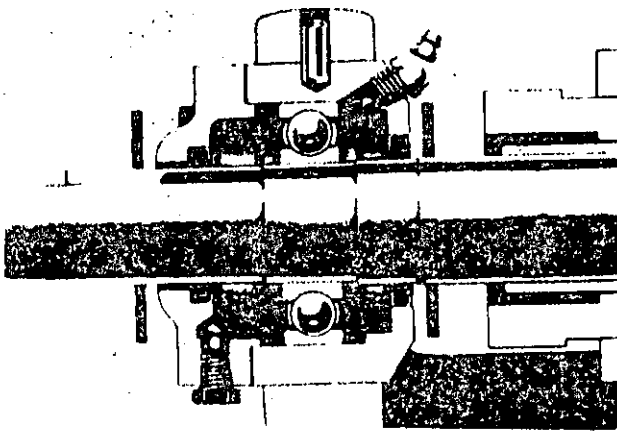
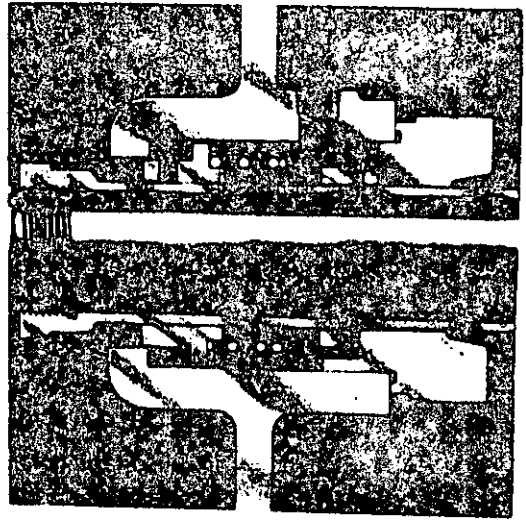
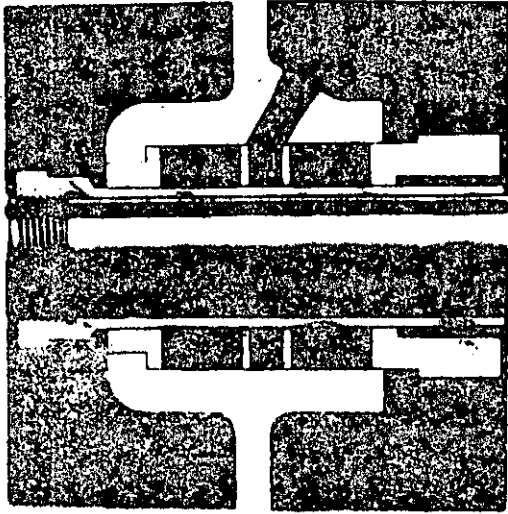
UPPER CASING ASSEMBLY FOR EASY REMOVAL OF THE COMPLETE PUMP ASSEMBLY



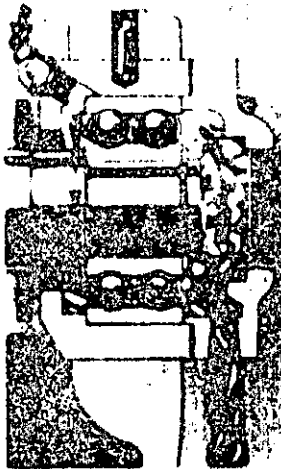
MODEL 421, 422 & 4
UPPER CASINGS



MODEL 421
LOWER CASINGS

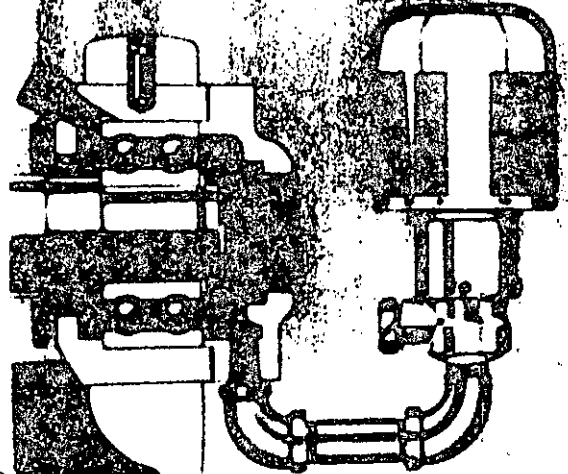


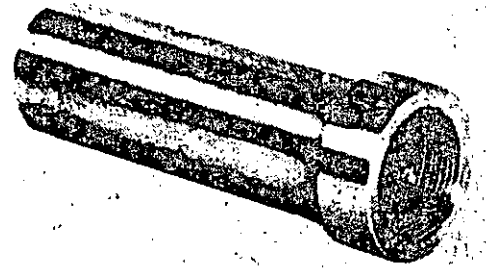
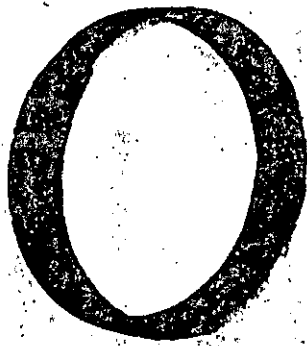
STANDARD GREASE LUBRICATION



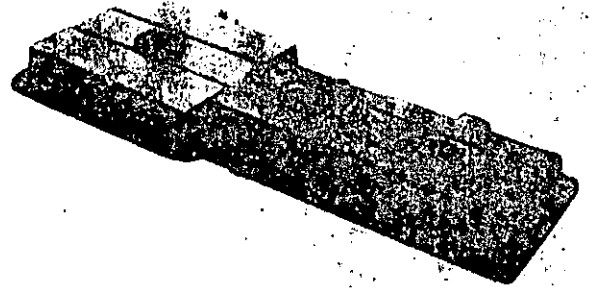
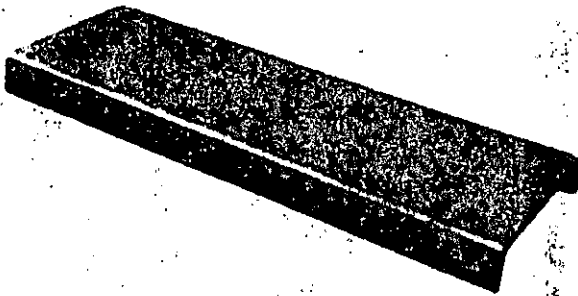
1. ADD GREASE THROUGH FITTING
 GREASE IS FORCED THROUGH BEARING
 AND GREASE IS FORCED OUT AT VENT FROM BOTTOM
 OF BEARING HOUSING

OPTIONAL OIL LUBRICATION





10



STEEL BASE PLATE

CAST IRON DRIP RIM BASE PLATE

11

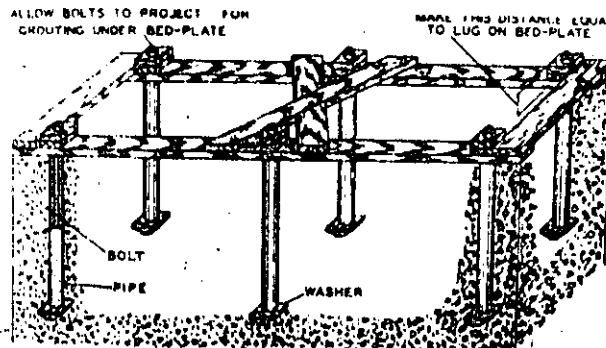
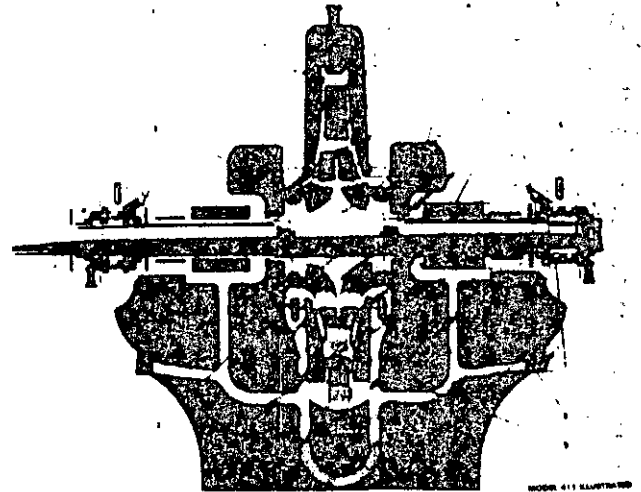


Figure 67. Template for Hanging Foundation Bolts While Pouring the Foundation (Courtesy Cameron Pur Division, Ingersoll-Rand Company)



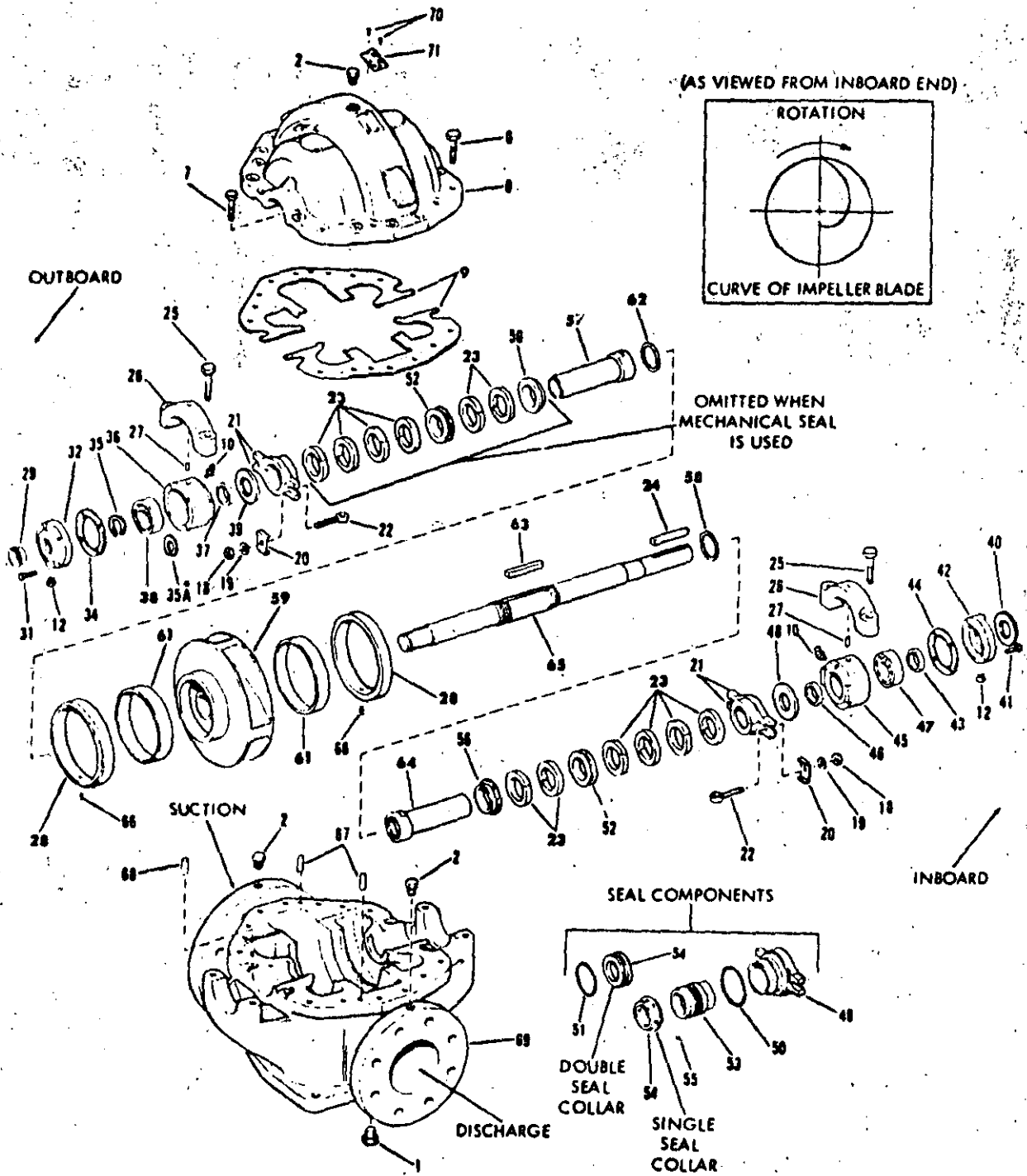
BOMBA HORIZONTAL BIPARTIDA DE DOBLE SUCCION

LISTA DE PARTES

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| 1.- Tapon | 41.- Perno |
| 2.- Tapon | 42.- Tapa de cartucho |
| 6.- Perno | 43.- Sello de grasa |
| 7.- Perno | 44.- Empaque |
| 8.- Carcaza superior | 45.- Cartucho de balero |
| 9.- Empaque | 46.- Sello de grasa |
| 10.- Graseira | 47.- Balero |
| 12.- Tapon | 48.- Bota - agua |
| 18.- Tuerca | 49.- Glandula |
| 19.- Rondana | 50.- Anillo circular |
| 20.- Opresor de glandula | 51.- Anillo circular |
| 21.- Glandula | 52.- Anillo de linterna |
| 22.- Perno de ojo | 53.- Sello |
| 23.- Estopero | 54.- Collarin |
| 24.- Cuña | 55.- Tornillo allen |
| 25.- Perno | 56.- Buje |
| 26.- Cubierta de balero | 57.- Camisa |
| 27.- Vastago | 58.- Empaque |
| 28.- Anillo de desgaste | 59.- Impulsor |
| 29.- Protector | 61.- Anillo de desgaste |
| 31.- Perno | 62.- Empaque |
| 32.- Tapa de balero | 63.- Cuña |
| 34.- Empaque | 64.- Camisa |
| 35.- Anillo de retén | 65.- Flecha |
| 35A.- Anillo de retén | 66.- Vástago |
| 36.- Cartucho de balero | 67.- vástago |
| 37.- Sello de grasa | 68.- Vástago |
| 38.- Balero | 69.- Carcaza inferior |
| 39.- Bota - agua | 70.- Remaches |
| 40.- Bota - agua | 71.- Placa |

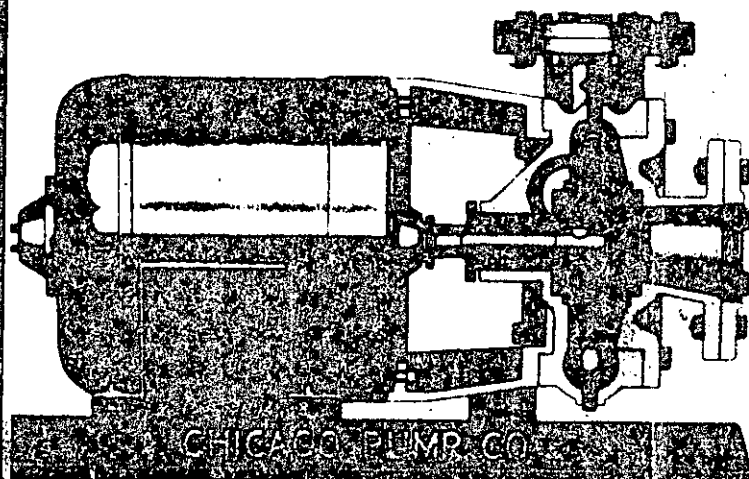
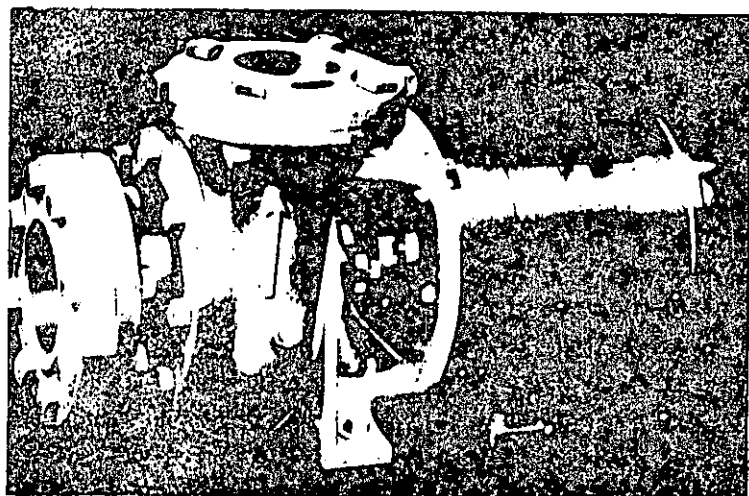
MODEL 411 PIECE NUMBERS

SECTION 410 PAGE 3
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 3
DATE APRIL 1972



BOLD FACE PIECE NUMBERS
INDICATE RECOMMENDED
SPARE PARTS

• POWER FRAMES 68 & 7 ONLY

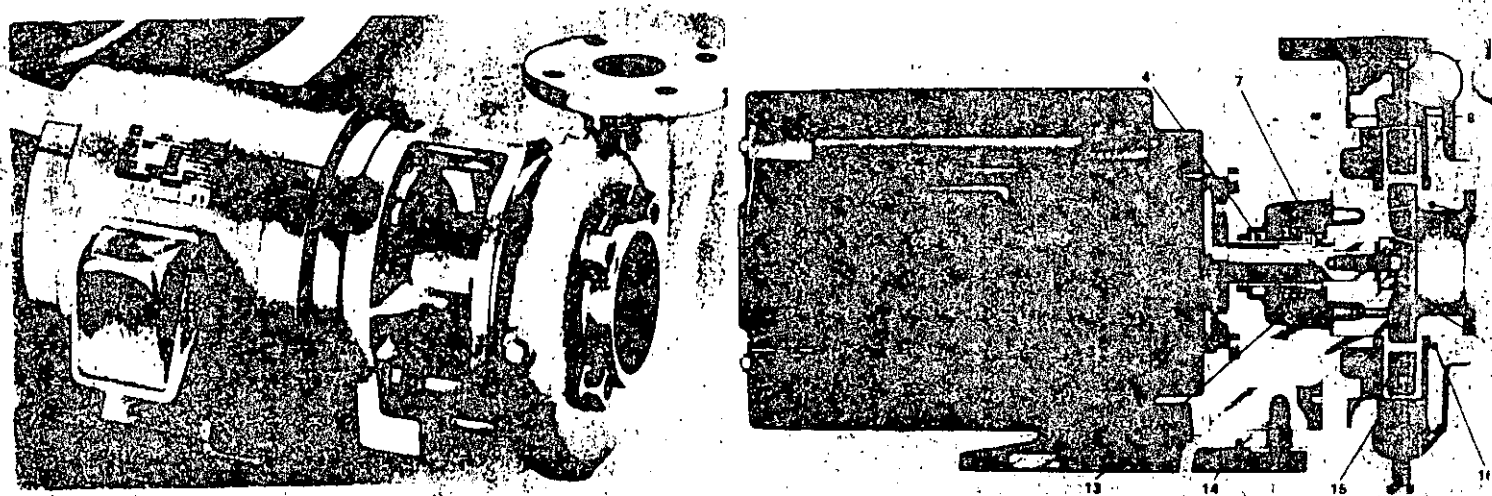


MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL .

TIPO DOMESTICA

LISTA DE PARTES

- | | | |
|---------------------|---------------------|------------------|
| 1.- Tuerca | 8.- Rondana | 14.- Remache |
| 2.- Perno | 9.- Impulsor | 15.- Placa |
| 3.- Tapón | 10.- Cuña | 16.- Perno |
| 4.- Carcaza | 11.- Sello mecánico | 17.- Rondana |
| 5.- Anillo desgaste | 12.- Empaque | 18.- Adaptador |
| 6.- Birlo | 13.- Tapón | 19.- Bota - agua |
| 7.- Perno | | |



MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL
DE

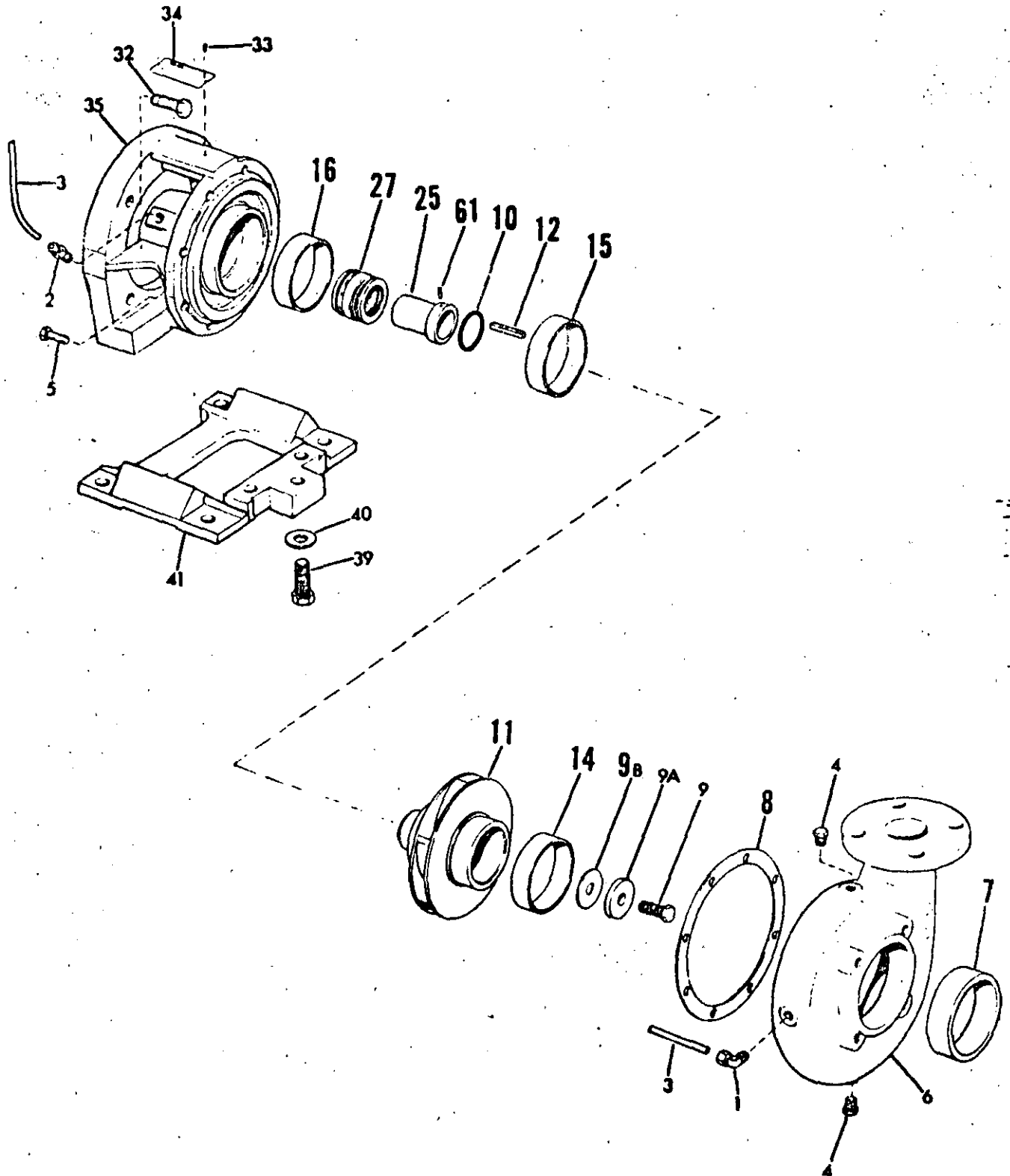
SUCCION DE AXIAL

LISTA DE PARTES

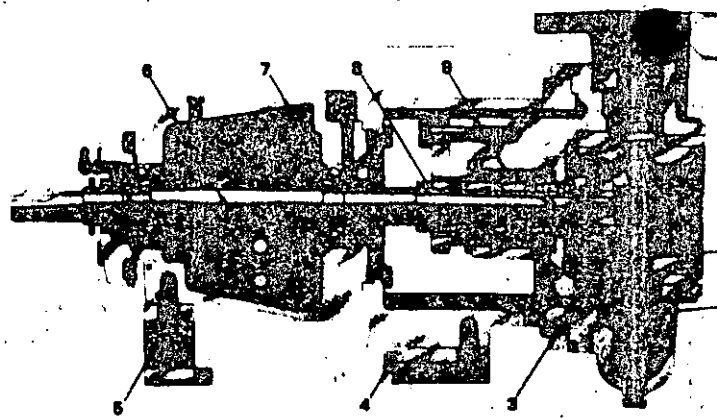
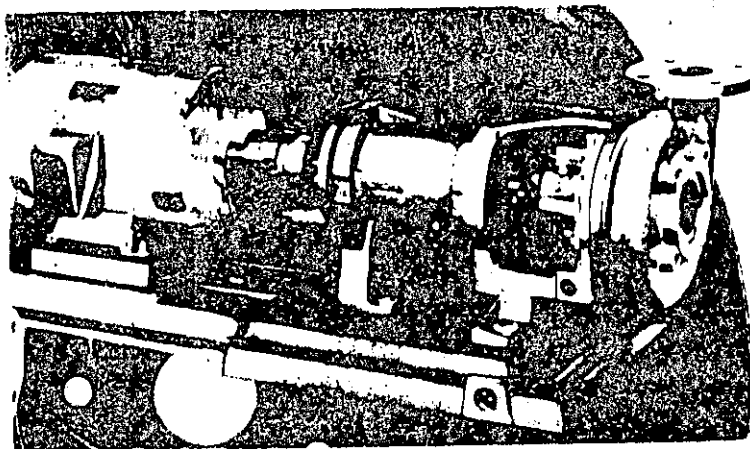
- | | | |
|----------------------|----------------------|---------------------|
| 1.- Codo (cobre) | 9.A.- Rondana | 27.- Sello mecánico |
| 2.- Conector (cobre) | 9.B.- Empaque | 32.- Perno |
| 3.- Tubo (cobre) | 10.- Anillo circular | 33.- Remache |
| 4.- Tapón | 11.- Impulsor | 34.- Placa |
| 5.- Perno | 12.- Cuña | 35.- Adaptador |
| 6.- Carcaza | 14.- Anillo desgaste | 39.- Perno |
| 7.- Anillo desgaste | 15.- Anillo desgaste | 40.- Rondana |
| 8.- Empaque | 16.- Anillo desgaste | 41.- Base |
| 9.- Perno impulsor | 25.- Camisa | 61.- Vástago |

MODEL 341A
PIECE NUMBERS

SECTION 340 PAGE 3
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 3
DATE JANUARY 1972



BOLD FACE NUMBERS INDICATE RECOMMENDED SPARE PARTS.



BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL DE PEDESTAL

T I P O

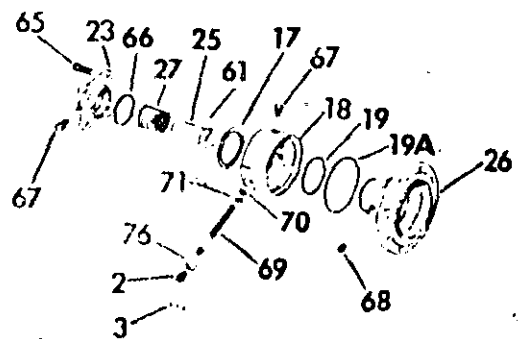
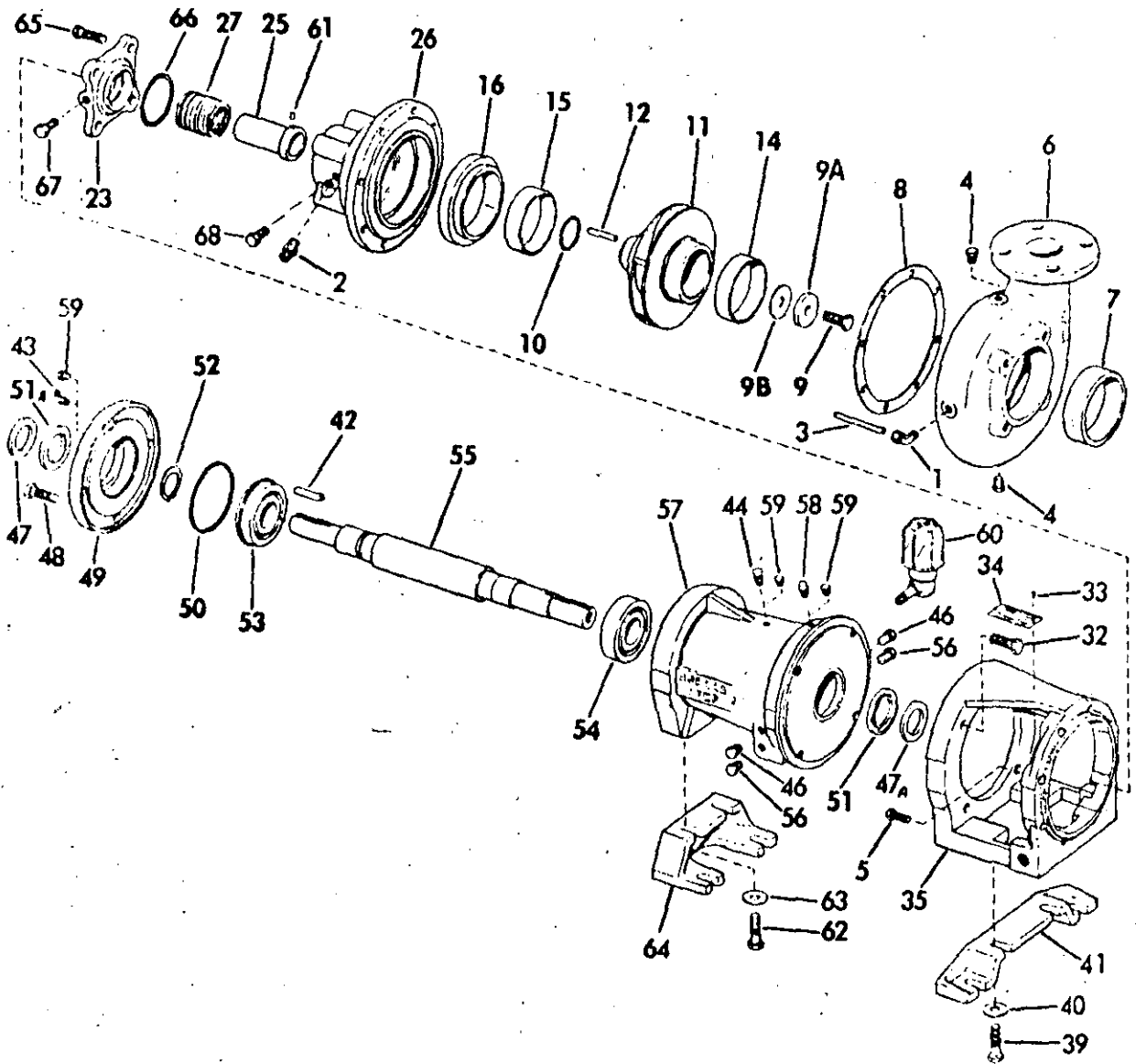
SUCCION AXIAL

LISTA DE PARTES.

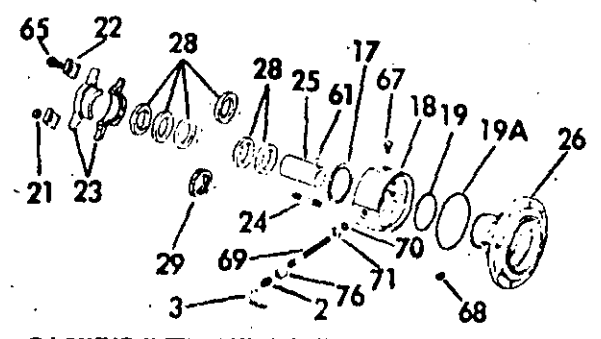
- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1.- Codo | 35.- Adaptador |
| 2.- Conector | 36.- Perno |
| 3.- Tubo | 39.- Perno |
| 4.- Tapón | 40.- Rondana |
| 5.- Perno | 41.- Base anterior |
| 6.- Carcaza | 42.- Cuña |
| 7.- Anillo desgaste carcaza | 43.- Grasera |
| 8.- Empaque | 44.- Tubo ventilación |
| 9.- Perno impulsor c/anillo | 46.- Tapón |
| 9A.- Rondana | 47.- Bota-agua |
| 9B.- Empaque | 48.- Perno |
| 10.- Anillo circular | 49.- Cubierta de balero |
| 11.- Impulsor | 50.- Anillo circular |
| 12.- Cuña impulsor | 51.- Sello de grasa |
| 14.- Anillo desgaste impulsor | 52.- Anillo de reten |
| 15.- Anillo desgaste impulsor | 53.- Balero |
| 16.- Anillo desgaste adaptador | 54.- Balero |
| 17.- Anillo de reten | 55.- Flecha |
| 18.- Chaqueta | 56.- Tapón |
| 19.- Anillo circular | 57.- Pedestal |
| 19A.- Anillo circular | 58.- Grasera |
| 20.- Perno | 59.- Tapón |
| 21.- Tuerca | 60.- Aceitera |
| 22.- Opresor de glándula | 61.- Vastago |
| 23.- Glándula | 62.- Perno |
| 24.- Birlo | 63.- Rondana |
| 25.- Camisa | 64.- Base posterior |
| 26.- Cubierta | 65.- Perno |
| 27.- Sello mecánico | 66.- Anillo circular |
| 28.- Estopero | 67.- Tapón |
| 29.- Anillo interna | 68.- Tapón |
| 32.- Perno | 69.- Niple |
| 31.- Remache | 70.- Anillo circular |
| 34.- Placa | 71.- Contra-tuerca |
| | 76.- Cople |

MODEL 364A
PIECE NUMBERS

SECTION 360P PAGE 5
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 5
DATE JANUARY 1972

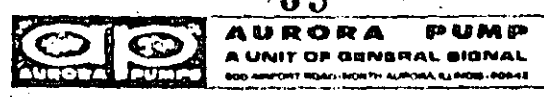


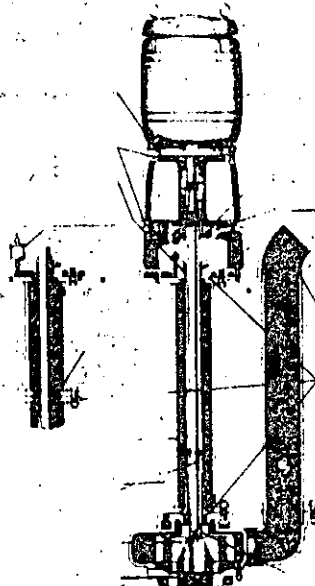
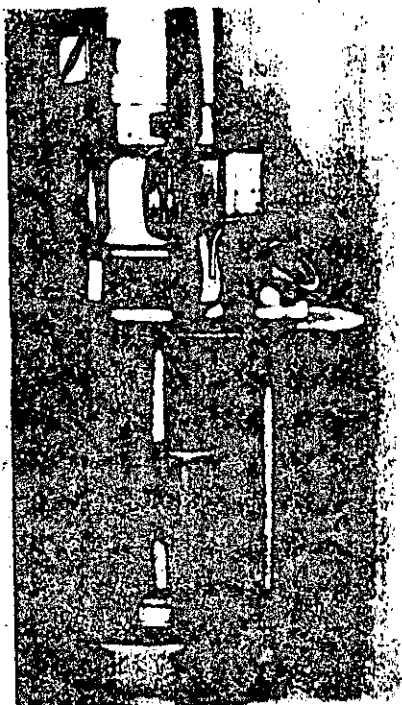
MECHANICAL SEAL WITH WATER JACKET



PACKING WITH AND WITHOUT LANTERN RING AND WATER JACKET

BOLD FACE PIECE NUMBERS INDICATE RECOMMENDED SPARE PARTS





BOMBA CENTRIFUGA VERTICAL INATASCABLE

T I P O

CARCAMO HUMEDO

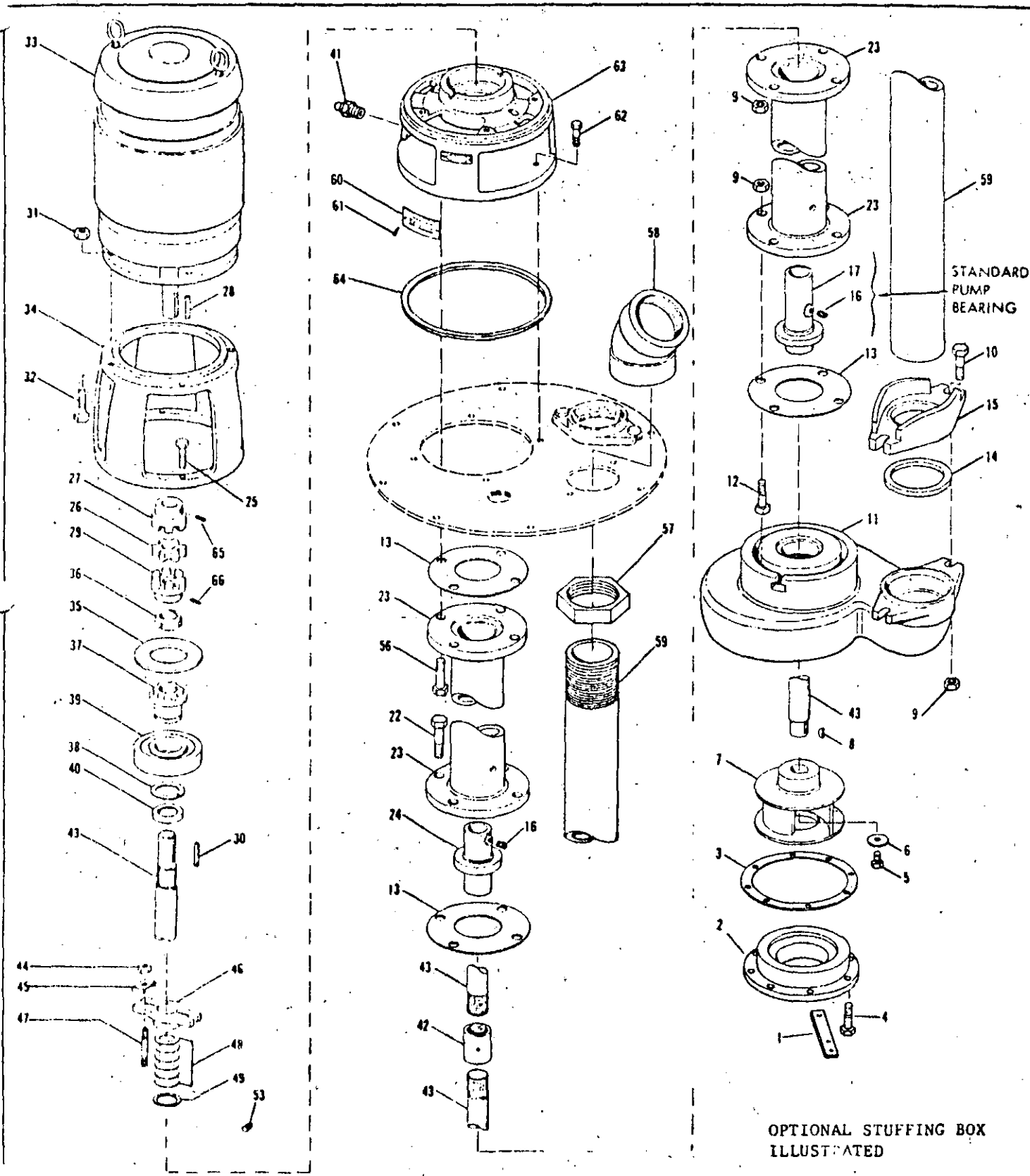
LISTA DE PARTES

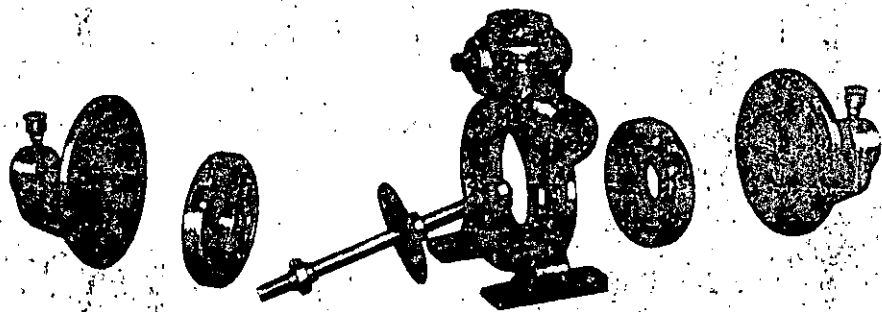
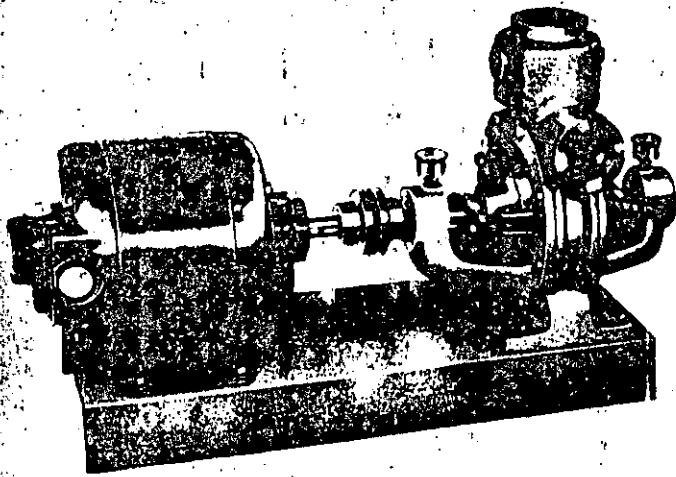
- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1.- Perno | 57.- Cubrepólvo |
| 2.- Rondana | 58.- Balero |
| 3.- Coladera | 59.- Sello de grasa |
| 7.- Perno | 60.- Bota-agua |
| 8.- Carcaza | 61.- Flecha |
| 10.- Empaque | 62.- Chaveta |
| 13.- Tornillo allen | 64.- Perno soporte |
| 15.- Impulsor | 65.- Rondana |
| 16.- Cuña impulsor | 66.- Tuerca |
| 21.- Perno | 67.- Opresor de glándula |
| 22.- Cubierta | 68.- Glándula |
| 23.- Empaque | 69.- Perno de ojo |
| 26.- Buje intermedio | 70.- Estopero |
| 30.- Buje de carcaza | 74.- Conector |
| 38.- Tuerca | 75.- Codo reductor |
| 39.- Perno | 77.- Contra-tuerca |
| 40.- Cubierta de flecha | 78.- Tubo de descarga |
| 42.- Perno | 80.- Perno |
| 43.- Injerto de cople | 81.- Tornillo allen |
| 44.- Tornillo allen | 82.- Placa |
| 45.- Medio cople motor | 83.- Remache |
| 46.- Cuña | 90.- Grasera |
| 46.- Tornillo allen | 91.- Codo |
| 48.- Medio cople bomba | 92.- Cople |
| 49.- Cuña | 93.- Niple corto |
| 52.- Motor | 94.- Niple |
| 53.- Soporte vertical | 95.- Adaptador a presión |
| 54.- Perno | 96.- Adaptador a presión |
| 56.- Collarín de balero | 97.- Manguera del engrase |

MODEL 631

PIECE NUMBERS

SECTION 630P PAGE 3
 DATE APRIL 1975
 SUPERSEDES PAGE 3
 DATED JANUARY 1972





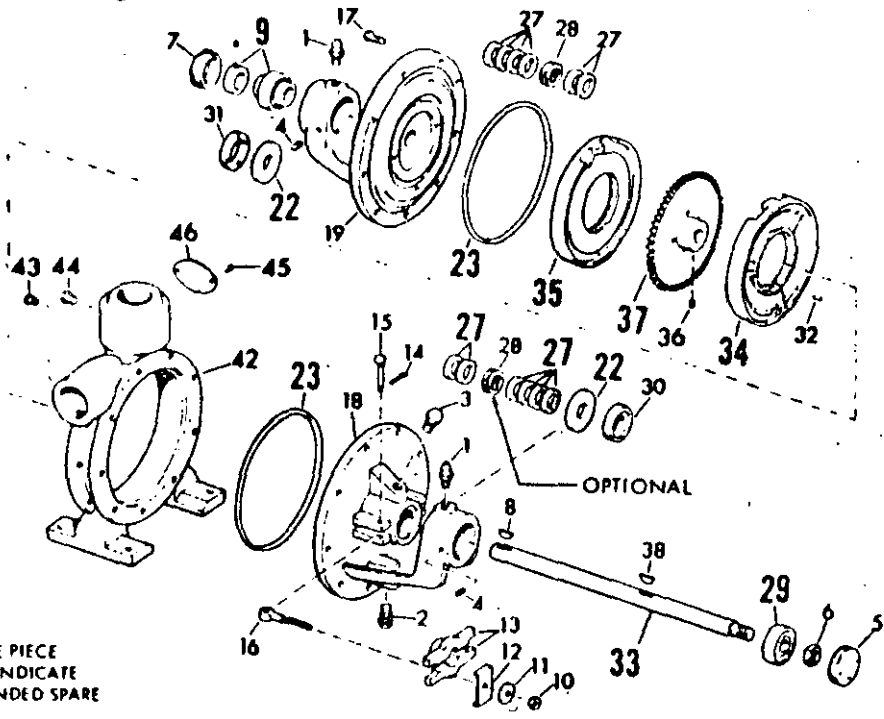
BOMBA HORIZONTAL PERIFERICA
 DE UN SOLO PASO
 LISTA DE PARTES

- | | | | |
|------|----------------------|------|--------------------------|
| 1.- | Grasera | 22.- | Bota-agua |
| 2.- | Tapón | 23.- | Anillo circular |
| 3.- | Tapón | 24.- | Sello mecánico |
| 4.- | Tornillo allen | 25.- | Tornillo allen |
| 5.- | Tuerca ciega | 26.- | Collarín |
| 6.- | Tuerca hexagonal | 27.- | Estopero |
| 7.- | Tuerca perforada | 28.- | Anillo de linterna |
| 8.- | Cuña media luna | 29.- | Balero |
| 9.- | Balero y collarín | 30.- | Tuerca perforada |
| 10.- | Tuerca de opresor | 31.- | Tuerca perforada |
| 11.- | Rondana de opresor | 32.- | Vastago |
| 12.- | Opresor de glándula | 33.- | Flecha |
| 13.- | Glándulas | 34.- | Anillo desgaste exterior |
| 14.- | Chaveta | 35.- | Anillo desgaste interior |
| 15.- | Perno eje | 36.- | Tornillo allen |
| 16.- | Perno de ojo | 37.- | Impulsor |
| 17.- | Perno de cubierta | 38.- | Cuña |
| 18.- | Cubierta de estopero | 42.- | Carcaza |
| 19.- | Cubierta de estopero | 43.- | Tapón |
| 20.- | Cubierta de sello | 44.- | Tapón |
| 21.- | Cubierta de sello | 45.- | Remache |
| | | 46.- | Placa |

44
MODEL 114-115-116

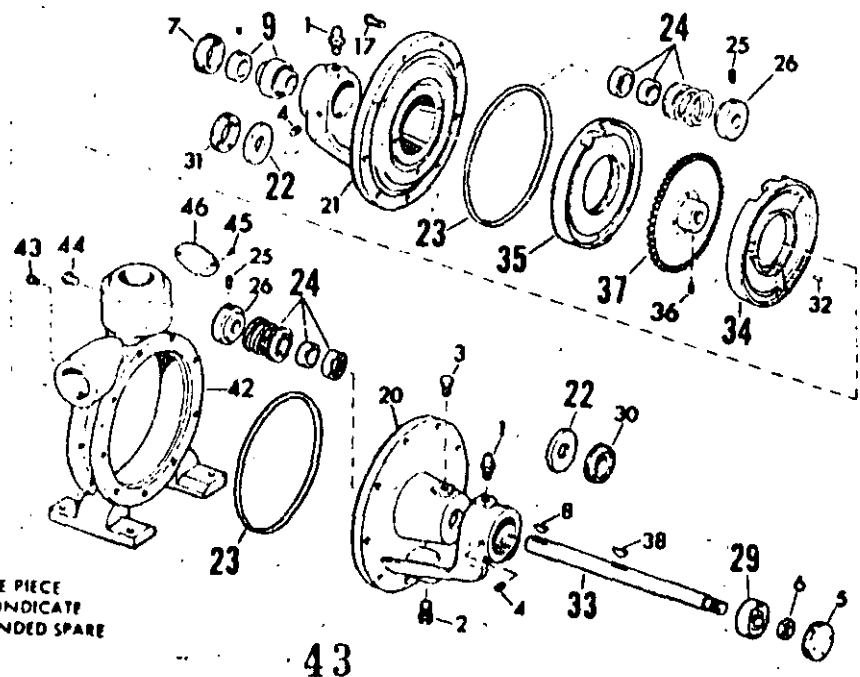
SECTION 110P PAGE 5
DATE JANUARY 1972

PIECE NUMBERS



BOLD FACE PIECE
NUMBERS INDICATE
RECOMMENDED SPARE
PARTS

SINGLE STAGE WITH PACKING

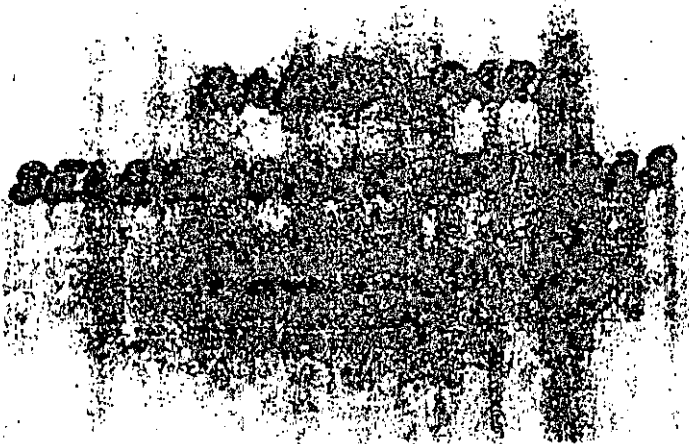


BOLD FACE PIECE
NUMBERS INDICATE
RECOMMENDED SPARE
PARTS

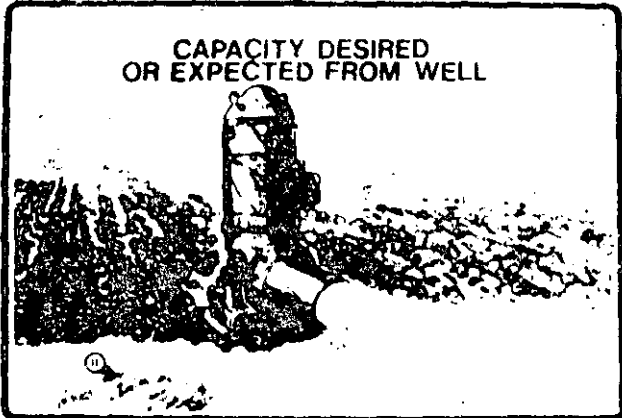
43

SINGLE STAGE WITH SEALS

GASTO Y CARGA

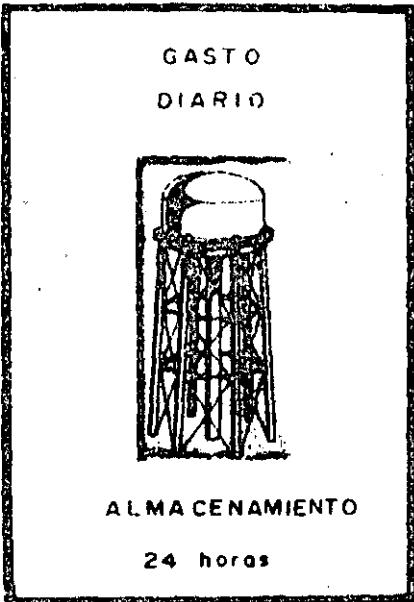


- A GASTO
- B CARGA
- C ~~LINEAS~~
- D ~~ESPESOR~~
- E NPSH



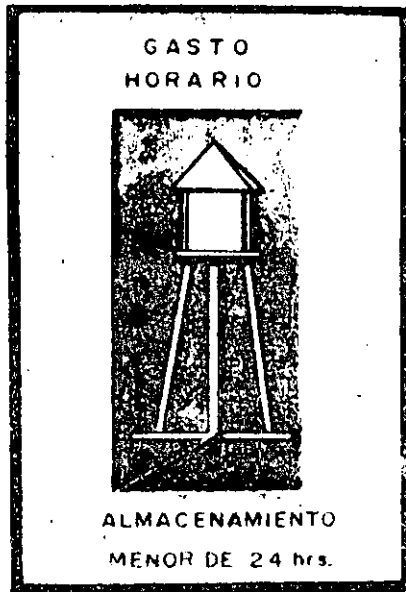
II A

- A).- GASTO MAXIMO DIARIO.
- B).- GASTO MAXIMO HORARIO.
- C).- GASTO MAXIMO INSTANTANEO.



$$\frac{\text{HABITANTES} \times \text{DOTACION (LTS/DIA)}}{24 \text{ HORAS} \times 60 \text{ MIN} \times 60 \text{ SEG}} \times 1.3$$

SELECCIONAR LA BOMBA PARA
OPERAR : 12 - 16 - 18 HORAS



HABITANTES DOTACION (LIT/LIA) x13x15

24 HORAS x 60 MIN x 60 SEG

SELECCIONAR LA BOMBA PARA

OPERAR: 12 - 16 - 18 HORAS

**BASES PARA
SELECCIONAR BOMBAS
PARA AGUA**

**GASTO MAXIMO PROBABLE
INSTANTANEO**

- 1 SISTEMA EMPIRICO BRITANICO**
- 2 SISTEMA EMPIRICO CHICAGO**
- 3 SISTEMA EMPIRICO
FAIRBANKS MORSE**
- 4 SISTEMA PROBABILISTICO O
METODO DE HUNTER**

USO PUBLICO	
W.C. FLUX	10
MANS. FLUX	5
LAVABO	2
FREGADERO	2
VERTEDERO	3
TOTAL U.M.	220

SISTEMA EMPIRICO FARRANKS MOORE

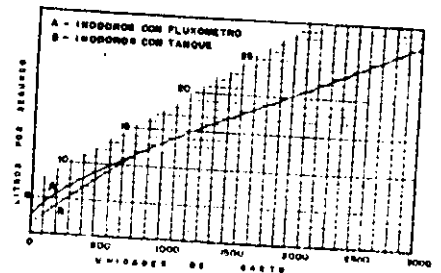
TOTAL DE MUEBLES: 80

TIPO OBRA	MUEBLES	FACTOR	ITEM	U.M.
APARTAMENTOS	50	0.70	25	1.25
HOTELES	50	0.45	12.5	2.00
HOSPITALES	50	1.00	50	4.00
MERCANTILES	50	1.10	43	2.10
OFICINAS	50	1.10	55	2.7
ESCUELAS	50	1.00	50	3.15

METODO DE HUNTER COSTO MAS PROBABLE

METODO DE HUNTER COSTO MAS PROBABLE

EQUIVALENCIA DE LOS MUEBLES EN UNIDADES DE COSTO			
MUEBLE	SECCION	UNIDAD	U.M.
ESCUELO	PUBLICO	VALVULA	10
ESCUELO	PUBLICO	TANQUE	5
FREGADERO	HOTEL	LLAVE	5
LAVABO	PUBLICO	LLAVE	5
DIRIGIDO	PUBLICO	VALVULA	10
DIRIGIDO	PUBLICO	VALVULA	5
REBAJADA	PUBLICO	TANQUE	5
TINA	PUBLICO	MEZCLADORA	5
VERTEDERO	PRIVADO	LLAVE	5
ESCUELO	PRIVADO	VALVULA	5
ESCUELO	PRIVADO	TANQUE	5
FREGADERO	PRIVADO	LLAVE	5
DIRIGIDO	PRIVADO	SEC. VALVULA	5
DIRIGIDO	PRIVADO	SEC. VALVULA	5
LAVABO	PRIVADO	LLAVE	5
LAVABO	PRIVADO	MEZCLADORA	5
TINA	PRIVADO	MEZCLADORA	5



METODO DE HUNTER

EJEMPLO	USO PUBLICO		
	MUEBLES	No	VALOR U.M.
W.C. FLUX	10	10	100
MANS. FLUX	10	5	50
LAVABO	10	2	20
FREGADERO	10	2	20
VERTEDERO	10	3	30
TOTAL U.M.	220	LPS:	5.54

METODO DE HUNTER

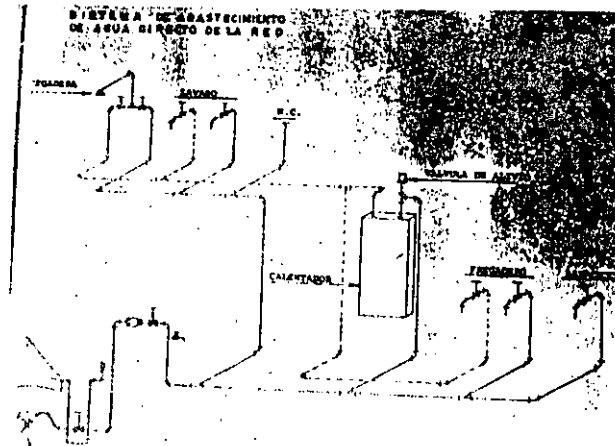
EJEMPLO	USO PRIVADO		
	MUEBLES	No	VALOR U.M.
W.C. TANQUE	10	3	30
REBAJADA	10	2	20
LAVABO	10	1	10
FREGADERO	10	2	20
LAVADERO	10	3	30
TOTAL U.M.	110	LPS:	3.02

ELEMENTOS QUE X

II A

PUEDEN MODIFICAR EL
GASTO MAXIMO INSTANTANEO

- A) LOCALIZACION GEOGRAFICA
- B) CONDICION SOCIO-ECONOMICA
- C) PRESION DEL AGUA
- D) CALIDAD DEL AGUA
- E) COSTO DEL AGUA
- F) USO DE MEDIDORES



SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DIRECTO DE LA RED MUNICIPAL.

Datos para calcular tomas, tubería y medidores en casas y edificios pequeños, de acuerdo con normas de E. U. A.

1.- Determinar la demanda máxima probable de la casa en unidades mueble de acuerdo con la siguiente tabla:

TIPO DE MUEBLE	UNIDADES MUEBLE
1 Excusado de tanque	3
1 Lavabo	1
1 Tina de baño con o sin regadera	2
1 Regadera	2
1 Fregadero de cocina	2
1 Lavadero	3
1 Lavadora	3
1 Llave de manguera	4

2.- Determinar la presión disponible en la toma, Esta deberá ser suficiente para dar una presión de .6 Kg/Cm² en muebles de baja presión o de 1.05 Kg/Cm² en el caso de usar muebles de fluxómetro, una vez deducidas la altura del mueble y las pérdidas por fricción. En caso de presiones mayores de 4 Kg/Cm² se recomienda el uso de válvulas reguladoras de presión.

3.- La siguiente tabla puede ser utilizada para seleccionar los diámetros de toma y línea de alimentación, basados en diferentes longitudes de tubería y el total de unidades mueble. Estos diámetros han sido calculados usando 3 m. por segundo de velocidad del agua, lo que corresponde aproximadamente a 10% de pérdidas por fricción.

ABASTECIMIENTO DIRECTO

TABLA DE CALCULO

LINEA	UNIDADES MUEBLE	DIAMETRO TOMA	DIAMETRO TUBERIA	LONGITUD MAXIMA
1	25	19 mm	19 mm	15 m
2	16	19 mm	19 mm	30 m
3	15	19 mm	19 mm	45 m
4	40	19 mm	25 mm	15 m
5	33	19 mm	25 mm	30 m
6	28	19 mm	25 mm	45 m
7	50	25 mm	25 mm	15 m
8	40	25 mm	25 mm	30 m
9	30	25 mm	25 mm	45 m
10	96	25 mm	32 mm	15 m
11	65	25 mm	32 mm	30 m
12	55	25 mm	32 mm	45 m
13	150	32 mm	32 mm	15 m
14	100	32 mm	32 mm	30 m
15	65	32 mm	32 mm	45 m
16	250	32 mm	38 mm	15 m
17	160	32 mm	38 mm	30 m
18	130	32 mm	38 mm	45 m

CARGA MANOMETRICA

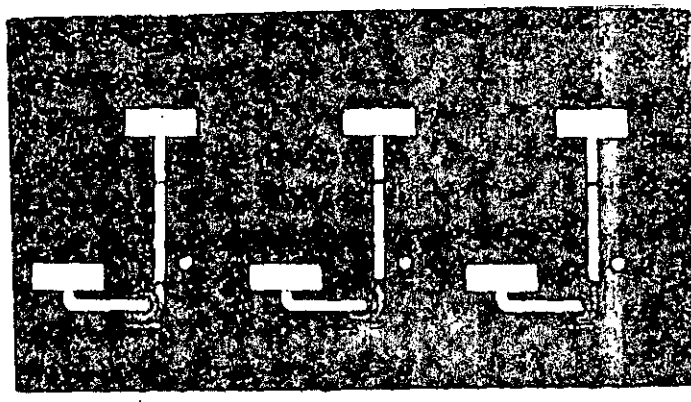
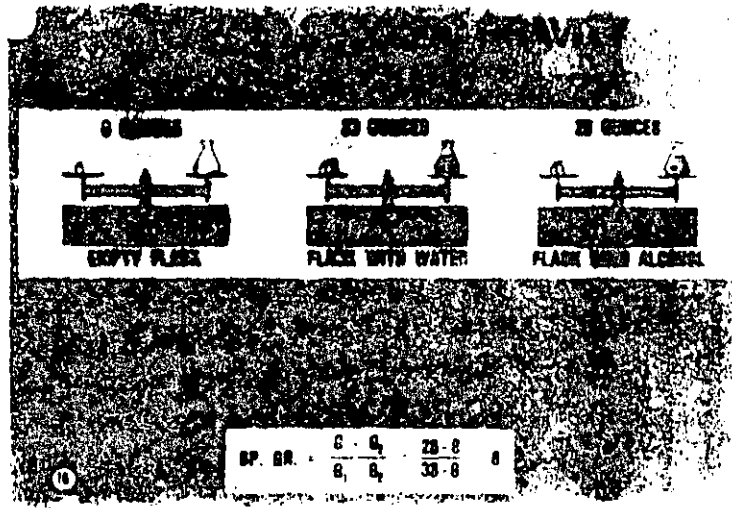
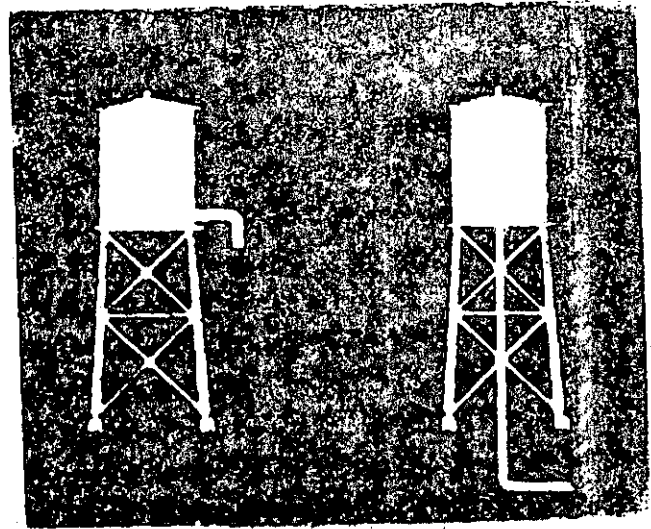
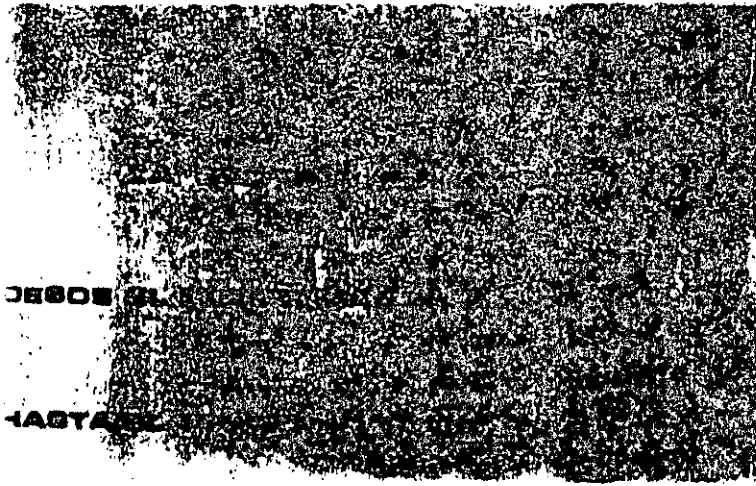
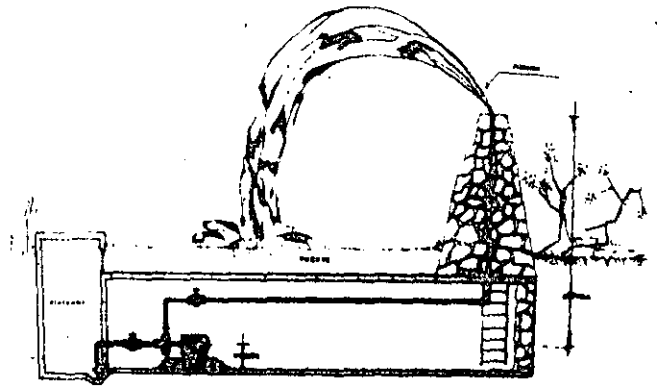
ALTURA DE SUCCION

PERDIDAS DE SUCCION

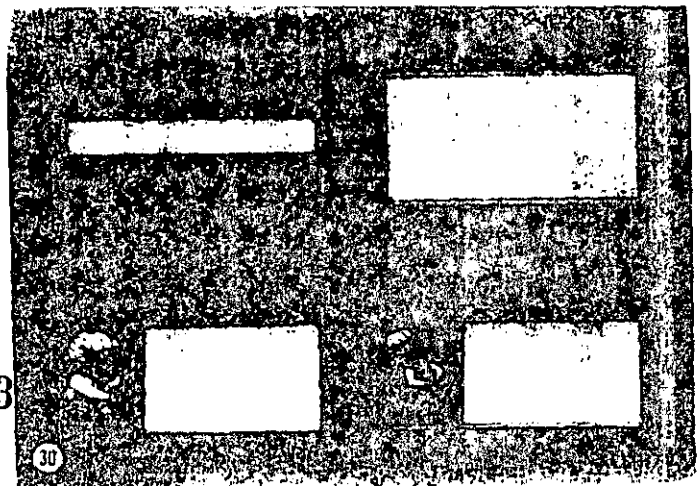
ALTURA DE DESCARGA

PERDIDAS EN DESCARGA

PRESION REQUERIDA



LA PERDIDA DE
CAUSADA POR
EL AGUA Y LA



06

LONGITUD EQUIVALENTE DE VALVULAS Y CONEXIONES EN METROS DE TUBO NUEVO (FLUJO TURBULENTO)

PIEZAS				DIAMETROS EN MMS.												
		MATERIAL		6.3	9.5	13	19	25	32	38	51	63	76	101	152	203
CODO 90° NORMAL	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.70	.95	1.10	1.34	1.58	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.96	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.22	1.80	2.71	3.6
CODO 90° LARGO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.46	.61	.67	.70	.82	.96	1.04	1.10	1.10	1.10	1.40	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.34	.40	.49	.61	.70	.82	.80	1.02	1.68	1.74	2.1
CODO 45°	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.10	.16	.22	.28	.40	.52	.64	.82	.98	1.22	1.68	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.14	.18	.25	.34	.40	.52	.61	.79	1.07	1.71	1.39
TE MUNDO TUBO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.24	.37	.52	.73	.98	1.40	1.71	2.35	2.83	3.35	5.18	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.21	.25	.30	.40	.46	.55	.58	.67	.85	1.16	1.43
TE FLUJO 90° LARGO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.73	1.09	1.28	1.62	2.01	2.65	3.02	3.66	3.96	4.18	6.40	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.61	.79	1.01	1.34	1.58	2.01	2.29	2.87	3.66	5.49	7.32
U 90°	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.70	.94	1.10	1.34	1.58	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.96	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.34	1.80	2.71	3.66
VALVULA GLOBO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		6.4	6.71	6.71	7.32	8.84	11.28	12.80	16.46	18.90	24.08	33.53	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	11.58	12.19	13.72	19.51	17.98	21.34	23.47	28.65	36.58	57.91	79.25
VALVULA COMPT.	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.10	.14	.17	.20	.26	.34	.37	.46	.52	.58	.76	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	-	-	-	-	-	.79	.82	.85	.98	.98	
VALVULA ANGULO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		3.90	4.57	4.57	4.57	5.18	5.49	5.49	5.49	5.49	6.49	5.49	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	4.57	4.57	5.18	5.49	5.49	6.40	6.71	7.53	11.58	19.20	27.43
CONEJO COLAMP.	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		2.19	2.23	2.44	2.68	3.35	3.96	4.57	5.79	6.71	8.23	11.58	-	-
	BRIDA	ACERO Fo.Fo.		-	-	1.16	1.62	2.19	3.05	3.66	5.18	6.40	8.23	11.58	19.20	27.43
CONEXION GLOBO	ROSCA			.04	.05	.06	.07	.09	.11	.12	.14	.15	.16	.20	-	-
	BRIDA			-	-	-	-	-	-	-	-	-	.13	.16	-	-
ENTRADA CAMBIA	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.01	.02	.03	.04	.05	.08	.09	.13	.16	.20	.26	.49	.70
	BRIDA			-	-	-	-	-	-	-	-	-	.17	.23	.40	.58
ENTRADA A BUJE	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.13	.21	.29	.40	.55	.79	.94	1.31	1.58	2.04	2.90	4.88	7.01
	BRIDA			-	-	-	-	-	-	-	-	1.68	2.35	3.96	5.79	
ENTRADA ACTIVO	ROSCA	ACERO Fo.Fo.		.27	.43	.58	.79	1.10	1.55	1.84	2.59	3.05	3.96	5.79	9.75	13.72
	BRIDA			-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

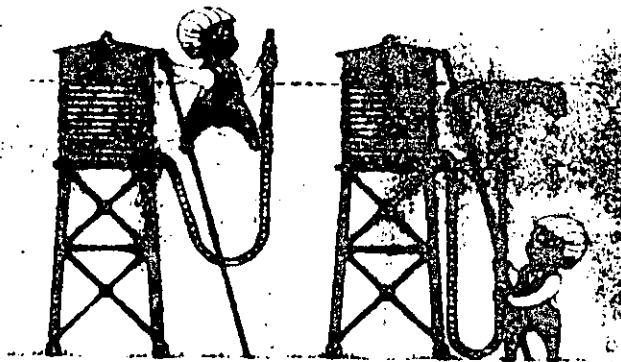
$$H = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

PRESSION EN LA DESCARGA:

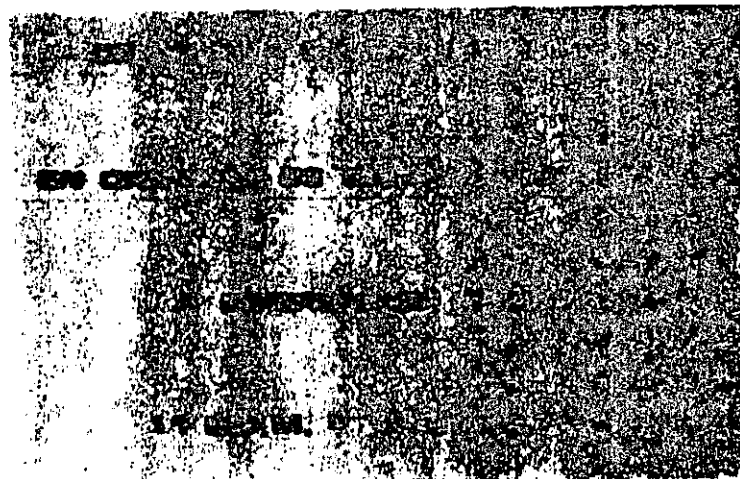
LA PRESSION REQUERIDA EN KG/CM^2

EN EL PUNTO DE DESCARGA

(1 KG/CM^2 = 10 M DE COLUMNA DE AGUA)



9

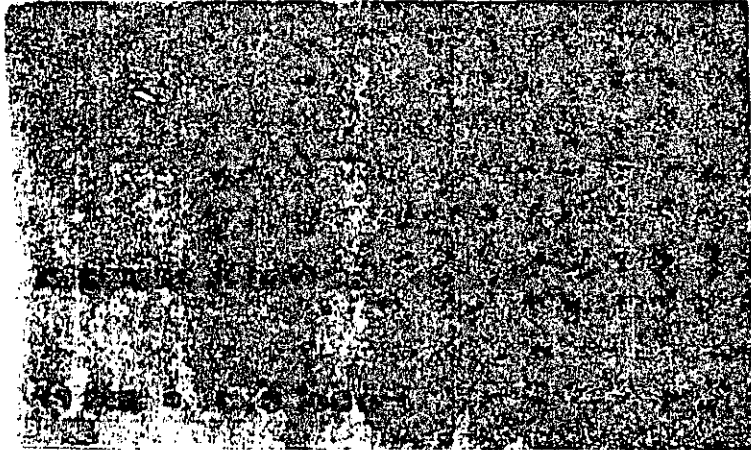


From Fire Stream Tables, originally prepared by John R. Freeman.

This table is computed from the formula $Q = 29.83cd^2\sqrt{p}$ with $c = 1.00$, a figure seldom reached in practice.

The theoretical discharge of sea water, as from fireboat nozzles, may be found by subtracting 1 per cent from the figures in the following table, or from the formula $Q = 29.47cd^2\sqrt{p}$.

HEAD Lbs. per Sq. In.	Feet	Velocity of Discharge in Ft. per Second.	Diameter of											
			$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	
1	2.31	12.20	.17	.47	1.05	1.87	4.20	7.46	11.7	16.8	22.9	29.9	37.8	
2	4.62	17.25	.16	.66	1.43	2.64	5.94	10.5	16.5	23.7	32.3	42.7	53.4	
3	6.93	21.13	.20	.81	1.82	3.23	7.27	12.9	20.2	29.1	39.6	51.7	65.4	
4	9.24	24.39	.23	.95	2.10	3.73	8.40	14.9	23.3	33.6	45.7	59.7	75.6	
5	11.54	27.26	.26	1.04	2.35	4.17	9.39	16.7	26.1	37.6	51.1	66.7	84.5	
6	13.85	29.87	.29	1.14	2.57	4.57	10.3	18.3	28.6	41.1	56.0	73.1	92.5	
7	16.16	32.26	.31	1.23	2.78	4.94	11.1	19.7	30.8	44.4	60.5	79.0	99.9	
8	18.47	34.49	.33	1.32	2.97	5.28	11.9	21.1	33.0	47.5	64.6	84.4	107	
9	20.78	36.58	.35	1.40	3.15	5.60	12.6	22.4	35.0	50.4	68.6	89.5	113	
10	23.09	38.56	.37	1.48	3.30	5.90	13.3	23.6	36.8	53.2	72.2	94.4	119	
11	25.40	40.45	.39	1.55	3.45	6.19	13.9	24.7	38.6	55.8	75.7	99.0	125	
12	27.71	42.24	.40	1.62	3.60	6.47	14.5	25.7	40.3	58.3	79.1	103	131	
13	30.02	43.97	.42	1.68	3.74	6.73	15.1	26.7	41.9	60.7	82.3	108	136	
14	32.33	45.63	.43	1.75	3.88	6.98	15.7	27.7	43.5	63.0	85.4	112	141	
15	34.63	47.22	.45	1.81	4.02	7.23	16.3	28.7	45.0	65.1	88.4	116	146	
16	36.94	48.78	.46	1.87	4.16	7.47	16.8	29.7	46.5	67.2	91.3	120	151	
17	39.25	50.28	.48	1.92	4.29	7.69	17.3	30.7	47.9	69.3	94.1	123	156	
18	41.56	51.73	.49	1.98	4.42	7.92	17.8	31.6	49.3	71.3	96.8	127	160	
19	43.87	53.15	.51	2.03	4.54	8.13	18.3	32.5	50.7	73.3	99.5	130	165	
20	46.18	54.54	.52	2.09	4.66	8.35	18.8	33.4	52.0	75.3	102	134	169	
22	50.80	57.19	.55	2.19	4.90	8.75	19.7	35.0	54.6	78.9	107	140	177	
24	55.41	59.74	.57	2.27	5.13	9.14	20.6	36.4	57.0	82.4	112	146	185	
26	60.03	62.18	.59	2.38	5.34	9.52	21.4	38.0	59.4	85.8	116	152	193	
28	64.65	64.52	.62	2.47	5.53	9.88	22.2	39.5	61.6	89.0	121	158	200	
30	69.27	66.79	.64	2.56	5.71	10.2	23.0	40.9	63.7	92.2	125	164	207	
32	73.89	68.98	.66	2.64	5.89	10.6	23.8	42.3	65.8	95.2	129	169	214	
34	78.50	71.10	.68	2.72	6.07	10.9	24.5	43.6	67.8	98.2	133	174	220	
36	83.12	73.16	.70	2.80	6.25	11.2	25.2	44.8	69.8	101	137	179	226	
38	87.74	75.17	.72	2.87	6.42	11.5	25.9	46.0	71.8	104	141	184	233	
40	92.36	77.11	.74	2.95	6.60	11.8	26.5	47.2	73.6	106	144	189	239	
42	96.98	79.03	.75	3.01	6.76	12.1	27.2	48.4	75.4	109	148	193	245	
44	101.59	80.88	.77	3.08	6.92	12.4	27.8	49.6	77.2	112	151	198	251	



C. Effective Range of Fire Streams

Much of the fundamental data now employed in hydraulic work in fire protection was developed in a series of extensive investigations by John R. Freeman

Table 12-30. Effective Range of Solid Fire Streams

Showing the distance in feet from the nozzle at which streams will do effective work with a moderate wind blowing. With a strong wind, the reach is greatly reduced.

Pressure of Nozzle,	SIZE OF NOZZLE									
	1-in.		1 1/4-in.		1 1/2-in.		1 3/4-in.		2-in.	
	Vertical Dis- tance, Ft	Horizontal Dis- tance, Ft	Vertical Dis- tance, Ft	Horizontal Dis- tance, Ft	Vertical Dis- tance, Ft	Horizontal Dis- tance, Ft	Vertical Dis- tance, Ft	Horizontal Dis- tance, Ft	Vertical Dis- tance, Ft	Horizontal Dis- tance, Ft
20	35	37	36	38	36	39	37	40	37	42
25	43	47	44	44	45	46	45	47	46	49
30	51	57	52	50	52	52	53	54	54	56
35	58	65	59	54	59	58	60	59	62	62
40	64	73	65	59	65	62	65	64	69	66
45	69	80	70	63	70	65	72	68	74	71
50	73	87	75	66	75	69	77	72	79	75
55	76	94	79	69	80	72	81	75	83	78
60	79	101	83	72	84	75	85	77	86	81
65	82	108	86	75	87	78	88	79	90	82
70	85	115	88	77	90	80	91	82	92	84
75	87	122	90	79	92	82	93	84	94	85
80	89	129	92	81	94	84	95	86	95	87
85	91	136	94	83	96	86	97	88	98	89
90	93	143	96	85	98	88	99	90	100	91

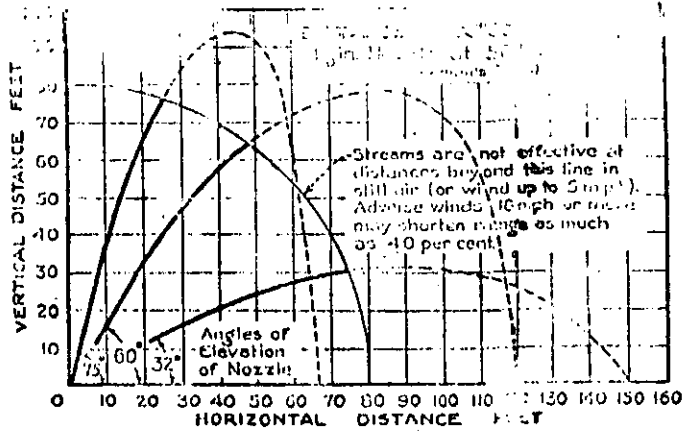
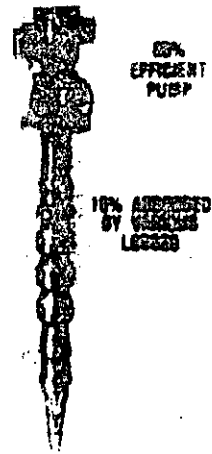
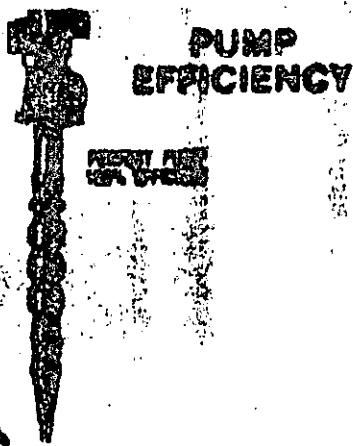


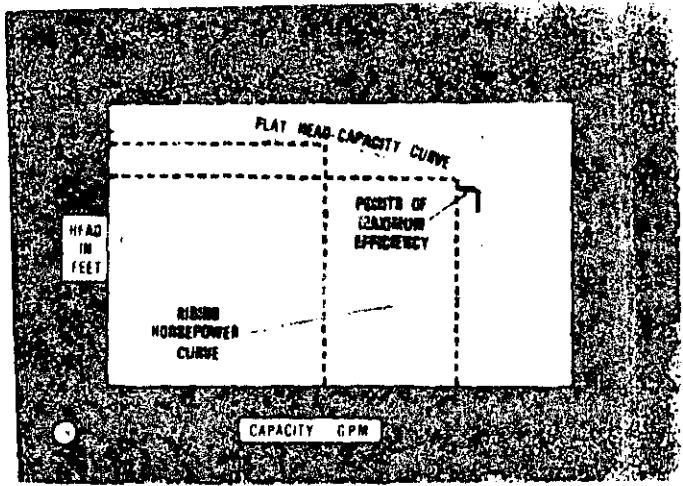
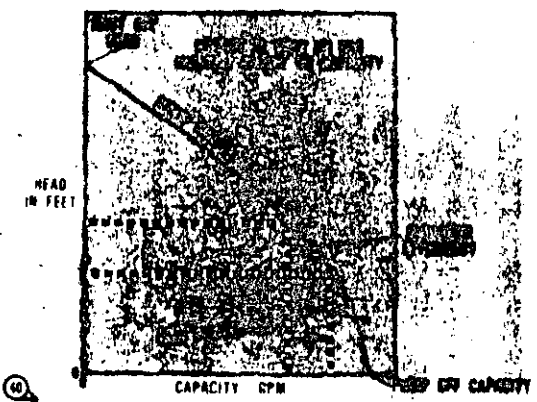
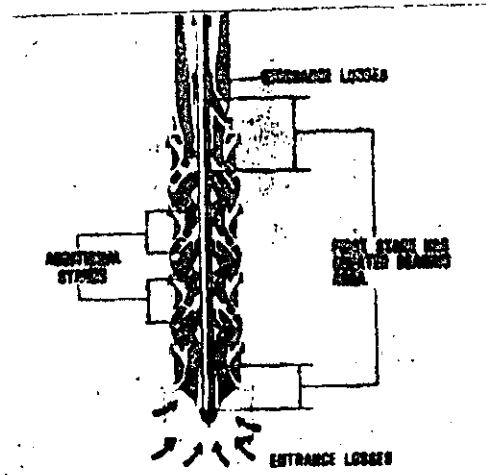
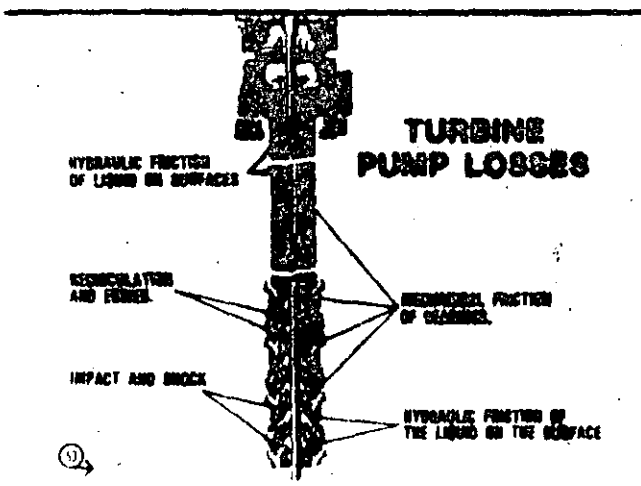
Fig. 12-33. Effective range of a fire stream from $1\frac{1}{8}$ in. nozzle.

Table 12-33. Discharge Through $1\frac{1}{8}$ Stream Nozzles
(for use with 220 psi nozzle)

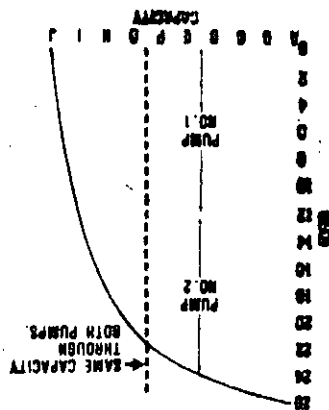
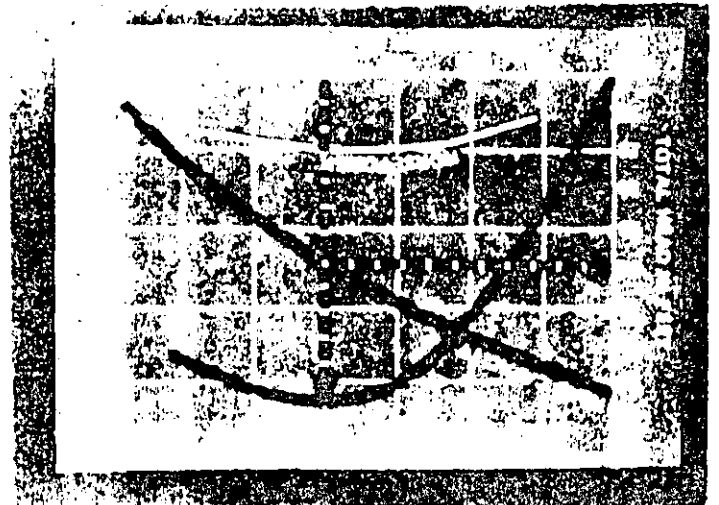
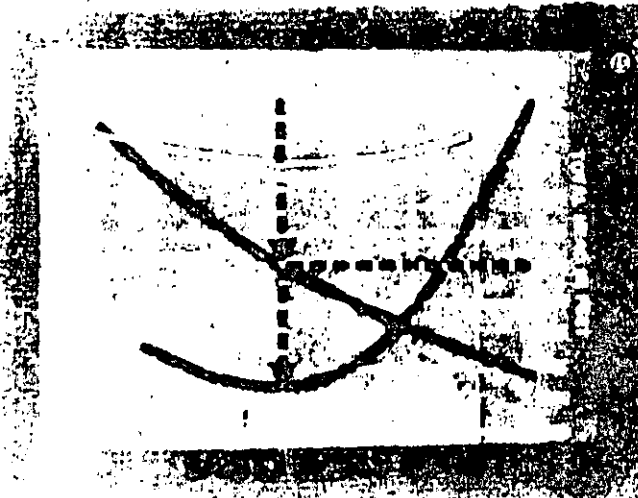
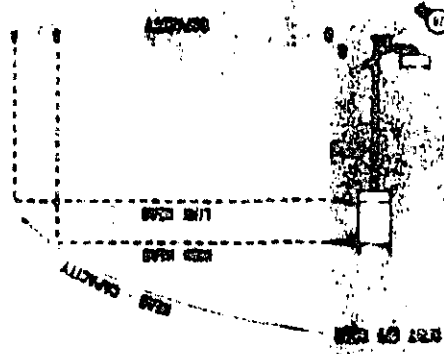
Nozzle Pressure psi Measured by Pitot Tube	Nozzle Discharge in U.S. Gallons per Minute					
	$\frac{3}{4}$	1	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{3}{4}$	2
20	74	100	116	132	167	206
22	77	104	121	139	175	216
24	80	109	127	145	183	226
26	84	113	132	151	191	235
28	87	118	137	157	198	244
30	90	122	142	162	205	253
32	93	126	146	167	212	261
34	96	130	151	172	218	269
36	98	133	155	177	224	277
38	101	137	160	182	231	285
40	104	141	164	187	237	292
42	107	144	168	192	243	299
44	111	150	174	198	251	310
48	114	155	179	205	259	320
50	117	158	183	209	265	326
52	119	161	186	213	270	333
54	121	164	190	217	275	339
56	123	167	194	221	280	345
58	125	170	197	225	285	351
60	127	172	201	229	290	357
62	129	175	204	233	295	363
64	131	178	207	237	299	369
66	133	180	210	240	304	375
68	135	183	214	244	309	381
70	137	186	217	247	313	386
72	139	188	220	251	318	391
74	141	190	223	254	322	397
76	143	193	226	258	326	402
78	145	196	229	261	330	407
80	147	199	232	264	335	413
90	151	207	238	271	343	429
100	156	214	245	278	351	441
110	163	221	251	284	359	453
120	170	228	257	290	367	465
130	177	235	263	296	375	477
140	184	242	269	302	383	489
150	191	249	275	308	391	501
160	198	256	281	314	399	513
Average coefficient of discharge per cent.	98	98	99	99	99	99



25% EFFICIENT PUMP



09



PUMPS ON STAGES
OPERATING IN SERIES
CENTRAL PUMP ON STAGES

6 9

LIMITACIONES EN SELECCION DE BOMBAS

**LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

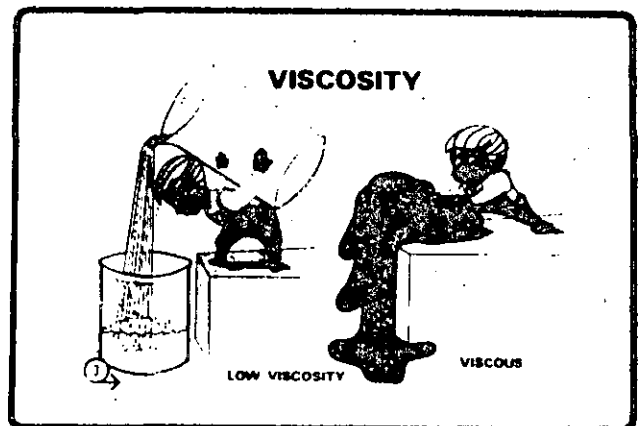
II C

POR CARACTERISTICAS:

- A). _ DEL LIQUIDO
- B). _ DE LA INSTALACION
- C). _ DE LAS BOMBAS

LIMITACIONES POR
EL CARACTER
DEL LIQUIDO

a. VISCOSIDAD

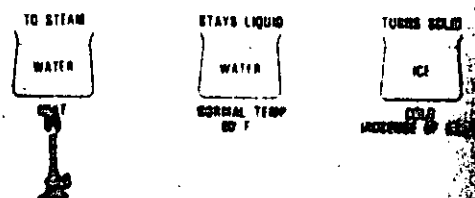


II C

LIMITACIONES POR EL CARACTER
DEL LIQUIDO

b) TEMPERATURA
(PRESION DE VAPOR)

TEMPERATURE CHANGES THINGS

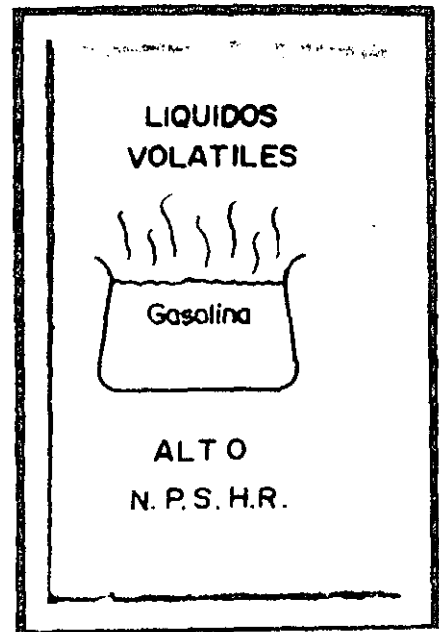


ALSO AFFECTS: DENSITY, THERMAL EXPANSION, SPECIFIC GRAVITY, CONDUCTIVITY

II C

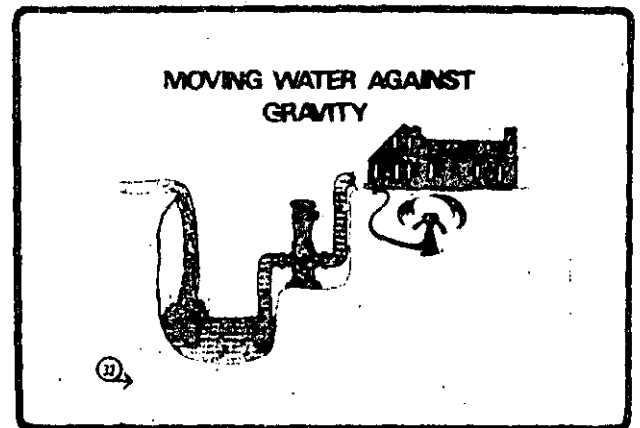
LIMITACIONES POR EL CARACTER
DEL LIQUIDO

C) VOLATILIDAD
(PRESION DE VAPOR)



II C

B) LIMITACIONES POR
CARACTERISTICAS
DE LA
INSTALACION



II C

6)- LOCALIZACION A GRAN ALTURA
SOBRE NIVEL DEL MAR
BAJO NPSHA
0
BAJA PRESION ATMOSFERICA

ATMOSPHERIC
PRESSURES
(EFFECTS NPSHA)

POUNDS
PER
SQUARE
FOOT

10
11
12
13
14
15
16

ALTITUDE ABOVE SEA LEVEL

**EXCESIVA PROFUNDIDAD
DE
SUCCION**

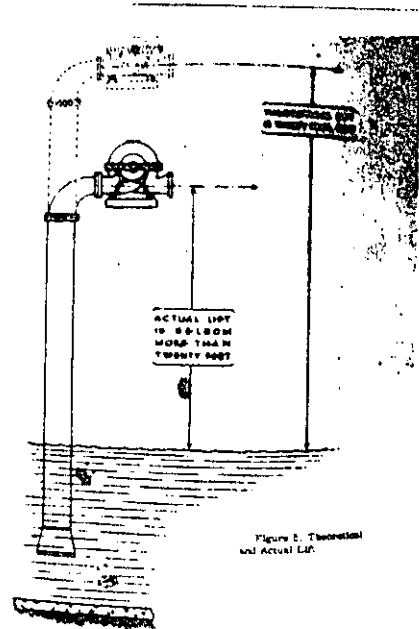
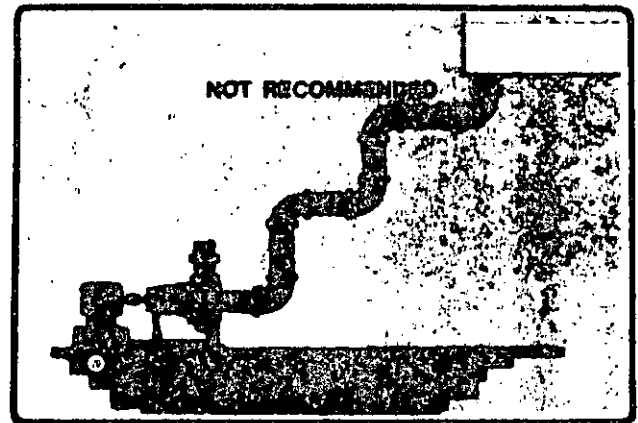


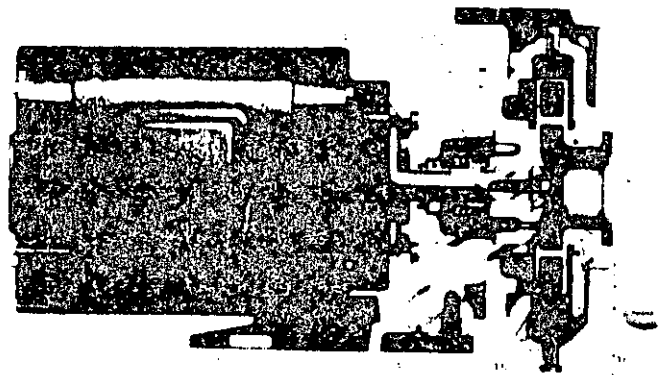
Figure 2. Theoretical and Actual Lift.

II C

**-4 POR EXCESO DE PERDIDAS
POR FRICCION EN LA
SUCCION**

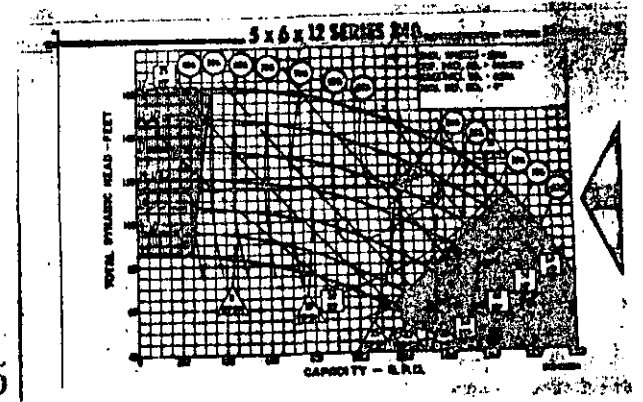
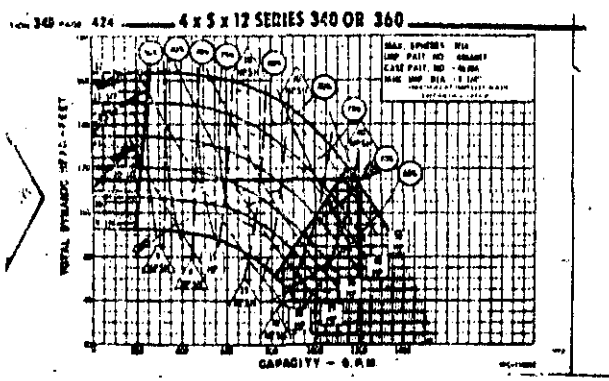
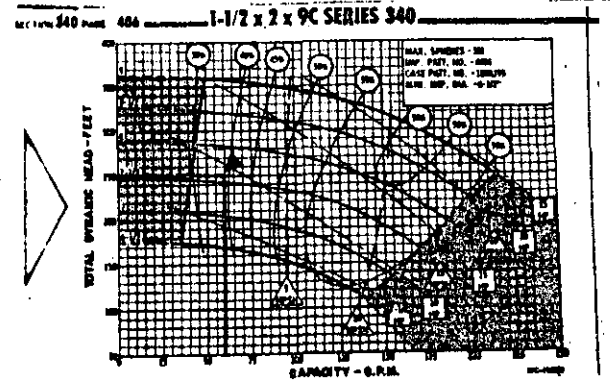
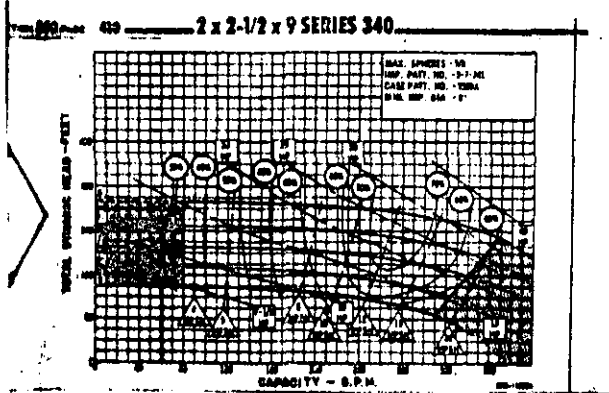


**LIMITACIONES
POR
SELECCION INADECUADA
DE LA
BOMBA**

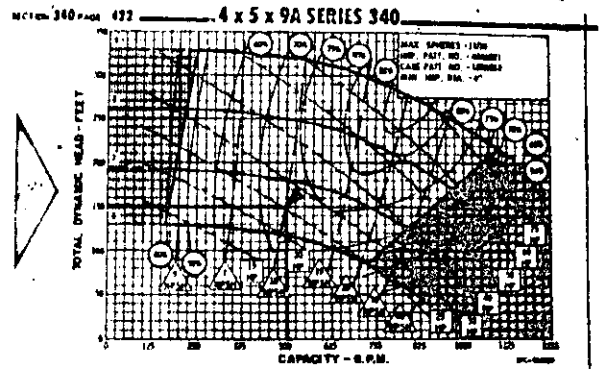
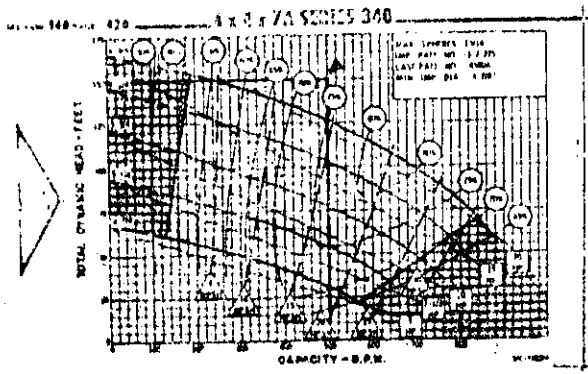
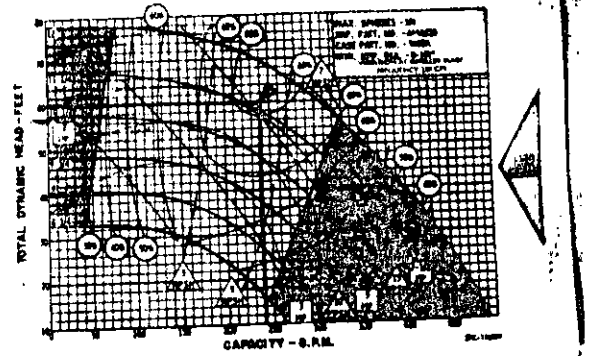
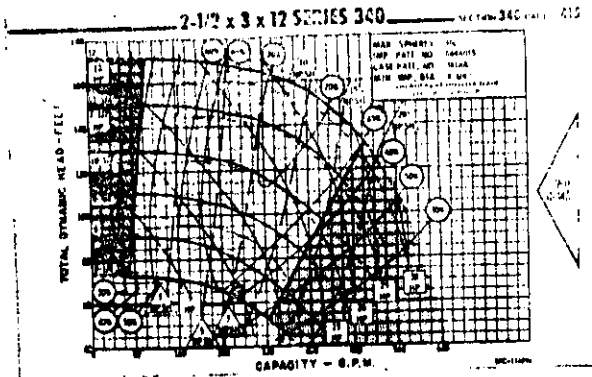


**LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

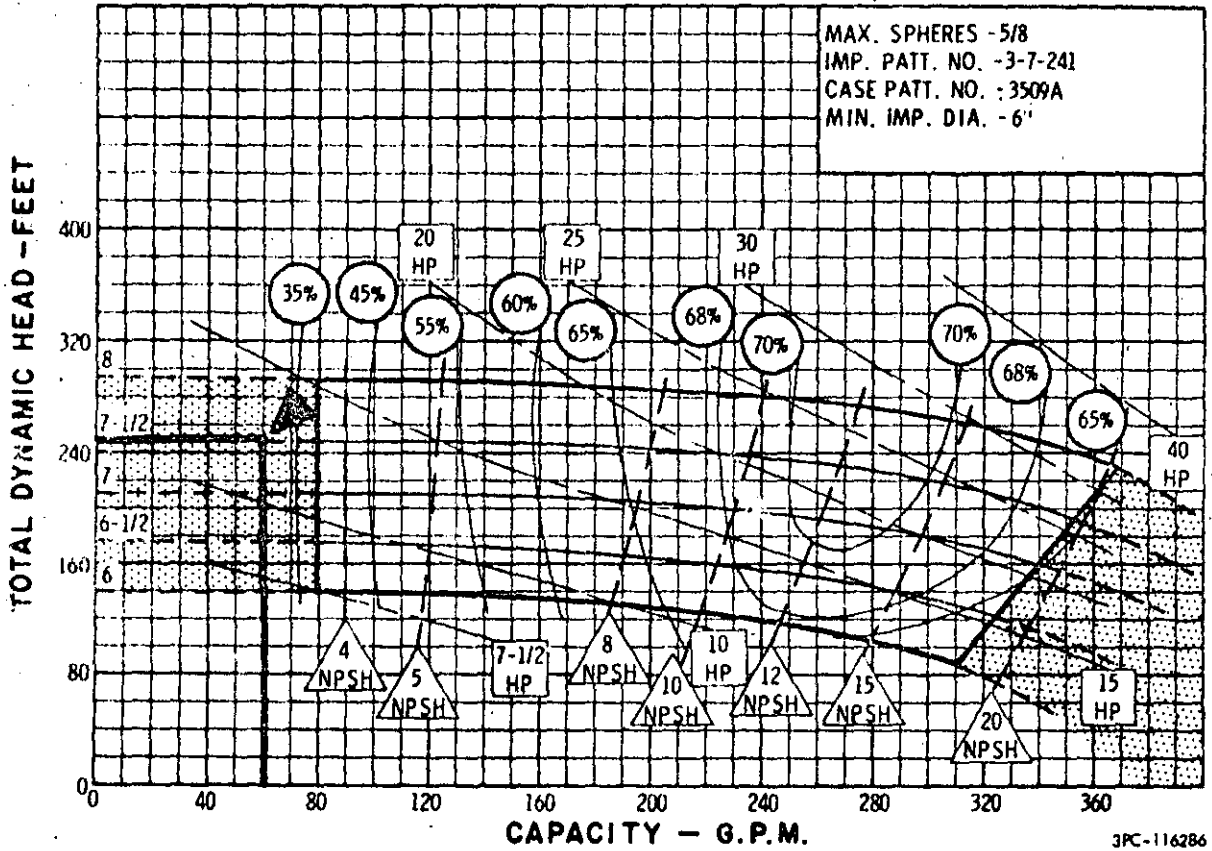
**LIMITES
MAXIMO Y MINIMO
DE GASTO**



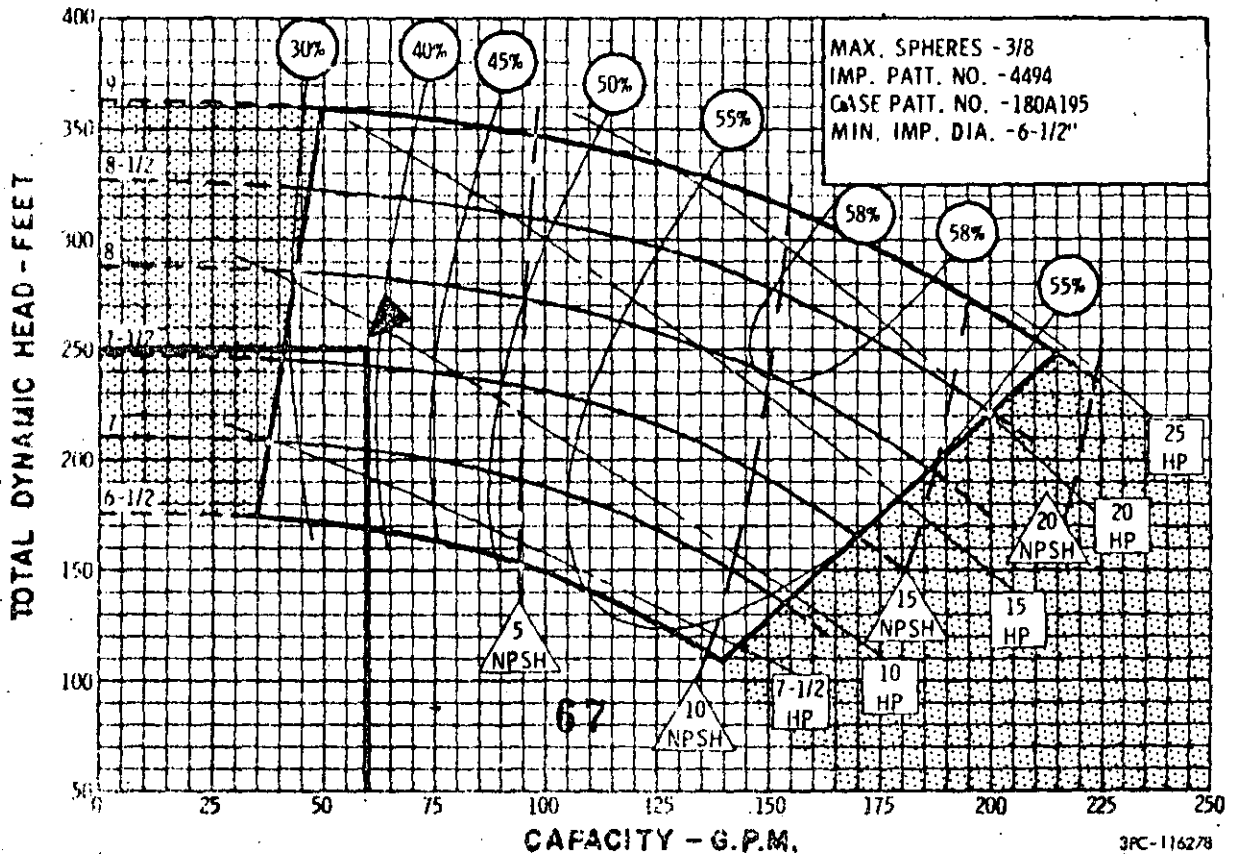
LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS



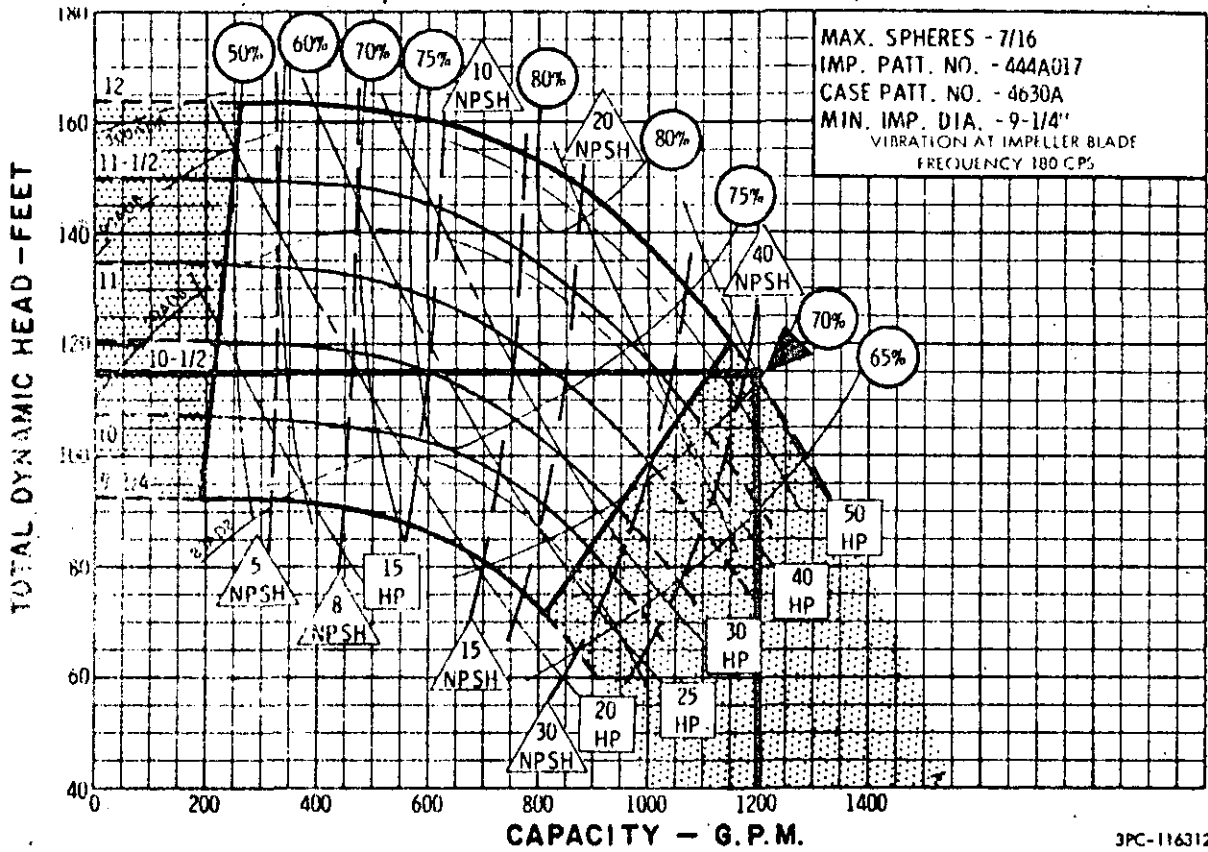
2 x 2-1/2 x 9 SERIES 340



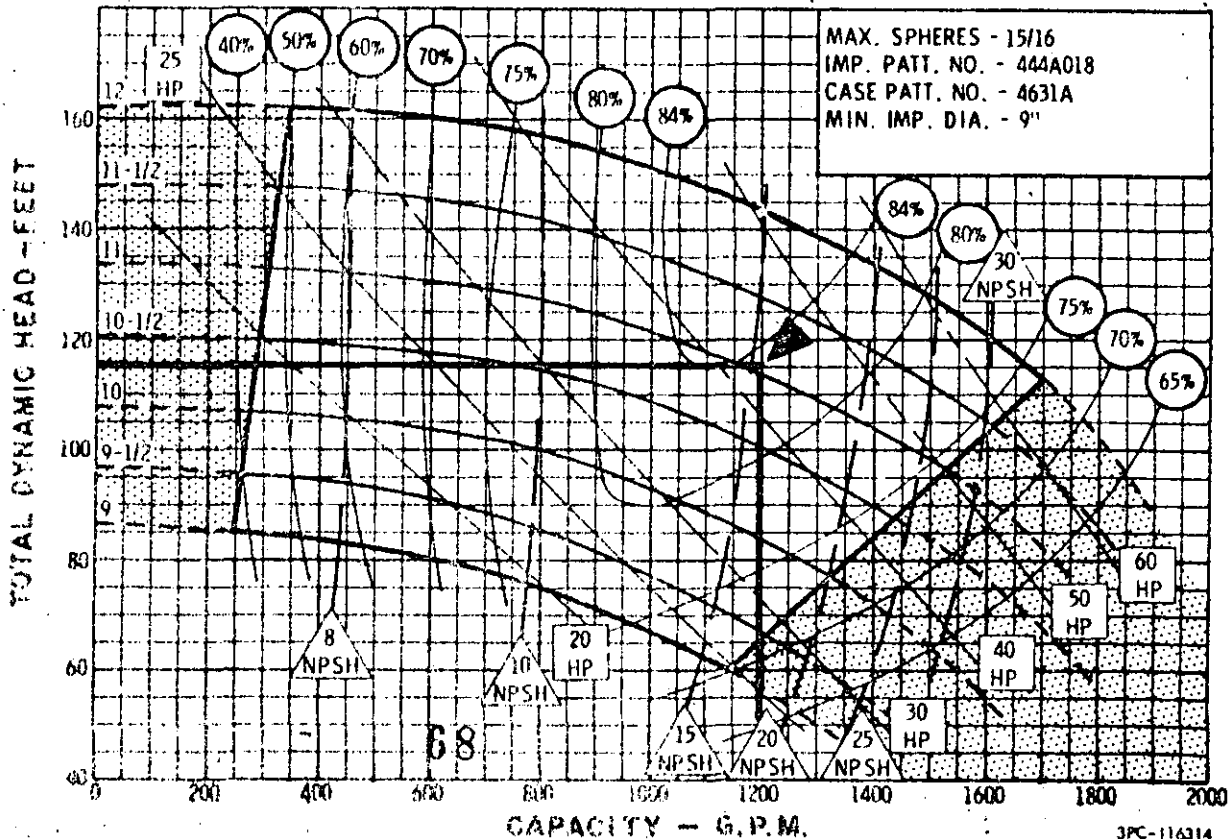
1-1/2 x 2 x 9C SERIES 340



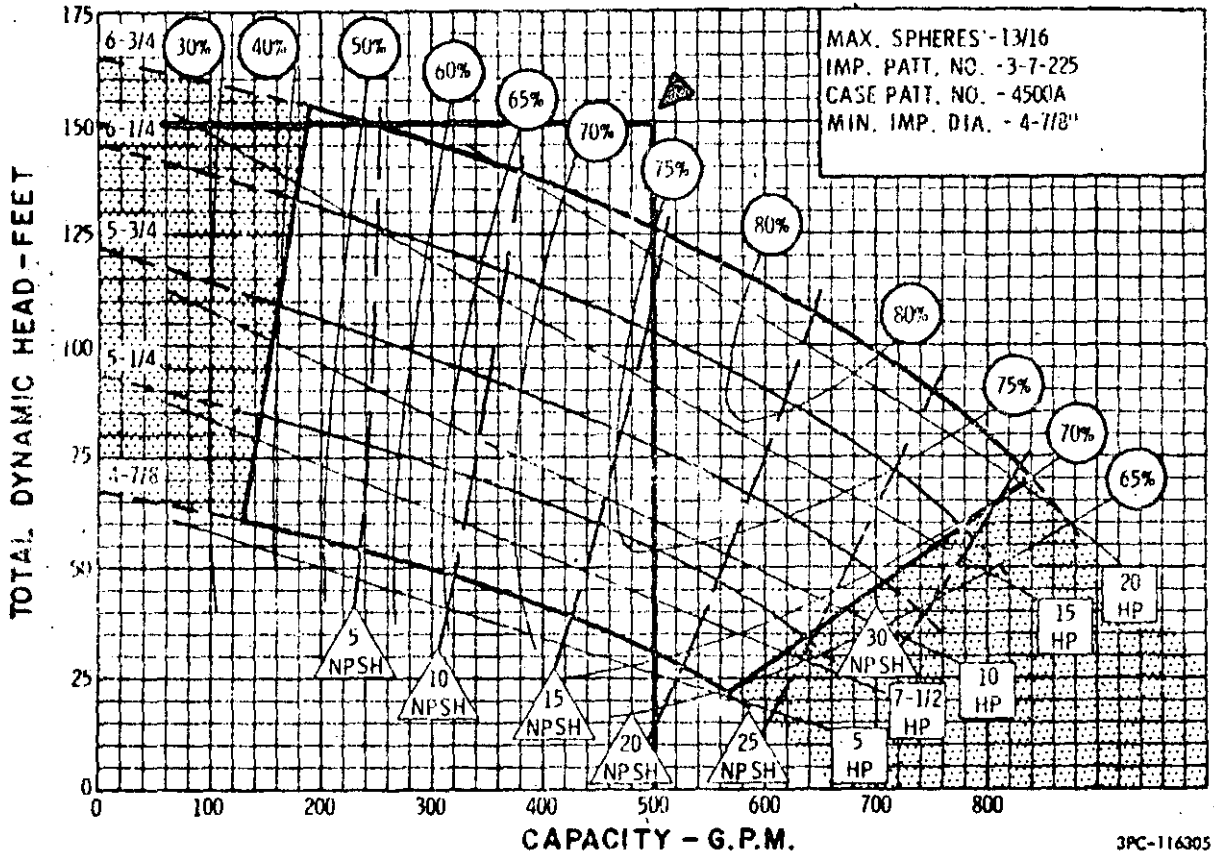
4 x 5 x 12 SERIES 340 OR 360



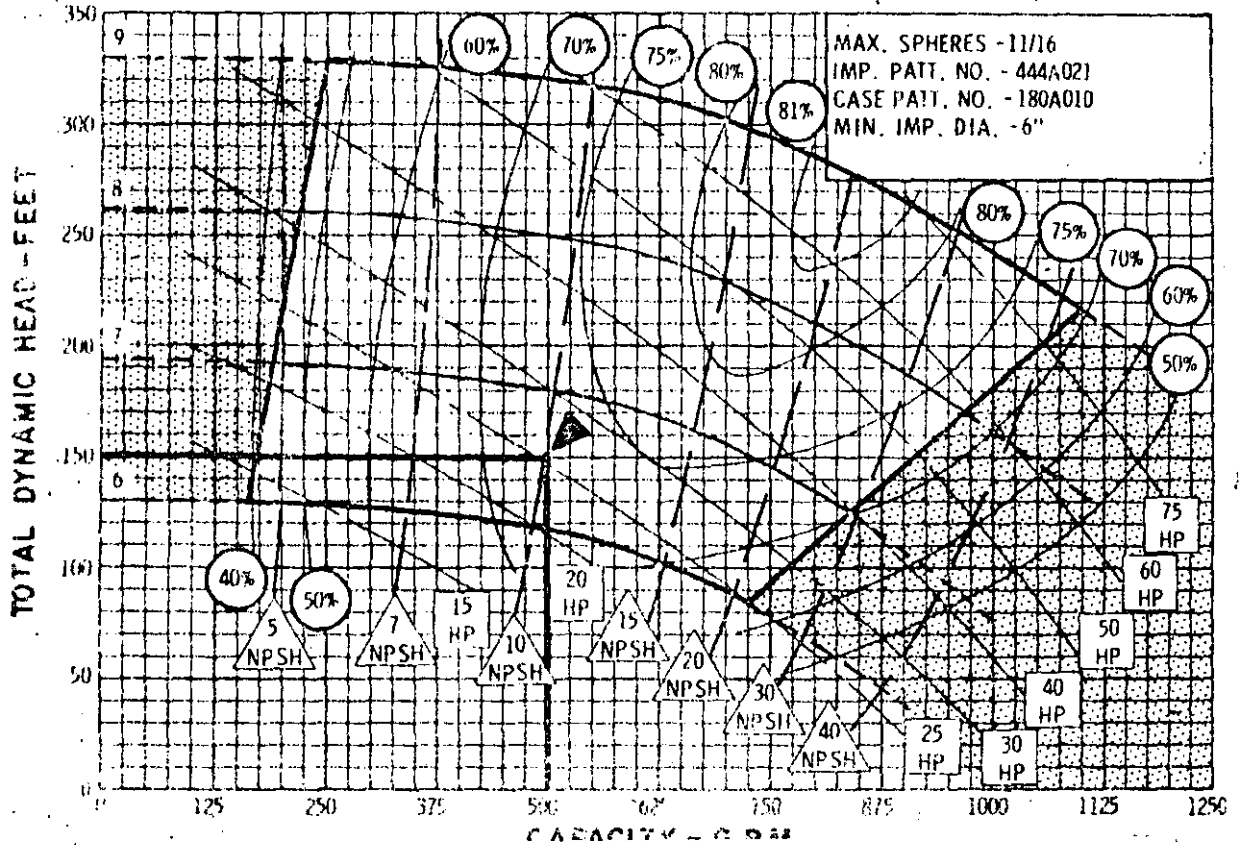
5 x 6 x 12 SERIES 340



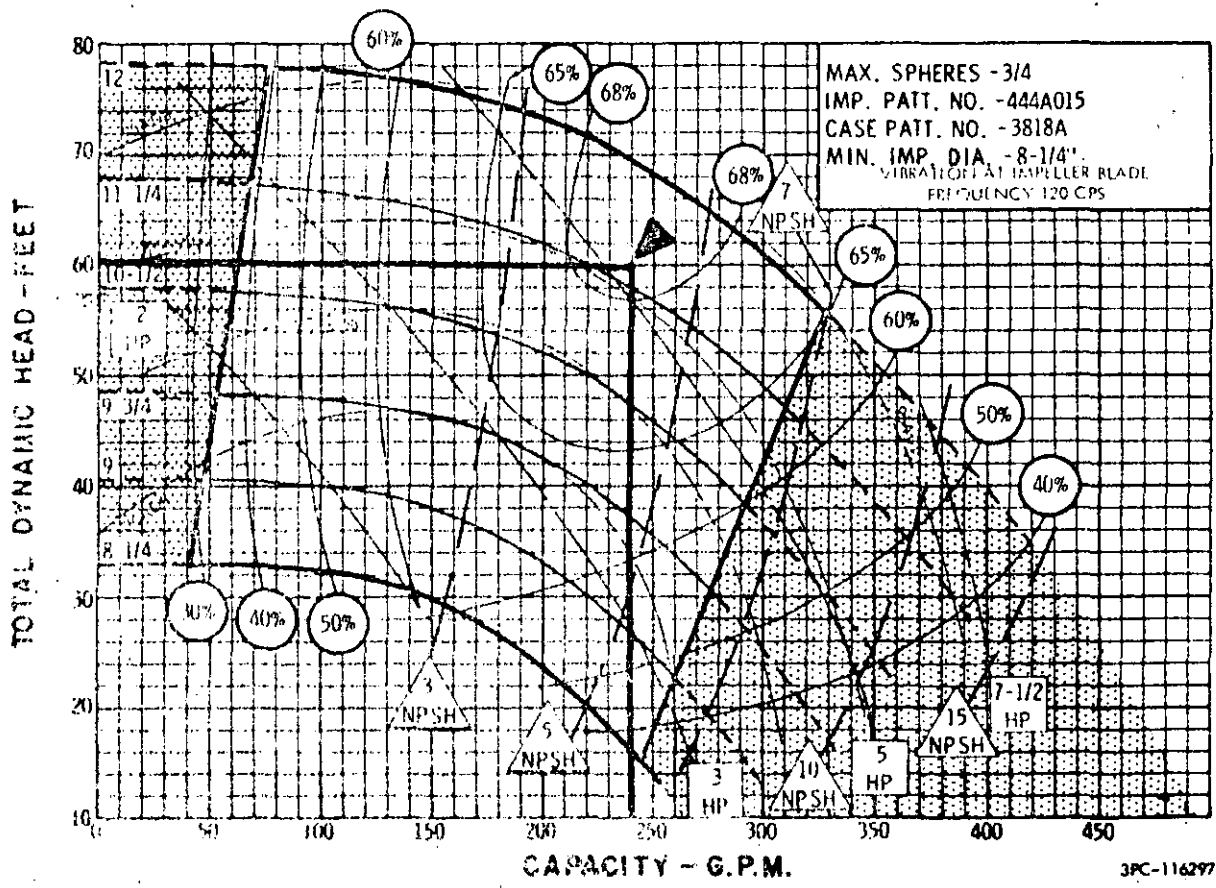
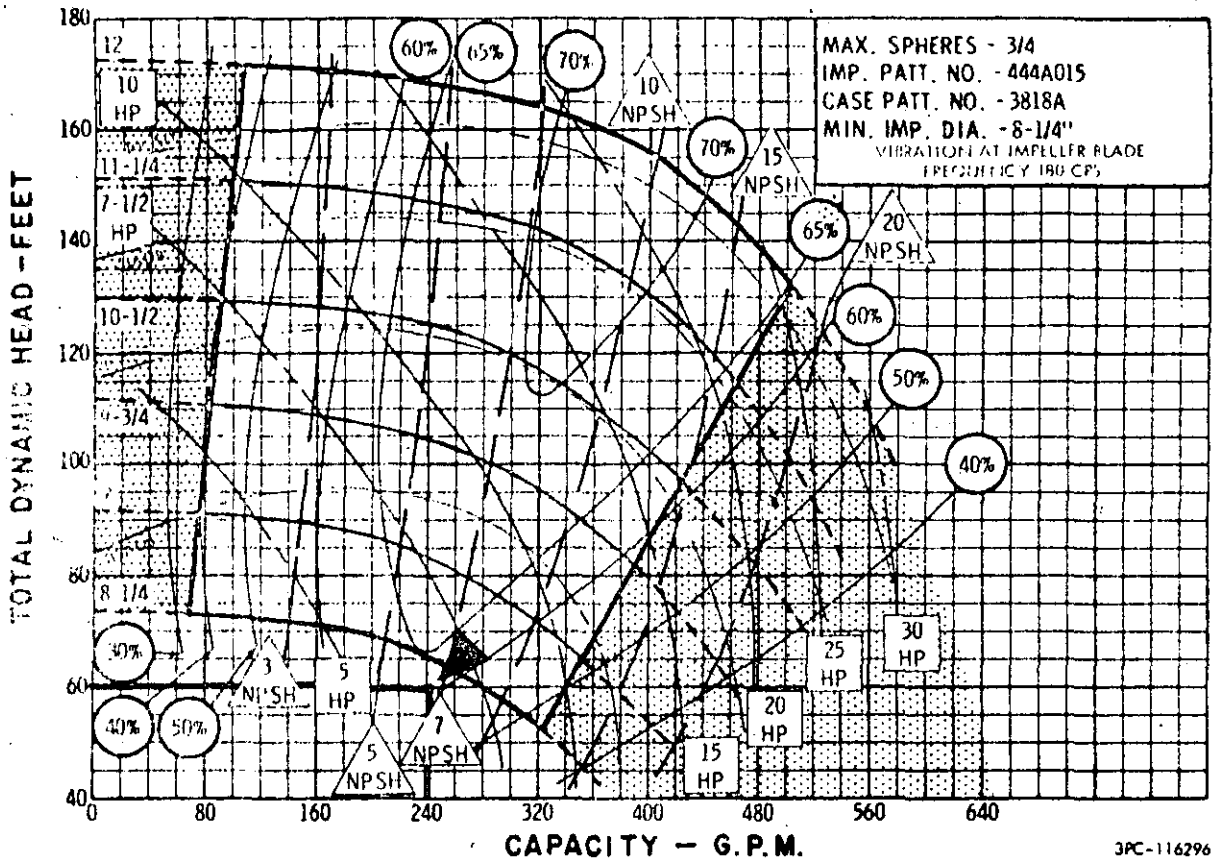
4 x 4 x 7A SERIES 340

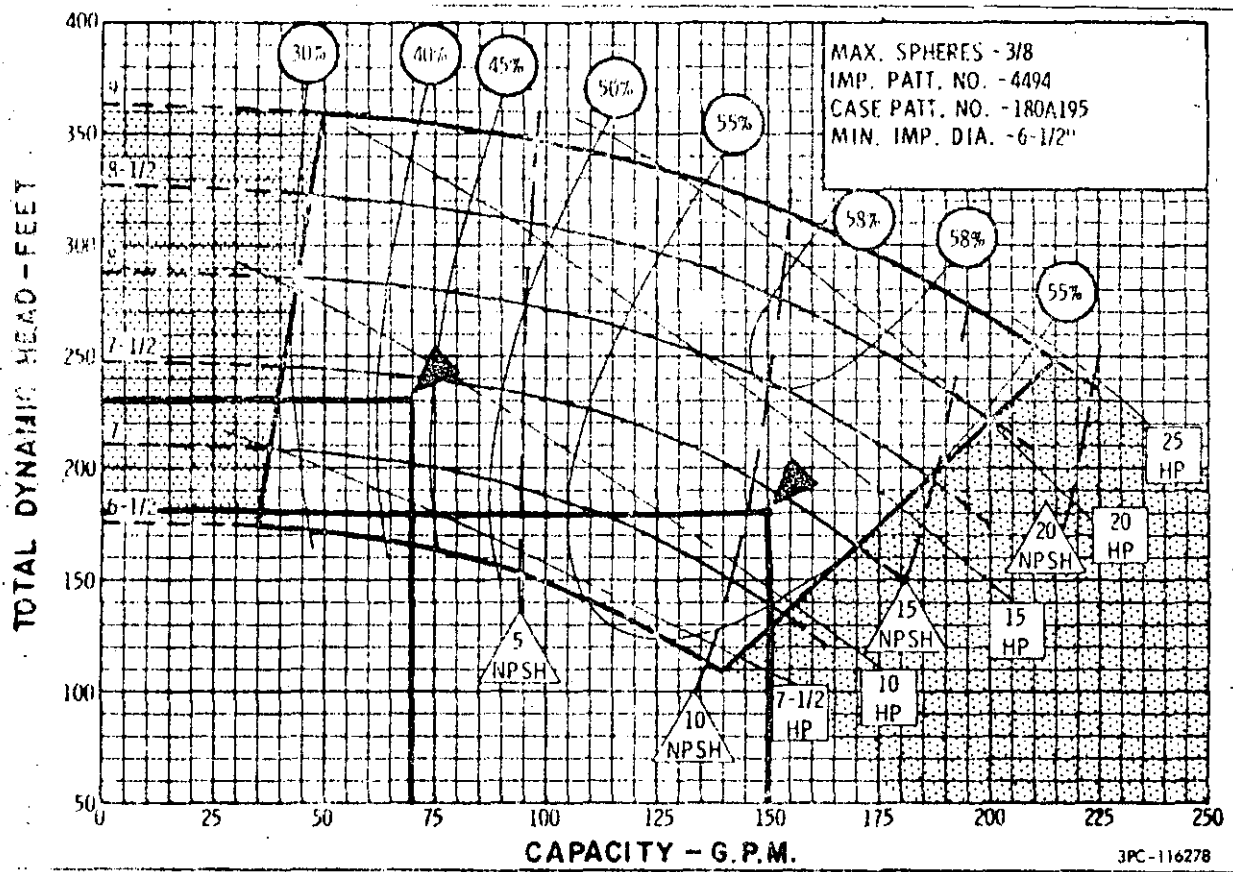


4 x 5 x 9A SERIES 340



2-1/2 x 3 x 12 SERIES 340





**SELECCION DE MOTOR
 CALCULANDO LA POTENCIA AL FRENO**

SISTEMA I.P.U.A

$$C.P. = \frac{QPM \times PHS}{3880 \times \eta} = \frac{180 \times 180}{3880 \times .88} = 10.18$$

SISTEMA METRICO

$$C.P. = \frac{LPS \times MTS}{76 \times \eta} = \frac{8.46 \times 84.08}{76 \times .88} = 10.18$$

N. P. S. H.
(CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION)

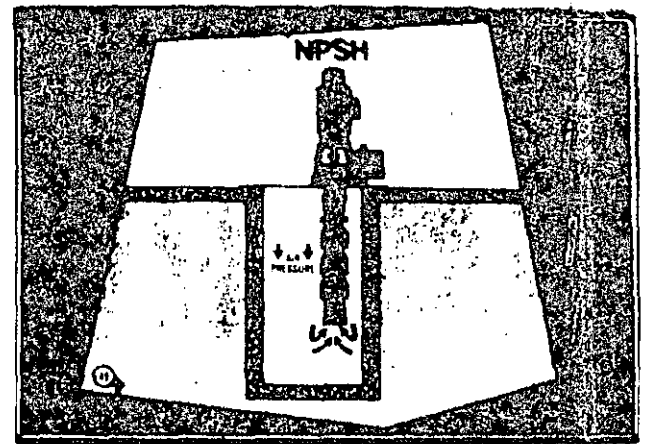
N.P.S.H.

(net positive suction head)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION

APLICADA A

SUCCION DE BOMBA



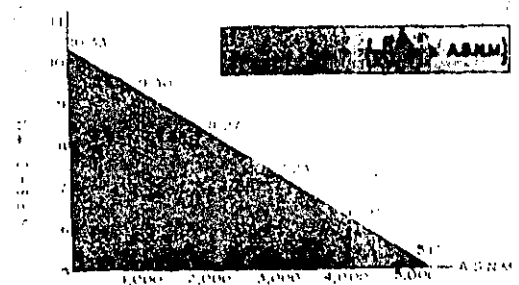
N.P.S.H.A.

(net positive suction head available)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

CORRESPONDE A LA

PRESSION ATMOSFERICA



[REDACTED]

A.S.N.M. = 2.242 mts.

$$N.P.S.H.D. = 10.3329 - \left(\frac{10.3329}{10,000} \times 2,242 \right)$$

[REDACTED]

N.P.S.H. Carga Neta Positiva de Succión Disponible (mts.)
 A.S.N.M. Altura Sobre el Nivel del Mar (mts.)
 PA = Presión Atmosférica (10.3329 mts. de Agua)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

(N.P.S.H.A.)

Para Succión de Bombas en
algunas Poblaciones de México

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
AGUASCALIENTES, AGS.	1861	618.56	8.41
CAMPECHE, CAMP.	0	760.00	10.33
CELAYA, GTO.	1808	622.59	8.46
CD. JUAREZ, CHIH.	407	729.07	9.91
CD. VICTORIA, TAMPS.	449	725.88	9.87
COLIMA, COL.	480	723.52	9.84
CORDOBA, VER.	820	697.68	9.49
CUERNAVACA, MOR.	1542	642.81	8.74
CULIACAN, SIN.	40	756.96	10.29
CHIHUAHUA, CHIH.	1405	653.22	8.88
CHILPANCINGO, GRO.	1193	669.33	9.10
DURANGO, DGO.	2100	600.40	8.16
GUADALAJARA, JAL.	1566	640.98	8.71
GUANAJUATO, GTO.	2012	607.09	8.25
GUAYMAS, SON.	0	760.00	10.33
HERMOSILLO, SON.	206	744.34	10.12
IRAPUATO, GTO.	1730	628.52	8.55

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
JALAPA, VER.	1405	653.22	8.88
LA PAZ, B.C.	0	760.00	10.33
MERIDA, YUC.	8	759.39	10.32
MEXICO, D.F.	2242	589.61	8.02
MONTERREY, N.L.	945	688.18	9.36
MORELIA, MICH.	1950	611.80	8.32
OAXACA, OAX.	1146	672.90	9.15
ORIZABA, VER..	1227	666.75	9.07
PACHUCA, HGO.	2450	573.80	7.80
PUEBLA, PUE.	2162	595.69	8.10
QUERETARO, QRO.	1490	646.76	8.79
SALTILLO, COAH.	1580	639.92	8.10
SAN JUAN DEL RIO, QRO.	2083	601.69	8.18
SAN LUIS POTOSI, S.L.P.	1890	616.36	8.38
SAN MIGUEL ALLENDE, GTO.	1852	619.25	8.42
TEPIC, NAY.	953	687.57	9.35
TLAXCALA, TLAX.	2252	588.85	8.01
TOLUCA, MEX.	2625	560.50	7.62
TULANCINGO, HGO.	2125	598.50	8.14
VERACRUZ, VER.	1	759.92	10.33
ZACATECAS, ZAC.	2503	569.77	7.75

N . P . S . H . R .

(not positive suction head required)

CARGA INSTA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA

PARA SUCCION

DE LAS BOMBAS

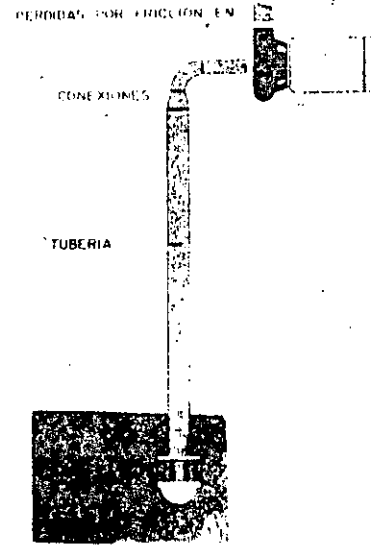
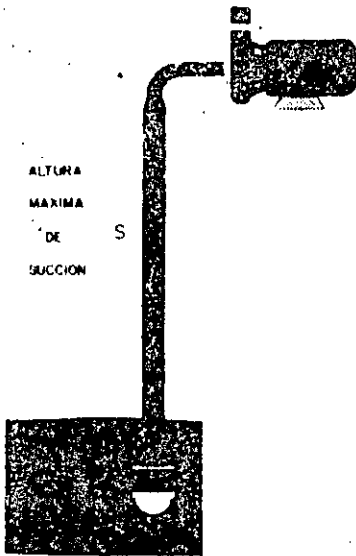
A ALTURA DE SUCCION

B PERDIDAS EN SUCCION

C PRESION DE VAPOR

D NPSH REQUERIDO POR

LA BOMBA



N.P.S.H. REQUERIDO POR AGUA A
DIFERENTES TEMPERATURAS

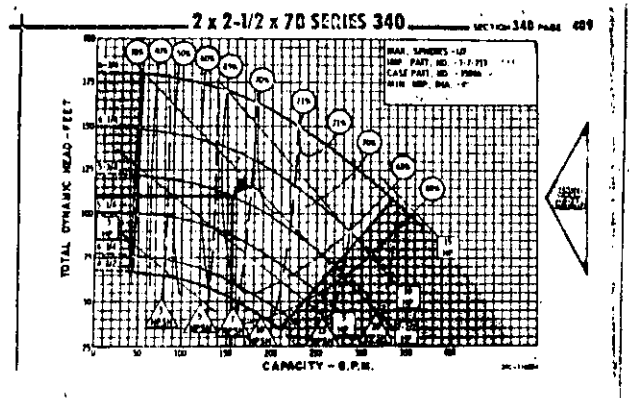
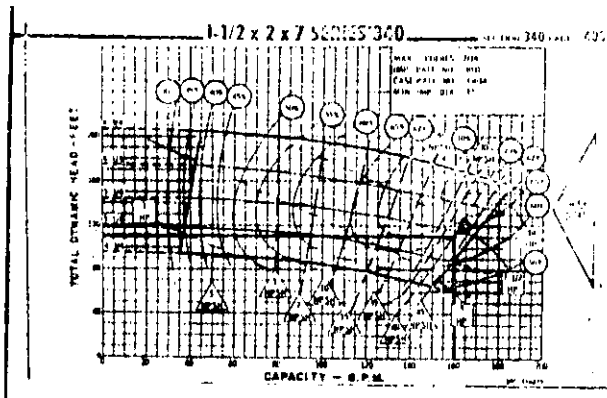
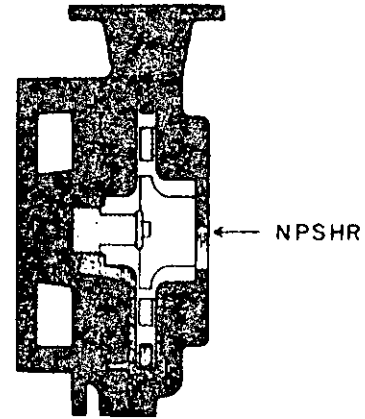
TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)	TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)
20°C	.240 M	65°C	2.55 M
25°C	.33 M	70°C	3.18 M
30°C	.43 M	75°C	3.93 M
35°C	.57 M	80°C	4.83 M
40°C	.75 M	85°C	5.90 M
45°C	.98 M	90°C	7.15 M
50°C	1.26 M	93°C	8.00 M
55°C	1.61 M	95°C	8.62 M
60°C	2.03 M	100°C	10.33 M

TABLE 41. VOLATILE LIQUIDS—VAPOR PRESSURE AND SPECIFIC GRAVITY

Temp. F	Ammonia		Carbon Dioxide		Freon 12		Butane		Propane	
	Vapor Press psia	Sg *	Vapor Press psia	Sg *	Vapor Press psia	Sg *	Vapor Press psia	Sg *	Vapor Press psia	Sg *
60	5.6	0.70								
70	7.7	0.70								
80	10.4	0.69			9.3	1.51			16.2	0.58
90	13.9	0.68			12.0	1.50			20.3	0.57
100	18.3	0.68	220.6	1.03	15.3	1.48			25.4	0.57
110	23.7	0.67	261.7	1.01	19.2	1.47			31.4	0.56
120	30.1	0.66	308.6	0.99	23.9	1.45	7.3	0.62	38.2	0.55
130	38.5	0.66	361.8	0.97	29.4	1.43	9.2	0.61	46.0	0.55
140	48.2	0.65	422.0	0.95	35.8	1.42	11.6	0.61	55.5	0.54
150	59.7	0.64	489.7	0.92	43.2	1.40	14.4	0.60	66.3	0.53
160	73.3	0.63	565.0	0.89	51.7	1.38	17.7	0.60	78.0	0.52
170	89.2	0.63	650.1	0.85	61.4	1.36	21.6	0.59	91.8	0.52
180	107.6	0.62	744.3	0.81	72.4	1.34	26.3	0.59	107.1	0.51
190	128.8	0.61	848.8	0.76	84.8	1.32	31.6	0.58	124.0	0.50
200	153.0	0.60	964.4	0.68	98.8	1.30	37.6	0.57	142.8	0.49
210	180.6	0.59			114.3	1.28	44.5	0.56	164.0	0.48
220	211.9	0.58			131.6	1.26	52.2	0.56	187.0	0.47
230	247.0	0.57			150.7	1.24	60.8	0.55	213.0	0.46
240	286.4	0.56			171.8	1.22	70.8	0.54	240.0	0.45

U.S. GOVERNMENT PRINTING OFFICE: 1960

EL NPSH REQUERIDO POR LAS BOMBAS ES LA PRESION REQUERIDA EN EL OJO DEL IMPULSOR Y ES PROPORCIONAL AL GASTO DE CADA BOMBA.



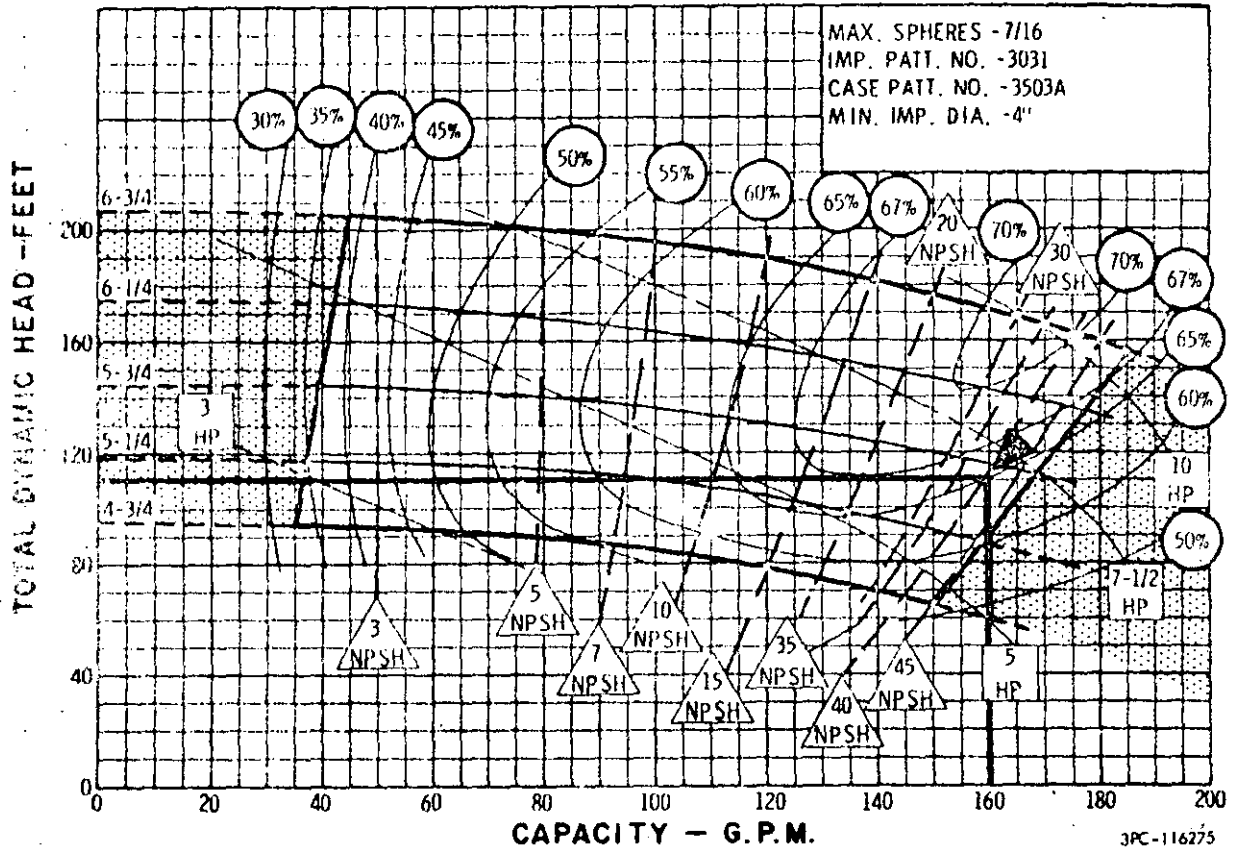
II C

SI-BB EL NPSHA DEBE SER MAYOR QUE EL NPSHR EN CASO CONTRARIO PROCEDER ASI:

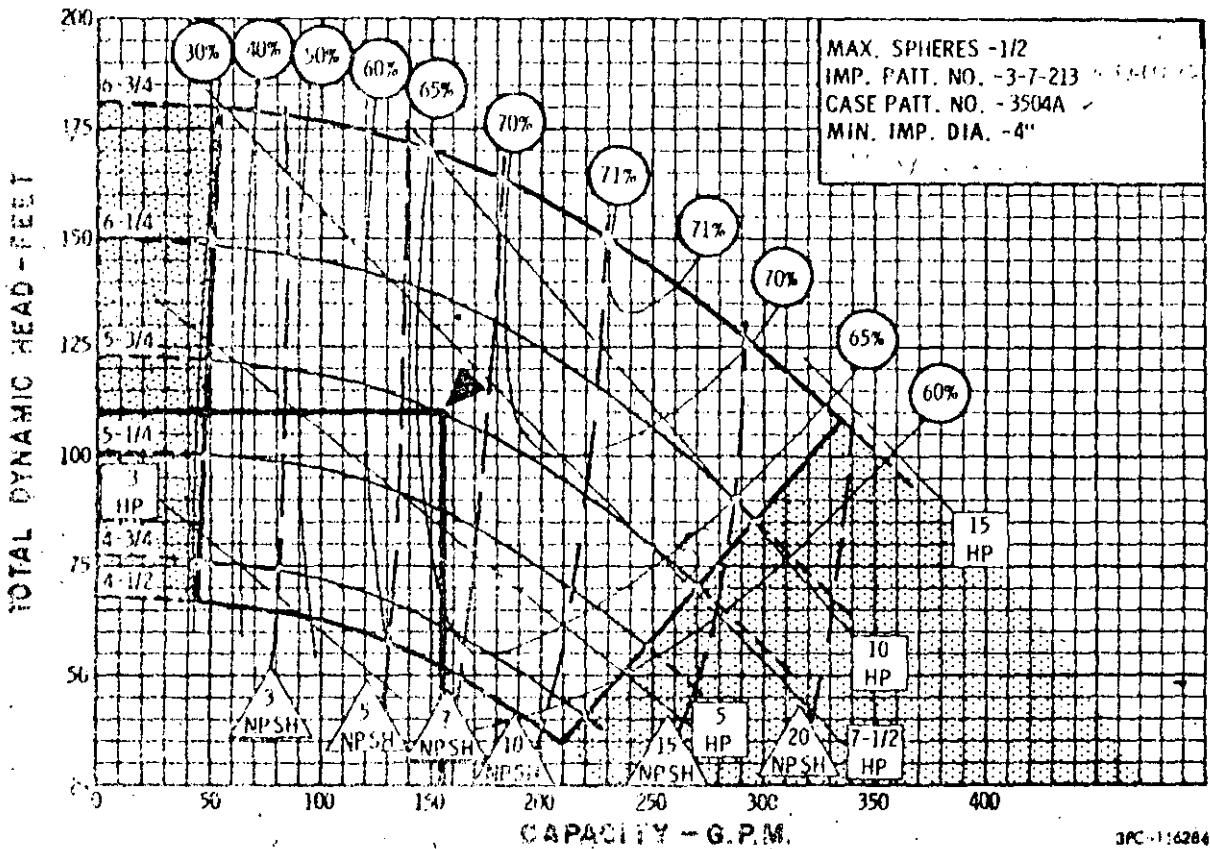
II E

- LA PRESION DE VAPOR SE SUPONE QUE ES FIGA
- 1 CAMBIAR BOMBA POR OTRA DE MENOR N P S H.
 - 2 REDUCIR PERDIDAS POR FRICCION
 - 3 REDUCIR ALTURA DE SUCCION

1-1/2 x 2 x 7 SERIES 340



2 x 2-1/2 x 7B SERIES 340

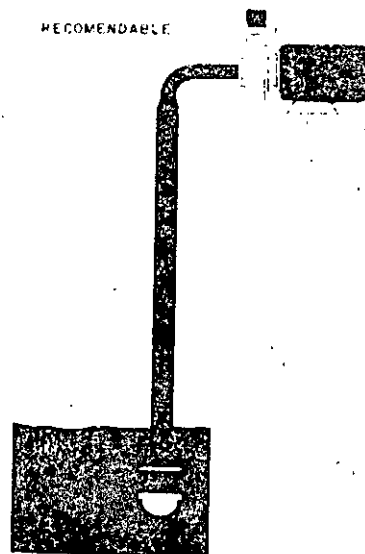
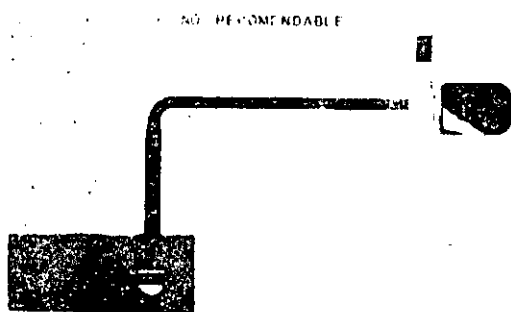


PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

- a) Localización de la cisterna.
- b) La succión; talón de aquiles de las bombas.
- c) Sumergencia.

**PROBLEMAS
DE
INSTALACION
DE
BOMBAS**

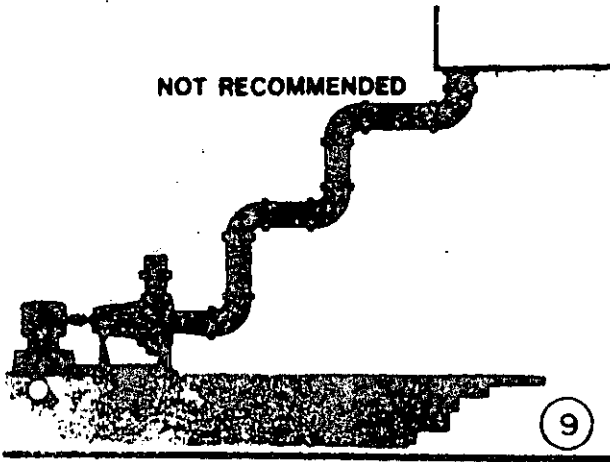
**LOCALIZACION
DE LA
CISTERNA
Y
BOMBA**



①
**PROBLEMAS
DE INSTALACION
DE BOMBAS**

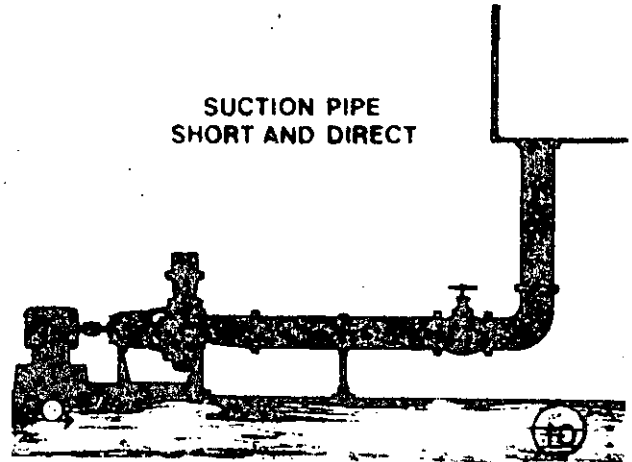
②
**LA SUCCION
TALON DE AQUILES
DE LAS BOMBAS**

NOT RECOMMENDED



9

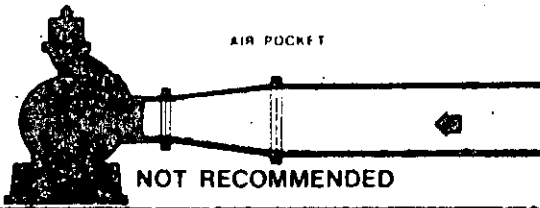
SUCTION PIPE SHORT AND DIRECT



10

AIR POCKET

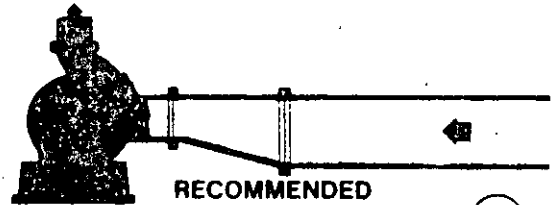
NOT RECOMMENDED



11

RECOMMENDED

12

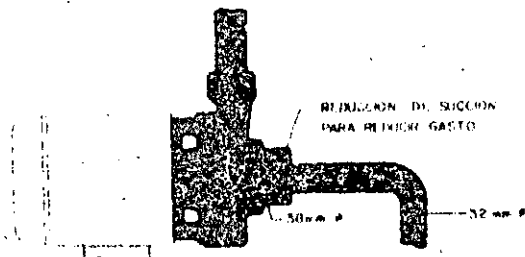


NO RECOMENDABLE

REDUCIR DI. SUCCION PARA REDUCIR GASTO

50mm φ

32 mm φ



RECOMENDABLE

REDUCIR SOLAMENTE DESCARGA PARA REDUCIR GASTO

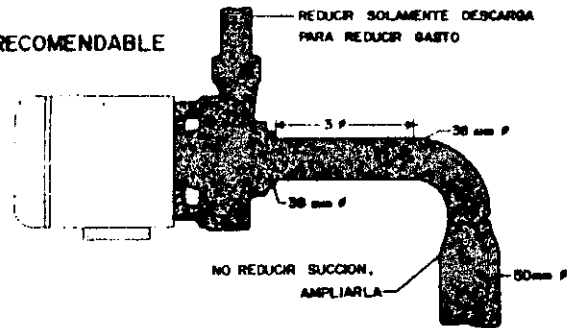
5 φ

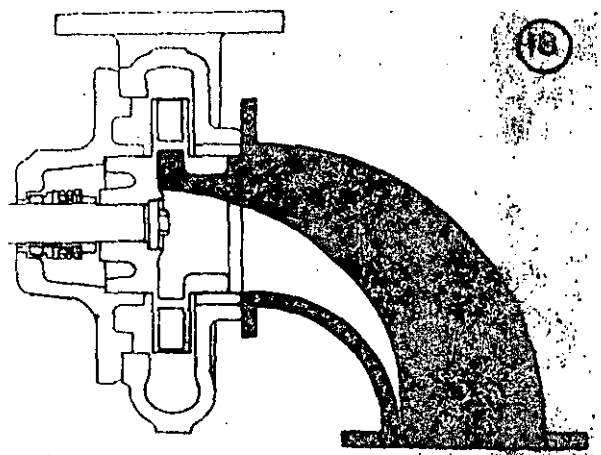
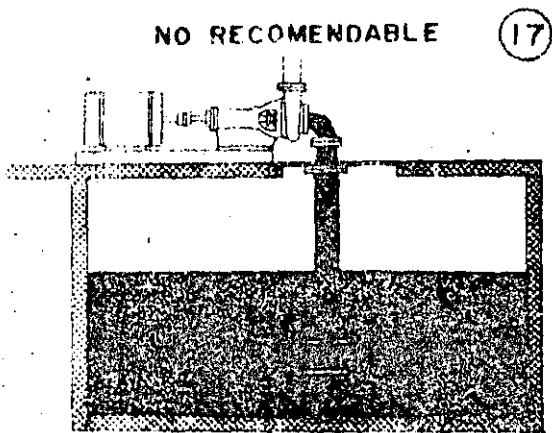
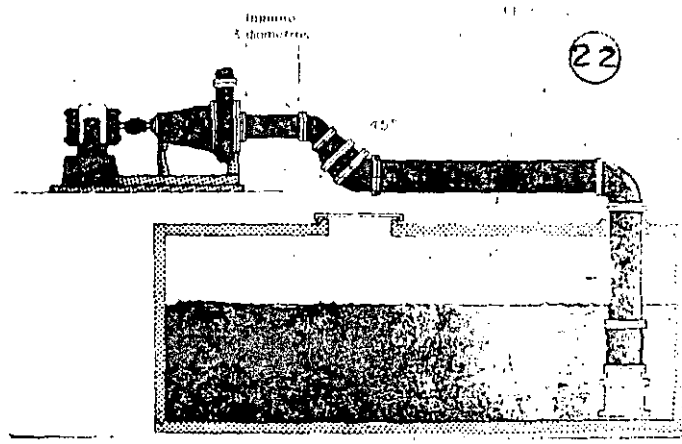
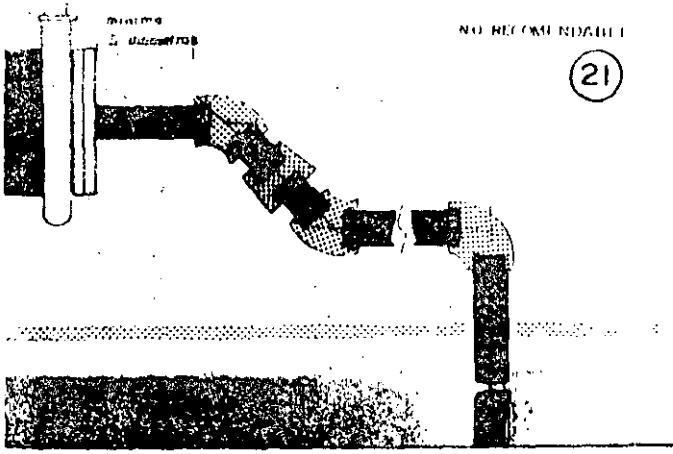
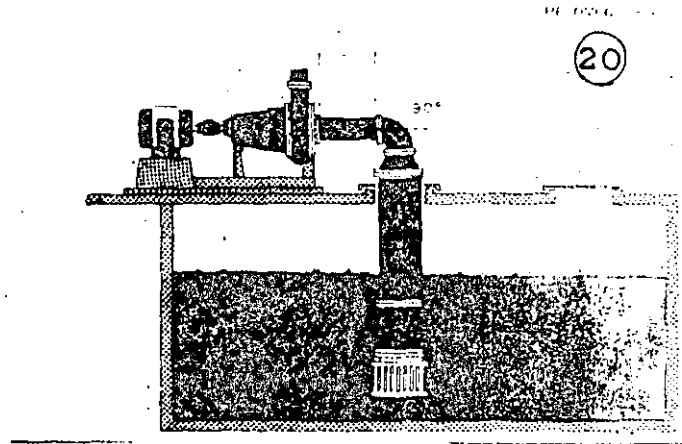
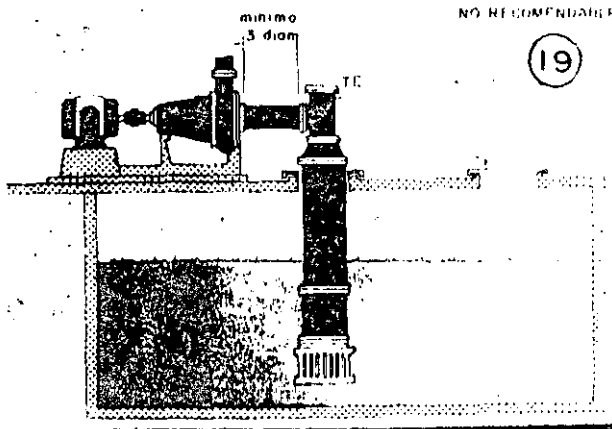
30 mm φ

30 mm φ

NO REDUCIR SUCCION, AMPLIARLA

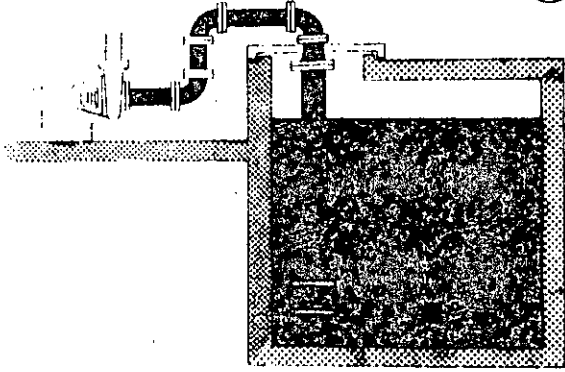
50mm φ





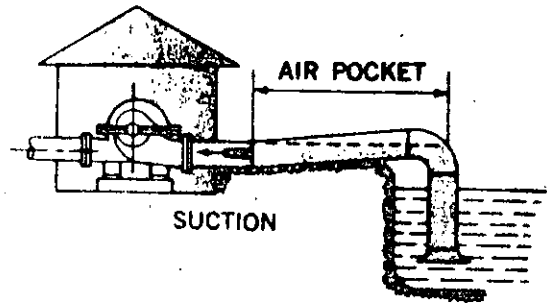
NO RECOMENDABLE

13



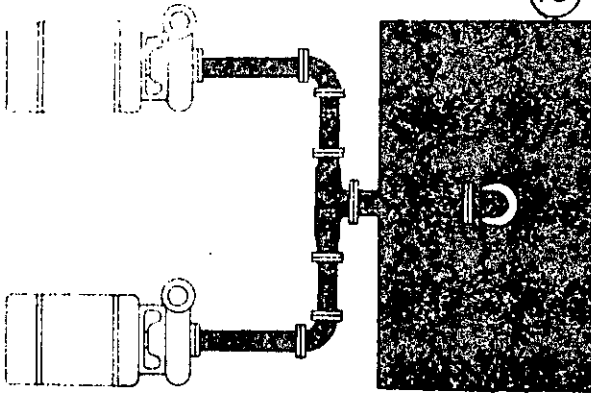
NOT RECOMMENDED

14



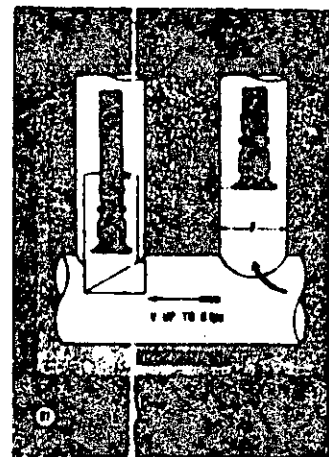
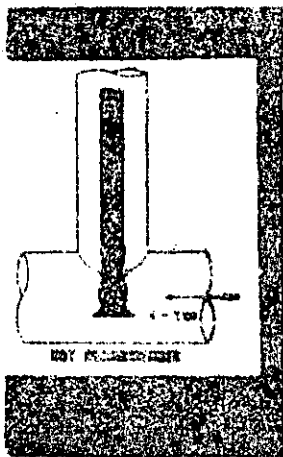
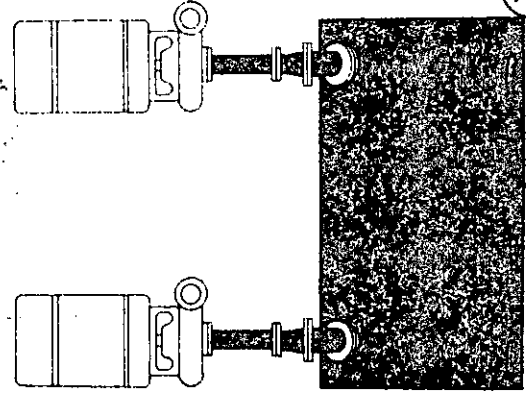
NO RECOMENDABLE

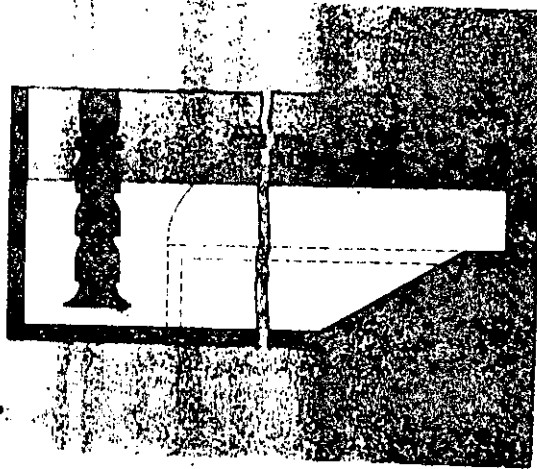
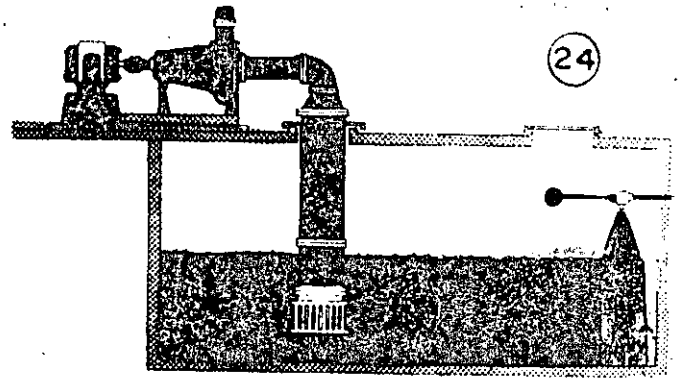
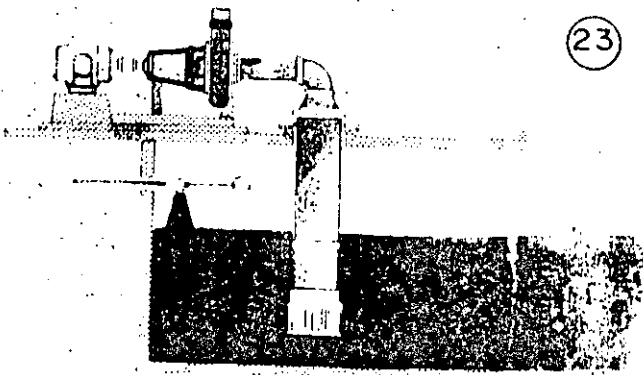
15



RECOMENDABLE

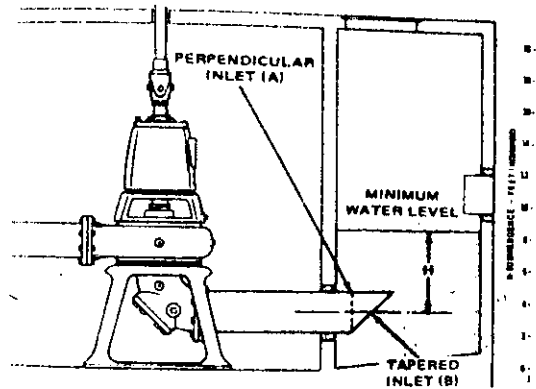
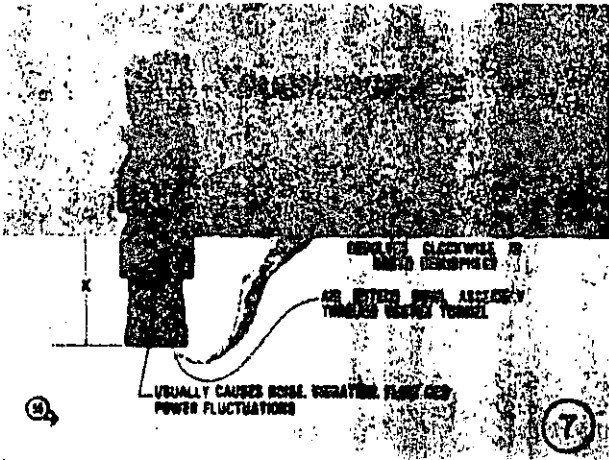
16



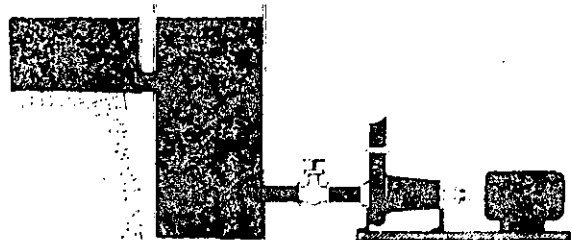
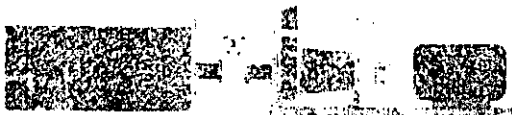


PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

SUMERGENCIA ES LA PROFUNDIDAD MINIMA A QUE DEBE DE ESTAR LA SUCCION DE LA BOMBA CON RELACION AL ESPEJO DEL AGUA

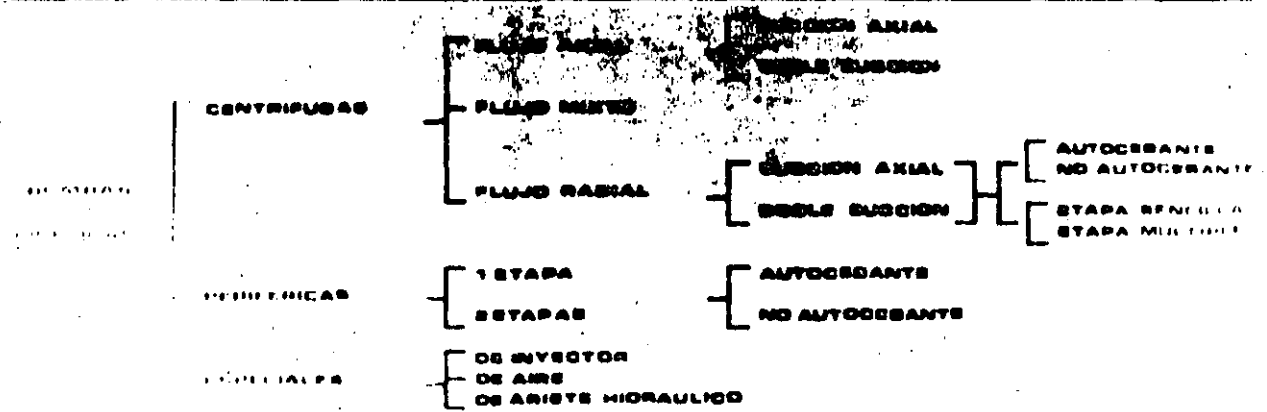
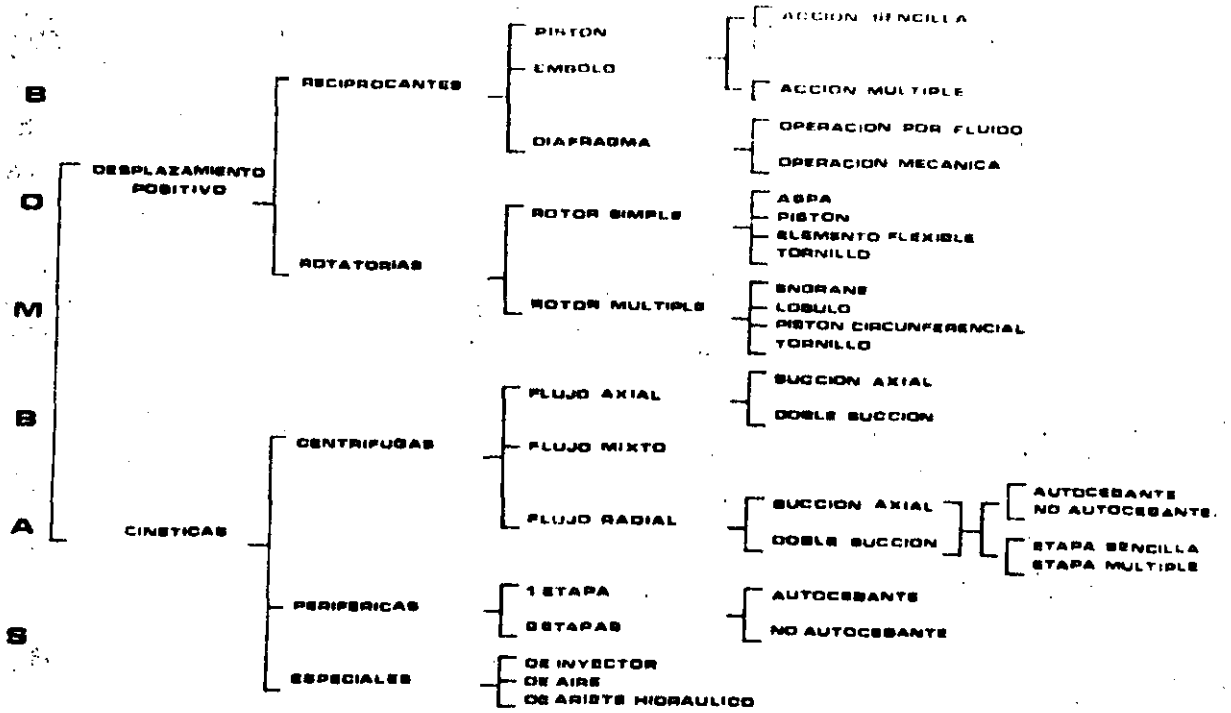


RECOMENDABLE



1 A

I



SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA UTILIZADOS EN MEXICO

Los tres sistemas de agua utilizados en México son:

1° El más generalizado, el "SISTEMA ABIERTO", ya sea en que la presión del agua en la toma permita llegar el agua a un tanque elevado de almacenamiento o tinaco, o, a falta de presión suficiente para que el agua llegue a este tinaco, se recibe el agua en una cisterna y de ahí se bombea al tinaco. Los problemas de este sistema por ser un "SISTEMA ABIERTO", tales como las enfermedades hídricas, además de falta de presión en la red, ya han sido descritos en un capítulo anterior.

2° Los sistemas a presión variable que son tres:

- A.- Los sistemas domésticos a presión.
- B.- Los hidroneumáticos.
- C.- Los sistemas programados a presión variable.

3° Los Sistemas a Presión Constante, que llevan poco tiempo de uso en México, totalmente diferentes a los usados en E.U.A. y que han demostrado ser los mejores de estos sistemas de abastecimiento de agua a presión antes enumerados y aún con ventajas sobre algunos de los usados en E.U.A.

SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DIRECTO DE LA RED MUNICIPAL.

Datos para calcular tomas, tubería y medidores en casas y edificios pequeños, de acuerdo con normas de E. U. A.

1.- Determinar la demanda máxima probable de la casa en unidades mueble de acuerdo con la siguiente tabla:

TIPO DE MUEBLE	UNIDADES MUEBLE
1 Excusado de tanque	3
1 Lavabo	1
1 Tina de baño con o sin regadera	2
1 Regadera	2
1 Fregadero de cocina	2
1 Lavadero	3
1 Lavadora	3
1 Llave de manguera	4

2.- Determinar la presión disponible en la toma, Esta deberá ser suficiente para dar una presión de .6 Kg/Cm2 en muebles de baja presión o de 10.5 Kg/Cm2 en el caso de usar muebles de fluxómetro, una vez deducidas la altura del mueble y las pérdidas por fricción. En caso de presiones mayores de 4 Kg/Cm2 se recomienda el uso de válvulas reguladoras de presión.

3.- La siguiente tabla puede ser utilizada para seleccionar los diámetros de toma y línea de alimentación, basados en diferentes longitudes de tubería y el total de unidades mueble. Estos diámetros han sido calculados usando 3 m. por segundo de velocidad del agua, lo que corresponde aproximadamente a 10% de pérdidas por fricción.

	TOMA	ALIMENTACION	LONGITUD TUBERIA	UNIDADES MUEBLE
1	19 mm	19 mm	15 m	25
2	19 mm	19 mm	30 m	16
3	19 mm	19 mm	45 m	15
4	19 mm	25 mm	15 m	40
5	19 mm	25 mm	30 m	33
6	19 mm	25 mm	45 m	28
7	25 mm	25 mm	15 m	50
8	25 mm	25 mm	30 m	40
9	25 mm	25 mm	45 m	30
10	25 mm	32 mm	15 m	96
11	25 mm	32 mm	30 m	65
12	25 mm	32 mm	45 m	55
13	32 mm	32 mm	15 m	150
14	32 mm	32 mm	30 m	100
15	32 mm	32 mm	45 m	65
16	32 mm	38 mm	15 m	250
17	32 mm	38 mm	30 m	160
18	32 mm	38 mm	45 m	130

b).- SISTEMAS DOMESTICOS DE ABASTECIMIENTO
A PRESION VARIABLE.

2° A.- SISTEMAS DOMESTICOS A PRESION

Los Sistemas Domésticos a Presión toman succión, como todo sistema de abastecimiento de agua usado en México, de una cisterna o tanque de almacenamiento o regularización generalmente subterráneo.

Como todos los sistemas de presión, la bomba es la que suministra el agua a presión y para poder obtener una operación intermitente se utiliza un medio elástico, como se ilustra en las figuras 76 y 77.

El medio elástico más elemental consiste de un globo de hule cuya elasticidad permite almacenar una determinada cantidad de agua al distenderse, permitiendo que al elevarse la presión se desconecte el interruptor de presión que acciona la bomba.

Al extraer agua en la red se vacfa el globo de agua, bajando la presión y arrancando nuevamente la bomba.

La poca capacidad de agua de este globo (Figura 78 y 79) es causa de arranques y paradas frecuentes, lo cual se ha pretendido corregir instalando mayor cantidad de estos elementos elásticos.

Otros dos sistemas semejantes, pero de mayor capacidad son los ilustrados en las figuras 80, 81, 82 y 83, poco usados en México.

El mejor sistema al parecer, es el que utiliza el tanque metálico de presión, o tanque hidroneumático (Figura 85), sin embargo este sistema requiere del aire comprimido para suministrar el medio elástico para operar intermitentemente y entre los sistemas actualmente utilizados ilustrados en las figuras 84, 85, 86, y 87, el más adecuado es el de la figura 84 que, por ser el inyector fabricado en diversas capacidades y por su inyección positiva por medio del resorte, proporciona mejor operación de todos éstos, que son de diseño americano.

Posteriormente veremos otro de diseño mexicano, de mayor eficiencia.

2° B.- LOS HIDRONEUMATICOS

Los Sistemas Hidroneumáticos de Abastecimiento de Agua a Presión Variable, reciben su nombre por la combinación de aire comprimido y agua, que se efectúa en un tanque metálico de presión, que de esta manera puede utilizar el aire comprimido por sus características de elasticidad y, el agua, se almacena en esta forma en la parte inferior del tanque de presión, comprimida por el aire, para poder así abastecer la red de tubería con agua a presión para suplir las demandas de la instalación hidráulica en forma tal, - que la bomba no tenga que operar constantemente, sino que

opera, arrancando la bomba al bajar el nivel del agua en el tanque de presión, descomprimiendo así el aire y cerrando un interruptor de presión.

Al operar la bomba, parte del agua que bombea es enviada a la red, y el excedente va al tanque hidroneumático, en el cual al subir el nivel del agua vuelve a comprimir el aire hasta llegar a una presión máxima predeterminada, la cual acciona el interruptor de presión, desconectándolo y parando la bomba. Tal como se ilustra en las figuras 1 y 2.

Todo sistema hidroneumático trabaja con dos presiones: una, la baja presión, a la cual se hace operar la bomba, llamada carga manométrica y la otra, llamada alta presión, que corresponde a la presión máxima de operación del sistema hidroneumático, a la cual se hace parar la bomba y que consiste de la carga manométrica más la presión diferencial.

Esta presión diferencial se calcula en la tabla N° 4, basada en el volumen de agua y aire más adecuado, para obtener la máxima extracción de agua posible, dejando siempre un nivel de agua no menor del 20% en el tanque hidroneumático, llamado sello de agua, para poder mantener el aire comprimido siempre dentro del tanque sin que escape a la tubería.

(Figura 4)

La presión de diseño de un sistema hidroneumático, o carga

manométrica consiste de la suma de los siguientes factores:

- a).- Altura en metros de succión de la bomba.
- b).- Pérdidas por fricción en la tubería, conexiones y válvulas de succión.
- c).- Altura de descarga.
- d).- Pérdidas por fricción en tubería de descarga vertical y horizontal, válvulas y conexiones.
- e).- Presión en metros de columna de agua que se desea en la descarga más alta y más alejada.

La presión máxima de la bomba y por consiguiente del sistema hidroneumático debe de consistir de esta carga manométrica más la presión diferencial en metros mostrada en la tabla de W. West figura 4.

La presión de cierre de la bomba es también importante, pues en el caso de que intencionalmente o por error la bomba de un sistema hidroneumático sea operada en forma manual, esta presión de cierre de la bomba no debe de exceder desde .7 Kg/cm² a un máximo absoluto de 1.4 Kg/cm², para evitar daños al tanque hidroneumático escapando así el aire comprimido o llenándose el tanque de agua en su totalidad lo que causa muchos trastornos.

El diseño de la capacidad máxima de la bomba se hace, como se ha explicado en capítulos anteriores utilizando, de prefe

rencia el método de Hunter que se muestra en las figuras 12, 13, y 14 adjuntas y que ya ha sido explicado en detalle anteriormente para cálculo de bombas y de tubería.

El gasto mínimo de la bomba (Figura 5) es de importancia, pues de ser muy pequeño, cualquier demanda por pequeña que sea puede ser causa de que la bomba de un sistema hidroneumático trabaje en forma constante, sin parar, al no tener capacidad la bomba para surtir dicha demanda.

Si el gasto mínimo de la bomba es demasiado grande, entonces esto podría causar arranques y paradas demasiado frecuentes de la bomba, pues el volumen del agua en el tanque hidroneumático se recuperará demasiado rápidamente.

Lo ideal es que la bomba opere en forma semejante a las demandas de un sistema, o sea: desde un gasto mínimo del 20 al 25% hasta el gasto máximo de 100% predeterminado para su capacidad total (Figura 16).

La selección de la bomba para un sistema hidroneumático debe de ser, utilizando una curva parada como la que se muestra en la figura 18 en la cual el gasto máximo de la bomba corresponde a la carga manométrica, el gasto mínimo (25% + -) correspondiente a la carga máxima (carga manométrica + diferencial), y la presión de cierre de la bomba siendo un poco mayor que la carga máxima.

Las figuras 19 y 20 muestran dos tipos de curva diferente.- La primera un tipo de curva plana inadecuada para sistemas hidroneumáticos, y la segunda, la figura 20, un tipo de curva parada adecuada para sistemas hidroneumáticos.

La selección de un tanque hidroneumático se hace comunmente para 6 ciclos por hora. O sea: 5 minutos de operación de la bomba y 5 minutos, durante los cuales el tanque, exclusivamente, está surtiendo a la red, total 10 minutos por ciclo que multiplicado por 6 ciclos, nos dan los 6 ciclos por hora de operación (Figura 21).

De esta manera, la capacidad total del tanque se calcula por la capacidad máxima de la bomba en litros por minuto, que es igual a al demanda máxima del sistema hidráulico, multiplicado por los 5 minutos de operación que se desea, y al resultante se divide por el % de extracción que se puede obtener del tanque de acuerdo con la tabla de W. West (Figura 4).

E j e m p l o :

Capacidad máxima de la bomba	=	500 LPM
Multiplicado por 5 minutos	=	2500 LPM

Extracción calculada según la tabla de W. West. 20% = 0.20
O sea que si dividimos: $2500 \div 0.20$ obtendremos un tanque con capacidad de 12,500 litros.

En la figura 22 se muestra una secuencia de operación de un sistema hidroneumático duplex en el cual existe un nivel bajo, uno para la bomba uno, un nivel bajo dos para la bomba dos y posteriormente el nivel intermedio, el nivel alto de inyección del aire y un último nivel en el cual se indica la expulsión del aire por medio de la válvula de alivio.

La figura 23 muestra una ilustración de una compresora de aire propia para sistemas hidroneumáticos.

En la figura 24 se muestra el aire libre requerido para suministrar el aire comprimido para tanques hidroneumáticos, calculado por cada 100 litros de capacidad total del tanque, el cual puede ser suministrado indistintamente, ya sea por una compresora de aire o por un cargador de aire de tipo adecuado.

Las figuras 25, 26, 27 y 28 nos muestran diversos tipos de controles para sistemas hidroneumáticos fabricados en los E.U.A. y vendidos en México, que operan las bombas con la compresora de un sistema hidroneumático para obtener una operación correcta. Estos sistemas americanos, sin embargo, sirven solamente en sistemas que tienen un buen equipo de mantenimiento y en los cuales no se presentan problemas tales como: interrupciones de corriente, falta de agua, fusibles fundidos, arrancadores eléctricos sobre-cargados u otras causas, pues su sistema de operación no es adecuado -

para estas interrupciones, ya que la recuperación de la presión correcta de operación depende de la recuperación del aire comprimido que en ocasiones lleva más de 12 horas.

Algunos fabricantes en México han diseñado controles más adecuados para nuestro medio y que suplen estas faltas que pueden interrumpir el servicio de agua por horas con los perjuicios consiguientes.

Al fin y al cabo el control más adecuado para un sistema hidroneumático es el más simple, y éste es el interruptor de presión que afortunadamente es fabricado en México por varias firmas.

Aún en E.U.A., se consideró esto y una casa de California fabricó un cargador de aire que permitía el uso exclusivamente de interruptores de presión como controles de un sistema hidroneumático.

Desafortunadamente este control ilustrado en las figuras 31 y 32 tenía piezas móviles dentro del cargador de aire las cuales, ya sea por oxidación o por incrustación de las sales contenidas en el agua, requería constante mantenimiento, lo cual no siempre era posible dar, ya sea por falta de personal preparado o por falta de conocimientos suficientes sobre la operación de este control y de este cargador, que era un tanto complicado.

La necesidad de un cargador de aire adecuado para sistemas hidroneumáticos dió origen a un cargador diseñado en México, el "HIDROPISTON" (Marca Registrada, Patente 107985) figuras 33 y 34, cuya simplicidad o por no tener piezas móviles sujetas a oxidación o incrustación, ha dado magnífico resultado en México para sistemas de presión de toda especie, desde el sistema de presión doméstico, toda clase de sistemas hidroneumáticos, y los sistemas programados de presión variable.

El uso del "HIDROPISTON" permite operar los sistemas hidroneumáticos con los simples interruptores de presión antes mencionados e ilustrados en las figuras 29 y 30.

El defecto del hidropistón, era que al operar la bomba, la presión del equipo hidroneumático cerraba bruscamente la válvula de cheque colocada entre el tanque hidroneumático y el hidropistón, causando un fuerte golpe que se transmitía por toda la instalación y la estructura de casas y edificios; aunque sin causar golpe de ariete gracias al aire comprimido contenido en el tanque hidroneumático que absorbía y amortiguaba este golpe de ariete.

Para corregir ésto fué necesario recurrir a una válvula de cierre amortiguado y la única válvula de cierre amortiguado que demostró ser adecuada para este trabajo, fué una -

válvula, cuya patente al vencerse en los E.U.A., había pasado al dominio público y que por su alta calidad es fabricada actualmente por varias firmas, que sirve no sólo para líquidos sino también para aire.

Esta válvula de cierre amortiguado ilustrada en la figura - 36, actualmente es fabricada en México también.

Al correr el tiempo, mientras en los E.U.A. se fabricaban otros sistemas más complicados, en México se fueron modificando los sistemas hidroneumáticos, dividiendo el gasto en dos o más bombas y reduciendo así la capacidad de los tanques hidroneumáticos al 50%, al 33% y hasta el 25% de la capacidad original.

Además este sistema permitió el reducir la capacidad en caballos de fuerza instalados originalmente con los equipos duplex y que las bombas pudieran trabajar más de acuerdo con las demandas del sistema. Estos hidroneumáticos se ilustran en las figuras 37, hidroneumático simplex; 38, hidroneumático duplex; 39, hidroneumático triplex y 40 equipo programado a presión variable.

Sin embargo, subsistieron los defectos de los sistemas hidroneumáticos, por operar éstos sistemas a presión variable.

Para iniciar la lista de estos defectos se deben mencionar el incremento en la presión debido al aumento de la presión diferencial: 1.4 Kg/cm^2 , 2.1 Kg/cm^2 o 2.8 Kg/cm^2 (20 PSI, -

30 PSI o 40 PSI = Lbs/pulg²).

Este diferencial de presión tan elevada hace difícil la selección de una bomba cuya curva corresponda a las dos presiones de operación sin entrar en la zona de turbulencia, ni en la zona de cavitación, y que suministre los gastos correctos de 100% a la presión de diseño y de 20 a 25% en la presión máxima.

Además, dado que a mayor presión hay mayor descarga de agua se verá en primer lugar que los sistemas de presión variable son causa de un incremento en el consumo de agua al aumentar en la presión de descarga, tal como se muestra en las figuras 44 y 45 en las que se verá que a 3.1 Kg/cm² la descarga de agua en una válvula de 13 milímetros es de 186 LPM y a 4.5 Kg/cm², (presión máxima), esta descarga aumenta a 226 LPM.

Lo anterior explica porqué los sistemas de presión variable no pueden ser "SISTEMAS PROGRAMADOS"; pues un sistema programado supone que la bomba debe de suministrar un gasto programado a la demanda del sistema, y así se van usando 1, 2, 3, o más bombas de acuerdo con esta programación; pero, al variar la presión de una bomba en un paso determinado del programa, el aumento en la descarga de agua hace que entren a operar 2 o más bombas para abastecer el agua a esta nueva presión más alta, con el aumento consiguiente

de agua y de consumo de energía eléctrica, lo que no sucede en los sistemas de presión constante.

Otra limitación de gran importancia, consiste en que dado que un sistema de abastecimiento de agua ya sea por medio de tanque elevado, por sistema de presión variable o por sistema de presión constante no debe exceder en ningún momento de 4.5 Kg/cm^2 de presión en el mueble más bajo, los 14 metros de columna de agua (1.4 Kg/cm^2), requeridos por el diferencial de los sistemas de presión variable, limitan el número de pisos a que se puede abastecer agua a presión a un edificio que no puede exceder de 8 pisos, tal como se ilustra en la figura N° 46.

En algunos casos, para suplir esta falla de los sistemas hidroneumáticos y de los sistemas de presión variable en general, al igual que se hace en edificios altos abastecidos por tinacos o tanques elevados, se acostumbra dividir la red hidráulica de abastecimiento de agua en dos zonas de presión: una, la zona baja para abastecer un máximo de 8 pisos, equipado con válvulas reductoras o reguladoras de presión; la otra, la zona alta, calculada para operar a la presión libre, descontando los primeros 8 pisos, puede suministrar otros 8 pisos más, en forma tal que el piso 9° y el piso 1° recibirán la misma presión así como el 10° o el 2° y así en adelante hasta el piso 16° y el piso 8°.

Debe de tomarse en consideración, sin embargo, que las válvulas reductoras o reguladoras de presión operan solamente del 30% de su capacidad hasta el 100%, por lo cual será necesario instalar 3 o 4 válvulas o más, de acuerdo con la capacidad de la red que se sirva, para evitar que las válvulas golpeen al operar con una demanda inferior al 33% de su demanda de diseño. Para su buena operación las válvulas deben de ser moduladas o sea, ajustadas a distintas presiones, para que así, las más pequeñas sean las que primero operen y luego irán operando las mayores hasta tener aquella válvula adecuada para una demanda determinada y este ajuste o modulación debe de verificarse con cierta frecuencia.

Además cada válvula debe de ser equipada con sus válvulas de compuerta, uniones universales y coladeras para poder recibir servicio adecuado.

La mejor solución para estos casos de edificios altos, es el instalar dos equipos independientes, uno de baja presión y otro, de alta presión, lo cual aunque de costo un poco más elevado presenta economías definidas tanto en costo de mantenimiento como en costo de operación, pues al fin y al cabo es anti-económico elevar la presión del agua para llegar al piso 16° y luego utilizarla en el 1er. piso adonde se requiere una presión mucho menor y sin tanto consumo de energía eléctrica.

2° C.- SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION VARIABLE

Los Sistemas Programados de Presión Variable aunque mencionados en la lista anterior, no son más que sistemas hidroneumáticos - glorificados, pues al fin y al cabo tengan una, dos, tres, cuatro o más bombas, son sistemas de presión variable con todos los agravantes inherentes a las variaciones de presión en el abastecimiento con o sin tanque hidroneumático, que se mencionan en el capítulo anterior.

3° SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION CONSTANTE

Aunque los primeros Sistemas de Presión Constante instalados en México fueron los operados por Variadores de Velocidad fabricados en los E.U.A. y que se describieron en el capítulo entitulado "SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA UTILIZADOS EN E.U.A.", ya que su costo era excesivo y por consiguiente estuvieron limitados en su uso, describiremos otro sistema, - único en su género que se encuentra instalado en Acapulco, - Gro.

Este sistema de presión constante ilustrado diagramáticamente en la figura 48 consistía de dos bombas equipadas con motor de velocidad constante, que son alternadas en su operación manualmente. Cada bomba tiene capacidad para surtir el 100% del gasto calculado para el edificio. En la tubería de descarga cercana a las bombas, se encuentra instalada una válvula que permite abastecer a la red, únicamente la cantidad de agua requerida para ésta, y el excedente de agua no requerida por la red es retornada a la cisterna.

De esta manera se puede ver en el estudio que se muestra en el diagrama que la presión "P" es constante; el gasto "QA" - suministrado por la bomba también es constante y por consiguiente la fuerza eléctrica consumida por la bomba que opera a un gasto constante, a una presión constante y a una eficiencia

constante, es también constante, por lo que la corriente eléctrica consumida por el motor de la bomba es constante las 24 horas del día sin importar que el consumo sea 0%, 25%, 50%, 75%, o 100%, lo que en forma definitiva es anti-económico.

Lo importante de este sistema es que la válvula que inyecta el gasto "QB" a la red es variable y que el gasto "QC" que retorna a la cisterna es la diferencia entre el gasto "QA" que suministra la bomba y el gasto "QB" requerido por la red, y que esto permite que la red del edificio opere siempre a una presión constante.

En la figura 49 se muestra una curva de este mismo sistema instalado en Acapulco, Gro., en la cual se ve la forma de operación de esta bomba en un punto fijo a un gasto de 15 LPS a una presión de 48.75 metros con una eficiencia de 65% consumiéndose en forma constante una corriente eléctrica de 15 HP.

Este estudio es solamente hipotético, y se da con fines ilustrativos:

Un sistema, también de presión constante, que podría haberse utilizado en este caso anterior se ilustra en la figura N° 50 en la cual también se ven dos bombas; pero por razón de que en este caso se utiliza una bomba de diseño especial con curva plana (ver curva figura 51), no era necesario utilizar

una válvula como en el caso del equipo anterior, pues la misma presión constante se obtiene en un caso y en el otro; pero con la ventaja adicional, como se puede ver en la curva de la figura 51 que el gasto varía desde el 33%, 5 LPS (punto A) al 66%, 10 LPS (punto B), hasta el gasto máximo de 100%, 15 LPS, y en cualquier punto intermedio entre éstos a una presión casi totalmente igual pero, dado que el gasto varía de acuerdo con las demandas de la red, por consiguiente la demanda de energía eléctrica varía con este gasto como se podrá ver en la explicación al pie de esta curva.

Este sistema de utilizar una sola bomba para suministrar desde el gasto 0% hasta más del 100% del gasto, tiene un defecto gravísimo: el que en gastos pequeños, la bomba puede entrar en su límite de turbulencia con la vibración, ruido y destrucción descritos en el primer capítulo; y, en gastos mayores, que pueden presentarse ocasionalmente en emergencias, sin tener un control automático que arranque la segunda bomba, puede ocurrir lo mismo al exceder el límite máximo de la bomba entrando a la zona de cavitación.

Para mejorar este sistema de presión constante, utilizando bombas de diseño especial de curva plana se requería

un control especial, el que no podía ser el interruptor de presión, pues al no haber variaciones en la presión por ser éstos, "SISTEMAS DE PRESION CONSTANTE" no se disponía de un diferencial con el cual pudiera operar un interruptor de presión.

Fué necesario por consiguiente diseñar un control adecuado para este sistema y para ésto se requería de un medidor de flujo de gran exactitud que pudiera operar con un rango desde el 20% hasta el 100% de la demanda. Se encontró un solo aparato que pudiera servir para estos fines que consistía de un venturi de diseño especial patentado en los E.U.A.

Este medidor equipado con un indicador de flujo y controles electrónicos se ha venido utilizando en México para los sistemas de presión constante aquí descritos.

El primer paso para diseñar este sistema consistía en suministrar la capacidad total del sistema con varias bombas y así poder pasar del uso de una bomba a dos, tres, cuatro o más hasta suministrar el gasto total y tener en adición una bomba para ser utilizada como emergencia.

Además del control anterior especial para "SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION CONSTANTE" fué necesario fabricar alterna

dores o variadores de secuencia de dos, tres, cuatro, cinco, o seis bombas, de acuerdo con el número de éstas, que variaran la secuencia de operación de estas bombas con el fin no solo de que se igualara el desgaste de las mismas, sino de que en cada ciclo de operación por corto que fuera, cambiara la bomba o bombas que fuera necesario operar para abastecer la demanda y que así se mantuvieran éstas cebadas y en condiciones de operación, pues se ha visto siempre que una bomba parada tiende a descebarse y a pegarse - sus piezas móviles ya sea por oxidación o por incrustación de las sales disueltas en el agua.

Muy poco tiempo después de que se iniciara el uso de éstos sistemas en México fueron publicadas unas gráficas por la Universidad de John Hopkins de Washington, E.U.A., sobre el uso horario de agua en diversos tipos de edificios (condominios, apartamentos, hoteles, hospitales, fraccionamientos, etc.), de diversas condiciones socio-económicas, obtenidas en diferentes estados de la Unión Americana, por medio de la instalación de medidores, registradores y totalizadores de flujo instalados con el fin de determinar, no solo los consumos horarios de agua, sino de determinar además las diferencias de un tipo de edificio a otro, de una condición socio-económica a otra y de un estado a otro en los E.U.A.

Posteriormente se obtuvieron gráficas de gasto semejante, de diversas poblaciones de los E.U.A. y éstas comparadas con gráficas obtenidas por la Secretaría de Recursos Hidráulicos en diversas poblaciones de México sirvieron para hacer un índice de comparación, y así se pudieron hacer gráficas de demandas para las 24 horas del día de diversos tipos de edificios, fraccionamientos y poblaciones que pudieran utilizarse mientras se disponía de material o experiencia que permitiera hacer el estudio más exacto.

Con este material los sistemas de bombeo múltiple de presión constante se convirtieron en sistemas programados de presión constante que permitían utilizar la bomba más pequeña con el motor más pequeño para abastecer la demanda más pequeña, y así cambiando de bombas y/o haciéndolas operar simultáneamente se lograba que estuviera el menor número de bombas con la menor potencia en caballos de fuerza operando para abastecer una demanda determinada, y dado, que la presión suministrada era constante, la descarga de agua en todas las llaves también era constante y esto permitió la creación de un "SISTEMA PROGRAMADO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA A PRESION CONSTANTE" que operaba en forma programada a la demanda de una instalación.

La primera ventaja que demostró tener el sistema programado de presión constante fué que al no requerirse la presión

diferencial de 14 metros que requería el sistema de presión variable para operar por medio de los interruptores de presión, fué, que se aumentó el número de pisos que se podían abastecer con los 45 metros de columna de agua (4.5 Kg/cm^2), llegando en total los pisos servidos a un número de 13 en vez de los 8 pisos que podía suministrar los hidroneumáticos y los sistemas de presión variable en general, tal como se muestra en la figura N° 54.

Una curva de un sistema programado de presión constante se ilustra en la figura 55 y diagramas y dibujos de instalación están ilustrados en las figuras subsecuentes.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

DEWATERING

Expositor: Ing. Juan Jacobo Schmitter

2) SEPTIEMBRE, 1984.

- Van Olphen, H.: 1956. "Forces between suspended bentonite particles," *Proceedings, 4th National Conference on Clays and Clay Minerals*, National Academy of Sciences, National Research Council Publication 456, p. 201.
- Verwey, E. J. W., and J. T. Overbeek: 1948. *Theory of the Stability of Lyophobic Colloids*, Elsevier Press, Inc., Houston, Tex.
- Wang, J. H.: 1951. "The effect of ions on the self-diffusion of water in aqueous electrolytic solutions," *Journal of Physical Chemistry*, vol. 55, p. 686.
- Whitman, R. V.: 1957. "The behavior of soils under transient loadings," *Proceedings, 4th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering (London)*, vol. 1, p. 207.
- : 1959. "Testing soils with transient loads," *American Society for Testing Materials, Special Technical Publication STP 232*, p. 242.
- Wilson, S. D.: 1953. "Control of foundation settlements by preloading," *Journal, Boston Society of Civil Engineers*, vol. 30, no. 1, p. 10.
- Winterkorn, H. W.: 1943. "The condition of water in porous systems," *Soil Science*, vol. 55, p. 109.
- Woods, K. B.: 1940. "Design and construction of highway embankments," *Proceedings, Purdue Conference on Soil Mechanics and Its Applications*, p. 355.
- Wu, T. H.: 1958. "Geotechnical properties of glacial lake clays," *Journal, Soil Mechanics and Foundations Division, American Society of Civil Engineers*, vol. 81, no. SM3, p. 1732.
- Wylie, C. R.: 1951. *Advanced Engineering Mathematics*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.
- Wyllie, M. R. J., and A. R. Gregory: 1955. "Fluid flow through unconsolidated porous aggregates: Effect of porosity and particle shape on Kozeny-Carman constants," *Industrial Engineering Chemistry*, vol. 47, p. 1379.
- and W. D. Rose: 1950. "Some theoretical considerations related to the quantitative evaluation of the physical characteristics of reservoir rock from electrical log data," *Journal Petroleum Technology*, vol. 2, p. 405.
- and M. B. Spangler: 1952. "Applications of electrical resistivity measurements to problems of fluid flow in porous media," *Bulletin, American Association of Petroleum Geologists*, vol. 36, p. 359.
- Yang, S. T.: 1953. "On the permeability of homogeneous anisotropic soils," *Proceedings, 2nd International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering (Rotterdam)*, vol. 2, p. 317.
- Zeevaert, L.: 1957. "Consolidation of Mexico City volcanic clay," *American Society for Testing Materials, Special Technical Publication 232*, pp. 18-32, 381-410.

Chapter 3

DEWATERING

by Charles I. Mansur and Robert I. Kaufman

INTRODUCTION

Construction of buildings, powerhouses, dams, locks, tunnels, and graving docks frequently requires excavation below the water table into water-bearing soils. Such excavations require lowering the water table below the slopes and bottom of the excavation to prevent raveling or sloughing of the slope and to ensure dry, firm working conditions for construction operations. In some cases an excavation may be underlain by a pervious stratum under artesian pressure, which, if not relieved, can rupture the bottom of the excavation, with attendant development of sand boils and loss of material from the foundation beneath the structure.

Ground water can be controlled by means of one or more types of dewatering systems appropriate to the size and depth of the excavation, geological conditions, and characteristics of the soil. A properly designed, installed, and operated dewatering and pressure-relief system will facilitate construction by:

1. Lowering the water table and intercepting seepage, which would otherwise emerge from the slopes or bottom of the excavation
2. Increasing the stability of excavated slopes
3. Preventing loss of material from beneath the slopes or bottom of the excavation
4. Reducing lateral loads on sheeting and bracing
5. Reducing required air pressure in tunneling
6. Improving the excavating and hauling characteristics of sandy soils
7. Preventing rupture or heaving of the bottom of an excavation

Lowering the water table can also be utilized to increase the effective weight of the soil and thereby further consolidate both the soil above and below the lowered water table. Creating a partial vacuum in a sand stratum beneath a soft stratum of overlying soil will help consolidate the

soft material by increasing its effective weight as a result of lowering the water table and will also result in additional consolidation by adding a partial atmospheric pressure to the surface of the soil. Certain permanent structures can also be of less expensive design if the ground water or artesian pressure is permanently lowered or reduced. In many cases the permanent drainage or pressure-relief system can be utilized to dewater the excavation for the structure during construction.

Before the advent of suitable well-installation equipment, techniques, and pumping apparatus, the control of ground water in construction work was accomplished by one or a combination of the following methods:

1. Constructing ditches and dikes to intercept seepage from the slopes combined with a rate of excavation that permitted the slopes to more or less drain as the excavation was carried downward. Water was pumped from sumps in the collector ditches.
2. Sheet piling combined with pumping from sumps or French drains in the bottom of the excavation.
3. Pumping from deep sheeted sumps dug outside of the working area.

Present installations for lowering the ground-water table for construction purposes now also include:

1. Wellpoints connected to header pipes installed at one or more elevations in the excavation pumped with combined vacuum and centrifugal pumps.
2. Deep, large-diameter wells installed in or around the periphery of the excavation and pumped with deep-well turbine or submersible pumps.
3. Vertical sand drains combined with deep wells and/or wellpoints installed in a deeper underlying pervious aquifer.
4. Horizontal drainage system connected to a deep well or sump or to a gravity collection pipe.
5. Vacuum dewatering for certain fine-grained or stratified silts and sands.
6. Wellpoints combined with passage of a direct current through soil to the wellpoints (electroosmotic method).

The applicability of these methods of dewatering and ground-water lowering to various soil conditions, their design, installation, and operation are subsequently described.

3-1. Early Examples of Dewatering

The first recorded lowering of ground water to facilitate construction was that for the Kilsby tunnel for the London and Birmingham Railroad in 1838 (1). The water table for this tunnel was lowered by pumping

from large vertical shafts sunk along and adjacent to the tunnel. A total flow of 1,800 gpm was pumped from these shafts. After this beginning, there was little advance in dewatering techniques for almost fifty years.

Use of wellpoints and large deep wells for lowering the water table was really first begun in 1896 in Germany in connection with construction of subways in Berlin (1). Cased deep wells, open at the bottom, were used in connection with the construction of the Esna barrage on the Nile River in 1907 (2). The first deep wells used in Europe for dewatering were large enough (3 or 4 ft) to accommodate a centrifugal pump inside the wells. Wellpoints were first used for dewatering in the United States in 1900. However, it was not until after 1921 that real improvements were made in wellpoint design, methods of installation, and in pumping equipment.

In Europe, the customary method for lowering the water table was to pump from deep wells spaced about 20 to 40 ft apart (3). The wells were generally about 8 in. in diameter; the screen was surrounded with a gravel filter; and the wells were pumped with a centrifugal pump connected to a common header pipe. Beginning in 1925 to 1930, extensive use was made of deep wells in Europe for lowering the water table and reducing artesian pressure for construction of large structures below the water table. Dewatering by pumping from deep wells was facilitated at this time by the development of vertical turbine and submersible pumps.

In the United States most dewatering has been accomplished by means of wellpoints. However, use has been made of deep wells with or without wellpoints to lower the water table or reduce artesian pressure since 1930.

Examples of some of the earliest large-scale dewatering projects in various countries are summarized in the following paragraphs.

Germany. One of the earliest examples (1) of the use of deep wells for dewatering was in connection with the construction of two large locks in the harbor at Bremerhaven in 1928 to 1931. Soil conditions consisted of 50 ft of soft clay overlain by 20 ft of sand under artesian pressure; the sand was underlain by clay. Construction of the locks required that the excavation be carried down to the top of the sand. Fifty-eight deep wells, located outside of the sheet piling to avoid interference with construction, were used to lower the artesian pressure in the sand 50 ft. Approximately 1,500 gpm was pumped from these wells.

Electroosmotic control of ground water was used for the first time in 1939 to stabilize a long railroad cut at Salzgitter, Germany (4). This cut was made in clayey silt where, because of the fine nature of the soil, a wellpoint system had proved ineffective. The cut was stabilized by installing 22-ft-long wellpoints at 30-ft intervals along the top of both sides of the excavation for cathodes, installing ½-in. gas-pipe anodes

midway between the cathodes, and then applying a potential of 90 volts of direct current between the cathodes and anodes. The wellpoints were surrounded with 3 in. of a graded sand-gravel. Water draining into the wellpoints was pumped out through 1½-in. suction pipes. The power used amounted to 1.2 to 1.7 kw per cathode. Total consumption of energy per cubic yard of excavation amounted to about one kilowatthour. Before application of voltage to the soil there was practically no flow of water into the wellpoints; after application of voltage approximately 0.5 gpm was obtained from each wellpoint.

This method was also used to dewater and stabilize the slopes of an excavation 40 ft deep for a U-boat pen at Trondheim, Norway, during World War II (4). The soil at this site consisted of a soft, very silty clay with some sand seams. For this installation, the cathodes consisted of two rows of slotted 8-in. pipe, covered with copper mesh, 45 ft apart, with the wells spaced on 30-ft centers. Iron pipes were installed midway between the wells for anodes. A voltage of 40 volts was applied to the system.

United States. Deep wells were first used for dewatering in the United States for construction of the Rutgers Street tunnels in New York City in 1930-1931 (1). Sand existed from the surface to rock at a depth of 115 ft. The bottom of the shaft was 75 ft deep, and the water table was 50 ft deep. The dewatering was accomplished by pumping from five wells 100 ft deep equipped with electrically powered deep-well turbine pumps with a capacity of 500 gpm each. The wells had 10-in. screens 25 ft long surrounded with a gravel filter. Pumping these wells permitted construction of 1,350 ft of the landward section of the tunnels under free air, and it significantly lowered the air pressure required for the tunnels from the main shaft toward the river. Approximately 1,500 gpm was pumped from these wells.

Twelve hundred wellpoints were used to excavate, in the dry, 10 to 15 ft of silt and sand over a 400- by 1,500-ft area prior to placing fill in the Franklin Falls Dam in New Hampshire (1). The wellpoints lowered the water table 17 ft and permitted the use of wheeled excavating equipment. Approximately 14,000 gpm of water was pumped while dewatering this area.

At Tampa, Fla., wellpoints were used to dewater the excavations for three 83- by 1,200-ft shipbuilding basins and one 82- by 520-ft graving dock which penetrated marl overlying pervious limestone rock (5). Two levels or stages of wellpoints were installed. The lower stage was left in place to keep the water table down permanently, which permitted the bottom of the basins to be lined with concrete only 8 in. thick.

Belgium. One of the deepest, largest (30-ft diameter), subaqueous

tunnels ever constructed in soft ground is the Antwerp vehicle tunnel driven under the Scheldt River in 1931 to 1933 (6). Wellpoints, deep wells, and freezing were used to cope with ground water. For the first time dewatering wells were sunk in a river to facilitate construction of a structure under the river without protection of cofferdams. The tunnel was 5,800 ft long and 116 ft deep at the deepest point. Soils at the site consisted of 25 ft of silty sand, 10 ft of clay (on the west side to the middle of the river), and 45 to 50 ft of fine sand underlain by clay. The objective of the dewatering system was to lower the water level in the sand in order to facilitate open-cut construction for the tunnel approaches and to reduce the air pressure required for the shield-driven section of the tube.

Wellpoints were installed on each side of the approach excavations. Deep wells (10-in.) with a gravel filter were installed on one side of the tunnel on 15- to 60-ft centers down to the top of the deep clay. More deep wells were installed in the river in two rows on each side of the terminal. Submersible pumps with a capacity of 75 gpm were installed in each well. Pumping these wells lowered the water table 45 ft. Lowering the water table, combined with steel sheet piling driven into clay, permitted construction of 850 to 900 ft of tunnel on each end in open cut.

Lowering the water table 50 ft permitted construction of a portion of the cast-iron section of the tunnel under free air and materially reduced the air pressure required for the remainder of the tube.

The ground-water problem at the ventilation shafts was solved by freezing the ground around each shaft by circulating refrigerated brine through 116 wells around the shaft. The need for bracing was also eliminated by the natural stability of the hollow cylinder of frozen ground 12 to 15 ft thick.

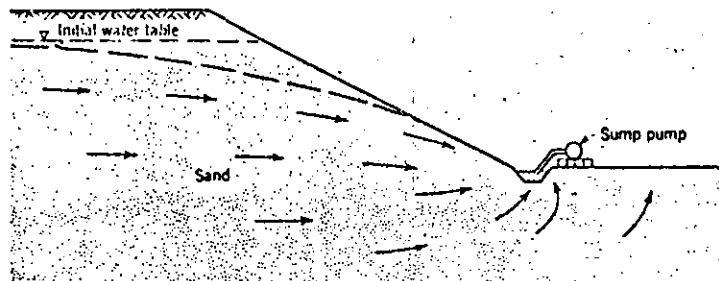
England. The first example of predrainage on an extensive scale by means of deep wells in England was in 1931 to 1933 in connection with construction of the King George V graving dock (1). The dock was 75 ft deep, 135 ft wide, and 1,200 ft long. The soil consisted of clay underlain by fine sand at a depth of 100 ft, the top of which sloped downward toward the offshore end. For two-thirds of the lock, there was danger that the artesian pressure would burst through the overlying clay stratum in the bottom of the excavation. Ten wells 175 ft deep and spaced 200 ft apart and provided with submersible pumps were used to lower the artesian pressure beneath the excavation to safe values. The screens for these wells were surrounded with two concentric rings of gravel filter. The wells were pumped at a rate of 750 gpm. The wells were subsequently connected to horizontal discharge pipes leading into the lock to provide permanent pressure relief beneath the lock.

METHODS OF DEWATERING AND PRESSURE RELIEF

3-2. Sumps and Ditches

For small excavations and in some types of soils (e.g., dense, well-graded, or cemented soils) it is sometimes possible to permit seepage from the slopes to collect in ditches and sumps, from which it can be pumped out of the excavation as illustrated in Fig. 3-1.

FIG. 3-1. Collection of seepage in open ditches and sumps.



Collection of seepage in open ditches and pumping from open sumps without filters has several disadvantages. It tends to cause softening and raveling or sloughing of the lower part of a slope. Where the soil contains lenses of fine sand or silt, springs frequently develop which can cause underground erosion and subsidence of the adjacent ground surface or slumping of the slope. The rate of excavation may also be slowed as a result of having to wait for the slopes and soil to drain. Where the slopes are not too steep or the seepage too heavy, the slopes and bottom may be stabilized by covering with a well-graded sand and gravel.

3-3. Sheet piling and Open Pumping

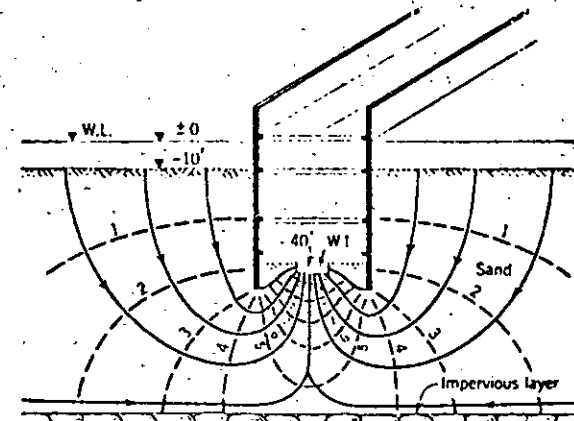
Prior to development of dewatering equipment, most excavations in pervious soils below the natural water table were made by driving wood or steel sheet piling, excavating the earth, and pumping the water out as it seeped into the bottom of the sheeted excavation. In this method of excavation the seepage is forced to enter the enclosed area through the bottom as shown in Fig. 3-2.

As a result of the water table being lowered much more rapidly on the inside than on the outside, the water and seepage will create considerable pressure on the sheeting and at the bottom of the excavation. If the

head is great enough, seepage forces at the bottom can cause the soil to become quick, lose its shearing strength, and place excessive load on the bottom struts, with the possibility of the bracing collapsing. For certain conditions, piping may undermine the sheeting, thereby causing loss of the excavation. Another disadvantage of this method is that the dirt will be wet and difficult to handle.

Sheeting and open pumping can be successfully used to control ground water if the sheeting is designed and braced to take into consideration resulting seepage forces and loss of soil strength. Covering the bottom of the excavation with a properly graded sand-and-gravel filter blanket will facilitate construction and pumping out the seepage water. Appropriate seepage analyses should be made before attempting to use this method of controlling ground water.

FIG. 3-2. Dewatering a sheeted excavation by sump pumping. [From Tachibana (7).]



3-4. Deep-well Sumps

Sheeted sumps were one of the earliest methods used to lower the water table. However, such sumps are inefficient, expensive to dig, and work satisfactorily only in relatively coarse materials. Wells with screens, with or without a gravel filter, are now used in lieu of deep sumps.

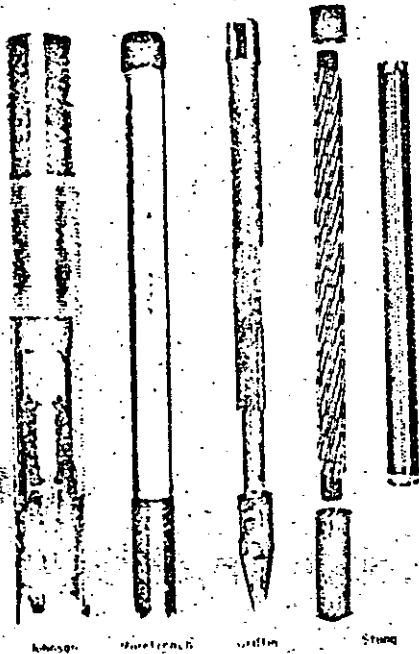
3-5. Wellpoint Systems

Wellpoints are small well screens approximately 2 to 3 in. in diameter and 1 to 3½ ft long. They are manufactured with either brass or stain-

less-steel screens and are made with either closed ends or self-jetting tips (Fig. 3-3).

Lines or rings of these wellpoints installed on 3- to 12-ft centers along or around an excavation and attached to a common header pipe (6 to 12 in. in diameter) and connected to a wellpoint pump (a combined

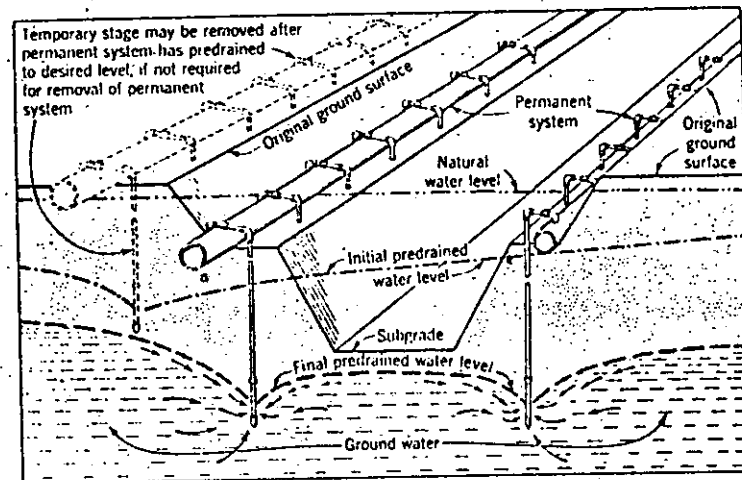
FIG. 3-3. Self-jetting wellpoints.



vacuum and centrifugal pump) are called a wellpoint system. A typical installation of a wellpoint system is shown in Fig. 3-4.

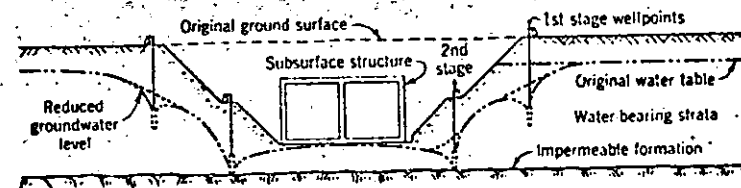
Wellpoints are the most common method for dewatering or lowering the water table for construction purposes in the United States. A wellpoint system is suitable where the site is accessible and where the water-bearing strata to be drained are not too deep. Such a system is usually the most practicable and economical method for dewatering small excavations. Wellpoints are also generally used where the water table does not have to be lowered too much and for open-cut work in water-

FIG. 3-4. Typical installation of a wellpoint system. [Griffin Wellpoint Corp. (8).]



bearing soil. For large excavations or where the depth of excavation below the water table is more than 30 or 40 ft, or where artesian pressure in a deep aquifer beneath an excavation must be reduced, it may be more desirable to use deep wells and turbine pumps with or without wellpoints as necessary. Wellpoints are more suitable than deep wells where the submergence available for the well screens is small (Fig. 3-5). Where

FIG. 3-5. Use of wellpoints where submergence is small. [From Nebelne (1).]

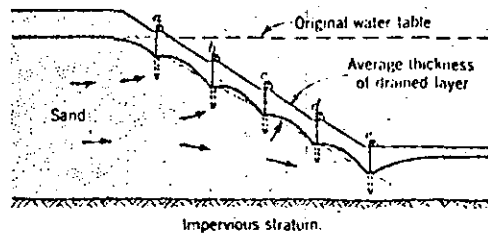


adequate submergence is available and the required rate of pumping is large, deep wells and pumps may be indicated in lieu of wellpoints.

Wellpoints may be used to dewater deep open-cut excavations by installing a row of wellpoints for about every 15 ft of depth as illustrated in Fig. 3-6.

The average thickness of the outer portion of the slope drained by this method is not more than about 15 ft. Beneath this drained layer, the soil is acted on by the seepage pressure of percolating water. If the depth of the cut is more than 40 to 50 ft, the stability of the slope should be checked, taking into account the seepage forces beneath the drained zone.

FIG. 3-6. Drainage of an open deep cut by means of a multiple-stage wellpoint system. [From Terzaghi and Peck (3).]



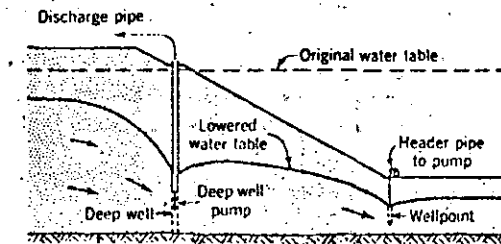
Where the required depth of water-table lowering is more than 15 ft and the rate of pumpage for each wellpoint is relatively small (i.e., less than 10 to 15 gpm), it may be advantageous to install a single-stage system of wellpoints at the top of the excavation or water table and pump each wellpoint with a jet-eductor pump, rather than install a multiple-stage system of wellpoints. As a jet-eductor pump is capable of producing 10 ft or more of vacuum and lifting water over 100 ft, a jet-eductor wellpoint system is capable of lowering the water table 50 to 100 ft below the ground surface.

A jet-eductor wellpoint system consists of a wellpoint attached to the bottom of a jet-eductor pump, with one pressure pipe and a slightly larger return pipe. (The size of these pipes usually varies from 1 to 2 in., depending on the head and capacity requirements of the pump.) The wellpoint, jet-eductor pump, and two pipes are installed in a cased hole and may be surrounded with a filter sand if soil conditions require. Jet-eductor pumps may be powered with individual small high-pressure centrifugal pumps or with one or two large pumps pumping into a single pressure pipe supplying water to each wellpoint with a single return header pipe. With the single-pump setup, the water is usually recirculated through a stilling tank with an overflow for the gain in water from pumping the wellpoints. This type of system has the disadvantage that jet-eductor pumps have an efficiency of only about 30 per cent, and their design is quite complex.

3-6. Deep-well Drainage

Large-diameter deep wells are also suitable for lowering the groundwater table where the soil formation becomes more pervious with depth, the excavation penetrates or is underlain by sand or coarser granular soils, and where there is sufficient depth of pervious materials below the level to which the water table is to be lowered for adequate submergence of well screen and pump. In contrast to wellpoints, a dewatering system consisting of deep wells and submersible or turbine pumps can be installed outside of the zone of construction operations, and drainage effected to the depth of excavation required. Where applicable, deep wells may be used exclusively to lower the water table for an excavation or in combination with a wellpoint system as illustrated in Fig. 3-7. Some wellpoints may be needed at the toe of the slopes to intercept any minor

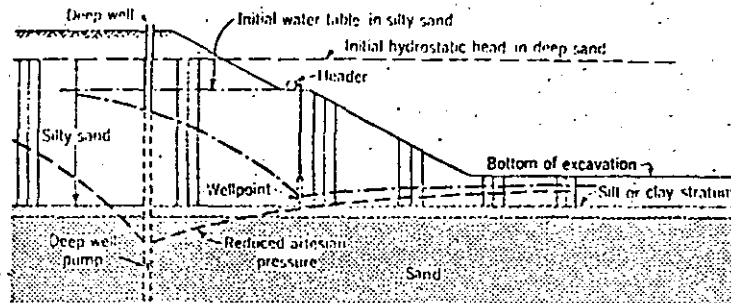
FIG. 3-7. Dewatering a deep excavation by means of deep wells and wellpoints. [From Terzaghi and Peck (3).]



seepage that may pass between the wells. By pumping from deep wells installed around the top of an excavation, seepage will be intercepted before it can compromise the stability of the slope.

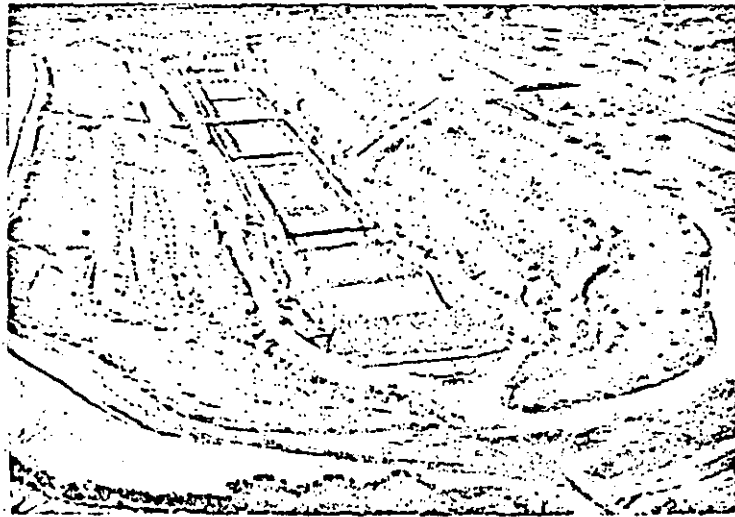
Where the bottom of a large excavation is underlain by a relatively impervious stratum, which in turn is underlain by a pervious stratum under excessive artesian pressure, a heave or blow may occur in spite of drainage achieved by shallow wellpoints on the slopes. If the net hydrostatic pressure on the bottom of the impervious stratum is greater than the effective weight of the overlying soil, the bottom of the excavation will heave at a local weak or thin area, with a resultant sand boil. Such an occurrence may result in costly delays or may render the foundation unsuitable for the intended structure. Relief of this artesian pressure can best be achieved by means of deep wells installed at the top of the excavation or at some safe elevation as the excavation is carried down, as illustrated in Fig. 3-8.

Fig. 3-8. Relief of artesian pressure by means of deep wells.



Deep wells for dewatering are usually spaced on 20- to 200-ft centers, depending upon the amount the water table must be lowered, perviousness of the sand, source of seepage, and amount of submergence available. Such wells commonly have a diameter of 6 to 18 in. with a screen 20 to 75 ft long. The screen may consist of a commercial type of water well screen or a perforated metal or wooden screen surrounded with a properly graded sand-gravel filter. A combination system of wellpoints and deep wells for dewatering slopes and relieving artesian pressure beneath a large excavation is shown in Fig. 3-9.

Fig. 3-9. System of deep wells for relieving artesian pressure beneath excavation for Port Allen Lock, La. (Photograph by U.S. Army Engineer District, New Orleans, 1958.)



Where the area to be dewatered consists of silts or silty sands underlain by a more pervious stratum, seepage toward the excavation can be intercepted and the water table lowered by a combination of vertical sand drains installed around the top of the excavation and deep wells with screens installed in the deep sand. The sand drains will permit drainage of the upper, less permeable soil down to the deeper sand in which the pressure is kept reduced by pumping from the deep wells.

3-7. Horizontal Drainage

Where it is desirable to avoid open-cut work and submergence is inadequate for deep wells, the ground-water table can be lowered by means of a Ranney drainage system. A Ranney system consists of a number of horizontal perforated pipes projected from one or more reinforced-concrete shafts or wells. These pipes may be extended 200 ft or more in any direction. Ground water flowing into the well is usually pumped out by means of a turbine pump. This type of system is not considered suitable for lowering the water table in stratified soils.

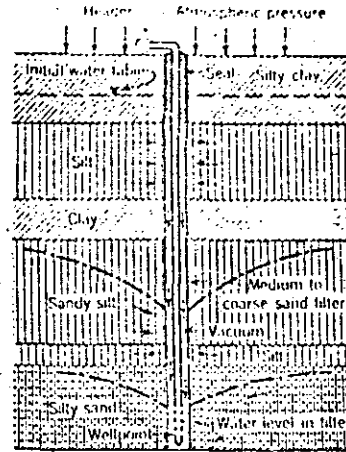
3-8. Vacuum Dewatering Systems

Fine-grained silts ($D_{10} \leq 0.05$ mm) with a low coefficient of permeability ($k = 0.1 \times 10^{-3}$ to 10×10^{-3} cm/sec) cannot be drained successfully by gravity methods because the water is held in the voids of the soil by capillary forces. However, such soils can be stabilized by means of a vacuum well or wellpoint system. A vacuum dewatering system consists of wells or wellpoints with the screen and riser pipe surrounded with a free-draining sand filter extending to within a few feet of the surface (Fig. 3-10). The remainder of the hole at the top is sealed with bentonite or impervious soil. By maintaining a vacuum in the well screen and sand filter, the hydraulic gradient producing flow toward the well or wellpoint is increased, particularly in stratified soils, and the soil in the vicinity of the wells or wellpoints is stabilized by atmospheric pressure, which tends to prevent seepage from entering the excavation and increases the effective pressure on the soil grains and thus the shear strength of the soil. In order to dewater this type of soil properly it is usually necessary to install the wells or wellpoints fairly close together.

In the case of a wellpoint system, the net vacuum at the wellpoint and in the filter is the vacuum in the header pipe minus the lift or length of riser pipe. Therefore relatively little vacuum effect can be obtained with a wellpoint system if the lift is more than 15 ft. If there is much air loss, it may be necessary to attach extra vacuum pumps to the wellpoint pump in order to ensure maximum vacuum in the wellpoints. The required pumping capacity is, of course, small.

Dewatering, and the effect of vacuum and atmospheric pressure, can

FIG. 3-10. Vacuum system of drainage.



be achieved at considerable depths by using deep wells with long screens and filter except for a section of riser pipe at the top, submersible pumps, and a vacuum line connected to the tops of the wells. The tops of the wells must be sealed airtight as well as the space around the riser pipes.

Grain-size curves of soils for which various types of drainage systems are considered most suitable are shown in Fig. 3-11.

3-9. Drainage by Electroosmosis

Most soils that require dewatering can be dewatered by one or a combination of the methods previously described. However, there are some silts, clayey silts, and fine clayey silty sands that cannot be successfully drained by the previous methods but that can be drained by wells or wellpoints combined with a flow of electricity through the soil to the wells. This method of drainage is known as the electroosmotic or electrical drainage method. The application of electroosmosis to dewatering of soil was largely developed by Dr. Leo Casagrande (4).

If two electrodes are driven into saturated soil and a direct electric current is passed between them, water contained in the soil will migrate through the soil from the positive electrode (anode) to the negative electrode (cathode). By making the cathode a well, the water can be removed by pumping. In this manner, water in the soil which otherwise would tend to seep toward the excavated slope and reduce the stability of the soil mass flows instead toward the wells, thereby increasing the shear strength of the soil and stability of the slope.

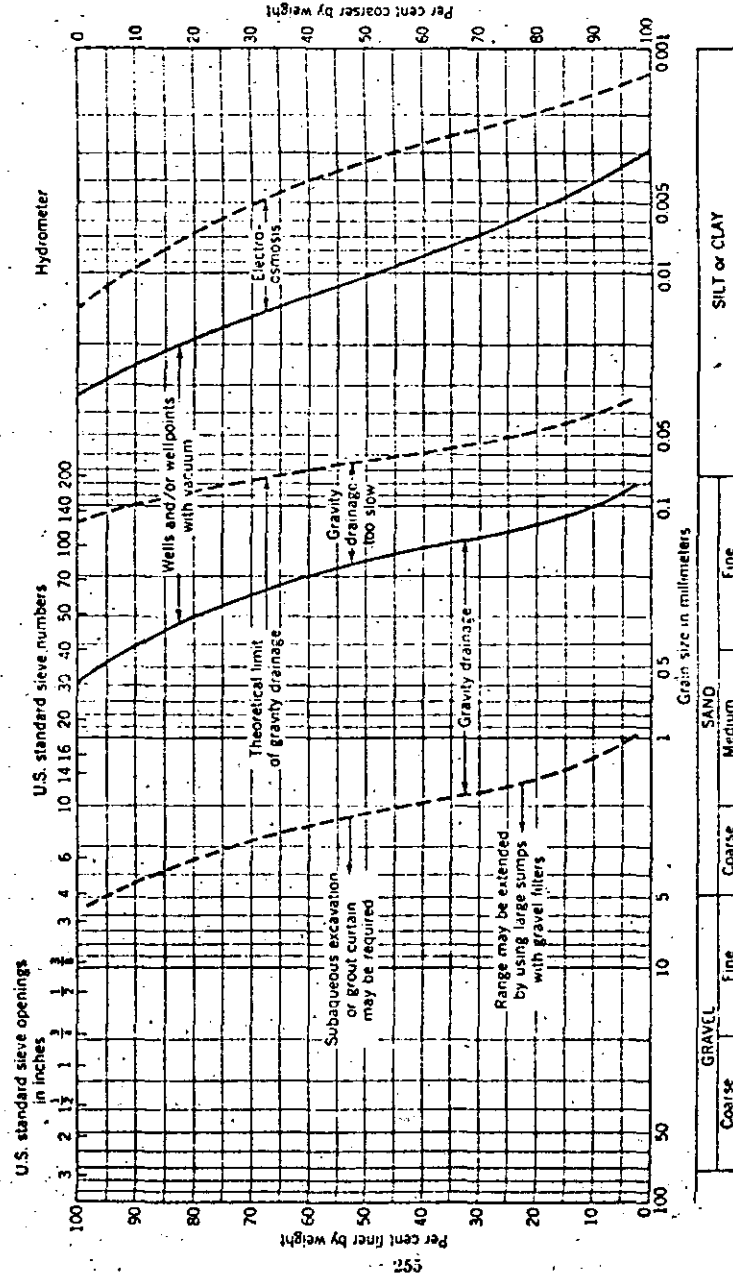
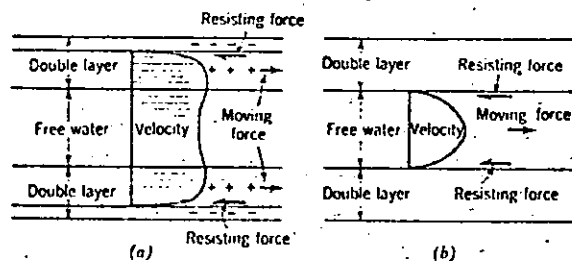


FIG. 3-11. Dewatering systems applicable to different soils. (Monofrench Corp.)

An electric current causes water to flow through soil in the following manner. Since the surface of soil particles carries a net negative charge, positive ions (cations) in solution are attracted to the soil particles and concentrate near their surfaces. As the centers of gravity of the positive and negative charges in a water molecule do not coincide, water molecules are attracted to the cations (Chap. 2). Upon application of a d-c voltage between two electrodes, the positive ions adjacent to the soil particles and the water molecules attached to the ions are attracted to the cathode (or well) and are repelled by the anode. The free water in the interior of the void spaces is carried along to the cathode by viscous flow. A comparison of electroosmotic flow with hydraulic flow through a single capillary is illustrated in Fig. 3-12. The actual distribution and average velocity in the voids of soil would vary from those shown because of the variation in the size of voids in soil.

Fig. 3-12. Comparison of electroosmotic flow with hydraulic flow in a single capillary (a) Electroosmotic flow; (b) hydraulic flow.



According to Casagrande (4), the coefficient of electroosmotic permeability k_e , or the rate of flow for electroosmotic flow, is about the same for either sands, silts, or clay. Casagrande reports that for practical purposes most soils may be assumed to have a k_e of 0.5×10^{-4} cm per sec for a gradient of 1 volt per cm.

3-10. Miscellaneous Methods of Ground-water Control

Where open gravel seams exist, it may be desirable to supplement the dewatering system by first grouting a curtain wall around the area to reduce well and pumpage requirements. A suitable grout mixture consists of bentonite, portland cement, an admixture to reduce surface tension, and water. Silica gels and a commercial product known as AM-9 have also been used for grouting to control ground water. AM-9 has a viscosity approaching that of water and will successfully penetrate fine sand. For grouting to be effective, the voids in the ground must be large enough to take the grout, the grout holes must be close enough

together so that a more or less continuous grout curtain is obtained, and the depth of grouting should penetrate fully the strata being grouted.

Ground water has also been controlled by freezing a zone of soil around the area to be excavated. However, this is a rather expensive procedure and requires expert design and installation. If the ice cofferdam is not completely effective, seepage of water through even a small gap in the frozen barrier after the excavation is opened up may cause rapid enlargement of the fault, with consequent serious trouble, difficult if not almost impossible to remedy.

For small excavations it may be desirable to drive steel sheet piling around the work area, excavate the soil under water, and then tremie in a seal of concrete. This method is frequently used for bridge piers in open water. In restricted areas it may be necessary to use a combination of sheeting and bracing with wells or wellpoints installed just inside or outside of the sheeting.

FIELD INVESTIGATIONS AND SOIL CONDITIONS

In determining the need for and before selecting and designing a dewatering system, a number of factors should be considered or investigated. These include the geological and soil conditions in the immediate vicinity of the site; size and depth of the excavation; time water table is to be lowered; permeability, stratification, and thickness of the pervious strata to be dewatered; water table and hydrostatic pressure beneath the excavation; variation of water table and hydrostatic pressure with season of year or river stage; river stages likely to occur; source of seepage or radius of influence likely to exist for geological and soil conditions at the site; allowable ground-water table or uplift pressure during construction; protection from flooding; effect of ground-water lowering on adjacent structures or wells; power facilities; and chemical characteristics and temperature of the ground water and its variation with the season of year. All these factors should be considered in designing a dewatering system; however, the detail of investigation of the individual items will depend upon the project and the complexity of the dewatering problem.

3-11. Geological and Soil Conditions

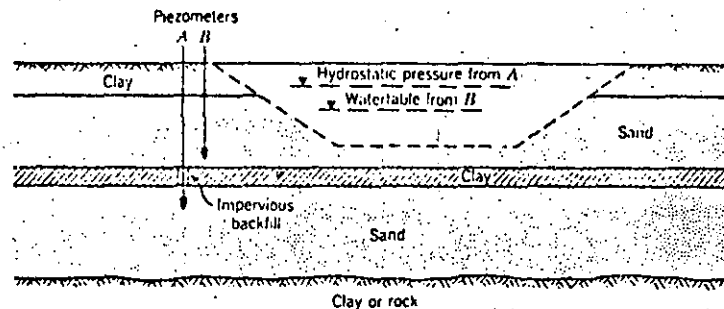
A thorough knowledge of the characteristics of the soils adjacent to and beneath an excavation is of paramount importance in the design and installation of a dewatering system. The type and stratification of the foundation soils should be ascertained from properly made borings. For deep or large excavations several of these borings should extend to the bottom of the excavation plus $1\frac{1}{2}$ times the depth of the excavation. The borings should be spaced sufficiently close together to reveal any significant variation in soil conditions that would have a bearing on the

need for dewatering, seepage flow, or spacing of wells or wellpoints. Samples should be taken at sufficiently frequent intervals to detect changes in soil type. For large excavations and excavations underlain by deep strata of sand, the depth of the sand and its permeability should be ascertained for its full depth. The method of dewatering generally most suitable for various types of soils is shown in Fig. 3-11.

3-12. Water Table and Artesian Pressure

A thorough knowledge of the water table and any substratum pressure at a site is most important in planning an excavation and any dewatering or pressure-relief system. The initial elevation of the water table will generally determine the elevation at which the first stage of wellpoints or wells would have to be installed. Therefore the water table should be determined by borings, or preferably by piezometers, with tips installed in the strata to be dewatered as illustrated in Fig. 3-13. If time permits,

FIG. 3-13. Installation of piezometers to determine water table and artesian hydrostatic pressure.



the water table or artesian pressure should be observed over a period of time since it will frequently vary with the season of the year or with the stage of an adjacent river. The water table or hydrostatic pressure should be correlated with the stage of any adjacent stream. A rapid rise in water table with a rising-river stage indicates that the river may serve as a ready source of seepage. The maximum stage of any nearby river likely to occur during construction should also be ascertained.

For most soils the ground-water table during construction should be maintained at least 2 to 5 ft below the bottom of the excavation in order to ensure "dry" working conditions. It needs to be kept somewhat lower for silts than sands to keep traffic from pumping water to the surface and making the bottom of the excavation wet or spongy.

Where an excavation is underlain by a stratum of silt or clay that is underlain by a pervious stratum of sand under artesian pressure, upward seepage from the deeper stratum may keep the bottom of a large excavation wet, even though wellpoints may be in operation on the slopes or at the toe of the excavation. If this situation exists, it may be necessary to lower the head in the deep sand stratum below the bottom of the excavation by means of deep wells or wellpoints. If the intervening clay stratum, as shown in Fig. 3-13, is tight, the hydrostatic head in the deep sand can be somewhat higher than the bottom of the excavation, but in no event should the net head above the bottom of the excavation exceed 80 per cent of the submerged weight of the soil above the top of the artesian aquifer, to prevent any heave or blowup in the bottom of the excavation.

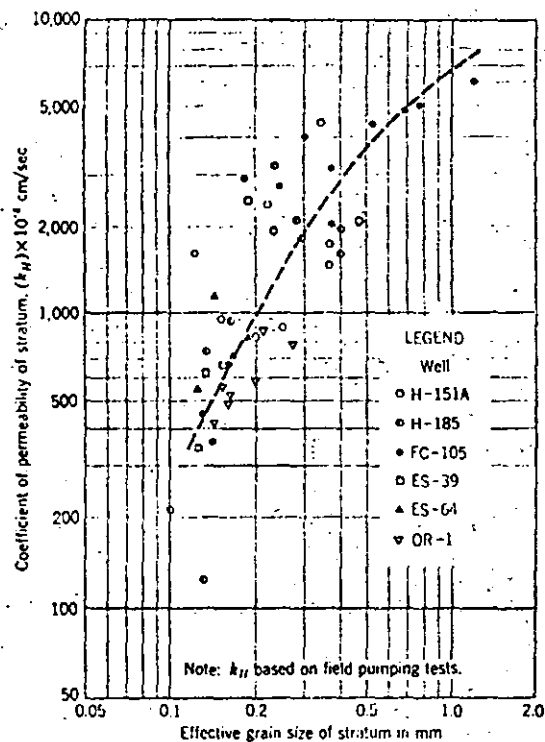
3-13. Coefficient of Permeability of Pervious Strata

The permeability of the sand strata to be dewatered or in which the hydrostatic pressure is to be reduced should be determined prior to designing a dewatering system. Various methods may be used to determine this permeability. The simplest is a visual examination and classification of the sands by someone familiar with soils and by comparison with sand of known permeability. A rough approximation of the permeability may be obtained from the following table.

Type of sand (U.S. Army Engineer classification)	Coefficient of permeability $k \times 10^{-4}$ cm/sec
Very Fine sand.....	50
Fine sand.....	200
Fine to Medium sand.....	500
Medium sand.....	1,000
Medium to Coarse sand.....	1,500
Gravel and Coarse sand.....	3,000

A better estimate of the permeability can be obtained from a comparison of grain size curves or the D_{10} of the sand samples, with certain empirical relations between D_{10} and k such as shown in Fig. 3-14, as developed from field tests on sands in the middle and lower Mississippi River Valley (9 11). However, these empirical relationships may be misleading unless they are based on reliable information and are known to be valid in the area of the project. Laboratory permeability tests may be used to estimate the permeability of uniform sands, but such tests frequently do not give results indicative of the actual *in situ* permeability of many

FIG. 3-14. D_{10} versus *in situ* coefficient of permeability—Mississippi River Valley. (Reference 2.)



sands, particularly well-graded or stratified sands or gravelly sands (9-11). Also, laboratory tests on sand samples which have become segregated or contaminated with drilling mud during sampling operations do not give reliable results.

For large dewatering projects a pumping test on a well that fully penetrates the sand stratum to be dewatered is considered warranted to determine the permeability of the pervious formation. If desired, the permeability of individual strata may be determined by means of a well flow meter such as described in Ref. 11. The drawdown to the test well should be determined by means of piezometers installed with the tips in the sand formation being tested and on one or more lines extending out from the test well a minimum of 500 ft. The coefficient of permeability can be computed from Eq. (3-49) or (3-50). Readings from such piezom-

eters will also give an indication of the effective distance to the source of seepage or *radius of influence* for the soil and well being tested. The water level in the well should not be used to compute the permeability of the sand without accurate evaluation of well entrance losses. It is advisable to pump the well at three different rates of flow for check purposes and to observe any change in the radius of influence with drawdown. A record should be kept of drawdown with time of pumping, and the well should be pumped long enough to develop the full drawdown and radius of influence.

3-14. Source of Seepage

The distance to the "effective" source of seepage has an appreciable effect on the design and operation of a dewatering or pressure-relief system in that it affects both the spacing of wells or wellpoints and flow to the system. The source of seepage may be the bed of a nearby stream or other body of water that may be in contact with the pervious strata to be dewatered; the flow may be from the aquifer being drained, the distance to which is commonly known as the *radius of influence*; or seepage may flow to the area being dewatered from both an adjacent river and from the aquifer itself.

The source of seepage depends to a great extent on the geological features of the area, adjacent streams or bodies of water, on the perviousness of the sand formation, and amount of drawdown. Where the only source of seepage is from the formation being dewatered, the distance, or radius of influence, can be estimated from pumping tests where the drawdown curve is determined by means of piezometers, or from empirical relationships between the radius of influence and permeability of sand developed from field observations such as shown in Fig. 3-39. Generally, the normal radius of influence is greater for coarse or very pervious sands than for finer sands, whether the flow be gravity or artesian. The radius of influence will also become greater with increased drawdown in the area which is being dewatered and with pumping time. The magnitude of these effects is also dependent upon whether the flow is gravity or artesian flow. However, these effects are difficult to estimate numerically, and therefore the radius of influence should be estimated conservatively.

3-15. Miscellaneous Factors

Some ground waters are very corrosive, and others contain iron or various carbonates that form incrustations which will, over an extended period of time, clog or partially clog well screens, gravel filters, or surrounding sand and reduce the efficiency of a well system. Therefore consideration should be given to the chemical properties of ground water in designing and operating a dewatering system.

Corrosion of well screens usually consists of one of the following types: (1) direct chemical, (2) dezincification or selective, or (3) electrolytic (galvanic). The first type can be attributed to destruction or solution of the metal by chemicals in the water. Dezincification consists essentially of one metal of an alloy being removed, leaving the metal in a spongy and weakened condition. It results from the electrochemical difference in potential between the metals in an alloy when submerged in a saline or slightly acid water with the presence of oxygen. Galvanic corrosion occurs when two dissimilar metals are electrically connected in a solution which will conduct electricity.

Incrustation of well screens, gravel filters, and sand around wells results from precipitation of materials carried to the wells in solution such as carbonates of calcium and magnesium, oxidation of iron compounds in solution upon contact with air to form an "ocherous" material, and deposition of soil carried to the wells, and in some cases stoppage results from the presence of iron bacteria or slime-forming organisms.

Chemical characteristics of ground water pertinent to corrosion and incrustation tendencies are:

pH	Hardness	Hydrogen sulfide
Carbon dioxide	Chlorides	Carbonates
Alkalinity	Iron	

A pH below 7.0 shows the water to be acid and that the water will tend to be corrosive. Free carbon dioxide is the chief cause of acidity and low pH values in ground water. Alkalinities in ground water exist in three forms: bicarbonates, carbonates, and hydroxides. They are a measure of potential incrustants in a water. Hardness is due mainly to the presence of calcium and magnesium compounds, usually in the form of bicarbonates, sulfates, and chlorides. Where these mineral salts are dissolved in the ground water, portions of these substances will come out of solution when the pressure in the water is reduced. For example, if the drawdown at a well produced by pumping releases enough carbon dioxide to upset the solution balance, solid particles of carbonates and sulfates will incrust the screen, gravel pack, or sand around the well. Generally, chlorides in ground water in quantities less than 100 ppm are not a problem in dewatering; however, they may be a problem in greater concentrations. Saline waters promote galvanic action in metallic screens and risers of different metals. Iron or iron compounds (usually iron bicarbonate or sulfate) in ground water may precipitate in the gravel pack, well screen, or in the well or pump, particularly where the water has access to air or is subjected to violent turbulent action such as in a pump.

The most common causes of corrosion are:

1. Low pH coupled with low alkalinity, low hardness, and high content of carbon dioxide
2. High dissolved oxygen content
3. Presence of hydrogen sulfide, sulfur dioxide, or similar gases
4. Presence of organic acids or iron sulfate

Corrosion may be minimized by using similar metals in well or wellpoint construction, metals that are resistant to corrosion, materials such as wood or plastics that are not subject to corrosion, or steel coated with asphalt. Metals and alloys graded in order of ability to resist attack of ground water are as follows:

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1. Monel | 4. Brass |
| 2. Bronze | 5. Galvanized iron |
| 3. Stainless steel | |

The primary cause of incrustation of wells is the presence of incrustants in the ground water and the release of carbon dioxide as a result of reduced pressure at the well caused by pumping and/or the oxidation of iron in the water as a result of the ground water coming in contact with oxygen in the air at the well or a change in solution balance as the water goes through the pump. Where incrustation tends to form, it cannot be entirely prevented. It can be minimized by:

1. Installing wellpoints or wells so that the water can enter the well with the least resistance possible for the flow to be handled
2. Designing the wells so that entrance velocities are not excessive
3. Not drawing the water down at any one well more than necessary
4. Cleaning the well, if necessary, before the incrustation becomes excessive

The temperature of ground water, particularly near streams, may vary with the season of the year, with a resulting effect on required rate of pumpage. A change in the temperature of the ground water of 1°F will change the pumpage rate about 1½ per cent. Thus, for large dewatering jobs, it may be advisable to consider this factor in design and/or operation of a dewatering system.

Where the excavation is near a stream or open water, a check should be made of maximum river or tide stages likely to occur while dewatering so that measures can be taken to protect the equipment against flooding.

Where the area to be dewatered is adjacent to structures founded on or underlain by saturated loose sand, care should be exercised to prevent any detrimental settlement of such structures as a result of lowering the water table. Therefore, prior to the start of any large-scale dewatering operation, the condition, elevation, and water table of structures immedi-

100

ately adjacent to the project should be ascertained. If the excavation and dewatering results in excessive lowering of the water table at such structures, it may be necessary to underpin the structure or install recharge wells into which water is pumped to maintain the original water-table elevation, to prevent detrimental settlement of the structure or structures.

ANALYSES AND DESIGN FORMULAS

Design of a dewatering and/or pressure-relief system requires determination of the number, size, spacing, and penetration of the wellpoints or wells and the rate at which water must be removed from the pervious strata in order to achieve the required ground-water lowering or pressure relief. The size and capacity of the collectors and pumps also will depend upon the required rate of discharge and corresponding drawdown in the wells or wellpoints. Therefore it is necessary to establish the fundamental relationships between discharge from wells and wellpoints and the corresponding drawdown produced in the pervious strata which they penetrate. It is not intended to present detailed derivations of all formulas used in design; however, some of the formulas most commonly used are developed to permit understanding the procedures used in the derivations and the limitations in the formulas.

The rate of discharge necessary to produce the required ground-water lowering is computed from equations which relate the hydraulic head loss in and flow of water through porous soil strata. The basic laws governing the flow of water through porous soils have been presented in Chap. 2; in general, the flow of ground-water is laminar and in conformance with Darcy's law. The subsequent design equations pertaining to well flow and drawdown caused by pumping from wells are based on the assumption that Darcy's law is valid and that the flow is continuous. It is further assumed that the pervious strata being unwatered and/or pressure-relieved are either homogeneous and isotropic or are anisotropic but have been transformed into equivalent isotropic strata. Procedures for accomplishing this transformation are given in Chap. 2.

Usually, wells are classed either as *artesian* or *gravity* wells, depending on conditions of flow in the pervious strata in which the well screen is set. Sometimes wells are of the combined *artesian-gravity* type. A description of flow conditions for artesian, gravity, and combined artesian-gravity wells follows, together with appropriate equations for discharge from and drawdown caused by a single well and by multiple wells. To facilitate comprehension of the principles involved in developing equations for well flow and drawdown, it is desirable to consider first the

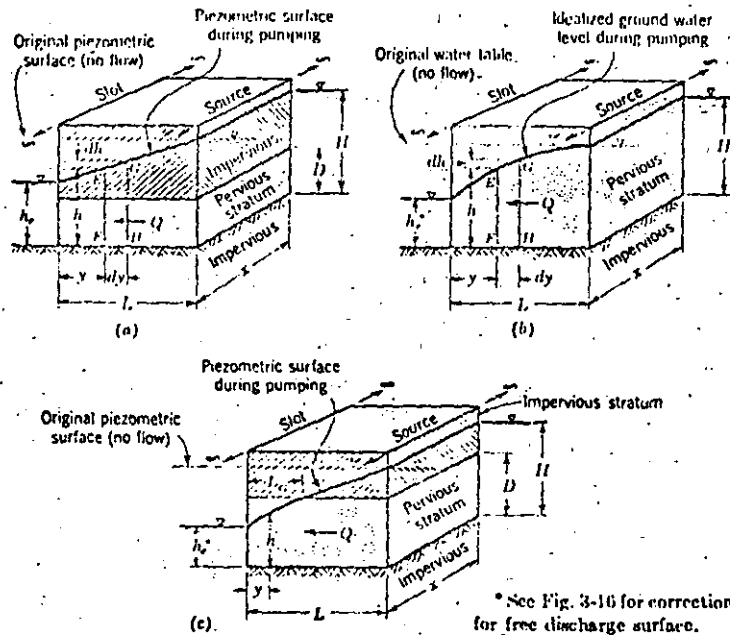
principles of flow to a vertical slot and of flow nets, since both are pertinent to the design of dewatering systems.

3-16. Flow to a Slot from a Single Line Source

Fully Penetrating Slot. Where a dewatering system consists of a single line of closely spaced wells, an approximate solution for the drawdown produced by these wells can be obtained by considering the line of wells equivalent to a drainage slot. The validity of this assumption depends upon the spacing of the wells; as wells are more closely spaced, they tend to approach a continuous line sink or slot. Inasmuch as many cases arise where a system of wells can be approximated by a slot and as the equations for flow to and head reduction caused by a slot are of use in evaluating flow to wells in complex systems, the equations for flow to slots are presented below. Although the subsequent equations are based on the assumption that the slot is infinite in length, i.e., the flow per unit length is constant, in actuality a slot or line of wellpoints or wells will have a finite length. Where a slot of finite length is a distance L from a line source of seepage, the flow to the slot will be the same as if the slot were of infinite length except within a distance of about $0.5L$ from each end of the slot. Near the ends of the slot the flow will be greater and the head reduction less than it would be if the slot were of infinite length. Conditions near the ends of the slot can be evaluated from a plan flow net as described on pages 276ff.

For *artesian* flow, consider a pervious, homogeneous, isotropic stratum of constant thickness D , bounded above and below by horizontal impervious strata as shown in Fig. 3-15a. Assume that the seepage enters the stratum from a vertical line source and emerges from the stratum at a vertical line sink or slot that fully penetrates the pervious stratum, and assume that both the source and slot are of infinite length. Further, consider that water is pumped from the slot continuously but that during pumping the water level in the slot is at or above the top of the pervious stratum. Under these conditions the flow is "confined," or "artesian," because the head h at every point in the pervious stratum will be at an elevation equal to or above the top of this stratum. Also assume that no hydraulic head loss occurs at the slot as the ground water flows from the soil into the slot. In nature these conditions would be approximated where a line of very closely spaced wells (the slot) is installed near and parallel to the bank of a river in which the pervious substratum is exposed. The relationship between the head h and rate of discharge Q from the slot per unit length x of the system, after equilibrium is reached, can be obtained by considering the state of flow in the vertical element $EFGH$ shown in Fig. 3-15a. The flow Q through the element can be expressed

FIG. 3-15 Flow from a line source of seepage to a fully penetrating slot or sink, both of infinite length. (a) Artesian flow; (b) gravity flow; (c) combined artesian-gravity flow.



as follows:

$$Q = kiA \quad (3-1)$$

where Q = flow through area A per unit time

k = permeability of pervious stratum in direction of flow

i = hydraulic gradient producing flow

From Fig. 3-15a it is apparent that

$$i = \frac{dh}{dy} \quad \text{and} \quad A = Dx \quad (3-2)$$

Substituting values given by Eq. (3-2) into Eq. (3-1) results in the following expression:

$$Q = kDx \frac{dh}{dy} \quad \text{or} \quad dh = \frac{Q dy}{kDx} \quad (3-3)$$

which when integrated becomes

$$h = \frac{Qy}{kDx} + c \quad (3-4)$$

The value of c is obtained by inserting into Eq. (3-4) the following boundary conditions: $h = h_c$ where $y = 0$. Therefore $c = h_c$, and Eq. (3-4) becomes

$$h = \frac{Qy}{kDx} + h_c \quad (3-5)$$

The expression for flow Q is obtained by substituting into Eq. (3-5) the boundary conditions at the source of seepage, $h = H$ at $y = L$. Thus Eq. (3-5) becomes

$$Q = \frac{kDx}{L} (H - h_c) \quad (3-6)$$

The drawdown $(H - h)$ at any distance y from the slot is obtained by combining Eqs. (3-5) and (3-6), from which it is found that

$$H - h = \frac{Q}{kDx} (L - y) = \frac{L - y}{L} (H - h_c) \quad (3-7)$$

For gravity, or "unconfined," flow, consider a vertical slot of infinite length that fully penetrates a homogeneous, isotropic, pervious stratum containing a horizontal free water surface and bounded at its base by a horizontal impervious stratum. Further assume that the pervious stratum is supplied by a vertical line source also of infinite length as shown in Fig. 3-15b. For a condition of equilibrium the equation for flow Q per unit time per unit length x of the system can be developed in a manner similar to that for an artesian case. In the development of this equation, it is assumed that on any vertical line below the drawdown curve or free water surface, the hydraulic gradient is constant and equal to the slope of the drawdown curve at the point where the vertical line intersects the drawdown curve. This last assumption commonly is referred to as the *Dupuit-Forchheimer assumption* (12, 13). Considering the flow through the vertical element $EFGH$ shown in Fig. 3-15b and applying Darcy's law,

$$Q = kiA \quad (3-1)$$

and considering that

$$i = \frac{dh}{dy} \quad \text{and} \quad A = hx \quad (3-8)$$

substituting Eq. (3-8) into Eq. (3-1) gives

$$Q = khx \frac{dh}{dy} \quad \text{or} \quad h(dh) = \frac{Q}{kx} dy \quad (3-9)$$

Integrating Eq. (3-9) and substituting the boundary condition that at $y = 0$, $h = h_0$ and at $y = L$, $h = H$, the following expressions are obtained:

$$h^2 = \frac{2Qy}{kx} + h_0^2 \quad (3-10)$$

and

$$Q = \frac{kx}{2L} (H^2 - h_0^2) \quad (3-11)$$

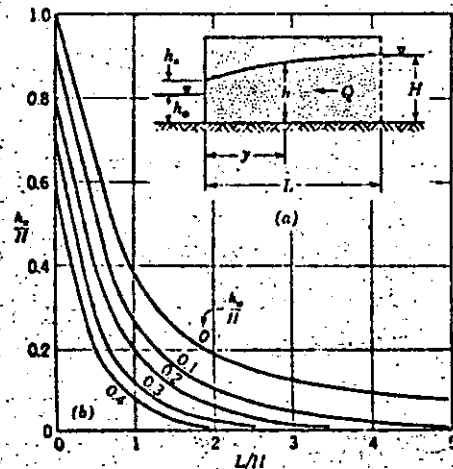
Combining Eqs. (3-10) and (3-11) results in the following equations for head h and the term $H^2 - h^2$:

$$h^2 = \frac{y}{L} (H^2 - h_0^2) + h_0^2 \quad (3-12)$$

$$H^2 - h^2 = \frac{2Q}{kx} (L - y) = \frac{L - y}{L} (H^2 - h_0^2) \quad (3-13)$$

The drawdown curve will be at an elevation higher than that corresponding to values of k computed from either Eq. (3-10) or (3-12), as indicated in Fig. 3-16a because of vertical drainage at the slot. The

FIG. 3-16. Gravity flow to a fully penetrating slot from a line source of seepage and height of free discharge surface. (a) Section through flow system; (b) correction factor for height of free discharge surface.



height h_0 of this free discharge surface and corresponding drawdown curve can be estimated from Fig. 3-16b developed by Chapin (14). Except where L/H and/or h_0/H are small, the shape of the drawdown curve can be obtained satisfactorily from Eqs. (3-10) and (3-12). Where such is not the case, the drawdown curve should be determined from the head h as computed from the following expression:

$$H^2 - h^2 = \frac{L - y}{L} [H^2 - (h_0 + h)^2] \quad (3-14)$$

From a comparison between Eqs. (3-13) and (3-14) it is apparent that where h_0 is very small compared with h , the equations are essentially identical. Regardless of the height of free discharge surface h_0 , the discharge Q can be computed from Eq. (3-11), using the height of water h at the slot as the value of h_0 .

In the development of equations for artesian flow to a slot, it was assumed that the rate of pumping was such that the water level in the slot was not lowered below the top of the pervious stratum. However, in practice, it may be necessary to dewater an excavation extending through a relatively impervious top stratum and into a pervious substratum. Therefore it is necessary to consider the effect of lowering the ground-water level below the top of such a pervious substratum. This case is referred to as the *artesian-gravity* case and is illustrated in Fig. 3-15c. From this figure it is apparent that near the line source the flow is artesian, whereas gravity flow occurs in the vicinity of the slot. The distance L_0 from the slot to the point at which the flow changes from artesian to gravity (the point at which the piezometric surface coincides with the top of the pervious stratum) can be determined as follows: The artesian flow Q_1 can be obtained from Eq. (3-6) by substituting D for h_0 and $L - L_0$ for L . Similarly, the gravity flow Q_2 can be obtained from Eq. (3-11) by substituting D for H and L_0 for L . Accordingly, the following equations for flow are obtained:

$$Q_1 = kDx \frac{H - D}{L - L_0} \quad (3-15)$$

and

$$Q_2 = \frac{kx}{2L_0} (D^2 - h_0^2) \quad (3-16)$$

As Q_1 must equal Q_2 ,

$$L_0 = \frac{L(D^2 - h_0^2)}{2DH - D^2 - h_0^2} \quad (3-17)$$

Substituting L_0 into Eq. (3-16),

$$Q = \frac{kx(2DH - D^2 - h_0^2)}{2L} \quad (3-18)$$

The piezometric surface can be obtained from the following two expressions for head which can be derived from Eqs. (3-7) and (3-12):

$$\text{For } y \leq L_G: \quad h = \sqrt{\frac{y}{L} (D^2 - h_s^2) + h_s^2} \quad (3-19)$$

$$\text{For } y \geq L_G: \quad h = \left(\frac{H - D}{L - L_G} \right) (y - L_G) + D \quad (3-20)$$

It is apparent from the above that the problem of artesian-gravity flow is solved by first determining the point at which the flow changes from the artesian to the gravity state and then considering the zone adjacent to the slot as one of gravity flow. Since Eq. (3-19) does not consider the influence of the height of free discharge at the slot on the resulting draw-down curve, the following expression should be used to compute the head h where y is less than L_G :

$$h = \sqrt{D^2 - \left(\frac{L_G - y}{L_G} \right) [D^2 - (h_s + h_e)^2]} \quad (3-21)$$

where the value of h_s can be obtained from Fig. 3-16b, using L_G for L_s and D for H .

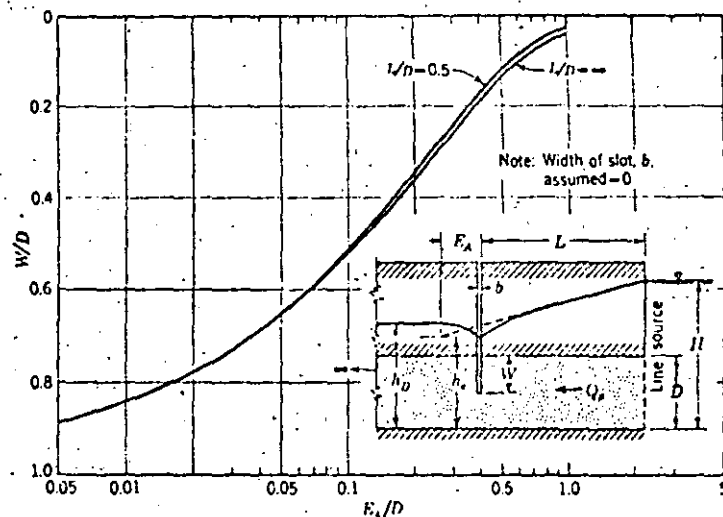
Partially Penetrating Slot. The previous equations for flow to a slot were based on the assumption that the slot fully penetrated the pervious stratum being dewatered. Frequently, the thickness of the pervious stratum is too great to permit the economic use of a fully penetrating dewatering system, and therefore it is necessary to consider the influence of a partially penetrating system on the reduction of hydrostatic pressures in the pervious stratum. Only the artesian- and gravity-flow cases are presented, since relationships for the combined artesian-gravity-flow case can be obtained from the gravity-flow case after first determining the point at which the flow changes from artesian to gravity. This point can be determined by equating the gravity flow to the flow in the artesian zone and then solving for the distance L_G , using procedures similar to those in the preceding paragraph.

For a slot that partially penetrates an artesian stratum supplied by a line source as illustrated in Fig. 3-17, the flow Q_s from the slot can be computed from the following expression:

$$Q_s = \frac{kDx(H - h_e)}{L + E_A} \quad (3-22)$$

where E_A is an "extra-length" factor which depends upon the ratio of slot penetration W to the thickness of the pervious substratum D , and is determined from Fig. 3-17 developed by Barron (15).

FIG. 3-17. Artesian flow to a partially penetrating slot from a line source of seepage.



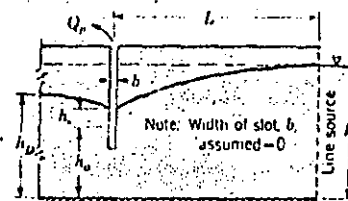
As illustrated in Fig. 3-17, the maximum residual head h_D at a distance downstream from the slot is greater than that at the slot and can be computed from the following equation:

$$h_D = \frac{E_A(H - h_e)}{L + E_A} + h_s \quad (3-23)$$

Thus when wellpoints are spaced sufficiently close as to be considered equivalent to a slot, the head downstream from the slot should be considered since it will exceed that at the slot.

The flow from, and drawdown caused by, pumping a slot which partially penetrates a pervious stratum supplied by a line source under gravity-flow conditions, as shown in Fig. 3-18, can be computed from

FIG. 3-18. Gravity flow to a partially penetrating slot from a line source of seepage.



results of model studies conducted by Chapman (16). The flow from the slot Q_r can be computed from

$$Q_r = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_w}{H} \right) \frac{kx}{2L} (H^2 - h_w^2) \quad (3-24)$$

with the symbols as shown in Fig. 3-18. The maximum residual head downstream from the slot h_D can be obtained from the following equation:

$$h_D = h_w \left[\frac{1.48}{L} (H - h_w) + 1 \right] \quad (3-25)$$

As in the case for artesian flow, the head h_D exceeds that at the slot and therefore is of practical significance. Equations (3-24) and (3-25) are valid for values of L/H equal to or greater than 3, which will encompass the range of most field problems.

3-17. Flow to a Slot from Two-Line Sources

Fully Penetrating Slot. Generally, the flow to a slot of infinite length will originate on both sides of the slot, instead of only one side. Where the slot is located midway between and parallel to two parallel line sources, the flow for a given head reduction will be twice that computed from Eq. (3-6), (3-11), or (3-18), where the value of L used in these equations corresponds to the distance from the slot to either of the two line sources.

Partially Penetrating Slot. Where a partially penetrating slot of great length installed in a pervious substratum is pumped, the flow to such a slot will be symmetrical with respect to the slot and can be considered as originating from two line sources equidistant from and parallel to the slot. This case is frequently encountered and is discussed below for both artesian- and gravity-flow systems.

The artesian flow to a partially penetrating slot parallel to and midway between two line sources as shown in Fig. 3-19a can be expressed as follows:

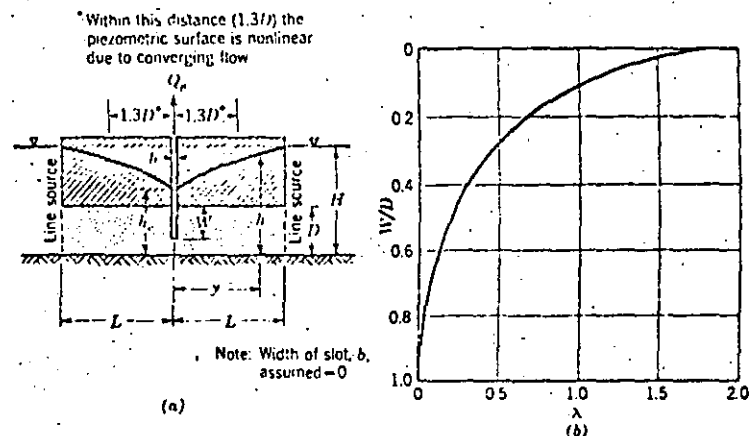
$$Q_r = \frac{2kDx(H - h_w)}{L + \lambda D} \quad (3-26)$$

where L = distance from slot to either of two line sources

λ = a factor which depends upon ratio of slot penetration W/D (Fig. 3-19b)

At distances y from the slot, in excess of about $1.3D$, the head h increases linearly as y increases and can be computed as follows:

Fig. 3-19. Artesian flow to a partially penetrating slot midway between and parallel to two line sources of seepage. (a) Cross section through flow system; (b) factor λ versus ratio W/D .



$$h = h_w + (H - h_w) \frac{y + \lambda D}{L + \lambda D} \quad (3-27)$$

In the region close to the slot ($y < 1.3D$), the head h does not vary linearly with y because of the convergence of flow into the slot. Such a flow pattern is shown in Fig. 3-23. In the vicinity of the slot the head h at the top of the pervious stratum can be estimated graphically by drawing a smooth curve between the head h at the slot and that at $y = 1.3D$, computed from Eq. (3-27). This curve must be drawn tangent to the slope of the piezometric grade line at $y = 1.3D$, which slope is equal to $(H - h_w)/(L + \lambda D)$, as illustrated in Fig. 3-19a. The distance from the slot at which the head is not influenced by converging flow decreases with increasing slot penetration. However, the value of $1.3D$ suggested above usually can be used in design problems even where the percentage of slot penetration is relatively small.

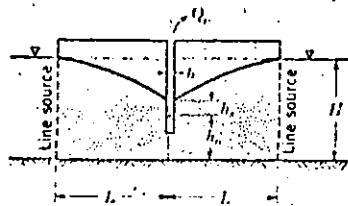
The flow to a partially penetrating slot midway between two line sources under gravity-flow conditions as shown in Fig. 3-20 can be estimated from the following equation:

$$Q_r = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_w}{H} \right) \frac{kx}{L} (H^2 - h_w^2) \quad (3-28)$$

This equation is based on model studies by Chapman (16) for gravity flow from a line source to a single partially penetrating slot. In the case

of the model, some flow passed beneath the slot and entered it from the downstream side, whereas if the slot had been midway between two line sources, the flow pattern would have been symmetrical with respect to

Fig. 3-20. Gravity flow to a partially penetrating slot midway between and parallel to two line sources of seepage.



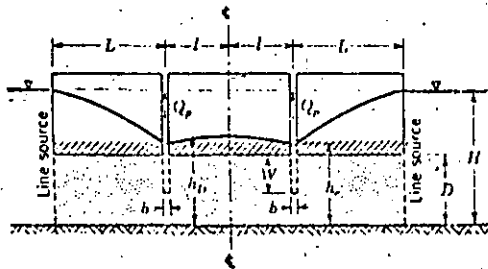
the slot. Therefore Eq. (3-28), which implies that the flow to a partially penetrating slot midway between two line sources is twice the flow from a single line source, is not exact, but merely an approximate means of estimating the flow required to produce a given head reduction. The model results were based on cases where L/H equaled or exceeded $3/4$.

3-18. Flow to Two Partially Penetrating Slots Midway between and Parallel to Two Line Sources.

Consider a case where it is necessary to dewater a long excavation by two lines of closely spaced, partially penetrating wellpoints simulated by two slots as shown in Fig. 3-21. If the flow to both slots is symmetrical about the center line of the excavation, it can be considered as originating from two equidistant line sources as shown in Fig. 3-21.

The artesian flow from one source to the closest of the two slots can be computed from Eq. (3-22), using the value of E_A given in Fig. 3-17. Also, the head h_D midway between slots can be estimated from Eq. (3-23).

Fig. 3-21. Artesian flow to two partially penetrating slots from two line sources of seepage.



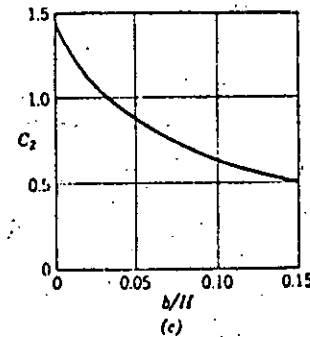
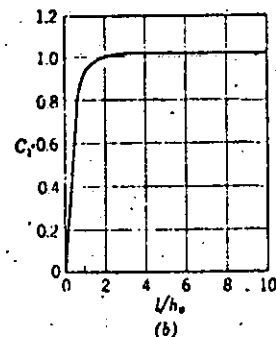
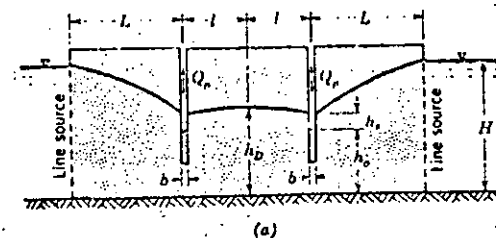
The head so computed will be fairly reliable except where the slots are very close to each other. In this case a slightly conservative estimate will be obtained from Eq. (3-23), which assumes that the slots are sufficiently distant so that neither affects the pressure distribution at or near the other.

The approximate relationship between flow from and drawdown caused by pumping two parallel slots partially penetrating a pervious substratum supplied by equidistant line sources under gravity-flow conditions as shown in Fig. 3-22a can be obtained from results of model studies conducted by Chapman (16) for values of L/H equal to or greater than 3. The flow from either slot can be computed from Eq. (3-24). The head h_D remaining midway between the two slots can be estimated from the following expression:

$$h_D = h_w \left[\frac{C_1 C_2}{L} (H - h_w) + 1 \right] \quad (3-29)$$

where C_1 and C_2 are obtained from Figs. 3-22b and 3-22c, respectively.

Fig. 3-22. Gravity flow to two partially penetrating slots from two line sources of seepage. (a) Cross section; (b) factor C_1 ; (c) factor C_2 .



56

3-19. Flow Nets

The use of a graphical representation of flow through soil, and hence the graphical solution to the Laplace equation discussed in Chap. 2, is of great assistance in designing certain types of dewatering and pressure-relief well systems. Furthermore, it is generally easier to obtain a graphical solution (flow net) rather than a mathematical solution to the Laplace equation. The purpose of this section is to discuss briefly the basic relationships to be maintained in a flow net and the equations for seepage flow. Proficiency in constructing flow nets is developed by practice and the study of properly constructed nets. Excellent treatises on flow nets and their construction are given by Casagrande (17), Taylor (18), and Barron (19).

The path followed by a particle of water flowing through a saturated soil mass is called a *flow line*. Each flow line originates at a point of high head and terminates at a point where the net head is zero. The distribution of net head causing the flow through the soil mass is represented by equipotential lines. An *equipotential line* represents a contour of equal head; therefore piezometers installed with their tips located on such a line will register the same height of water.

A flow net may be constructed either to represent the plan view of the seepage pattern or a sectional view, or both, depending upon the needs of the designer. When constructing a flow net, the section must first be transformed into one where the horizontal and vertical permeabilities are equal, using the procedures for transformation described in Chap. 2, and then the following general rules must be observed:

1. Flow lines and equipotential lines intersect at right angles and form curvilinear squares or rectangles.
2. Where the entire section cannot be divided conveniently into squares, a row of rectangles will remain and the ratio of the lengths of the sides of each rectangle shall remain constant.
3. A discharge face under atmospheric pressure (in contact with air) is neither an equipotential nor a flow line, and therefore squares are incomplete, and flow as well as equipotential lines need not intersect such a boundary at right angles.
4. In gravity-flow systems, equipotential lines intersect the seepage line or phreatic surface at equal intervals of elevation, each interval being a constant fraction of the total net head H' .

From the flow net, the discharge q per unit width and the head h at any point can be determined by means of the following equations:

$$q = kH' \frac{N_f}{N_e} = k(H - h_e) \frac{N_f}{N_e} \quad (3-30)$$

$$h = \frac{n_x}{N'} H' = \frac{n_x}{N'} (H - h_e) \quad (3-31)$$

where k = coefficient of permeability of soil

N_f = number of flow channels in net

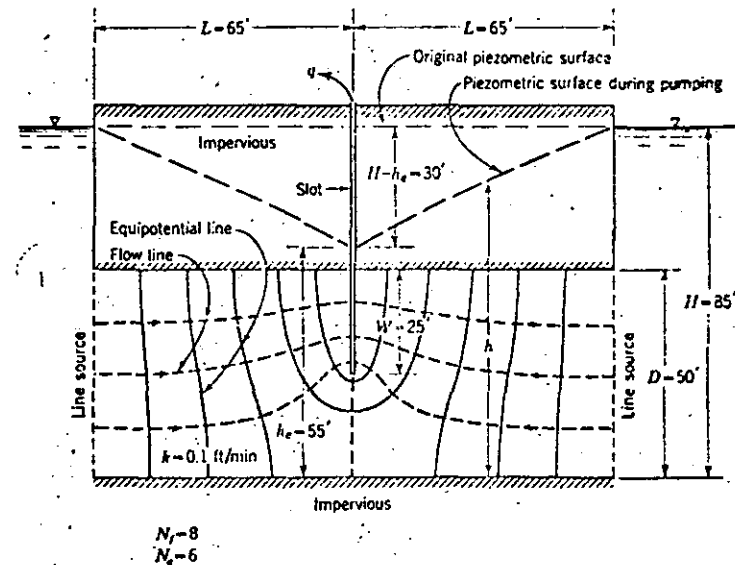
N_e = total number of equipotential drops between full head H and head h_e at point of flow exit

n_x = number of equipotential drops from exit to point at which head h is desired

In the above notational system H' equals $H - h_e$, and the unit discharge q equals the total flow Q divided by the length x of the flow system in a sectional flow net, and q equals Q divided by the effective thickness D of the pervious stratum in a plan flow net.

An example of a sectional flow net is shown in Fig. 3-23. This flow net shows the seepage pattern that would develop in an artesian stratum penetrated to its mid-depth by a slot and where the flow to the slot originates at two line sources equidistant from the slot. Also shown is the discharge q per unit length of slot corresponding to a head reduction ($H - h_e$) of 30 ft at the slot.

FIG. 3-23. Flow net for artesian flow to a partially penetrating slot midway between two line sources of seepage, all of infinite length.



The flow per ft of slot required for a drawdown of 30 ft is computed from Eq. (3-30) as follows:

$$q = k(H - h_e)N_f/N_e$$

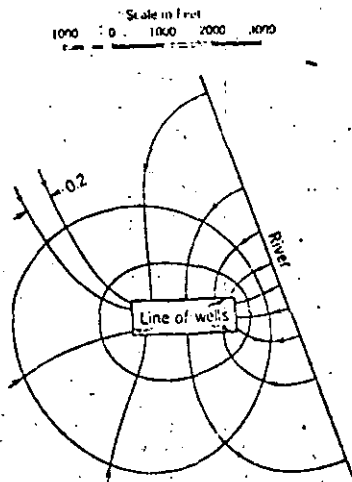
$$q = 0.1 \times 30 \times \frac{8}{6} = 4.0 \text{ cfm per ft of slot}$$

It should be noted that for the case illustrated in Fig. 3-23 the same unit flow could have been obtained more readily from Eq. (3-26). Since $W/D = 0.50$, the value of λ to be used in Eq. (3-26) as obtained from Fig. 3-19b is 0.2. Substituting this value of λ and those for the remaining factors shown in Fig. 3-23 into Eq. (3-26) results in the following value of q per unit length ($x = 1$) of slot, which is the same as that shown in Fig. 3-23:

$$q = \frac{2 \times 0.1 \times 50 \times 1 \times (85 - 55)}{65 + 0.2 \times 50} = 4.0 \text{ cfm} = 30 \text{ gpm}$$

An example of a plan flow net is shown in Fig. 3-24. This flow net shows the seepage pattern resulting from pumping a system of pressure relief wells which fully penetrates an artesian stratum and which has been simulated by a rectangular slot. In this flow net it was assumed that the seepage flow originates from a river simulated by a vertical line source of seepage. Also shown in Fig. 3-24 is the discharge Q required to produce a head reduction ($H - h_c$) of 50 ft at the slot. Had this plan flow net been constructed for a gravity- instead of artesian-flow pattern, the "equipotential lines" could be drawn as shown in Fig. 3-24 but would then correspond to $H^2 = h^2$ instead of $H = h$.

I-J
FIG. 3-24. Plan flow net and computation of flow to a relief well system.



Properties of pervious substratum:

$$k = 500 \times 10^{-4} \text{ cm/sec} = 0.10 \text{ ft/min}$$

$$D = 110 \text{ ft}$$

Flow to wells, artesian

From the flow net,

$$N_f = 12.2 \quad \text{and} \quad N_s = 3.0$$

The flow q per foot depth of pervious substratum is

$$q = k(H - h_c) \frac{N_f}{N_s} \quad (3-30)$$

For a 110-ft-thick pervious substratum, the flow Q_T is

$$Q_T = k(H - h_c) 110 \frac{N_f}{N_s}$$

$$\text{or} \quad \frac{Q_T}{H - h_c} = 0.10 \times 110 \times \frac{12.2}{3.0} = 41.7 \text{ cfm/ft drawdown}$$

To produce a drawdown ($H - h_c$) of 50 ft, the required total flow Q is

$$Q_T = 50 \times 41.7 = 2,235 \text{ cfm} = 16,700 \text{ gpm}$$

As illustrated above, the flow net can be a useful tool when designing dewatering systems, especially where complicated boundary conditions are present. However, such nets are primarily for analysis of two-dimensional flow problems as illustrated in Figs. 3-23 and 3-24 and therefore can give erroneous results if used to analyze problems which are three-dimensional. For example, had the well system and/or slot illustrated in Fig. 3-24 penetrated only 50 per cent of the thickness of the pervious stratum, the flow in the vicinity of the wells would converge upward similarly to that shown in Fig. 3-23, and in this region the equipotential lines would not be vertical, as was assumed in constructing the plan flow net in Fig. 3-24. If, however, the penetration had been 90 per cent, the plan flow net would give essentially the correct pressure distribution. Accordingly, the flow net should be used with caution since plan flow nets cannot be expected to give exact results in the vicinity of partially penetrating well systems, the error being inversely proportional to the percentage of penetration. The plan flow net can give fairly accurate results for partially penetrating artesian well systems if the heads are adjusted, using procedures set forth in Sec. 3-20, to take into account the fact that the wells only partially penetrate the aquifer.

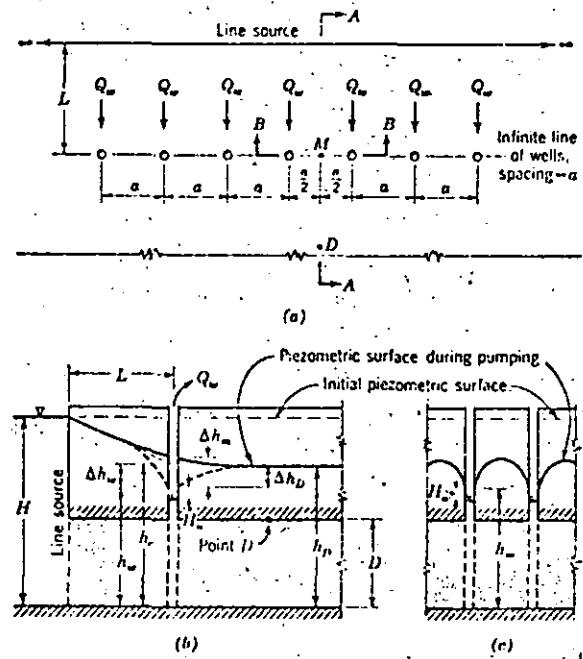
3-20. Head in Vicinity of Wells or Wellpoints Computed from Formulas for Slots or Plan Flow Nets

In the previous equations for flow to slots and resultant head reduction and the example of a plan flow net, it was assumed that the wells were spaced at sufficiently close intervals so that they could be simulated by a continuous slot. Engelund (20) has shown that after first computing the head reduction caused by pumping a continuous slot used to simulate a well system, a head correction can be applied to this head reduction to account for the fact that the discharge system consists of a finite group of wells instead of a slot. Engelund's procedures were

developed for fully penetrating well systems; they can be extended to apply to partially penetrating systems as described below.

Consider an infinite line of fully penetrating artesian wells with spacing a supplied by an infinite-line source of seepage as shown in Fig. 3-25.

FIG. 3-25. Flow to infinite line of fully penetrating artesian wells from an infinite line source of seepage. (a) Plan; (b) section A-A; (c) section B-B.



Let Q_w equal the discharge per well. If the wells are replaced by a continuous fully penetrating slot of infinite length, the head reduction ($H - h_w$) at the slot caused by a discharge Q_w to a slot of length a , as given by Eq. (3-6), is

$$H - h_w = \frac{Q_w L}{kD a} \quad (3-6)$$

However, an additional head loss Δh_w (measured below the head h_w at the slot) occurs because of the converging flow at the wells. This head loss is a function of well flow, well spacing and penetration, well radius, and thickness and permeability of the aquifer. It can be computed as follows for fully penetrating wells:

$$\Delta h_w = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-32)$$

and from the following equation for partially penetrating wells:

$$\Delta h_w = \frac{Q_w \theta_w}{kD} \quad (3-32a)$$

where r_w = "effective" radius of well (as described in Sec. 3-27)

a = well spacing

θ_w = uplift factor whose value can be obtained from Fig. 3-38

The head reduction ($H - h_w$) at the well, neglecting hydraulic head losses in the well, is that at the slot plus that due to the well; therefore

$$H - h_w = H - h_w + \Delta h_w \quad (3-33)$$

For fully penetrating wells

$$H - h_w = \frac{Q_w L}{kD a} + \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-34)$$

For partially penetrating wells

$$H - h_w = \frac{Q_w}{kD} \left(\frac{L}{a} + \theta_w \right) \quad (3-34a)$$

The head h_m midway between wells will exceed the head h_w at a well by an amount Δh_m , which can be computed from the following expression for fully penetrating wells

$$\Delta h_m = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{\pi r_w} \quad (3-35)$$

and from

$$\Delta h_m = \frac{Q_w \theta_m}{kD} \quad (3-35a)$$

for partially penetrating wells where θ_m = midpoint uplift factor whose value can be obtained from Fig. 3-38.

Therefore, for fully penetrating wells

$$H - h_m = \frac{Q_w L}{kD a} - 0.11 \frac{Q_w}{kD} \quad (3-36)$$

and for partially penetrating wells

$$H - h_m = \frac{Q_w}{kD} \left(\frac{L}{a} + \theta_m - \theta_w \right) \quad (3-36a)$$

At a distance downstream from the well system the head will exceed that

at a well by an amount Δh_w , where Δh_w can be computed from the following equation for fully penetrating wells.

$$\Delta h_w = \frac{Q_w}{2\pi k l} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-37)$$

and

$$\Delta h_w = \frac{Q_w \theta_a}{k l} \quad (3-37a)$$

for partially penetrating wells.

It should be noted that when the increment Δh_w is added to h_w , the resulting head h_D is equal to the head h_s that would occur at the slot for the same total discharge. Also, it can be shown that the following equation results for fully penetrating wells when Eqs. (3-6) and (3-34) are combined to eliminate Q_w after substituting h_D for h_s in Eq. (3-6):

$$\frac{h_D - h_w}{H - h_D} = \frac{a}{2\pi l} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-37b)$$

The method described above also can be used to compute approximately the heads at, midway between, and downstream from wells in cases where a plan flow net is used initially to determine the flow-head-reduction relationship for artesian cases with complex boundary conditions, and the wells are spaced proportionally to the flow lines as shown in Fig. 3-26. In such a case the well system first can be simulated by a continuous slot to determine the total discharge Q_T corresponding to the desired head reduction ($H - h_s$) at the slot. Dividing this flow by the number of wells n in the system results in the average flow Q_w per well. The head reduction ($H - h_w$) at a well is that at the slot plus Δh_w computed from Eq. (3-32), or Eq. (3-32a). Thus, for fully penetrating wells

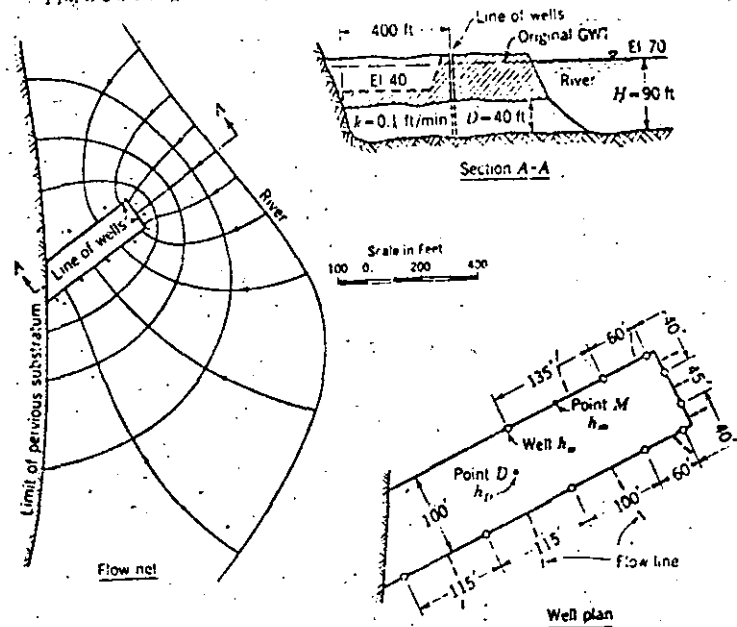
$$H - h_w = \frac{Q_w}{k l} \left(\frac{n N_s}{N_f} + \frac{1}{2\pi} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \right) \quad (3-38)$$

and for partially penetrating wells

$$H - h_w = \frac{Q_w}{k l} \left(\frac{n N_s}{N_f} + \theta_a \right) \quad (3-38a)$$

In a similar manner the head midway between wells (point M , Fig. 3-26) can be estimated from either Eqs. (3-35) and (3-38) or Eqs. (3-35a) and (3-38a), and the head at the center of the system (point D , Fig. 3-26) from either Eqs. (3-37) and (3-38) or Eqs. (3-37a) and (3-38a). When the above procedure is used, the average well spacing should be used to compute θ_a and the head at the wells and at the center of the well system, and the maximum spacing is used to compute θ_w and the heads midway between wells, except where wells are spaced proportionally to flow lines, in which case the average well spacing can be used. A typical set of calculations is shown in Fig. 3-26.

Fig. 3-26. Design of a deep-well system for pressure relief using a flow net.



Problem. Given the flow net, the data above, and the plan of wells as shown, compute the well flow required to reduce the head in the sand stratum to el 40 at point D , the corresponding head h_w at the wells, h_m midway between wells, and h_D at the center of the excavation. Assume that wells fully penetrate the pervious stratum and that $D = 40$ ft, $k = 500 \times 10^{-4}$ cm per sec = 0.1 ft per min, and $r_w = 1.0$ ft.

Solution. Flow to slot (or wells) from flow net

$$Q_T = k(H - h_s) \frac{N_f}{N_s} D = 0.1(90 - 60) \frac{10.0}{4.0} \times 40 = 300 \text{ cfm} = 2,250 \text{ gpm}$$

Assume 10 wells located as shown in "Well plan." Since a well has been spaced at the center of each flow channel, the flow per well is the same for all wells. Thus $Q_w = 225$ gpm or 30 cfm per well.

From Eq. (3-38),

$$H - h_w = \frac{30}{0.1(40)} \left[10 \left(\frac{1}{10} \right) + \frac{1}{2\pi} \ln \frac{90}{2\pi(1)} \right] = 33.2 \text{ ft}$$

Since the average well spacing a is approximately 90 ft, compute Δh_w from Eq. (3-35) for $a = 90$ ft.

$$\Delta h_w = \frac{30}{2\pi(0.1)40} \ln \frac{90}{\pi(1)} = 4.0 \text{ ft}$$

Thus $H - h_w = H - h_w - \Delta h_w = 33.2 - 4.0 = 29.2 \text{ ft}$

From Eq. (3-37), for $a = 90 \text{ ft}$,

$$\Delta h_D = \frac{30}{2\pi(0.1)40} \ln \frac{90}{2\pi(1)} = 3.2 \text{ ft}$$

Thus $H - h_D = H - h_w - \Delta h_D = 33.2 - 3.2 = 30.0 \text{ ft}$

The heads h_w , h_m , and h_D in terms of elevation are as follows:

$$h_w = 70 - 33.2 = 36.8 \text{ ft MSL}$$

$$h_m = 70 - 29.2 = 40.8 \text{ ft MSL}$$

$$h_D = 70 - 30.0 = 40.0 \text{ ft MSL}$$

Since the GWT is to be lowered to el 40 at point D and since the computed head at this point is at el 40.0, $Q_w = 30 \text{ cfm}$, or 225 gpm per well will produce the required head reduction. The values of $(H - h_w)$, Δh_w , and Δh_D also can be computed from Eqs. (3-38a), (3-35a), and (3-37a), respectively, as shown below. Note that the values so obtained are identical to those computed above.

From Fig. 3-35, $\theta_w = 0.42$ and $\theta_D = 0.53$ for $a/r_w = 90$ and $W/D = 100\%$.
From Eq. (3-35a),

$$H - h_w = \frac{30}{0.1(40)} \left[10 \left(\frac{4}{10} \right) + 0.42 \right] = 33.2 \text{ ft}$$

From Eq. (3-35a),

$$\Delta h_w = \frac{30(0.53)}{0.1(40)} = 4.0 \text{ ft}$$

From Eq. (3-37a),

$$\Delta h_D = \frac{30(0.42)}{0.1(40)} = 3.2 \text{ ft}$$

As was the case for artesian-flow systems, a correction for head reduction for a discharge system of gravity wells can be applied to the head reduction computed for a slot to account for the fact that the discharge system consists of a finite system of wells rather than a continuous line source. The head reduction $(H - h_w)$ caused by pumping a fully penetrating slot in a gravity-flow system supplied by a single line source can be expressed by

X

$$H - h_w = \frac{2Q_w L}{ka} \quad (3-39)$$

The additional head loss Δh_w due to a fully penetrating gravity well is

$$\Delta h_w = h_w^2 - h_w'^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-40)$$

The head reduction at the well is the sum of the head drops given by the above two equations, or

$$H - h_w = \frac{2Q_w L}{ka} + \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-41)$$

The head h_m midway between wells will exceed the head at a well, indicated by the term $(H - h_w)$, by an amount Δh_w , which can be computed from the following equation:

$$\Delta h_w = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-42)$$

The head h_m can be computed from the following equation:

$$H^2 - h_m^2 = H^2 - h_w^2 - \Delta h_w^2 \quad (3-43)$$

At a distance downstream from the well system the head h_D can be computed from the term $(H^2 - h_D^2)$, where

$$H^2 - h_D^2 = H^2 - h_w^2 - \Delta h_D^2 \quad (3-44)$$

and where Δh_D^2 is computed as follows:

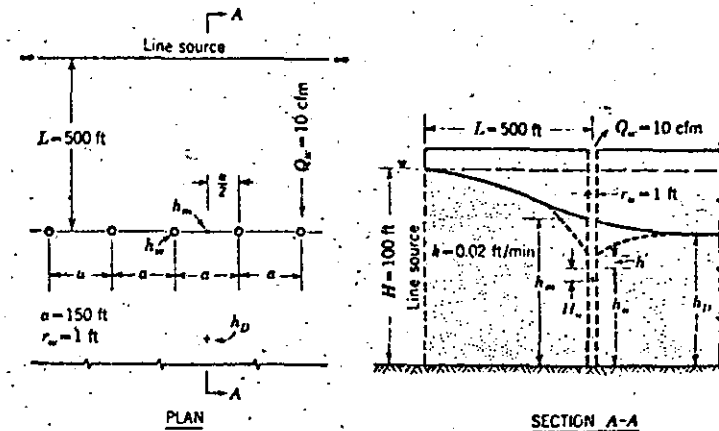
$$\Delta h_D^2 = \frac{Q_w^2}{\pi^2 k^2} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-45) \quad (3-40)$$

It should be noted that when the increment Δh_D^2 is added to $H^2 - h_w^2$, the resulting head h_D is equal to the head h_w that would occur at the slot for the same total discharge. Also, it can be shown that the following equation results for fully penetrating wells when Eqs. (3-39) and (3-41) are combined to eliminate Q_w after substituting h_D for h_w :

$$\frac{h_D^2 - h_w^2}{H^2 - h_D^2} = \frac{a}{2\pi L} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (3-45a)$$

Equations (3-39) to (3-45a) also can be applied to systems of partially penetrating gravity wells provided the discharge Q_w per well is computed from an appropriate equation for gravity flow to a partially penetrating slot. A numerical example illustrating the use of the above equations is given in Fig. 3-27.

FIG. 3-27. Approximate method for computing head near a system of fully penetrating gravity wells with a line source of seepage.



Problem. From data shown on plan and section above, compute the head h_w at a well, h_m midway between wells, and h_n downstream from the well system.

Solution

$$\text{From Eq. (3-39), } H^2 - h_w^2 = \frac{2Q_w l}{ka} = \frac{2 \times 10 \times 500}{0.02 \times 150} = 3,333$$

$$\text{From Eq. (3-41), } H^2 - h_w^2 = 3,333 + \Delta h_w^2$$

$$\text{From Eq. (3-40), } \Delta h_w^2 = \frac{10}{\pi(0.02)} \ln \frac{150}{2r(1)} = 504$$

or

$$h_w = \sqrt{H^2 - 3,333 - \Delta h_w^2} = \sqrt{100^2 - 3,333 - 504} = 78.5 \text{ ft}$$

Also

$$H^2 - h_w^2 = 3,333 + 504 = 3,837$$

From Eq. (3-43),

$$H^2 - h_m^2 = 3,837 + \Delta h_m^2$$

From Eq. (3-42),

$$\Delta h_m^2 = \frac{10}{\pi(0.02)} \ln \frac{150}{r(1)} = 615$$

Therefore

$$h_m = \sqrt{H^2 - 3,837 + \Delta h_m^2} = \sqrt{100^2 - 3,837 + 615} = 82.3 \text{ ft}$$

From Eq. (3-44),

$$H^2 - h_n^2 = 3,837 - \Delta h_n^2$$

From Eq. (3-45),

$$\Delta h_n^2 = \frac{10}{\pi(0.02)} \ln \frac{150}{2r(1)} = 504$$

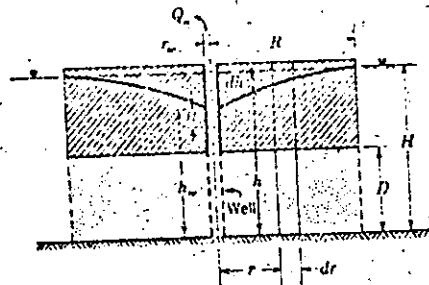
Thus

$$h_n = \sqrt{H^2 - 3,837 + \Delta h_n^2} = \sqrt{100^2 - 3,837 + 504} = 81.6 \text{ ft}$$

3-21. Flow to a Single Well - Circular Source

Fully Penetrating Artesian Well. Consider a well installed in a pervious, homogeneous, isotropic stratum having a constant thickness D and permeability k and which is bounded above and below by parallel impervious strata. Further assume that the well screen fully penetrates the pervious stratum and that the well has a radius r_w and in plan is installed in the center of a circular island having a radius R . These conditions are illustrated in Fig. 3-28. The equation for flow to the well

FIG. 3-28. Flow to a fully penetrating artesian well from a circular source of seepage.



Q_w can be developed by considering the flow through a cylindrical element of radius r , thickness dr , and height D . Using Darcy's law and assuming a steady state of flow,

$$i = dh/dr \quad \text{and} \quad A = 2\pi rD \quad (3-46)$$

Substituting Eq. (3-46) into Eq. (3-1) and integrating this equation between the limits ($r = r_w$, $h = h_w$) and ($r = R$, $h = H$) results in the following equation for flow to the well:

$$Q_w = \frac{2\pi kD(H - h_w)}{\ln(R/r_w)} \quad (3-47)$$

The head h at any distance r from the well, where $r_w \leq r \leq R$, can be obtained from the following equation, which results from substituting Eq. (3-46) into Eq. (3-1), integrating the resulting expression, and solving for the constant of integration for the boundary conditions ($r = r_w$, $h = h_w$) and ($r = R$, $h = H$).

$$h = \frac{Q_w}{2\pi kD} \ln \frac{r}{r_w} + h_w \quad (3-48)$$

The drawdown ($H - h$) at r distance from the well can be obtained from either of the following two equations:

$$H - h = \frac{Q_w}{2\pi kD} \ln \frac{R}{r} \quad (3-49)$$

$$H - h = h_w + \frac{H - h_w}{\ln(R/r_w)} \ln \frac{r}{r_w} \quad (3-50)$$

The equations developed above lead to the following significant facts concerning flow to a single, fully penetrating artesian well with a circular source of seepage:

1. The drawdown at the well and at any distance r from the well varies linearly with the well discharge.

2. For a given well discharge the drawdown at a point varies inversely as the logarithm of the distance from the point to the well.

3. A plot of drawdown to an arithmetic scale vs. distance from the well to a logarithmic scale is linear.

4. The ratio of drawdown at any point to that at the well is constant, i.e., independent of the well discharge.

It is important to note that the above equations were developed on the basis that the head at the well, h_w , was equal to the water level in the well. This assumption is valid only when there is no hydraulic head loss

in the well. As some head is required to force the water through the filter and well screen, the water level in the well will be lower than the head in the pervious stratum at the well, h_w , by an amount h_{ws} , which is equal to the hydraulic head loss in the well. This condition is illustrated in Fig. 3-28. The equations developed above for head reduction and discharge from artesian wells are valid provided h_w is considered as the head at the periphery of the well and not the water level in the well itself. Hydraulic head losses in wells and the evaluation thereof are discussed later in this chapter.

It is possible that an artesian well may not be located at the center of the circle of influence and/or that the head at the periphery of the circle of influence is not a constant value H , as assumed in the previous development. These conditions were recognized by Muskat (21), who developed the following relationship for flow to an artesian well located a distance E from the center of the circle of influence:

$$Q_w = \frac{2\pi kD(H - h_w)}{\ln \left\{ \frac{(R^2 - E^2)/Rr_w}{Rr_w} \right\}} \quad (3-51)$$

From the above equation it can be shown that for values of E less than about $0.7R$, the computed discharge Q_w is within about 10 per cent of that given by Eq. (3-47), which applies to conditions where the well is at the center of the circle of influence. Thus the eccentricity of the well with respect to circle of influence can be neglected unless the eccentricity is extremely large. Muskat also found that Eq. (3-47) will be valid even when the pressure head H varies along the periphery of the circle of influence provided the average value of H at the periphery is used in this equation. Thus Eq. (3-17) is essentially valid for a wide range of conditions provided the flow to the well is artesian.

Partially Penetrating Artesian Well. If the screen of an artesian well does not fully penetrate the pervious stratum, the pattern of flow in the aquifer in the vicinity of the well will deviate from that for a fully penetrating well. Therefore the flow required to produce a given drawdown at the well depends upon the depth to which the well screen penetrates the pervious stratum. The equation for flow to a partially penetrating artesian well is as follows:

$$Q_{wp} = \frac{2\pi kD(H - h_w)G}{\ln(R/r_w)} \quad (3-52)$$

where G is a correction factor for partial penetration, which is equal to the ratio of flow from the partially penetrating well Q_{wp} to that for a fully penetrating well for the same drawdown $(H - h_w)$ at the periphery of the wells. Reasonable values of G can be obtained from the following equation developed by Kozeny (22):

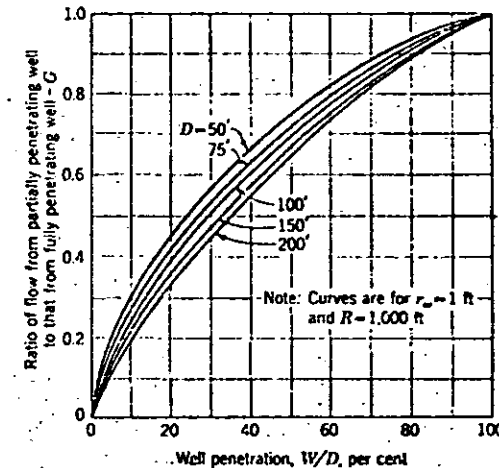
$$G = \frac{W}{D} \left(1 + \sqrt{\frac{r_w}{2W}} \cos \frac{\pi W}{D} \right) \quad (3-53)$$

where W/D equals the penetration of the well-screen into the pervious stratum expressed as a decimal. More exact values of G can be obtained from the following formula developed by Muskat (21):

$$G = \frac{\ln \frac{R}{r_w}}{2W \left[2 \ln \frac{4D}{r_w} - \ln \frac{\Gamma(0.875W/D)\Gamma(0.125W/D)}{\Gamma(1 - 0.875W/D)\Gamma(1 - 0.125W/D)} \right] - \ln \frac{4D}{R}} \quad (3-54)$$

where the notations in Eqs. (3-53) and (3-54) are identical, and Γ is the gamma function. Values of G for a typical large-diameter well ($r_w = 1$ ft) with a radius of influence of 1,000 ft are shown in Fig. 3-29.

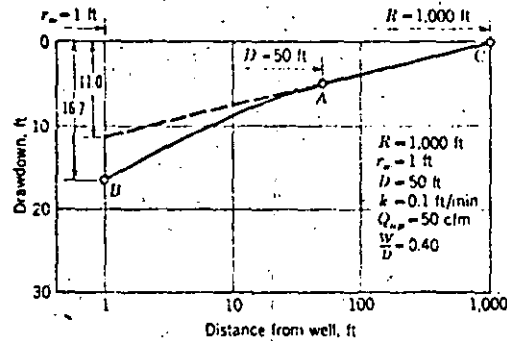
FIG. 3-29. Relation between flow from a partially penetrating artesian well in a homogeneous foundation and that from a fully penetrating well.



Unfortunately, the shape of the drawdown curve for a partially penetrating artesian well cannot be obtained directly from Eq. (3-52) using the value of G from either Eq. (3-53) or (3-54), and, to date, a satisfactory general expression for the drawdown has not been developed. However, a reasonable approximation of the shape of the drawdown curve at the top of the pervious stratum can be obtained by assuming that the effect of well penetration on drawdown is insignificant at distances from the well exceeding the effective thickness of the pervious stratum. There-

fore, to obtain the drawdown curve, it is first necessary to compute the flow Q_{wp} from the partially penetrating well from Eq. (3-52), using a value of G obtained from either Eq. (3-53) or (3-54). Next, from Eq. (3-49), compute the drawdown at the well ($H - h_w$) that would occur if a fully penetrating well were pumped at a discharge equal to the value of Q_{wp} computed above. Plot the drawdown for the fully penetrating well versus the log of the distance from the well as shown by line AC in Fig. 3-30 [it is evident from Eq. (3-50) that the drawdown curve will be linear on such a plot]. Draw a curved line from the point (h_w, r_w) point B in Fig. 3-30 - for the partially penetrating well to a point A on the drawdown curve for a fully penetrating well located at distance D from the well as shown in Fig. 3-30. This combined curve, which at point A is tangent to the drawdown curve for a fully penetrating well, approximates the desired drawdown curve at the top of the pervious stratum. The drawdown curve also can be established by means of flow nets. However, drawing a flow net for radial flow is quite time-consuming and may not be warranted in most cases.

Fig. 3-30. Method for estimating shape of drawdown curve for a partially penetrating artesian well.



For 40 per cent penetration, $G = 0.66$ from Eq. (3-54), and for $Q_{wp} = 50$ cfm, the drawdown at the well from Eq. (3-52) is

$$H - h_w = \frac{Q_{wp} \ln(R/r_w)}{2\pi kDG} = \frac{50 \ln(1,000/1)}{2\pi(0.1)(50)(0.66)} = 16.7 \text{ ft}$$

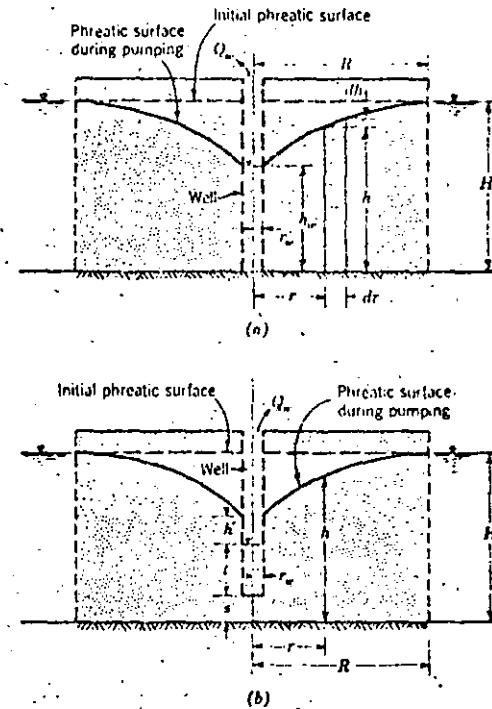
The drawdown at a fully penetrating well for a flow of 50 cfm is

$$H - h_w = \frac{Q_{wp} \ln(R/r_w)}{2\pi kD} = \frac{50 \ln(1,000/1)}{2\pi(0.1)50} = 11.0 \text{ ft}$$

Construct drawdown curve BAC for partially penetrating well as indicated. This curve represents the drawdown at the top of the pervious stratum.

Fully and Partially Penetrating Gravity Well. A gravity well is one that penetrates a pervious stratum containing a free water table. Consider a vertical well that fully penetrates a homogeneous, isotropic, pervious stratum containing a horizontal free water table and bounded at its base by a horizontal impervious stratum as shown in Fig. 3-31a. Also

Fig. 3-31. Flow to a gravity well from a circular source of seepage. (a) Conditions assumed in developing Dupuit equation for a fully penetrating well; (b) notations for flow to and drawdown caused by pumping either a partially or fully penetrating well, taking into account height of free discharge.



consider the well to be located in plan in the center of a circular island having a radius R . If the well is pumped until a condition of equilibrium is attained, the equation for well flow can be developed in a manner similar to that for an artesian well. In the development of the equation it is assumed that the hydraulic gradient is constant with depth and equal to the slope of the drawdown curve at any particular point. This last assumption is referred to as the *Dupuit-Forchheimer assumption*.

Applying Darcy's law to the flow through a cylinder of radius r , thickness dr , and height h , shown in Fig. 3-31a, the flow through the cylinder can be expressed as

$$Q_w = kiA \quad (3-1)$$

$$\text{and} \quad i = \frac{dh}{dr} \quad \text{and} \quad A = 2\pi rh \quad (3-55)$$

Substituting Eq. (3-55) into Eq. (3-1) results in the following expression for flow Q_w :

$$Q_w = k \frac{dh}{dr} 2\pi rh \quad (3-56)$$

Integrating Eq. (3-56) and substituting the boundary conditions $h = H$ at $r = R$ and $h = h_w$ at $r = r_w$ gives the following expression for flow from a gravity well:

$$Q_w = \frac{\pi k(H^2 - h_w^2)}{\ln(R/r_w)} \quad (3-57)$$

The head h at a distance r from the well, where $r_w \leq r \leq R$, can be obtained by integrating Eq. (3-56), which results in the following equation:

$$h^2 - h_w^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{r}{r_w} \quad (3-58)$$

$$\text{or} \quad h^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{r}{r_w} + h_w^2 \quad (3-58a)$$

The drawdown $(H - h)$ at distance r from the gravity well cannot be expressed as readily as that for an artesian well. However, a similar type of term $(H^2 - h^2)$, analogous to the term $(H - h)$ for artesian wells, is of considerable significance in gravity-well systems and can be expressed as follows:

$$H^2 - h^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{R}{r} \quad (3-59)$$

From a comparison between Eqs. (3-19) and (3-59) it can be seen that for both artesian and gravity wells supplied by a circular source, the head reduction at a given point is a function of the product $Q_w \ln R/r$. Generally, this product must be evaluated in the design and analysis of all well systems where the source of flow is circular.

Also significant is the fact that in a frictionless gravity well the water level in the well will be lower than the piezometric surface at the periphery of the well because of vertical drainage occurring at the periphery of the well. This is in contrast to a frictionless artesian well where the water level inside the well and piezometric surface at the periphery of the well

are coincident. In the gravity well the difference in the two water levels or height of free discharge surface h' and resulting phreatic surface shown in Fig. 3-31b has been the subject of numerous investigations (23-25). The results of these investigations can be summarized as follows:

1. The flow to a fully penetrating gravity well can be estimated accurately from Eq. (3-57), regardless of the depth to which the water in the well is lowered, using the height of water $l + s$ for the term h_w (Fig. 3-31b). However, the capacity of the well is limited by the amount of well screen remaining below the ground-water level at the well; accordingly, the submerged portion of the screen must be of sufficient length, size, and capacity to admit the flow.

2. At distances from the well exceeding approximately 1.0 to 1.5 times the height H to the original ground-water table, the drawdown will be equal to that computed from Eq. (3-58).

3. At distances from the well less than about 1.0 to 1.5 H , the drawdown will be less than that computed from Eq. (3-58), and the discrepancy between the actual drawdown and that computed from Eq. (3-58) will increase as the drawdown at the well increases.

In those cases where it becomes necessary to compute the drawdown in the immediate vicinity of a gravity well, for example, at distances less than about 1.0 H to 1.5 H , the following empirical equations developed by Boreli (25) can be used. It should be noted that these equations are applicable to partially as well as fully penetrating gravity wells.

The discharge from any gravity well fed by a circular source of seepage can be expressed as follows:

$$Q_w = \frac{\pi k[(H - s)^2 - l^2]}{\ln(R/r_w)} \left[1 + \left(0.30 + \frac{10r_w}{H} \right) \sin \frac{1.8s}{H} \right] \quad (3-60)$$

where the notations are shown in Fig. 3-31b.

Equations for the phreatic surface from which the drawdown can be computed are given below, the value of Q_w being obtained from Eq. (3-60).

$$\text{For } r/h \text{ greater than } 1.5, \quad H^2 - h^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{R}{r} \quad (3-61)$$

which is the Dupuit-Forchheimer equation developed previously.

$$\text{For } r/h \text{ less than } 1.5, \quad H - h = \frac{Q_w P \ln(10R/H)}{\pi k H [1 - 0.8(s/H)^{1.5}]} \quad (3-62)$$

Boreli found that the function P depended upon the r/h ratio and proposed the following two equations for P :

$$\text{For } 0.3 < r/h < 1.5, \quad P = 0.13 \ln \frac{R}{r} \quad (3-63)$$

$$\text{For } \tau/h < 0.3, \quad P = \bar{C}_z + \Delta C \quad (3-64)$$

$$\text{where } \bar{C}_z = 0.13 \ln \frac{R}{r} - 0.0123 \ln^2 \frac{R}{10r} \quad (3-65)$$

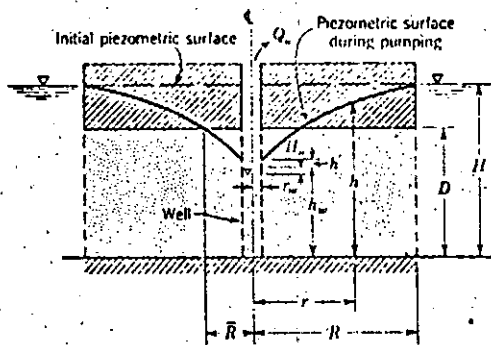
and

$$\Delta C = \frac{s}{h} \left[\left(\frac{1}{2.3} \ln \frac{R}{10r} \right) \left(1.2 \frac{s}{H} - 0.48 \right) + 0.113 \ln \frac{2.4H}{R} \ln \frac{R}{3.4r} \right] \quad (3-66)$$

It is apparent that considerable computation is required to determine the height of the phreatic surface and resulting drawdown in the immediate vicinity of a gravity well (τ/h less than 0.3). The drawdown in this zone usually is not of special interest in dewatering systems and seldom needs to be computed. However, it is always necessary to compute the water level in the well for selection and design of the pumping equipment. Also, it should be noted that the above equations pertain to frictionless wells and do not consider the effects of hydraulic head losses on the phreatic surface and elevation of the water surface in the well. These factors are discussed later in this chapter.

Fully Penetrating Artesian-Gravity Well. When pumping from an artesian well installed in a pervious stratum, it may be possible at high pumping rates to lower the water at the well to a level below the top of the pervious stratum as indicated in Fig. 3-32. Under these conditions the flow pattern close to the well is similar to that for a gravity well,

Fig. 3-32. Flow to a combined artesian-gravity well from a circular source of seepage.



whereas at distances farther from the well the flow is artesian. This type of well is referred to as a *combined artesian-gravity well*. If such a well fully penetrates the pervious stratum, the flow from it can be computed from the following expression developed by Muskat (21):

$$Q_w = \frac{\pi k(2DH - D^2 - h_w^2)}{\ln(R/r_w)} \quad (3-67)$$

where the notations used in the above equation are shown in Fig. 3-32. Muskat further shows that the head h at any distance r from the well can be obtained from the following equation:

$$h = \frac{H - D}{\ln(R/r_w)} \ln \frac{r}{r_w} + \sqrt{D^2 - \frac{D^2 - h_w^2}{\ln(R/r_w)} \ln \frac{R}{r}} \quad (3-68)$$

The distance \bar{R} , measured from the well, at which the flow changes from artesian to gravity can be computed from the following equation:

$$\ln \bar{R} = \frac{(D^2 - h_w^2) \ln R + 2D(H - D) \ln r_w}{2DH - D^2 - h_w^2} \quad (3-69)$$

Equations (3-67) and (3-68) are based on the assumption that the head h_w at the well is at the same elevation as the water surface in the well. As shown previously, this will not be true where the drawdown is relatively large. In the latter case, the head at and in the close vicinity of the well can be computed from Eqs. (3-63) to (3-66). In these equations the value of Q_w used is that computed from Eq. (3-67), assuming h_w equal to the height of water in the well, and the value of \bar{R} computed from Eq. (3-69) is used in lieu of R .

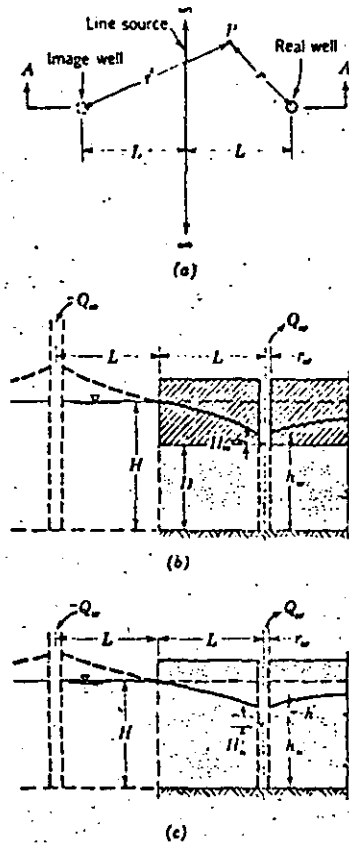
3-22. Flow to a Single Well--Line Source

Conditions may arise where it is necessary to dewater an excavation located close to the bank of a river, canal, or other body of water, where the primary source of water supplying the pervious strata originates from the adjacent body of water. In such cases the bank or shore line can be considered in plan as an infinite line source of seepage. It is of interest to consider the relationship between well flow, drawdown at the well, and drawdown at any point away from the well for this condition. In addition, such considerations are significant since they introduce a valuable procedure for solving dewatering problems, namely, *the method of image wells*.

Consider a pervious stratum bounded above and below by horizontal impervious strata and having a vertical face or bank infinite in extent in plan adjacent to a body of water. Assume that an artesian well fully penetrates the pervious stratum and is located at a distance l from the bank, as shown in Figs. 3-33a and 3-33b. To determine the flow to and drawdown caused by the well, the body of water is replaced by a continuation of the pervious stratum and an imaginary recharge well, or *image well*, supplying the pervious stratum with the same quantity of water as

that being pumped from the real well. The image well is located as the mirror image of the real well with respect to the line source, as shown in Figs. 3-33a and 3-33b. Using a procedure by Forchheimer (26) and

FIG. 3-33. Flow to a fully penetrating well from a line source of seepage. (a) Plan; (b) section A-A for an artesian well; (c) section A-A for a gravity well.



Dachler (27) of computing the drawdown at a point caused by a group of wells as the sum of the drawdowns at the point due to each well in the group [Eq. (3-76)], discussed in Sec. 3-23 on multiple-well systems, the expression for drawdown at a point P distant from the well can be developed as follows. The drawdown at point P under artesian conditions can be expressed by

$$H - h = \frac{1}{2\pi kD} \sum_{i=1}^{i=n} Q_{wi} \ln \frac{R_i}{r_i} \quad (3-70)$$

Considering the flow from the real well to be positive and the flow into the image well as negative and both wells to have a radius of influence R , Eq. (3-70) reduces to

$$H - h = \frac{1}{2\pi kD} \left(Q_w \ln \frac{R}{r} - Q_w \ln \frac{R}{r'} \right) \quad (3-70a)$$

$$\text{or } H - h = \frac{Q_w}{2\pi kD} \ln \frac{r'}{r} \quad (3-70b)$$

where r' and r are the distances from the point at which the drawdown is computed to image well and real well, respectively, as shown in Fig. 3-33a. The drawdown at the well can be determined from the above equation by considering that as r approaches the radius of the well r_w , distance r' approaches the value $2L$ and the head h approaches the head

at the well h_w . Making the above substitutions in Eq. (3-70b) gives the following equations for drawdown at the well

$$H - h_w = \frac{Q_w}{2\pi kD} \ln \frac{2L}{r_w} \quad (3-71)$$

and flow to the well

$$Q_w = \frac{2\pi kD(H - h_w)}{\ln(2L/r_w)} \quad (3-72)$$

A comparison between Eq. (3-72) for flow to a well from an infinite line source and Eq. (3-17) for well flow from a circular source indicates that where $2L = R$, the flow per foot of drawdown at the well computed from both equations will be the same. If, however, $2L$ is greater than R , the effect of the line source on flow to a single well can be neglected because the well flow required to produce a given head reduction will be governed by the radius of influence and not the line source of seepage.

The flow to a fully penetrating gravity well from an infinite line source can be expressed as

$$Q_w = \frac{\pi k(H^2 - h_w^2)}{\ln(2L/r_w)} \quad (3-73)$$

for conditions as shown in Fig. 3-33c. The head h_p at any point P can be computed from the following equation:

$$H^2 - h_p^2 = \frac{Q_w}{\pi k} \ln \frac{r'}{r} \quad (3-74)$$

3-23. Multiple-well Systems

Most dewatering systems consist of a number of wells and/or wellpoints which are pumped to provide the required relief of substratum pressures or reduction of ground-water levels. One of the major problems in designing such a system is to determine the number and spacing of wells or wellpoints required to reduce the pressures or ground-water level to the required levels. Therefore it is necessary to determine the relationship between drawdown caused by a group of wells or wellpoints and the flow from such systems. Previously, equations were developed for flow to and drawdown caused by pumping a system of multiple wells by first determining flow to and drawdown at an equivalent slot and then adjusting the head in the vicinity of the slot to allow for the effects of the wells. Since in some cases this procedure is of limited accuracy, more exact methods are presented in the following paragraphs.

General Case. The influence of a system of artesian wells on the drawdown ($H - h$) at any point was first determined by Forchheimer (26). The general equation for drawdown developed by him and later modified by Dachler (27) is as follows for a group of artesian wells:

$$H - h = \frac{1}{2\pi kD} \left(Q_{w1} \ln \frac{R_1}{r_1} + Q_{w2} \ln \frac{R_2}{r_2} + \dots + Q_{wn} \ln \frac{R_n}{r_n} \right) \quad (3-75)$$

$$\text{or } H - h = \frac{1}{2\pi kD} \sum_{i=1}^{i=n} Q_{wi} \ln \frac{R_i}{r_i} \quad (3-75a)$$

where Q_{wi} = the discharge from i th well

R_i = radius of influence for i th well

r_i = distance from i th well to point at which drawdown is computed

n = number of wells in group

The general equation from which drawdown at any point caused by pumping a group of *gravity* wells is as follows:

$$H^2 - h^2 = \frac{1}{\pi k} \sum_{i=1}^n Q_{wi} \ln \frac{R_i}{r_i} \quad (3-76)$$

where the notations are the same as those used in Eqs. (3-75) and (3-75a).

A comparison between Eqs. (3-75a) and (3-76) indicates that the factor $\sum Q_{wi} \ln (R_i/r_i)$ is common to systems of both *artesian* and *gravity* wells. In general, these two equations can be expressed as follows:

Artesian case:
$$H - h = \frac{F}{2\pi k D} \quad (3-77)$$

Gravity case:
$$H^2 - h^2 = \frac{F}{\pi k} \quad (3-78)$$

where F is a factor which depends upon the flow from and position of each well in the system and which is independent of the condition of flow - *artesian* or *gravity*. The notational system in Eqs. (3-77) and (3-78) is used extensively in this chapter to avoid repetition.

The head h_{wj} at any well, for example, well j , in a system of n wells can be determined from the equations for *artesian* and *gravity* flow:

Artesian case:
$$H - h_{wj} = \frac{1}{2\pi k D} \left(Q_{wj} \ln \frac{R_j}{r_{wj}} + \sum_{i=1}^{i=n-1} Q_{wi} \ln \frac{R_i}{r_{i,j}} \right) \quad (3-79)$$

Gravity case:
$$H^2 - h_{wj}^2 = \frac{1}{\pi k} \left(Q_{wj} \ln \frac{R_j}{r_{wj}} + \sum_{i=1}^{i=n-1} Q_{wi} \ln \frac{R_i}{r_{i,j}} \right) \quad (3-80)$$

where Q_{wj} = the flow from well j

R_j = radius of influence of well j

r_{wj} = effective well radius of well j

$r_{i,j}$ = distance from each well to well j

and other symbols are as defined previously. It can be seen that the above two equations can be written as follows:

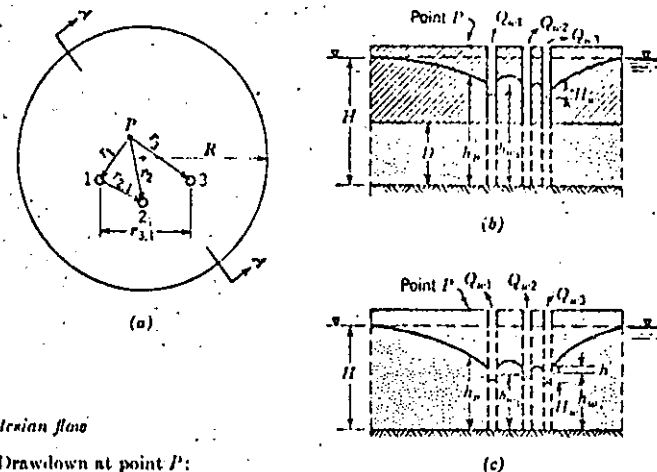
Artesian case:
$$H - h_{wj} = \frac{F_w}{2\pi k D} \quad (3-79a)$$

Gravity case:
$$H^2 - h_{wj}^2 = \frac{F_w}{\pi k} \quad (3-80a)$$

where F_w is a factor for drawdown at a well.

In problems where there is no unusual boundary, such as a line source of seepage or discontinuous pervious stratum, the radius of influence for all wells can be assumed constant, as shown in Fig. 3-34, where R_i is assumed equal to R . For this case Eqs. (3-75a) and (3-76) for head at any point can be written

FIG. 3-34. Drawdown for group of fully penetrating wells with seepage from a circular source. (a) Plan; (b) section A-A, artesian case; (c) section A-A, gravity case.



Artesian flow

Drawdown at point P :

$$H - h_p = \frac{1}{2\pi k D} \left(Q_{w1} \ln \frac{R}{r_1} + Q_{w2} \ln \frac{R}{r_2} + Q_{w3} \ln \frac{R}{r_3} \right)$$

or

$$H - h_p = \frac{1}{2\pi k D} \sum_{i=1}^n Q_{wi} \ln \frac{R}{r_i} = \frac{F_p}{2\pi k D}$$

Drawdown at well 1:

$$H - h_{w1} = \frac{1}{2\pi k D} \left(Q_{w1} \ln \frac{R}{r_{w1}} + \sum_{i=2}^n Q_{wi} \ln \frac{R}{r_{i,1}} \right)$$

or

$$H - h_{w1} = \frac{F_{w1}}{2\pi k D}$$

Gravity flow

Head h_p at point P :

$$H^2 - h_p^2 = \frac{F_p}{\pi k}$$

Head h_{w1} at well 1:

$$H^2 - h_{w1}^2 = \frac{F_{w1}}{\pi k}$$

$$H - h = \frac{1}{2\pi kD} \sum_{i=1}^n Q_{w,i} \ln \frac{R}{r_i} \quad (3-75b)$$

and

$$H^2 - h^2 = \frac{1}{\pi k} \sum_{i=1}^n Q_{w,i} \ln \frac{R}{r_i} \quad (3-76a)$$

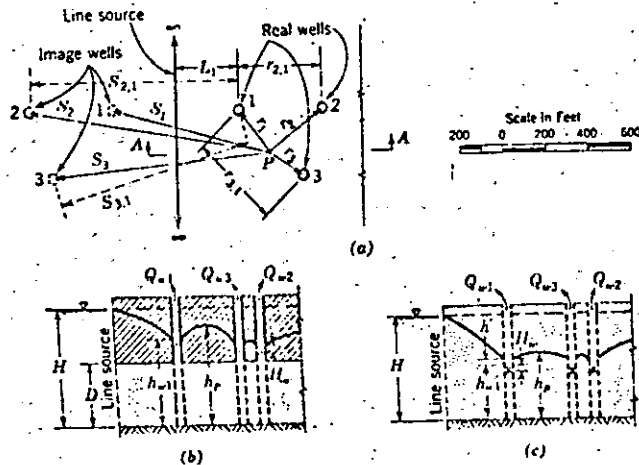
Likewise the factor F_w in Eqs. (3-79a) and (3-80a) would become equal to

$$F_w = Q_{w,j} \ln \frac{R}{r_{w,j}} + \sum_{i=1}^{i=n-1} Q_{w,i} \ln \frac{R}{r_{i,j}} \quad (3-81)$$

Comparison of Eqs. (3-47) and (3-79) reveals an important principle. The drawdown at a given well in a system of artesian wells is equal to that resulting from pumping this well as if no other wells were present plus the drawdown caused at the well due to pumping the remaining wells. Therefore drawdowns at a given point, caused by pumping individual wells, can be added to obtain the total drawdown caused at this point due to all wells. Similarly, a comparison of Eqs. (3-57) and (3-80) indicates that the term $(H^2 - h_{w,j}^2)$ at a gravity well is equal to that caused by pumping that well plus the sum of the terms $(H^2 - h^2)$ caused at the well due to pumping the other gravity wells in the system.

Group of Wells Line Source. Where the flow to a group of artesian wells originates from a line source as shown in Fig. 3-35, the general equa-

FIG. 3-35. Drawdown for group of fully penetrating wells with seepage from a line source. (a) Plan; (b) section A-A, artesian flow; (c) section A-A, gravity flow; (d) sample computation for F'_p and $F'_{w,i}$ for plan in (a).



(b) Artesian flow

Drawdown at point P:

$$H - h_p = \frac{1}{2\pi kD} \sum_{i=1}^n Q_{w,i} \ln \frac{S_i}{r_i} = \frac{F'_p}{2\pi kD}$$

Drawdown at well 1:

$$H - h_{w,1} = \frac{1}{2\pi kD} \left(Q_{w,1} \ln \frac{2L_1}{r_{w,1}} + \sum_{i=2}^n Q_{w,i} \ln \frac{S_{i,1}}{r_{i,1}} \right)$$

or

$$H - h_{w,1} = \frac{F'_{w,1}}{2\pi kD}$$

(c) Gravity flow

Drawdown at point P:

$$H^2 - h_p^2 = \frac{F'_p}{\pi k}$$

Head $h_{w,1}$ at well 1:

$$H^2 - h_{w,1}^2 = \frac{F'_{w,1}}{\pi k}$$

(d)

Assume $r_{w,1} = 1$ ft; $Q_{w,1}, Q_{w,2},$ and $Q_{w,3} = 40, 35,$ and 50 cfm, respectively; and $n = 3$. Compute F'_p and $F'_{w,i}$ for plan of wells in (a).

i	$Q_{w,i}$ cfm	$r_{w,i}$ ft	$S_{i,1}$ ft	$Q_{w,i} \ln \frac{S_i}{r_i}$	$r_{w,i}$ ft	$S_{w,i}$ or $2L_{i,1}$ ft	$Q_{w,i} \ln \frac{2L_{i,1}}{r_{w,i}}$ or $Q_{w,i} \ln (S_i/r_{w,i})$
1	40	250	780	45.6	1*	600	256.0
2	35	320	1,170	45.4	400	1,000	32.1
3	50	190	1,060	86.0	425	950	40.2
				$F'_p = 177.0$	$F'_{w,1} = 328.3$		

* $r_{w,1} = 1$ ft.

tion for drawdown $(H - h_p)$ at any point P as determined from image wells is as follows:

$$H - h_p = \frac{1}{2\pi kD} \sum_{i=1}^n Q_{w,i} \ln \frac{S_i}{r_i} = \frac{F'_p}{2\pi kD} \quad (3-82)$$

where S_i = distance from point P to image well i

r_i = distance from point P to actual well i

The drawdown at a given well, say, well j ($i = j$), is expressed as follows:

$$H - h_{wj} = \frac{1}{2\pi kD} \left(Q_{wj} \ln \frac{2l_{ij}}{r_{wj}} + \sum_{i=1}^{i=n-1} Q_{wi} \ln \frac{S_{i,j}}{r_{i,j}} \right) \quad (3-83)$$

or
$$H - h_{wj} = \frac{F'_w}{2\pi kD} \quad (3-84)$$

where $2l_{ij}$ = distance from real well j to image well j
 r_{wj} = effective radius of well j
 $S_{i,j}$ = distance from real well j to image well i
 $r_{i,j}$ = distance from real well j to real well i

and all other symbols are as defined previously. A comparison between Eqs. (3-71) and (3-83) again indicates that the drawdown at a well in a group equals that due to pumping the given well plus the drawdown caused at the well due to pumping the remaining wells.

Where the flow from the source to the wells is under *gravity* rather than artesian conditions, Eqs. (3-82) and (3-84) are written as follows:

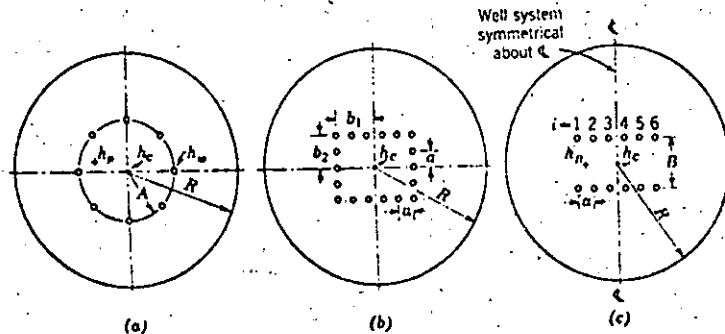
$$H^2 - h_w^2 = \frac{F'_w}{\pi k} \quad (3-85)$$

and
$$H^2 - h_{wj}^2 = \frac{F'_w}{\pi k} \quad (3-86)$$

where the values of F'_w and F'_w are the same as those, respectively, in Eqs. (3-82) and (3-84).

Drawdown Factors for Wells in Special Arrays. Where the wells in a system are spaced in a linear, circular, or other orderly array, it is expedient to use either design curves or simple formulas for determining the drawdown factors F_w , F'_w , F , and F' . Curves and formulas for some of the arrays that are used frequently are shown in Figs. 3-36 to 3-38.

FIG. 3-36. Drawdown factors for systems of multiple wells with seepage from a circular source. (a) Circular array of equally spaced wells; (b) rectangular array of equally spaced wells; (c) two parallel lines of equally spaced wells.



(a)
$$F_w = Q_w \ln \frac{R^2}{nr_{w,i}^{(n-1)}} \quad (3-87)$$

$$F_c = nQ_w \ln \frac{R}{A} \quad (3-88)$$

For artesian flow:

$$h_w = H - \frac{(H - h_w) \left(n \ln R - \sum_{i=1}^{i=n} \ln r_i \right)}{\ln \frac{R^2}{nr_{w,i}^{(n-1)}}} \quad (3-75c)$$

$$h_c = H - \frac{(H - h_w)n \ln (R/A)}{\ln \frac{R^2}{nr_{w,i}^{(n-1)}}} \quad (3-75d)$$

For gravity flow:

$$H - h_w = H - \sqrt{\frac{n(H^2 - h_w^2) \ln (R/A)}{\ln \frac{R^2}{nr_{w,i}^{(n-1)}}}} \quad (3-75b)$$

(b)

Approximate Method:

Compute equivalent radius A_e of well system from following equation:

$$A_e = \frac{1}{\pi} \sqrt{b_1 b_2} \quad (3-89)$$

Compute F_w and F_c from Eqs. (3-87) and (3-88) using A_e instead of A .

Exact Method:

Compute F_w and F_c from Eqs. (3-81) and (3-75b), respectively.

(c)

$$F_c = 4Q_w \sum_{i=1}^{i=n/4} \ln \frac{R}{\frac{1}{2} \sqrt{a^2(2i-1)^2 + b^2}} \quad (3-90)$$

$$F_w = 2Q_w \sum_{i=1}^{i=n/2} \ln \frac{R}{\frac{1}{2} \sqrt{a^2(2i-3)^2 + b^2}} \quad (3-91)$$

(a), (b), and (c)

For artesian flow:

$$H - h_w = \frac{F_w}{2\pi kD} \quad (3-77)$$

$$H - h_w = \frac{F_w}{2\pi kD} \quad (3-79a)$$

For gravity flow:

$$H^2 - h_w^2 = \frac{F_w}{\pi k} \quad (3-78)$$

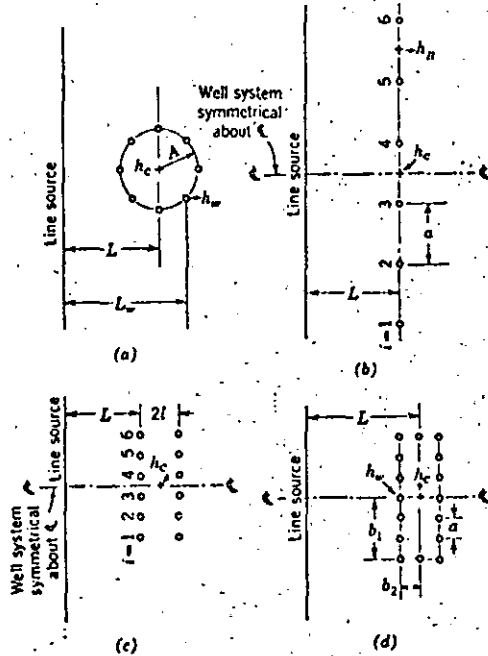
$$H^2 - h_w^2 = \frac{F_w}{\pi k} \quad (3-80a)$$

Note: n = number of wells in system
 i = well number as shown on Fig. 3-36
 Q_w = flow per well

Flows from all wells in system assumed equal. Wells assumed to fully penetrate porous stratum.

20

FIG. 3-37. Drawdown factors for systems of multiple wells with seepage from a line source. (a) Circular array of equally spaced wells; (b) single line of equally spaced wells; (c) two parallel lines of equally spaced wells; (d) rectangular array of equally spaced wells.



(a)

$$F'_s = \frac{Q_w}{2} \sum_{i=1}^{i=n} \ln \left[1 + 4 \left(\frac{L}{A} \right)^2 - 4 \left(\frac{L}{A} \right) \cos \left(i - 1 \right) \frac{2\pi}{n} \right] \quad (3-92)$$

where

$$\frac{L}{A} \geq 2 \quad F'_s = Q_w n \ln \frac{2L}{A} \quad (3-92a)$$

$$F'_s = Q_w \left(n \ln \frac{2L_w}{A} + \ln \frac{A}{nr_w} \right) \quad (3-93)$$

(b)

At center of well system,

$$F'_s = 2Q_w \sum_{i=1}^{i=n/2} \ln \sqrt{1 + \left[\frac{2L}{(a/2)(n+1-2i)} \right]^2} \quad (3-94)$$

Midway between the last two wells,

$$F'_s = Q_w \sum_{i=1}^{i=n} \ln \sqrt{1 + \left[\frac{2L}{(a/2)(2i-3)} \right]^2} \quad (3-95)$$

Where $n = \infty$, use graphs on Fig. 3-38.

(c)

At center of well system,

$$F'_s = 2Q_w \sum_{i=1}^{i=n/4} \left\{ \ln \sqrt{1 + \left[\frac{2L+1}{(a/4)(n+2-4i)} \right]^2} + \ln \sqrt{1 + \left[\frac{2L+3i}{(a/4)(n+2-4i)} \right]^2} \right\} \quad (3-96)$$

(d)

Approximate Method. Compute equivalent radius A_e of well system from Eq. (3-89) on Fig. 3-36, and then compute F'_s and F'_w from Eq. (3-92) or (3-92a) and Eq. (3-93), respectively, using A_e instead of A .

Exact Method. Compute F'_s and F'_w from Eqs. (3-82) and (3-83), respectively.

(a), (b), (c), and (d)

For artesian flow: $H - h = \frac{F'_s}{2\pi k D} \quad (3-77)$

For gravity flow: $H^2 - h^2 = \frac{F'_s}{\pi k} \quad (3-78)$

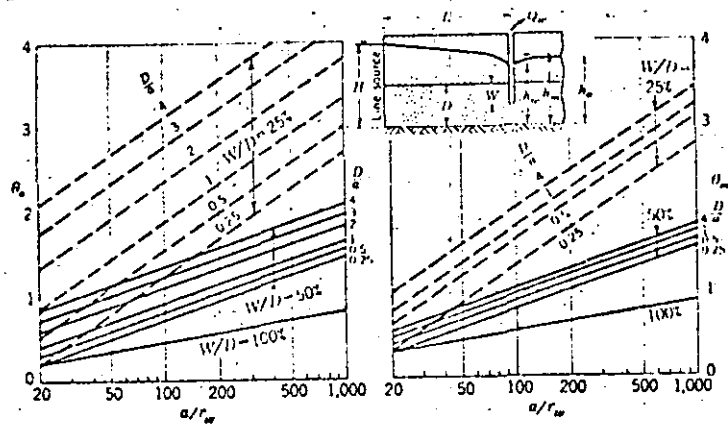
Note: Q_w = flow per well

n = number of wells in system

i = well number as shown

Flows from all wells in system assumed equal. Wells assumed to fully penetrate pervious stratum.

Fig. 3-28. Factors for computing flow to and head reduction from an infinite line of artesian wells with a line source of seepage.



$$Q_w = \frac{kD(H - h_w)}{L/a + \theta_w} \quad (3-97)$$

$$h_w = h_w + \frac{\theta_w(H - h_w)}{L/a + \theta_w} \quad (3-98)$$

$$h_w = h_w + \frac{\theta_w(H - h_w)}{L/a + \theta_w} \quad (3-99)$$

where r_w = well radius
 a = well spacing

Note: Above plots from data in Relief Well Design, *Civil Works Engineer Bulletin* 55-11, Department of the Army, Office Chief of Engineers, June 28, 1955.

Curves and equations pertinent to well systems supplied from a line source of seepage were developed by the image-well method. Where the source of seepage is circular in plan, Eqs. (3-75a) and (3-76) were used as the basis.

3-24. Source of Seepage

The equations presented above for single wells and multiple-well systems were based on either an assumed radius of influence R for a circular source of seepage or a distance L from the well system to one (or possibly two) line source(s) of seepage. Since the values of R or L used in the equations affect the computed discharges and drawdowns, it is necessary to estimate the proper values to be used. Procedures therefor are as follows.

In the development of the previous equations for flow from a circular

source to a single well, it was assumed for simplicity that the well was located in the center of a circular island. However, usually the well or group of wells will be installed in a general land area and not on a circular island. If the wells are not close to a river or canal, the well flow and piezometric head in the vicinity of the well can be computed from the equations given above for a circular source by considering that the term R is the radius of influence of the well instead of the radius of the island. The radius of influence is defined as the radius of the circle beyond which the well has no significant influence on the original ground-water level or piezometric surface. The value of R depends upon geologic and foundation conditions at a site, duration of pumping, properties of the pervious stratum, and amount of drawdown.

From the equations for well flow developed for gravity or artesian wells, it can be shown that the flow Q is not especially sensitive to the value of R , because the radius of influence R will normally be large compared with the radius of the well r_w . For example, assume that from a pumping test on an artesian well with radius $r_w = 1$ ft, it was found that $R = 2,000$ ft. Had R been 1,000 ft instead of 2,000 ft, the flow required to produce the same drawdown ($H - h_w$) at the well would have been only about 10 per cent greater. Thus, when computing the flow from a well for a given drawdown, using formulas for a circular source, reasonably correct flows will be obtained if the estimated value of R is only approximate, provided the actual radius of influence is large compared with the radius of the well.

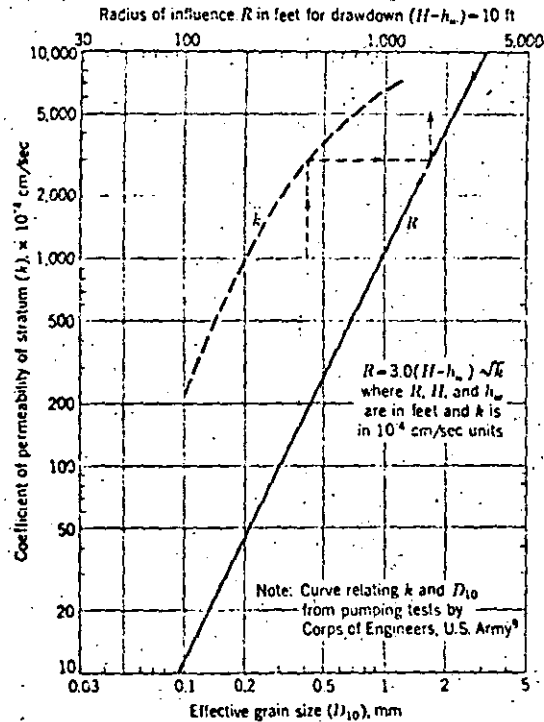
A value of R can be estimated from the following empirical equation proposed by Siehardt (28):

$$R = C'(H - h_w) \sqrt{k} \quad (3-100)$$

where R , H , and h_w are in feet, k is in 10^{-4} cm per sec units, and C' is a dimensionless constant for which a value of 3.0 was proposed by Siehardt for gravity wells. Siehardt's equation gives a fair approximation for values of R observed in pumping tests on artesian wells in the lower Mississippi River Valley by the U.S. Army Corps of Engineers. The Moretrench Corporation has found the above equation applicable for estimating the radius of influence for a single line of wellpoints, but has found C' to range from about 1.5 to 2.0. Since the permeability k is related to grain size of the soil, R can be related to grain size. Figure 3-39 shows the relationship between k measured *in situ* and effective grain size D_{10} obtained from special pumping tests made in the Mississippi River Valley by the Corps of Engineers, U.S. Army (9). The values of R for a drawdown of 10 ft computed from Eq. (3-100) with $C' = 3.0$ also are plotted on this figure versus k . For drawdowns other than 10 ft, the

value of R from Fig. 3-39 should be multiplied by the ratio of the actual to the 10-ft drawdown to obtain the value of R corresponding to the actual drawdown for $C' = 3.0$.

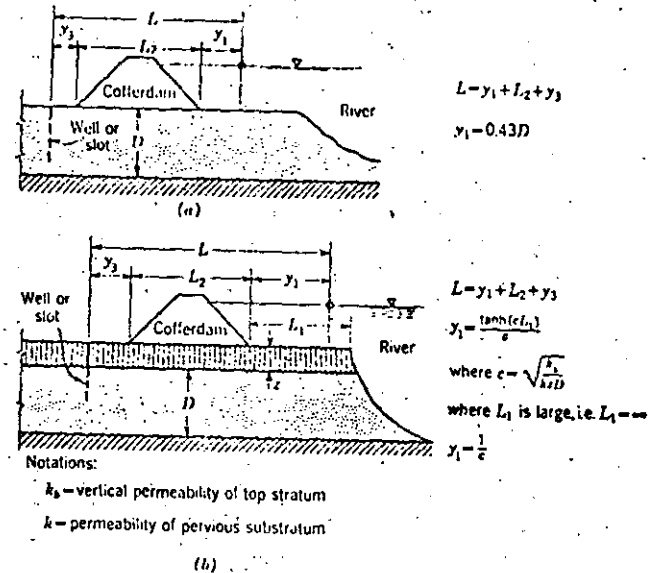
FIG. 3-39. *In situ* horizontal permeability versus grain size, and radius of influence versus permeability.



Where a well or group of wells is close to a river or shore line exposing the pervious strata, the source of seepage generally can be considered as at the river, provided the distance L from the well or wells to the river is less than $R/2$ and provided no seepage enters the pervious stratum between the wells and river. However, where cofferdams are placed around the construction area and the river rises against the cofferdam, seepage may enter the pervious stratum through the ground surface area between the cofferdam and river bank. In such cases the distance L from the well system to the effective line source of seepage will be less than the distance from the wells to the river bank. Typical cases with

corresponding equations for L are shown in Fig. 3-10. If no leakage occurs through the riverside blanket but the most landward wells in the group are at distances greater than $R/2$ from the river and the most riverward wells are closer to the river than $R/2$, the source of seepage can be treated as a circle, using a radius somewhat less than the value of R . If the bank or bed of a river located close to a group of wells is covered with mud, the river may not act as a source of seepage.

FIG. 3-10. Effect of vertical seepage riverside of cofferdam on point of effective seepage entrance: (a) No top stratum present; (b) semipervious top stratum extends from river to cofferdam.



Where a line (or two parallel lines) of wells is (are) installed in an area not close to a river, the seepage can be considered as originating from a line source on each side of the wells. If wells are to be located in an area containing pervious strata with irregular vertical discontinuities such as those shown in Fig. 3-26, it is generally desirable to draw a flow net and design the well system using Eqs. (3-32) to (3-15) rather than design the system from equations for a circular or line source with estimated values of R or L .

As the flow to a dewatering system near a line source of seepage is inversely proportional to the distance L to the source, the value of L should be determined as accurately as practicable.

DESIGN OF WELLPOINTS AND DEEP WELLS

Wells and wellpoints should be of a type and design that will offer little resistance to water flowing through the screen and riser pipe, prevent infiltration of sand during pumping, and resist corrosion by water and soil.

Most commercial wellpoints are made with either brass or stainless-steel screens mounted over galvanized, tin-dipped, or stainless-steel suction pipe. Where large flows are anticipated, a high-capacity type of wellpoint should be selected. In order to prevent infiltration of sand, the mesh or slot size of a screen should be smaller than the 80 per cent size (D_{80}) or 70 per cent size (D_{70}), respectively, of the sand in which the wellpoint will be installed. Where silty soils are to be drained, the wellpoint should be provided with a graded medium-to-coarse sand filter designed in accordance with filter criteria subsequently set forth. The inner suction pipe of self-jetting wellpoints should be of a size and have openings to permit inflow of water with minimum hydraulic head loss. Self-jetting wellpoints should also be designed so that most of the jet water will go out the tip of the point, with some backflow to keep the screen flushed clean while jetting the point in place. One and one-half- or two-inch steel pipe generally is used for riser pipe for wellpoints, depending upon the length required and anticipated flow.

Screens commonly used for deep, large-diameter wells are slotted steel or wood stave pipe or perforated steel pipe wrapped with galvanized, trapezoidal-shaped wire. Slotted steel or wooden screens are commercially available with $\frac{1}{8}$ -, $\frac{3}{16}$ -, or $\frac{1}{4}$ -in. wide slots. It is usually necessary and desirable to use a properly graded filter gravel around such screens to prevent infiltration of the sand being drained and to improve the efficiency of the well. The riser pipe usually consists of either steel or wood.

The following criteria should be observed in designing or selecting well screens or wellpoints:

Slot width $\leq D_{70}$ (filter or aquifer sand)

Hole diameter or width $\leq D_{80}$ (filter or aquifer sand)

A filter must meet the following criteria to prevent infiltration of the sand being drained and ensure the filter being much more permeable than the aquifer sand:

$$\frac{D_{15} \text{ (filter)}}{D_{85} \text{ (aquifer sand)}} \leq 5.0$$

$$\frac{D_{15} \text{ (filter)}}{D_{15} \text{ (aquifer sand)}} \geq 4.0$$

3-25. Well Penetration

In a stratified aquifer, the effective well penetration usually differs from that computed from the ratio of the length of well screen to total thickness of the aquifer. To determine the required length of well screen W to achieve an effective screen penetration W' in a stratified aquifer, the following procedure can be used. Each stratum of the pervious substratum with thickness d' and horizontal and vertical permeability coefficients k_H and k_V is first transformed into an isotropic layer of thickness d , where

$$d = d' \sqrt{\frac{k_H}{k_V}}$$

The transformed coefficient of permeability of each stratum is

$$k = \sqrt{k_H k_V}$$

The thickness of the transformed, homogeneous, isotropic aquifer is

$$D = \sqrt{\sum (d' k_H) \cdot \sum (d'/k_V)}$$

and the effective permeability of the transformed aquifer is

$$k = \sqrt{\frac{\sum (d' k_H)}{\sum (d'/k_V)}}$$

The effective well-screen penetration W into the transformed aquifer is

$$W = \frac{\sum_0^n d' k_H}{k}$$

The penetration of the well screen in the transformed aquifer (expressed as a decimal) is

$$\frac{W'}{D} = \frac{\sum_0^n d' k_H}{k D} = \frac{\sum_0^n d' k_H}{\sum_0^n d' k_H}$$

where D is the actual total thickness of the stratified pervious aquifer.

3-26. Hydraulic Head Loss in Wellpoints and Wells

As ground water flows into and within a well, hydraulic head losses occur in the well as a result of such flow. The head losses consist of screen entrance loss H_s ; friction loss due to flow up through the well screen, H_f ; friction loss due to flow in the riser pipe, H_r ; and velocity head

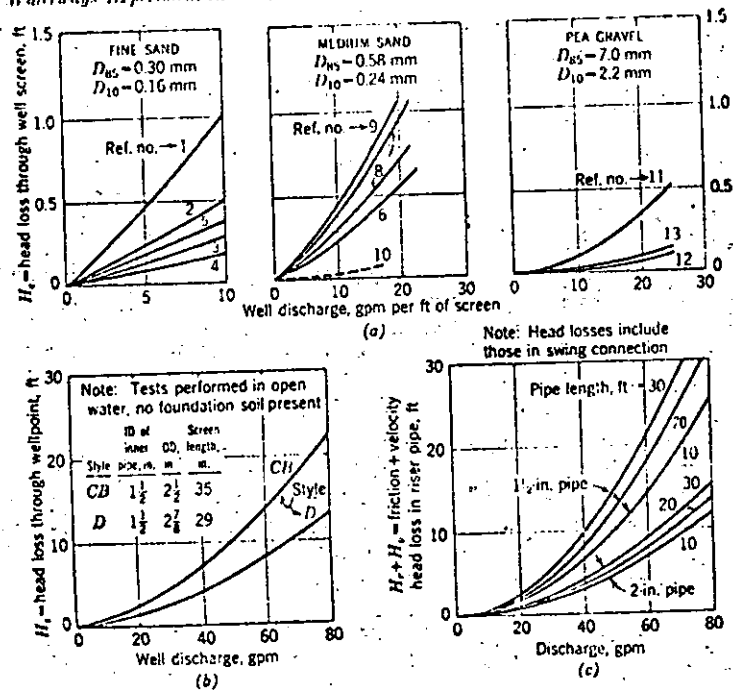
loss H_w . The total head loss in the well, H_w , is the sum of these individual head losses, and therefore

$$H_w = H_e + H_s + H_f + H_{fr} \quad (3-101)$$

Procedures for estimating these head losses are given below.

Entrance head loss H_e is that required to force the flow through the gravel filter of the well, if the well has a filter; and the well screen. This loss depends on the flow per unit length of well screen, the type of sand adjacent to the screen, permeability of gravel filter, the number, size, and type openings in the well screen, and the diameter of the screen. Entrance head losses for various types of wellpoints installed in fine and medium sand and pea gravel determined from laboratory tests are plotted for various well flows in Fig. 3-11. Entrance head losses for two types of self-jetting wellpoints obtained from tests by the Moretrench Corporation also are shown in Fig. 3-11. Similar data for large-diameter wood-stave well screens with graded gravel filters obtained from labora-

Fig. 3-11. Entrance head loss for typical wellpoints, and velocity and friction head loss in wellpoint riser pipes. (a) 2½-in.-11D plain-tip wellpoints; (b) self-jetting wellpoints; (c) head losses in wellpoint riser pipes, $C = 110$. [(a) U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station, Vicksburg, Miss. (b) Moretrench Corp.]



Ref.	Wellpoint	Slot or mesh	
		No.	Opening in mm
1	A and B, grooved slot	12	0.30
2	C, wire wrap on perforated pipe	20	0.51
3	D, wire mesh on perforated pipe	28	0.59
4	E, wire mesh on perforated pipe	28	0.59
5	B, grooved slot	25	0.63
6	A, grooved slot	25	0.63
7	D, wire mesh on perforated pipe	28	0.59
8	A, grooved slot	50	1.27
9	B, grooved slot	30	0.76
10	F, perforated pipe with 6-in. pea-gravel filter	2½ in.	3.97
11	A, grooved slot	12	0.30
12	A, grooved slot	100	2.51
13	E, perforated pipe	2½ in.	3.97
CB	Moretrench, commercial bronze, self-jetting, mesh SF	40 X 45	0.31 X 0.38
D	Moretrench, stainless steel style D, self-jetting, mesh E	12 X 68	0.30 X 1.73

tory tests and pumping tests on wells installed in pervious sand strata in the alluvial valley of the lower Mississippi River are shown in Fig. 3-12. Data for several other types of well screens are presented by Petersen, Rohwer, and Albertson (29). When estimating the entrance head loss, a weighted average flow per foot of screen should be used.

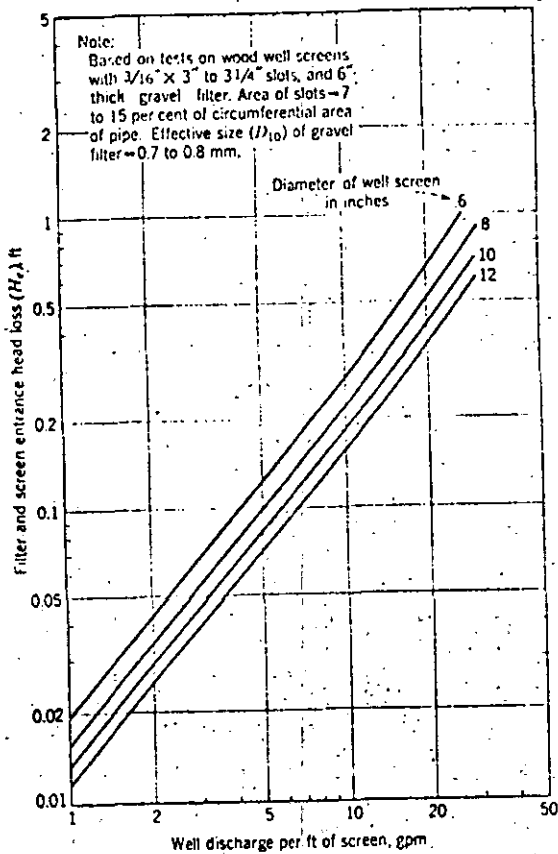
Friction loss in well screens can be estimated from the screen length and distribution of flow in the screen from hydraulic formulas for flow of water through pipes. For example, if a well fully penetrates a uniform pervious artesian stratum, the flow in the screen will increase approximately linearly from zero at the bottom to the full well flow Q_w at the top of the screen. In this case the friction loss can be computed assuming the entire well flow Q_w to be flowing through one-third the length of the well screen. If the pervious stratum grades coarser in grain size with depth or if the well only partially penetrates a uniform stratum, the flow in the lower portion of the screen will be greater than that assumed above, in which case the head loss can be estimated assuming a flow of $0.9Q_w$ through one-half of the length of well screen (30).

The friction head loss H_f in the riser pipe can be computed from the well flow Q_w and the length of riser pipe through which flow takes place using ordinary hydraulic formulas. Head losses in the connecting pipe between the well or wellpoint and collector pipe also should be included. For estimating loss in standard steel swing connections for wellpoints (including that in the cock valve in the swing), the swing can be replaced by the following equivalent lengths of riser pipe:

75

ID of string connection, in.	Equivalent length, ft of pipe with same ID as string
1 1/2	30
2	56

FIG. 3-12. Entrance head loss for wood well screens.

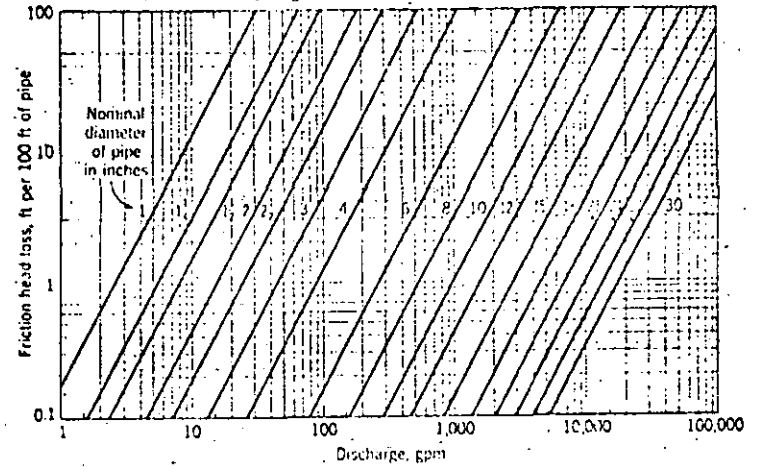


The velocity head loss H_v is equal to $v^2/2g$, where v is the velocity of flow in the riser pipe and g (the acceleration of gravity) = 32.2 ft per sec².

Curves for estimating hydraulic head losses in wells and wellpoints are shown in Figs. 3-41 to 3-44.

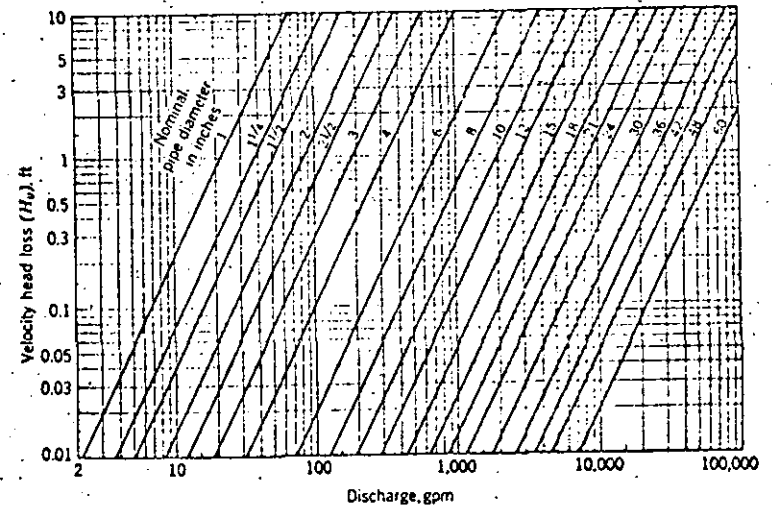
FIG. 3-13. Friction head loss in riser pipes and well screens.

Type of pipe	C	(100/C) ^{1.49}
Steel (new)	125	0.67
Steel (avg. condition)	110	0.83
Wood stave riser	130	0.71
Wood stave screen	100	1.00
Corrugated metal	70	1.92



Based on Hazen-Williams equation with $C = 100$
Multiply losses by $(100/C)^{1.49}$ for values of C other than 100

FIG. 3-14. Velocity head loss in wells and pipes.



3-27. Effective Well Radius

The effective well radius r_w for a well or wellpoint installed without a gravel or sand filter can be taken as half the outside diameter of the well screen. Where a gravel or sand filter has been placed around the well screen, one-half the outside diameter of the filter can be used for r_w . Where a well screen has been installed without a filter in a pervious stratum but a natural filter around the screen has been developed by surging, the effective well radius will exceed half of the outside diameter of the well screen. However, since the extent of the developed filter is indefinite, generally it will be satisfactory to use a value for r_w corresponding to the outside diameter of the well screen, since conservative designs will result if this is done.

DESIGN OF DEWATERING AND PRESSURE-RELIEF SYSTEMS

A complete dewatering system should be capable of lowering the ground-water table as required, intercepting seepage into the excavation, and removing any surface water that would affect operation of the dewatering system or construction. The type of system selected and its design will depend upon geological, soil, and water-table conditions at the site, the size of excavation, surface-water runoff, and construction requirements. The design of such systems requires a knowledge and careful evaluation of the above factors, a knowledge of seepage and ground-water flow to wells or wellpoints, an understanding of wells, wellpoints, and pumping equipment, and a considerable amount of experience and judgment. The design of dewatering and pressure-relief systems requires (1) computation of the rate of flow required to lower the water table or artesian head; (2) selection of the required spacing, depth, size, and type of wellpoints or wells; (3) selection of collector pipes, pumps, and discharge systems; and (4) selection of pumps, sumps, dikes, etc., for control of surface water.

3-28. Dewatering Slopes and Excavations

Ground water adjacent to excavations can be lowered or controlled by one or a combination of the methods previously described in this chapter. Principles to be considered in the design of certain types of dewatering systems together with numerical examples of designs are given in the following paragraphs.

Wellpoint Systems. Systems of closely spaced wellpoints connected to a header pipe pumped by a wellpoint pump can be used for ground-water lowering where the required lowering is not excessive. Since wellpoints usually are closely spaced, they can be considered as creating a

continuous drainage slot and then their spacing determined so that the head along the line of wellpoints is essentially the same as would exist at a slot. First, the head reduction ($H - h_w$) at a slot required to produce the desired residual head h_D is computed from equations for gravity or artesian-gravity flow on pages 265-275. The wellpoint spacing can then be computed from Eq. (3-15a) by assuming in this equation that $h_o = h_D$ and that the head difference ($h_p - h_w$) is very small. For design purposes it is suggested that $h_p - h_w$ be assumed equal to about $0.001H$. After the wellpoint spacing and the head h_w at a wellpoint have been computed, the flow Q_w per wellpoint can be computed from the equations on pages 282 and 284. The above value of h_w must be equal to or greater than the value of h_w computed from the following equation:

$$h_w = M - V + H_w + H_w \quad (3-102)$$

where M = distance from base of pervious substratum to pump intake, ft

V = vacuum at pump intake, ft of water

H_w = average head loss in header pipe up to pump intake, ft

H_w = head loss in wellpoint computed from Eq. (3-101) plus that in swing connecting wellpoint riser to header pipe, ft

The top of the wellpoint screen should be set slightly below ($h_w - H_w$) to ensure that the wellpoint is submerged; otherwise excessive air may enter the dewatering system and reduce its efficiency.

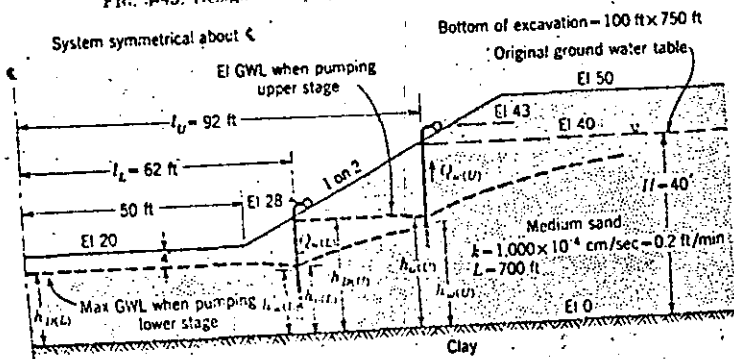
Since wellpoints are generally connected to a collector pipe pumped by a centrifugal pump, a single stage of them can lower the ground water only about 15 to 20 ft. The drawdown attainable per stage is limited by the vacuum that can be developed by the pump, the height of the pump above the initial ground-water level, and hydraulic head losses in the wellpoint and collector systems. For proper efficiency the hydraulic head losses in the system must be small; this requires that the header pipe, pumps, wellpoints, and riser pipes be of adequate size for the flow to be pumped. Where two or more stages of wellpoints are required, it is customary to design each stage capable of producing the total drawdown required by that stage with none of the upper stages functioning. In such cases it may be necessary to maintain these upper stages intact so that they can be pumped during the process of backfilling the excavation. However, if the piezometric grade line cannot be confined within the slope by pumping the lowest stage of wellpoints, it may be necessary to pump one or more of the upper stages to obtain the required ground-water lowering. Where more than a single-stage system is required, it is advisable to observe the ground-water level immediately prior to and while pumping the upper stage and to measure the discharge from the wellpoint system. By comparing the actual discharge and ground-water lowering with that computed, the ade-

quacy of the lower stage can be checked to a degree prior to its installation. Testing and evaluating the performance of a dewatering system as it is installed and operated are advisable, since it frequently is not possible in design to determine accurately the permeability of the pervious strata, the radius of influence or distance to effective source of seepage, and head losses in the wellpoint system. The design of a typical two-stage wellpoint system for lowering the ground-water table below an excavation is illustrated below.

Assume that an excavation 30 ft deep and with a bottom dimension of 100 by 750 ft is to be made in a stratum of medium sand having a thickness of 50 ft, underlain by clay, and that $k = 1,000 \times 10^{-4}$ cm per sec, with a ground-water table 10 ft below the ground surface. Design a wellpoint system to lower the ground water 4 ft below the bottom of the excavation. These conditions are illustrated on Fig. 3-15, together with the computations necessary to determine the required number of stages and spacing of the wellpoints and the computed flow per wellpoint.

From Fig. 3-15 it is seen that two stages of wellpoints are required. The first stage, consisting of 2½-in. self-jetting wellpoints 29 in. long with 2-in. 20-ft-long risers on 5-ft centers, would be installed at elevation 43 (3 ft above the initial ground-water level) to lower the ground-water table about 15 ft or to elevation 25. Maintaining an average vacuum in the header pipe of about 20 ft in this stage would permit installation of the second stage 3 ft above the lowered ground water or at elevation 28. The second stage, consisting of similar self-jetting wellpoints attached to 2-in.-diameter riser pipes 20 ft long and on 3-ft centers, could lower the ground water to the desired elevation when the average vacuum in the header pipe is equal to or greater than 20 ft. Although computations on Fig. 3-15 indicate that shallower wellpoints could be used, the wellpoints

FIG. 3-15. Design of a wellpoint system for slope dewatering.



Problem. Determine spacing of 2½-in. self-jetting wellpoints with 2-in. riser pipes required to lower GWL 4 ft below bottom of excavation, assuming vacuum at pump ($V = 24$ ft, head loss in collector ($H_c = 2$ ft, and intake of pump 2 ft above collector. Assume style 1). Mesh E More-trench wellpoints are to be used.

Solution. Compute spacing so that water level in wellpoints at a distance below collector equal to or less than available vacuum in collector = 20 ft. Two stages of wellpoints will be required. Assume each stage installed 3 ft above the ground water existing at the time of installation. Also assume $r_w = 0.12$ ft.

Upper Stage. Install upper stage at el 43, and 92 ft from ξ of the excavation, to temporarily lower the ground water to el 25 or 15 ft to permit installation of the lower stage at el 28. Required $h_w = 25$ ft. Assume $h_w = h_D = 25$ ft or $H - h_D = 15$ ft for first trial.

$1/h_w = \sqrt{2.4} = 3.7$; from Fig. 3-22 $C_1 = 1.02$. Since b can be assumed zero for wellpoints, $b/H = 0$, and from Fig. 3-22, $C_2 = 1.45$. Compute h_D from Eq. (3-29):

$$h_D = 25 \left[1 + \frac{1.02(1.45)(15)}{700} \right] = 25.8 \text{ ft}$$

Since $h_D - h_w = 0.8$ ft, assume $h_w = 24.2$ ft and recompute h_D . Thus $1/h_w = \sqrt{2.4} = 3.8$; $C_1 = 1.02$ from Fig. 3-22.

$$h_D = 24.2 \left[1 + \frac{1.02(1.45)(15.8)}{700} \right] = 25.0 \text{ ft}$$

which agrees with the required value.

Thus $h_D = 25.0$ ft, $h_w = 24.2$ ft, and $H - h_w = 15.8$ ft. Assume $h_w = h_D = 0.001H = 0.04$ ft; thus $h_w = 24.16$ ft. Substitute h_w for h_D , and h_w , L , H , and r_w in Eq. (3-45a):

$$\frac{24.2^2 - 24.16^2}{40^2 - 24.2^2} = \frac{a}{2\pi(700)} \ln \frac{a}{2\pi(0.12)}$$

Solving the above equation gives $a = 4.6$ ft. Use $a = 5$ ft for design. From Eq. (3-24) the flow per wellpoint for an infinite line of wellpoints is

$$Q_w = nQ_p = 5 \left(0.73 + 0.27 \times \frac{15.8}{40} \right) \frac{0.20}{2 \times 700} (40^2 - 24.2^2) = 0.61 \text{ cfm} = 4.0 \text{ gpm}$$

From a plan flow net it can be shown that the average flow for the finite line of wellpoints will be about 35 per cent greater than that for an infinite line.

Thus $Q_w = 4.6 \text{ gpm} \times 1.35 = 6.2 \text{ gpm}$ per wellpoint.

For $Q_w = 6.2 \text{ gpm}$, the hydraulic head losses are as follows:

$H_c = 0.08$ ft from Fig. 3-41a, assuming loss given by curve 7 is applicable

$H_s = 0.15$ ft from Fig. 3-11b

$H_w + H_s = 0.12$ ft from Fig. 3-11c which includes loss in swing

$H_w = 0.35$ ft

Thus $h_w - H_w = 24.16 - 0.35 = 23.8$ ft

From Eq. (3-102) the required effective vacuum $V - H_c$ at the wellpoint is 19.2 ft. Since this value is slightly less than the available 20 ft, a wellpoint spacing of 5 ft with header at el 43 and top of wellpoint screen at el 23 would be used.

Lower Stage. Assume $l = 62$ ft, and for a first trial $h_w = h_D = 16$ ft. $1/h_w = \sqrt{2.4} = 3.9$; from Fig. 3-22, $C_1 = 1.02$ and $C_2 = 1.45$, since $b = 0$. From Eq. (3-29),

$$h_D = 16 \left[1 + \frac{1.02(1.45)(40 - 16)}{700} \right] = 16.8 \text{ ft}$$

Since $h_D - h_w = 0.8$ ft, assume $h_w = 15.2$ ft and recompute h_D . $l/h_w = 63/15.2 = 4.1$, and $C_1 = 1.02$ from Fig. 3-22.

$$h_D = 15.2 \left[1 + \frac{1.02(1.45)(40 - 15.2)}{700} \right] = 16.0 \text{ ft}$$

Thus $h_D = 16.0$ ft, $h_w = 15.2$ ft. Assume $h_w - h_o = 0.001H = 0.04$ ft; $h_o = 15.2 - 0.04 = 15.16$ ft. Substitute h_w for h_D and h_o , H , l , and c_2 in Eq. (3-15a):

$$\frac{15.2^2 - 15.16^2}{40^2 - 15.2^2} = \frac{a}{2\pi(700)} \ln \frac{a}{2\pi(0.12)}$$

Solving this equation gives $a = 3$ ft. From Eq. (3-24) the flow per wellpoint is

$$Q_w = \pi Q_s = 3 \left(0.73 + 0.27 \times \frac{21.8}{40} \right) \frac{0.20}{2 \times 700} (40^2 - 15.2^2) = 0.53 \text{ cfm}$$

$$= 4.0 \text{ gpm} \quad \text{for an infinite line of wellpoints}$$

or

$$1.35 \times 4.0 = 5.4 \text{ gpm} \quad \text{for the finite line}$$

For this discharge $H_w = 0.26$ ft; thus $h_w - H_w = 15.16 - 0.26 = 14.90$ ft. From Eq. (3-102) the required vacuum at the wellpoint is 13.1 ft. Therefore, if the vacuum in the header is maintained at 13 ft, wellpoints on 3-ft centers would lower the ground water to el 16. However, since the available vacuum in the header is 20 ft and since generally it is not practicable to operate the pump to reduce the vacuum, the wellpoints would be installed with 20-ft-long riser pipes on about 3-ft centers. This would prevent excess air from entering the system which might otherwise occur had 13-ft-long riser pipes been used. With such a system $Q_w = 6.2$ gpm, $H_w = 0.35$ ft, and $h_w - H_w = 8.1$ ft, and the ground water would be lowered to about el 9.

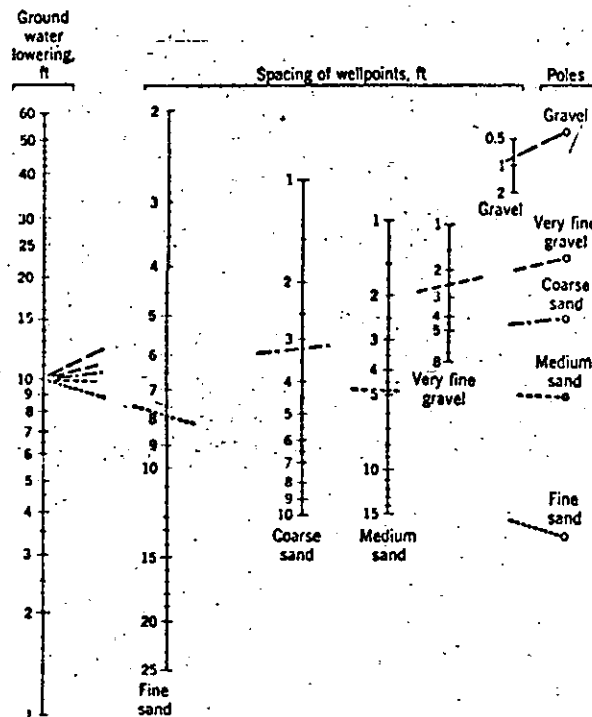
In the above case it would be advisable to observe ground-water levels before and during pumping of the upper stage and to measure the discharge. From these data the design of the lower stage could be adjusted if it is found that the observed flow per foot drawdown differs appreciably from the computed values. Such differences can occur because of limitations in accuracy of k , l , and H_w used in design.

would be installed with 20-ft risers to prevent possible reduction in efficiency of the stage due to excess air entering the system.

In lieu of the detailed computations shown in Fig. 3-15, the approximate spacing of wellpoints required to produce a given ground-water lowering in various soils can be estimated from the nomographs shown in Figs. 3-16 and 3-17. However, these nomographs should be used with caution since they are based on empirical data and are for average conditions. Nevertheless, they may be used as a guide in selecting the spacing of wellpoints.

In some cases, wellpoints alone cannot entirely eliminate seepage into an excavation and supplemental measures are necessary. For example, where a pervious stratum is underlain by rock and it is necessary to lower the ground-water level to the top of rock, some seepage will pass between

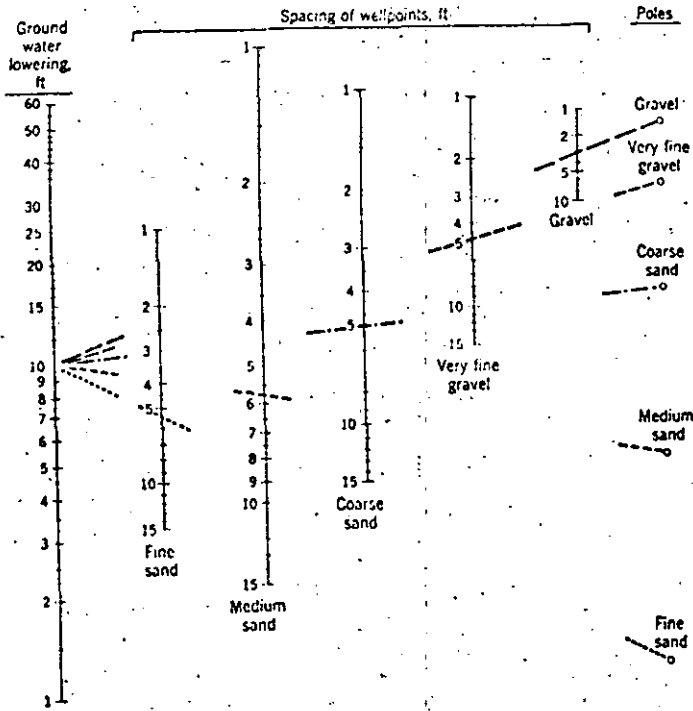
FIG. 3-16. Wellpoint spacing for uniform clean sands and gravels. (Moretrench Corp.)



the wellpoints even though they extend to the rock. In such cases it may be necessary to intercept this seepage with ditches or French drains and install automatic "mops" in the bottom of the ditches. In cases where the pervious stratum is immediately underlain by clay, the wellpoints can be installed in holes penetrating 3 or 4 ft into the clay and backfilled with sand so that the water level in the wellpoints during pumping can be maintained at or below the bottom of the pervious stratum. This procedure will reduce or eliminate seepage that would otherwise bypass the wellpoints had they only been installed with their tips at the top of the clay stratum.

Deep Wells. Deep wells can be used effectively for dewatering slopes and excavations where the required lowering is fairly large. Such wells can be located near or at the top of the excavation and pumped by deep-well turbine pumps, or they can be located on the excavation slope and pumped by a centrifugal pump connected to a common header pipe.

FIG. 3-17. Wellpoint spacing for stratified clean sands and gravels. (Mortrench Corp.)



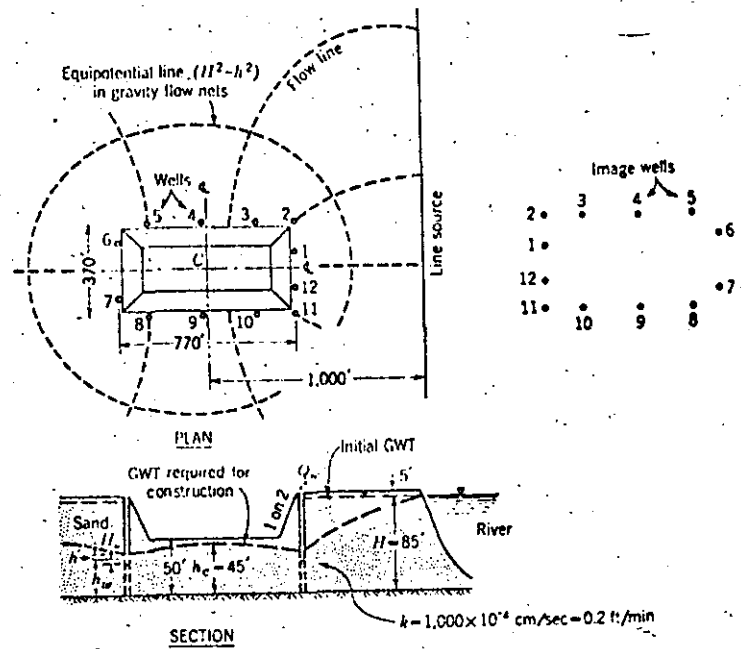
In the latter case it is necessary to lower the header pipe and pumps in about 15-ft stages as the excavation is carried down. Also, the header must be raised in 15-ft stages when "backing out of the excavation" to provide ground-water lowering until construction below the initial ground-water level is completed. The comparative costs of wells at the top of the slope pumped with deep-well pumps and wells located at the toe with a common collector should be considered when selecting the system to be used. Locating the wells at the top of the excavation will eliminate interference with excavation and construction.

Procedures for designing a system of deep wells are somewhat similar to those for wellpoints. As in the case of wellpoints, the tops of screens for deep wells connected to a common collector pumped by a centrifugal pump should be set below the computed water surface in the well. This requirement is not necessary if each well is pumped by a deep-well pump. The bottom of the well should be set to provide sufficient length

of submerged screen to admit the flow without excessive entrance head loss (Fig. 3-12).

Figure 3-18 illustrates the design of a system of deep wells suitable for

FIG. 3-18. Design of a deep-well system for slope dewatering.



Problem. Design a system of 10-in.-diameter wood-slave wells, pumped by deep-well turbine pumps, for lowering the ground-water level 5 ft below the bottom of the excavation. Assume maximum allowable $Q_w = 1,200$ gpm, wells located 5 ft from top of slope, well radius $r_w = 1$ ft, and D_{10} of gravel filter = 0.25 mm.

Solution. Estimate total flow required from Eq. (3-73) using radius r_w of an equivalent large-diameter well computed from Eq. (3-83) (see Fig. 3-36).

$$r_w = \frac{1}{2} \sqrt{770^2 \times 370^2} = 310 \text{ ft}$$

$$Q_T = \frac{\pi(0.2)(85^2 - 45^2)}{\ln [(2 \times 1,000)/310]} = 1,810 \text{ cfm} = 13,800 \text{ gpm}$$

Use 12 wells with $Q_w = 1,150$ gpm. Locate wells as shown in plan so as to intercept equal quantity of flow as indicated by flow net and to obtain approximate level draw-down beneath excavation. Compute head h_c at center of excavation and head h_w at a well to check adequacy of system.

80

HEAD AT POINT C AND WELL 4 COMPUTED BY METHOD OF IMAGES FOR
 $Q_w = 1,150 \text{ gpm} = 153 \text{ cfm}$

Well	Head at point C			Head at well 4		
	S_w , ft	r_w , ft	$\ln \frac{S_w}{r_w}$	S_w , ft	r_w , ft	$\ln \frac{S_w}{r_w}$
1	1,620	390	1.42	1,650	410	1.39
2	1,630	420	1.36	1,640	400	1.41
3	1,800	290	1.82	1,800	240	2.02
4	2,040	180	2.42	2,050	170	2.63
5	2,280	330	1.93	2,300	250	2.22
6	2,400	390	1.82	2,420	370	1.88
7	2,400	390	1.82	2,435	400	1.67
8	2,280	330	1.93	2,330	310	1.67
9	2,040	180	2.42	2,090	370	1.73
10	1,800	290	1.82	1,810	435	1.44
11	1,630	420	1.36	1,675	540	1.13
12	1,620	390	1.42	1,650	480	1.24

$F_w' = 21.54 \times 153 = 3,290$ $F_w' = 25.44 \times 153 = 3,890$

From Eq. (3-85), $H^2 - h_w^2 = \frac{3,290}{\pi(0.2)} = 5,250$

From Eq. (3-86), $H^2 - h_w^2 = \frac{3,890}{\pi(0.2)} = 6,200$

$h_w = \sqrt{86^2 - 5,250} = 41.5 \text{ ft}$ $h_w = \sqrt{86^2 - 6,200} = 32.0 \text{ ft}$

The corresponding flow per foot of well screen is $1,150/32$, or 36 gpm per ft .

Compute head loss in well H_w :

$H_w = 0.70 \text{ ft}$ (from Fig. 3-42)

$H_w = 0.35$ (from Fig. 3-44)

$H_w + H_s = 1.25 \left(\frac{32}{100} \times \frac{1}{3} \right) = 0.13$ [from Fig. 3-43 and using the flow through one-third the length of screen (see page 313)]

$H_w = 1.18 \text{ ft}$, say, 1.2 ft

Thus $h_w - H_w = 32.0 - 1.2 = 30.8 \text{ ft}$. Bowls of pump should be set about 2 ft below this level, and the pump provided with a 10-ft suction pipe. With such a suction pipe, $H_w + H_s$ will be slightly less than the value computed above.

Had the approximate method on Fig. 3-37 been used, the following values of F_w' and F_w'' would have been obtained from Eq. (3-92a) and Eq. (3-93), respectively:

$F_w' = 153 \times 12 \ln \frac{2 \times 1,000}{340} = 3,250$

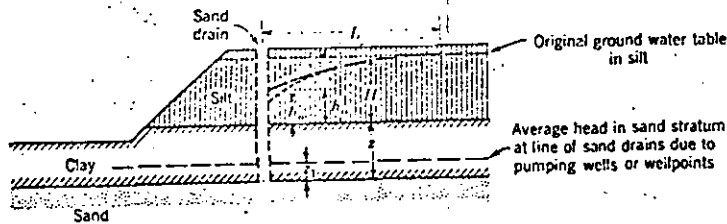
$F_w'' = 153 \times 12 \ln \frac{2 \times 1,025}{340} + \ln \frac{340}{12 \times 1} = 3,800$

These values agree closely with those computed by the exact method.

dewatering an excavation in sand close to a river. Assume that the wells are located 5 ft from the crown of the excavation slope and that they are provided with 40 ft of 10-in.-ID wood-stave pipe screen perforated with $3/16\text{-in.}$ slots totaling 40 sq in. of open area per foot of screen and that the screens are surrounded by a graded gravel filter 6 in. thick. Lowering the water table as indicated on Fig. 3-48 with a peripheral system of wells requires a total pumping rate of about $13,800 \text{ gpm}$. This pumping rate would suggest, as a tentative design, 10-in. wells and deep-well pumps with a capacity of about $1,000$ to $1,200 \text{ gpm}$, thus requiring about 12 wells. For this type of well and flow, H_w would equal about 1 ft , about the maximum desirable. The wells should be located on the basis of a plan flow net so that each well would intercept the same amount of seepage and so that the head at all wells would be the same. With this arrangement and by pumping each well at the same rate, a fairly uniform lowering of the ground-water level beneath the bottom of the excavation should result. The adequacy of the array can be checked by computing the head h_w at the center of the excavation as shown on Fig. 3-48. The head at a selected well and drawdown therein should then be computed to determine the elevation at which the bottom of the pump or pump bowl should be set. Had a fewer number of wells been considered, they would have had to be larger in diameter since a nominal 10-in. pump could not produce the required flow. Note that the ground-water level at each well would be slightly higher than the water level in the well because of the effect of the free discharge surface (see pages 291-294). The true level at the well can be computed from the equations given on the previous pages. Since the head h_w is at a distance from the wells greater than 1.5 times the value of h_w computed on Fig. 3-48, it is affected little by the free discharge surface and needs no correction.

Vertical Sand Drains Combined with Wellpoints or Wells. In cases where a stratified semipervious stratum with low vertical permeability overlies a relatively pervious stratum, and it is necessary to lower the ground-water level in both strata, the ground-water level in the upper stratum can be lowered by means of sand drains. If properly designed and installed, sand drains will intercept the seepage in the upper stratum and conduct it into the lower, more permeable stratum being drained by wellpoints or wells. The drains should be of such size, permeability, and spacing as to conduct the flow to the lower sand stratum with small hydraulic head loss in each drain. Sand- or gravel-filled drains are not effective where installed in highly pervious soils because they do not have enough hydraulic carrying capacity to permit flow to the lower stratum without excessive head loss. An example of vertical drains together with equations for computing the required spacing of drains is given in Fig. 3-49.

FIG. 3-19. Design of sand drains for slope dewatering.



Equations

$$Q_D = \frac{k_D(z - z_1 + h_e)A_D}{z + h_e} \quad (3-1a)$$

$$Q_s = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_e}{H} \right) \frac{ka}{2L} (H^2 - h_e^2) \quad (3-24)$$

$$h_e^2 = h_s^2 + \frac{Q_s}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi r_D} \quad (3-40a)$$

Note: To solve the above equations simultaneously it is necessary to assume $h_e = 0$

Notations

Q_D = vertical flow per drain

Q_s = seepage through stratum being drained per length a measured along line of drains

k_D = vertical permeability of drain

A_D = sectional area of drain with radius r_D

k = permeability of stratum being drained

h_e = head at equivalent slot simulating line of drains

h_s = head at sand drain

a = spacing of drains

Other dimensions and symbols are as shown.

Problem. Given a condition as shown, where $k = 5 \times 10^{-4}$ cm per sec, $H = 15$ ft, $z = 12$ ft, $z_1 = 3$ ft, $k_D = 1,000 \times 10^{-4}$ cm per sec, $r_D = 0.5$ ft, $A_D = 0.785$ sq ft. Determine spacing of sand drains required to drain upper silt stratum.

Solution. Compute Q_D from Eq. (3-1a), assuming $h_e = 0$. Since Q_s must equal Q_D , substitute this value of Q_D in Eq. (3-40a) and compute h_e for various values of a assuming $h_e = 0$. Using these values of h_e and a , compute Q_s from Eq. (3-24). The required spacing a is that which makes Q_s from Eq. (3-24) equal to Q_D computed from Eq. (3-1a).

From Eq. (3-1a)

$$Q_D = \frac{0.20(12 - 3)(0.785)}{12} = 0.118 \text{ cfm} = 0.89 \text{ gpm}$$

Substituting this value of Q_D in Eq. (3-40a) and assuming $h_e = 0$ gives

$$h_e^2 = \frac{0.118}{\pi \times 0.001} \ln \frac{a}{2\pi(0.5)} \quad (3-40a)$$

Also, from Fig. 3-39, $L = 100$ ft for $H - h_e = 15$ ft. Substituting this value and the other constants into Eq. (3-24) results in the following equation:

$$Q_s = \left[0.73 + \frac{0.27(15 - h_e)}{15} \right] \frac{0.001a}{2 \times 100} (15^2 - h_e^2) \quad (3-24)$$

Compute h_e and Q_s for various values of a from Eq. (3-40a) and Eq. (3-24), respectively, which results in the following values:

a , ft	h_e , ft	Q_s	
		cfm	gpm
5	1.17	0.015	0.34
10	6.58	0.086	0.65
15	7.65	0.117	0.88
20	8.33	0.143	1.07

From the above tabulation the required spacing is 15 ft since the corresponding value of $Q_s = Q_D$, computed from Eq. (3-1a). However, since the above equations do not consider effect of entrance head loss, the drain spacing should be reduced somewhat. Therefore a spacing of about 10 to 12 ft would be used.

Electroosmosis. Some extremely fine grained soils cannot be drained by the previous methods, but can be drained successfully by the electroosmotic method. The required system consists of positive electrodes (anodes) and negative electrodes (cathodes) across which a d-c voltage is impressed, creating flow of pore water to the cathode. The cathode can consist of a well or wellpoint, surrounded by a sand filter, which collects the flow. The discharge is removed by pumping. Since electroosmosis is not used frequently, detailed design procedures are not presented. However, a summary of pertinent features of successful systems is as follows.

Cathodes have been installed in one or more lines and spaced on about 25- to 35-ft centers, with anodes installed midway between the cathodes. Where more than one line of cathodes was installed, the anodes were placed along a line midway between and parallel to the lines of cathodes. Where multiple lines of cathodes were used, the distance between them was about 30 to 45 ft. The proper spacing of electrodes depends mainly on the voltage available at the site. Potential gradients of more than 0.5 volt per cm between electrodes should not be exceeded for long-term applications because higher gradients result in excessive energy losses in the form of heating of the ground. Anodes can consist of any available conductor, such as steel pipe, railroad rail, etc. Cathodes usually consist of small-diameter wells or wellpoints but with sufficient diameter to admit a suction pipe (usually 1-in.-diameter) from a pump. Since the rate of discharge at a cathode is small, say, 4 to 200 gpd, intermittent

pumping may suffice for removing water collected in the well. Anodes and cathodes should extend in depth at least 5 ft below the bottom of the slope or excavation being stabilized. Impressed voltages vary between 30 and 100 volts, the lower voltages being satisfactory where the ground water contains a high concentration of minerals. Current requirements range between 15 and 30 amp per well; over-all power consumption usually is high. Power required per well on successful systems designed by Casagrande (4) ranged from 0.5 to 2.5 kw per well for respective gradients of about 1.5 and 4 volts per ft distance between electrodes.

An estimate of the discharge Q_e to a well can be obtained from the following equation:

$$Q_e = k_e i_e a z \quad (3-103)$$

where k_e = coefficient of electroosmotic permeability, which can be assumed to be 0.5×10^{-4} cm per sec per volt per cm

i_e = gradient, volts per cm, between electrodes

z = depth of soil being stabilized

a = effective spacing of wells

The current required can be estimated from the following expression developed by Maclean and Rolfe (31):

$$It = 4.1c - 25 \quad (3-104)$$

where I = current, amp, required per gram of water expelled

t = time, sec

c = "clay" content of soil, per cent (per cent by weight of soil finer than 0.002 mm)

From Eq. (3-104) it can be seen that power requirements will be large since even where $c = 19$ a current of 25 amp will be required to produce a flow of about 37 gpd per well or wellpoint. However, even though power requirements are large, the electroosmotic method may be the only practical means of stabilizing certain soils.

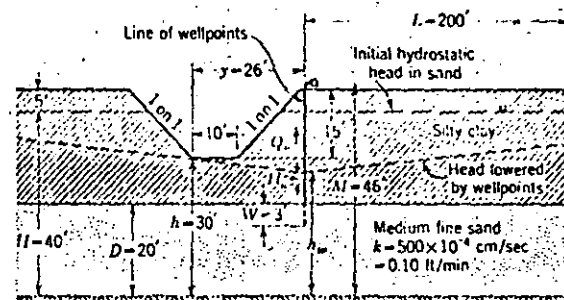
3-29. Pressure Relief beneath Excavations

Where an excavation is underlain by a pervious stratum under artesian head capable of causing heaving or sand boils in the bottom of an excavation, the head should be lowered to safe values by either wellpoints or deep wells. The allowable upward-seepage gradient depends upon the uniformity and permeability of the fine-grained soils overlying the pervious stratum. In uniform plastic clays upward hydraulic gradients as high as 0.5 may be safe, whereas in silty soils it may be necessary to lower the artesian head below the bottom of the excavation in order to control upward seepage and achieve a dry, stable bottom. Stratification of the soil will also affect the allowable uplift pressure.

Pressure-relief systems may be designed using applicable equations for artesian flow presented previously. Since the flow required for a given head reduction depends upon the penetration of the wells or wellpoints, this factor should be considered in design. To avoid excessive pumping, the penetration should be no greater than that necessary to achieve the required drawdown. However, stratification of the sand being drained has an appreciable effect on the penetration required; therefore the well penetration must be based on the transformed dimensions of the system if the pervious substratum is anisotropic, as described previously. Principles to be considered in the design of wellpoint and deep-well systems for pressure relief together with numerical examples are given in the following paragraphs.

Wellpoints. Each stage of a wellpoint system is capable of reducing artesian head only about 15 to 20 ft because of hydraulic limitations of the system as described previously in Sec. 3-28 on dewatering slopes and excavations. However, a wellpoint system can be used effectively for relieving artesian pressure where the length of riser pipes, thickness of pervious substratum, and the discharge required to produce the head reduction are not excessive. The design of a single-stage wellpoint system for relieving excess hydrostatic pressure in a 20-ft-thick sand stratum beneath a long, narrow excavation for a sewer is illustrated in Fig. 3-50.

Fig. 3-50. Design of a wellpoint system for pressure relief.



Problem. Determine required spacing of 2 1/2-in.-ID style CB self-jetting Morse-trench wellpoints with 2-in.-ID riser pipes to lower hydrostatic head to bottom of trench. Assume effective vacuum at top of riser pipe = 20 ft, $L = 200$ ft, and $r_w = 0.104$ ft.

Solution. Use a single line of wellpoints at top of excavation, one stage being required. For $W/D = 3/20 = 0.15$, $\lambda = 0.82$ from Fig. 3-19; therefore $\lambda D = 0.82 \times 20 = 16.4$ ft. Maximum h at trench = 30 ft. Assume this value of h at the far edge of the trench, a distance y of 26 ft from the line of wellpoints. Compute the required h_e from Eq. (3-27) as follows:

$$20 = h_w + (40 - h_w) \frac{26 + 16.4}{200 + 16.4} \quad \text{or} \quad h_w = 27.7 \text{ ft}$$

The flow Q_w per unit length of system as computed from Eq. (3-26) is

$$Q_w = 2 \times 0.1 \times 20 \times 1 \times (40 - 27.7) \frac{1}{200 + 16.4} = 0.23 \text{ cfm} = 1.7 \text{ gpm per ft of trench}$$

Compute Δh_w from Eq. (3-32), h_w from Eq. (3-33), and H_w from Eq. (3-101), and select a so that $h_w - H_w \geq 26$ ft (M minus the vacuum at the top of the riser pipe).

a , ft	Q_w , cfm	Δh_w , ft	h_w , ft	Head loss in wellpoint, ft				$h_w - H_w$, ft
				H_w *	H_w †	$H_w + H_w$ ‡	H_w	
10	2.3	0.50	27.1	1.75	0.22	0.87	2.81	21.3
8	1.8	0.36	27.2	1.16	0.17	0.54	1.87	25.3
6	1.4	0.24	27.4	0.74	0.13	0.34	1.21	26.2

* From Fig. 3-41b.

† From Fig. 3-41a, assuming H_w same as that given by curve 7.

‡ From Fig. 3-41c, assuming $C = 110$.

Thus a spacing of 6 ft would be required, since $h_w - H_w$ should not be less than 26 ft. The tops of the wellpoint screens would be set slightly below the top of the sand stratum.

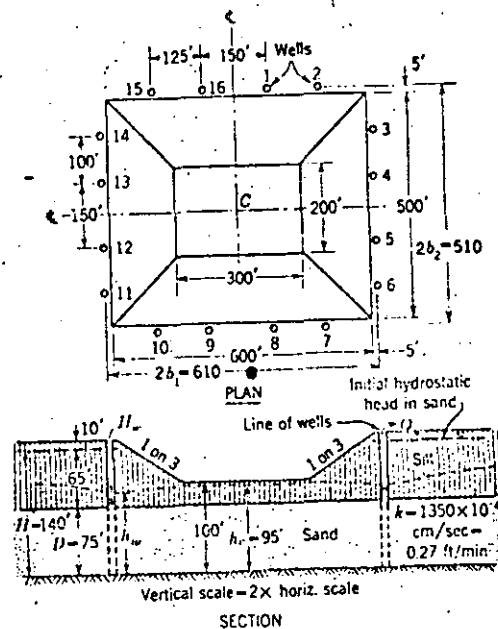
In this case it was assumed that the source of seepage consisted of two vertical lines equidistant from and parallel to the line of wellpoints. The wellpoint spacing was determined so that the drawdown inside the wellpoint, including the effect of hydraulic head losses, would equal the effective vacuum at the top of the wellpoint riser pipe.

Deep Wells. Deep wells can be used to relieve excess hydrostatic pressure in deep strata. They may be pumped individually by deep-well turbine pumps or connected to a collector pipe pumped by a centrifugal wellpoint pump. The well screens should be of sufficient length to admit the flow with small head loss, and the well should be large enough for the pump required and to keep head losses low. Details of design of well screens have been discussed previously. Design of a typical pressure-relief well system is presented below.

Figure 3-51 illustrates the design of a system of deep, large-diameter wells for reducing hydrostatic heads in a thick pervious sand stratum beneath a 200- by 300-ft excavation, 50 ft deep. Sixteen 10-in.-diameter wells pumped by deep-well turbine pumps would be required to lower the water table as indicated. In this case the head in the sand was reduced 5 ft below the bottom of the excavation to prevent upward seepage through the semipervious silt stratum from entering the bottom

of the excavation. Wells were located at the top of the excavation slope so as not to interfere with excavation and construction. The elevation of the water surface in the wells was computed to determine the elevation at which the impellers of the pump should be set and to check on submergence of screen. Had the wells been connected to a common collector pumped with a centrifugal pump, they would have been located along

FIG. 3-51. Design of a deep-well system for pressure relief.



Problem. Determine number of 10-in.-diameter wells with 6-in. gravel filter required to lower head in sand stratum 5 ft below bottom of excavation, for wells located at top of slope and pumped by deep-well turbine pumps. (Thus $r_w = 1.0$ ft.) Use a fully penetrating system of wood-stave wells with $\frac{3}{16}$ -in. slots and a gravel filter with D_{10} size = 0.25 mm. Area of slots = 40 per cent of circumferential area of well screen. (Geologic and soil conditions indicate a circular source of seepage.)

Solution. Determine equivalent radius A , of well system from Eq. (3-89), with wells located 5 ft from crown of slope.

$$A = \frac{1}{2} \sqrt{419 \frac{1}{2} \times 419 \frac{1}{2}} = 355 \text{ ft}$$

From Fig. 3-39, $R \cong 4,700$ ft for $k = 1,350 \times 10^{-4}$ cm per sec and $H - h_w = 45$ ft.

Compute total required flow Q_T from Eq. (3-47) for $h_w = h = 95$ ft and $r_w = A_w = 355$ ft.

$$Q_T = \frac{2\pi(0.27)75(140 - 95)}{\ln 4,700/355} = 2,130 \text{ cfm} = 16,000 \text{ gpm}$$

An 1,000 gpm is about the maximum that can be pumped by a nominal 10-in.-deep well pump, 16 wells would be required. Try a spacing as shown on the plan, and compute the residual head at the center of the excavation from Eq. (3-75b) as shown below. Since the wells are symmetrical about both center lines of the excavation, the total drawdown can be obtained by computing the drawdown caused by the four wells in one quadrant and multiplying the result by 4.

Well	R , ft	r_w , ft	$\ln \frac{R}{r_w}$
1	4,700	266	2.87
2	4,700	321	2.68
3	4,700	352	2.60
4	4,700	314	2.71
			$\Sigma = 10.86$

$$Q_w = 1,000 \text{ gpm} = 133 \text{ cfm} \quad \text{for each well}$$

$$\text{For 4 wells,} \quad H - h_w = \frac{133(10.86)}{2\pi(0.27)75} = 11.4 \text{ ft}$$

For all 16 wells,

$$H - h_w = 45.6 \text{ ft} \quad \text{or} \quad h_w = 140 - 45.6 = 94.4 \text{ ft}$$

Since the maximum allowable h_w is 95 ft, the system shown in plan is adequate.

The approximate head h_w at a well can be computed from Eq. (3-32) as follows, using an average well spacing of $2(510 + 610)/16 = 140$ ft.

$$\Delta h_w = \frac{133}{2\pi(0.27)75} \ln \frac{140}{2\pi(1.0)} = 3.3 \text{ ft}$$

$$\text{Thus} \quad h_w \cong 94.4 - 3.3 = 91.1 \text{ ft}$$

Hydraulic head loss in the wells is as follows, assuming intake of pump about 85 ft above bottom of sand.

$$H_s = 0.26 \text{ ft} \quad \text{from Fig. 3-44.}$$

$$H_r = 0.07 = 0.71 \left(\frac{1}{100} \right) \quad \text{for 10 ft of submerged riser}$$

$$H_i = 0.25 = 1.00 \left(\frac{1}{2} \times 75 + 100 \right) \quad \text{assuming uniform rate of screen inflow and } C = 100$$

$$H_s = 0.26 \quad \text{from Fig. 3-42, with } Q_w = 13.3 \text{ gpm/ft of screen.}$$

$$H_w = 0.84 \text{ ft}$$

Thus the water surface in the wells would be about $91.1 - 0.84 = 90.3$ ft above the bottom of the sand. The pump bowl should be set about 85 ft above the bottom of the sand and provided with a 10-ft suction pipe.

* From Fig. 3-43, with $C = 130$.

the toe of the excavation slope. However, this would have required moving the header pipes and pumps down about three times as the excavation was made, but the number of wells could have been reduced to 12 or 13, assuming a maximum flow of 1,000 gpm per well. Also, it would have been necessary to compute the elevation of the water surface in the wells for each stage of lowering to determine the elevation at which the collector pipe and pumps should be set in keeping with the vacuum available in the collector pipe. Had the thickness of the pervious stratum been small, for example, 5 or 10 ft, wellpoints instead of large-diameter wells might have been more economical.

3-30. Pumps, Headers, and Discharge Lines

Pumps, headers, and discharge lines must be of sufficient capacity to remove the required flow from the wells or wellpoints and conduct it away from the dewatered area. If the header pipes are too small, excessive hydraulic head losses will develop and prevent lowering the ground water or head to required levels. A brief summary of pertinent features affecting design or selection of centrifugal and deep-well pumps and collector pipes is presented. Detailed data can be found in textbooks on hydraulics and catalogues issued by pump manufacturers.

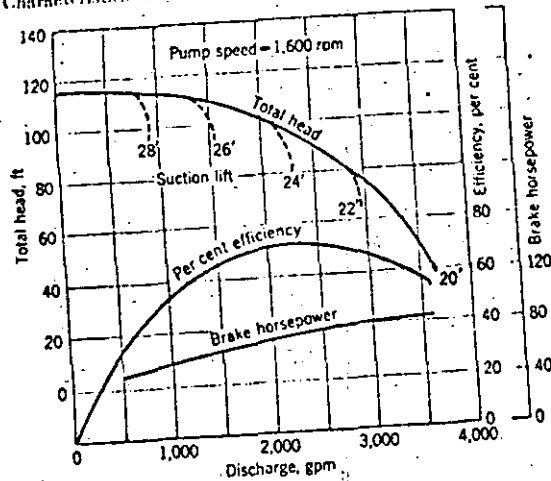
Centrifugal Pumps. Centrifugal pumps are used for pumping collector pipes connected to well or wellpoint systems and for removing surface water from sumps. The former are usually termed *wellpoint pumps*, the latter *sump pumps*.

The selection of a pump and power unit depends on the required discharge, total dynamic head ("suction" lift plus positive head including hydraulic head losses), suction lift, air-handling capacity, power available, fuel economy, and durability of units.

Pumps connected to collector lines for wells or wellpoints should have adequate air-handling capacity and be capable of producing a high vacuum since the amount of dewatering or pressure relief of such systems is affected by the vacuum available at the pump. For these purposes a wellpoint pump consisting of a self-priming centrifugal pump with attached vacuum pump is used, since it can develop a vacuum of about 20 to 25 ft of water. It is usually safe to assume in design that a 20-ft vacuum can be developed by the pump. Since the capacity of a wellpoint pump depends in part on positive pressure head, this factor also must be considered.

The capacity of a wellpoint pump depends upon pump speed, suction lift, and the total dynamic head. The characteristics of a typical 8-in. wellpoint pump, operated at a rated speed of 1,200 rpm, are shown in Fig. 3-52.

331
 Fig. 3-52. Characteristics of 8-in. Griffin wellpoint pump. (Griffin Wellpoint Corp.)



Electric-, gasoline-, diesel-, or butane-power units can be used to drive a pump. It is preferable to obtain the pump and motor as a unit. In selecting the power unit, consideration should be given to the initial cost of the unit and its cost of operation, including maintenance and fuel. Where electric motors are supplied by commercial power, gasoline or diesel motor-generator units or pump motors should be provided as stand-by equipment in case of power failure. It is desirable to provide 75 to 100 per cent stand-by equipment where electric motors are used. Where gasoline or diesel motors are used, some stand-by units should be provided; the number will depend on the nature of the dewatering problem and number of units operating. Stand-by equipment should be ready for immediate use during any emergency.

Centrifugal pumps for removal of water collected in ditches and sumps are also necessary on most projects. These sump pumps should be self-priming and capable of developing a vacuum of at least 20 ft. Their capacity depends upon pump speed, total dynamic head, and suction lift.

When selecting a pump and motor unit, a conservative approach should be taken. It must be remembered that computed flows from a dewatering or pressure-relief system are not exact, that for long-time dewatering jobs some loss in pump efficiency will occur, and that it is better to have some excess capacity rather than inadequate capacity.

The location and spacing of wellpoint pumps, as well as their capacity, are important and are affected by the length of header pipe to be pumped, rate of flow, and point of discharge. If a long collector line (say, 500 or 1,000 ft) is pumped by a single pump, the pump should be located at the center of the line to obtain a maximum vacuum in the line. In short lines and where the flow is small, the pump can be located wherever convenient. The intake of the pump should be set as low as practicable. The intake should not be more than 15 to 18 ft above the bottom of the excavation being dewatered. Where the discharge from the system will be large, the pump intake should be set at the same elevation as the collector line and connected with a minimum of fittings. Hydraulic head losses in the wells, header, and discharge line should be taken into account in designing the system.

Deep-well Pumps. Deep-well turbine or submersible pumps are used to pump large-diameter wells and consist of one or more impellers on a vertical shaft driven by a motor. Motors of most large-capacity pumps used in deep wells are located at the top of the pump.

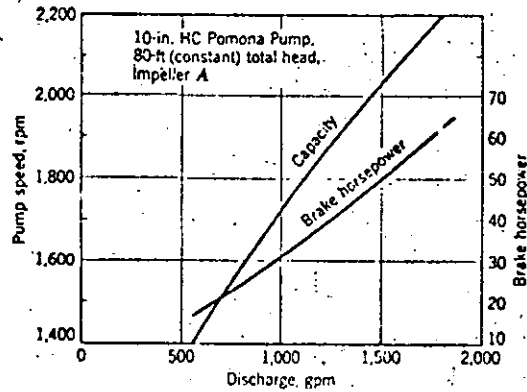
The capacity of a deep-well pump depends upon its size, speed, number of stages (impellers), type and size of impeller, and total dynamic head. When selecting pumps for a given project, manufacturers' representatives should be consulted regarding selection of the unit to ensure that pumps of proper capacity are obtained. This is important since the capacity of a well frequently is limited by the pump, and not the available yield of the pervious substratum in which the screen is set, and since a wide variety of deep-well pumps are available. However, for rough estimating purposes the following table is of use in determining the approximate maximum capacity of deep-well pumps normally available for dewatering.

Pump bowl size, in. (minimum ID of well pump will enter)	Preferred minimum ID of well, in.	Approximate maximum capacity, gpm
4	5	90
5½	6	160
6	8	450
8	10	600
10	12	1,200
12	14	1,800
14	16	2,400
16	18	3,000

86
 A rating curve for a typical 10-in. three-stage pump is shown on Fig. 3-53. The normal speed of this pump is 1,750 rpm, and the capacity at

this speed is about 1,050 gpm. However, the capacity can be increased by operating the pump at a faster speed. Pumps should be selected to operate at their normal rated speeds, realizing that some margin of safety exists because of available additional capacity at speeds greater than normal.

FIG. 3-53. Rating curves for three-stage 10-in.-high-capacity deep-well pump. (Fairbanks-Morse & Co.)



Header Pipes. Header pipes should be capable of carrying the flow from wells or wellpoints to the pumps with small head loss, since such loss directly reduces the drawdown obtainable with centrifugal pumps. Head losses to be considered are those due to velocity and friction and to enlargements, tees, elbows, valves, and other discontinuities in the line. Friction and velocity head losses can be determined from Figs. 3-43 and 3-44, respectively. Losses due to irregularities in the line can be estimated from coefficients given in hydraulic textbooks.

Header pipes commonly consist of relatively lightweight steel pipe; headers for wellpoints contain inlets for wellpoint connections at short intervals, permitting a wide range in wellpoint spacing. Locations of header pipes and pumps should be planned well in advance of construction. Headers should be installed slightly above the prevailing ground-water level and where they are accessible. They should be located on the excavation slope or a berm thereon where the depth of ground-water lowering or initial ground water precludes locating them at the top of the slope. The header of a single-stage system or lowest header of a multistage system should be located not more than about 15 ft above subgrade to ensure that proper drawdown of the ground-water level can be achieved with the vacuum available in the line.

The header pipe should be kept reasonably straight and as free as possible from discontinuities.

Discharge lines from pumps can consist of steel or aluminum pipe and should be designed to conduct the required flow with relatively small head loss since these losses add to the total pressure head and thereby reduce the capacity of the pump. In some situations it is possible to dig ditches to conduct the flow from the site. However, such ditches must be kept well back from the top of the excavation to keep from saturating the upper part of the slope; the distance necessary will depend upon the type of soil.

3-31. Control of Surface Water

In laying out a dewatering or pressure-relief system, adequate facilities should be provided for collecting and removing surface water so that the pumps cannot be flooded, resulting in failure of the dewatering system. Uncontrolled runoff also can cause serious erosion of slopes, with consequent costly repair and maintenance. Measures which can be used to control surface water include dikes, ditches, sumps and pumps, and mulching and seeding to minimize slope erosion. Factors to be considered in designing surface-water control measures include duration of construction, frequency of rainfall occurrence, intensity of rainfall and resulting runoff, size of area to be protected, and available sump storage.

The frequency of occurrence used in selecting a design storm will depend upon the duration of construction and the risk involved in failure of the dewatering or pressure-relief system. The intensity and duration of the design storm selected will depend upon the season of the year, geographical location of the site, time of concentration, and available storage. Intensity of rainfall for storms of various frequency and duration can be estimated from charts and tables in Ref. 32 when detailed rainfall data are not available.

After the rainfall rate has been selected, the rate of runoff Q_R in cubic feet per second can be computed from the following equation:

$$Q_R = C_R i A \quad (3-105)$$

where C_R = a coefficient of runoff (the imperviousness of the area expressed as a decimal)

i = maximum average rate of rainfall over drainage area, in. per hr, occurring during the time of concentration

A = area drained, acres

The value of C_R depends on the relative porosity, character, and slope of the surface. For saturated, steep excavations, C_R values of 0.7 to 0.95 are applicable.

Dikes and Ditches. Where an excavation is made in an area which drains nearby areas, a dike should be built around the top of the excavation to eliminate runoff into the excavation from the surrounding area. Sumps or combined ditches and sumps which can be utilized for storage will reduce the capacity of pumping equipment required. Dikes should be high enough to prevent the water from overtopping them and of sufficient section to withstand the head against them. The top of the dike should be at least a foot above the computed elevation of surface water to be impounded. Dikes should have a crown width of 3 to 5 ft and side slopes of 1 on 2 or 2.5.

Dikes combined with ditches can be located on excavation slopes to control runoff and reduce slope erosion. Runoff retained by dikes can be conducted to sumps in the bottom of the excavation by pipes or lined channels and then pumped out of the excavation, or the runoff retained by the dikes can be pumped out where collected on the slope. Ponding runoff on excavation slopes is somewhat risky because any overtopping of a dike could result in overtopping of all dikes at lower elevations, with resultant flooding of the excavation. Where runoff is ponded on and pumped from slopes, the slopes of the excavation should be divided into subareas enclosed by the dikes and sump pumps provided with sufficient capacity to remove the computed runoff into each subarea.

Ditches should contain ample allowance for silt, freeboard, and storage. A ditch with inadequate capacity is potentially dangerous and therefore should be conservatively designed. This is especially true of ditches located on excavation slopes. Velocities of flow must be low enough to prevent erosion, and the ditch should be large enough to reduce the amount of maintenance necessary to keep the ditch unobstructed. In silty erodible soils, ditches and dikes should be seeded to reduce erosion. Even with these precautionary measures, some maintenance can still be expected. Combined dikes and ditches on excavation slopes should be designed so that the cut for the ditch balances the fill in the dike. Dikes and ditches used to collect and store surface runoff in the excavation for Port Allen Lock, La., are shown in Fig. 3-9.

Capacity of Sumps and Pumps. The required capacity of pumps for pumping surface runoff depends upon the volume of storage available in sumps as well as the rate of runoff. For example, if no storage is available, it would be necessary to pump the runoff at the rate it enters the excavation to prevent flooding. This usually is not practical. In large excavations, sumps should be provided where practicable to reduce the required pumping capacity. The volume of sumps and their effect on pump size can be estimated from the following expression:

$$Q_D = Q_R - \frac{V}{T} \quad (3-106)$$

where Q_D = total pump capacity, cfs
 Q_R = average rate of runoff, cfs
 V = volume of sumps, cu ft
 T = duration of rainfall, hr

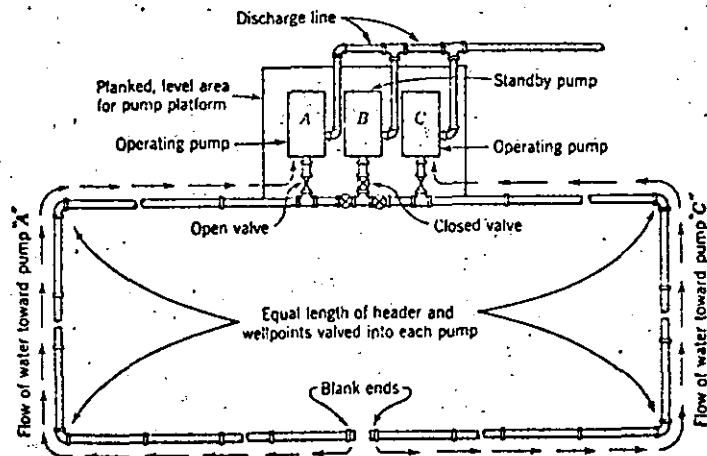
INSTALLATION AND OPERATION OF DEWATERING SYSTEMS

Successful and efficient performance of any dewatering system requires that it be properly installed and operated. Unless the system is correctly installed and operated, it may fail to accomplish the dewatering or pressure relief required, no matter how carefully the system is designed. Equally important is the selection of efficient and dependable equipment for the system being used. Some of the principal features of installation and operation of dewatering systems are presented in the following paragraphs. Additional details regarding installation, operation, and maintenance of wellpoint systems and pumping equipment may be found in sources such as Refs. 8 and 33.

3-32. Wellpoint Systems

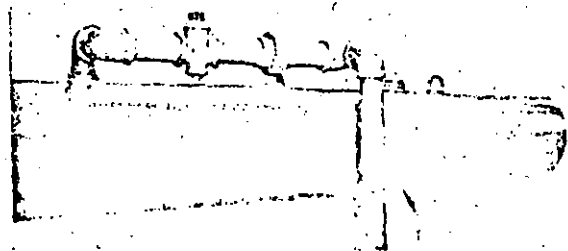
After the plan for the header, wellpoints, and pumps has been developed, the header pipe for the first stage of wellpoints should be laid. Header pipe usually consists of lightweight, plain-end steel pipe with 1½- or 2-in. plugged inlets on 2½- or 3-ft centers. The header is usually joined with *band* or Dresser couplings. The header, valves, tees, and elbows should be laid in accordance with the plan. Care should be taken to lay the header in as straight and level a line as practical. A plan of a typical wellpoint installation is shown in Fig. 3-54.

FIG. 3-54. Plan of a typical wellpoint system.



After the header is laid, half of the swing connection, shown in Fig. 3-55, should be connected to the header pipe on the spacing called for in the design. All fittings and plugs left in the header should be made tight, using a joint compound to prevent leakage.

FIG. 3-55. Swing connection and header pipe. (Moretrench Corp.)

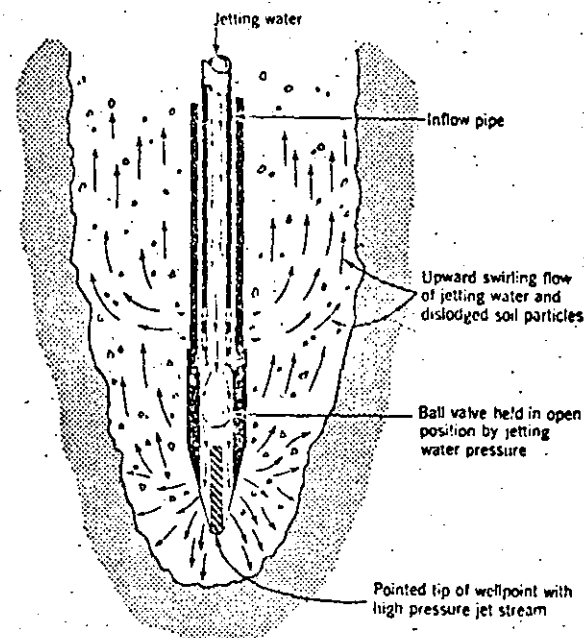


There are two basic types of wellpoints—self-jetting and plain-tip. The self-jetting type is installed by jetting it into the ground with water flowing out of the tip under high pressure. If a hole puncher is used to penetrate the ground or permit placement of a sand filter around the tip and riser, a plain-end type of point can be used. A typical self-jetting wellpoint is illustrated in Fig. 3-56.

Self-jetting wellpoints can be installed in clean medium sand quite easily. After attaching the jetting hose (usually 2-in.-diameter), the wellpoint and riser are picked up by hand or crane, held in a vertical position, and the jet water turned on. A water pressure of 50 to 60 psi is generally adequate to install a wellpoint in ordinary sand. Jet water may be supplied from either a hydrant or a jet pump. [Jet pumps are high-pressure (75- to 125-psi) pumps with capacities of 500 to 1,000 gpm (33).] The wellpoint should be allowed to sink slowly into the soil to ensure washing all fine sand and dirt out of the hole. When the wellpoint reaches final grade and before turning off the water, the two halves of the swing connection should be lined up for easy connection when the jet water is turned off and the jetting hose disconnected. No filter sand or gravel is necessary in medium sand.

Jetting wellpoints in coarse sand with gravel requires considerably more water and water pressure (125 psi) in order to carry out the heavier particles of sand and gravel. Care should be taken to ensure return of jet water to the surface, otherwise the point may "freeze" before it reaches grade. If this tends to occur, the point should be raised until circulation is restored and then slowly lowered. If the soil being penetrated is particularly gravelly, it may be necessary to supplement the jet water with a separate air or water jet at about 125 psi pressure.

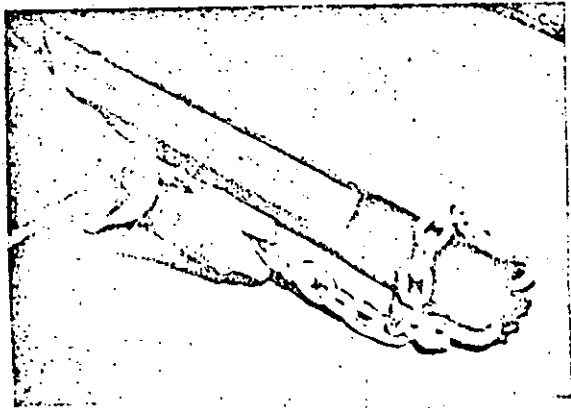
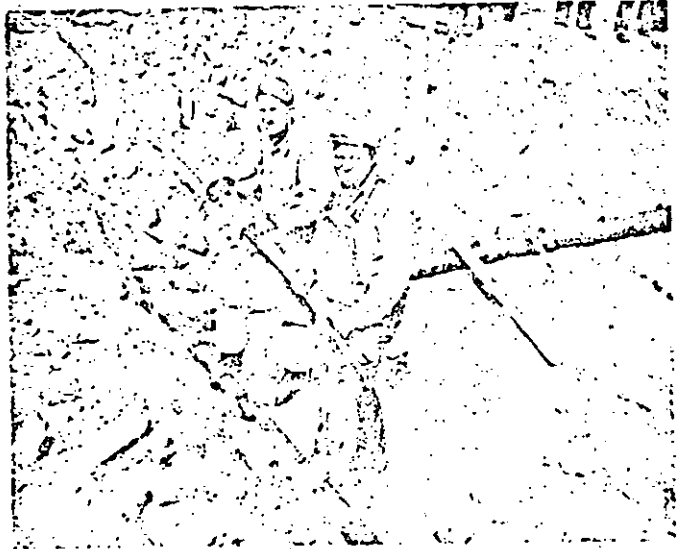
FIG. 3-56. Self-jetting wellpoint. (Griffin Wellpoint Corp.)



Proper drainage of fine and dirty sand or sandy soils containing strata of silt or clay requires placement of a filter sand around the tip and riser as shown in Fig. 3-10. This filter permits drainage of overlying pervious strata down to the wellpoint and prevents fine sand or dirt from clogging the wellpoint screen. The sand used for this filter should be clean, reasonably uniform, medium to coarse sand. Wellpoints to be jetted in this type of soil should be equipped with a jetting chain (33) or "star" (8) (Fig. 3-57); so as to create a space around the point and riser for the filter sand. After the wellpoint has been jetted to grade, the jet water should be allowed to run until the return water is practically clear. The chain or star should then be removed from the hole and the jet flow reduced so that there is only a small flow returning to the surface. The filter sand should then be tremied or poured in a continuous stream into the hole up to the water table. The remainder of the hole should be filled with silt or clay to minimize air getting into the wellpoint through the sand filter. For this method of installation to be successful, the soil being penetrated must be sufficiently stiff or firm for the hole created to stay open. If the soil is too fluid, the hole will collapse, preventing the sand filter from forming a continuous drain through the various strata to be drained.

The only positive method of placing a sand drain around a wellpoint is to first jet down an 8- to 12-in. heavy-steel casing with cutting teeth at the bottom and a removable head-piece on-the-top. The head piece is generally provided with a 2- or 2½-in. water inlet and a 1¼- or 1½-in. air inlet. The casing is jetted into the ground with water and possibly air pressure, supplied at a pressure of at least 125 psi. Where resistant

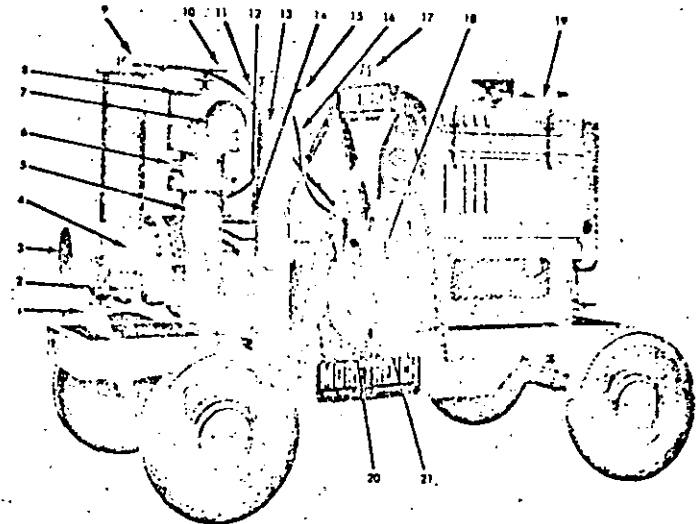
FIG. 3-57. Jetting chain and star. (Morretrench Corp. and Griffin Wellpoint Corp.)



strata are encountered, the casing is raised and dropped with the crane or it can be turned down. The casing should be installed to a depth 2 or 3 ft greater than the length of the assembled wellpoint. After the casing or sanding shell is installed to grade, the cap is removed, the wellpoint placed in the casing, the sand filter trenched or poured in, and the casing pulled. Some means should be provided to center the wellpoint in the casing to ensure that filter sand will completely surround the point.

Pumps connected to the header pipe should be regular wellpoint pumps provided with a high-capacity vacuum pump. The pumps should be set level on flooring. It is also desirable to provide some type of shelter for the pumps. Discharge pipe should be supported independently of the pump. Where a large volume of water is to be pumped or the suction lift needed is more than 15 ft, the pump suction should be set level with the header pipe, if practicable. Characteristic parts of a wellpoint pump are illustrated in Fig. 3-58.

FIG. 3-58. Characteristic parts of a wellpoint pump. (1) Alignment support with set screw; (2) clean-out quickcoupling; (3) suction connection; (4) screen box; (5) centrifugal pump; (6) connection for water supply; (7) discharge connection; (8) automatic discharge stop and check valve; (9) automatic float-valve chamber; (10) handwheel for discharge valve; (11) air intake to vacuum pump; (12) clear water lead to packing box; (13) settling tank (drain not visible); (14) water lead to settling tank; (15) air release cock; (16) clear water lead to vacuum pump; (17) balanced lifting bale; (18) V-belt pulley for vacuum pump drive; (19) engine; (20) vacuum pump; (21) double flexible coupling. (Morretrench Corp.)



3-33. Vacuum Dewatering Systems

Vacuum wellpoint systems are installed in the same manner as described in Sec. 3-32, except that more care should be taken in obtaining an airtight seal around the upper 5 ft of the riser pipe.

The wells for a deep-well vacuum system are installed as described in Sec. 3-35 except that the top of the well and the space around the riser pipe must be carefully sealed. The submersible pumps should be installed in the bottom of the wells and they should have a capacity greater than the maximum anticipated inflow. These pumps should be designed and manufactured so that they will pump out continuously all the water entering the well without surging or cavitating.

3-34. Operation of Wellpoint System

After all wellpoints have been installed and connected, the header line and all joints should be tested for leaks. Proper performance of a wellpoint system requires continuous maintenance of a steady high vacuum. The tightness of a header line can be checked by closing all pump suction lines and swing-joint shutoff valves and filling the header with water under low pressure (10 to 15 psi maximum) and checking the line for leaks. After the header line has been checked for leaks, the pump can be started. With the gate valve between the header and pump suction closed, the vacuum should rise to a steady 25 to 27 in. of mercury; if not, there must be air leaks in the pump or the moving parts are worn. After testing the pump, the gate valve may be opened and vacuum applied to the header. If the pump creates a steady vacuum of 25 in. or more in the line, it is tight; if a lower steady vacuum is obtained, there are leaks in the line. If a low, unsteady vacuum develops, it may be that the water table has been lowered near the wellpoints so that air is entering the system through one or more screens. If air is entering the wellpoints, the shutoff valves on these points should be adjusted so that water is not being pulled out of the point faster than it is entering. One method of obtaining maximum vacuum and eliminating air leaking into the well screen is to use riser pipe 25 ft or more in length.

If no air leaks are found in the wellpoints or header line, a thorough check of various parts of the pumps which might leak air should be made.

Where minor amounts of seepage or surface water enter an excavation, it may be desirable to remove this water by means of "mops" attached directly to the header pipe with a suction hose or pipe. The mop should be provided with a float and float valve which will cause the mop to open and close as needed without continuous manual attention. The mop should be surrounded with gravel or crushed stone to keep it from clogging.

3-35. Deep-well Systems

Deep wells for dewatering and relief of artesian pressures can be installed by the *reverse-rotary* method or with a bailer and casing. In the reverse rotary method the hole for the well screen and riser pipe is advanced using a bit - usually 20 to 30 in. in diameter, depending on the size of well screen and thickness of filter - a 6-in. drill stem, and a constant head of muddy water in the drill hole. Soil from the hole is removed by suction created by a centrifugal pump; the wall of the hole is stabilized by seepage forces, acting against a thin film of fine-grained soil on the wall of the hole, created by maintaining a head of water in the hole several feet above the water table. The effluent from the suction pump is discharged into a sump pit in which the sand, silt, and gravel settle out and from which muddy drilling water flows back into the hole. (No bentonitic drilling mud is needed, nor should it be used in this method of drilling.) For this method of drilling to be successful, the top of the hole or water level in the sump pit should be at least 7 ft above the water table in the sand strata being penetrated. Where the water table is higher than this amount, it may be necessary to build up for the drill rig and sump pit or lower the water table temporarily around the well location by means of temporary wellpoints jetted into place.

Holes for deep wells can also be made by the bailer-and-casing method. The churn-drill method of drilling is not recommended for dewatering wells. For certain conditions it may be feasible to jet in a 4- or 6-in. well casing to the required depth, install a slightly smaller screen in the casing, and then pull the casing. In this latter method, it is not possible to place a filter around the screen.

Holes for deep wells should be drilled vertically so that the screen and riser can be installed straight and plumb. A vertical straight well is necessary to install a turbine pump properly.

The well screen and riser should be provided with guides which will center the assembly in the hole and hold it in place while the filter is placed. After the screen is lowered to grade, the filter, if one is to be placed, should be tremied in. The tremie pipe should be 4 to 6 in. in diameter and should be provided with $\frac{1}{16}$ - to $\frac{3}{32}$ -in.-wide slots. The tremie pipe should be filled with filter gravel while resting on the bottom of the hole. The tremie should then be slowly raised, keeping the tremie pipe full of filter gravel at all times, until the filter is 5 to 10 ft above the top of the screen. If a temporary casing is used, the filter gravel should be placed in increments not to exceed 2 ft. The tremie and casing should be raised in increments approximately equal to increments of the filter gravel. After the filter is placed, the well should be promptly surged and pumped until the water is clear and free of sand. The capacity of each

well should also be checked by measuring the flow and corresponding drawdown.

The type of pump used in deep wells will depend on the design of the system. They can be pumped with centrifugal, submersible, or vertical turbine pumps. Of course, the amount of drawdown obtainable with a centrifugal pump is limited by available suction lift. Therefore it is usually considered advisable to use submersible or deep-well turbine pumps in order to obtain more drawdown at the wells.

After the wells are developed and pumped until free of sand and the discharge is clear, they can be connected to a common suction header and connected to a centrifugal pump, or the turbine pumps can be installed and connected to a discharge line or ditch outside of the excavation. Care should be taken to set the impellers of turbine pumps in accordance with the manufacturer's instructions.

3-36. Collector and Discharge Systems

Suction header pipe and discharge pipes should be carefully laid and supported where necessary over soft ground and at changes in alignment. Valves should be maintained in good operating condition. All header and discharge pipe should be positively protected against breakage by construction equipment, particularly at ramp and road crossings.

Water from the dewatering and surface-water pumps should be conveyed away from the excavation by means of discharge lines, or by ditches where ground, topography, and surface drainage permit.

3-37. Control of Performance

On large dewatering or pressure-relief jobs, it is worthwhile installing some piezometers to measure the water table and/or any artesian pressure at significant locations so that the system can be operated as necessary for construction conditions and to check the adequacy and efficiency of the dewatering system. Piezometer readings should be plotted and analyzed as the operation proceeds. Gauges are normally installed on the vacuum pumps or header lines, and deep wells provided with some means of measuring the water level in each well. It is also advisable to set up some means to measure the discharge from the wellpoint system or wells. Other information which may be of value to obtain is the radius of influence of the dewatering operation, the temperature of the ground water, and the elevation of any nearby streams. Prior to the start of any large-scale dewatering operation it is desirable to check the level of nearby wells that may be affected and the condition and elevation of any buildings immediately adjacent to the project; these items should also be checked during and at the end of dewatering operations.

Evaluation of collected data will be useful in detecting malfunctioning

pumps; clogged wellpoints or screens; the need for cleaning screens, wells, header, or discharge pipe; and correcting any faulty operation before construction operations are impeded or the excavation or foundation damaged.

NOTATIONS

A	area through which seepage is passing, drainage area, or radius of a circular group of wells
A_D	cross-section area of sand drain
A_e	equivalent radius of a group of wells
a'	spacing of wells or sand drains
B	distance between two lines of wells
b	width of drainage slot
b_1	half width of rectangular array of wells
b_2	half length of rectangular array of wells
C	Hazen-Williams factor relating to friction loss in pipes
C_R	coefficient of runoff
c	constant of integration, or clay content of soil
D	thickness of homogeneous isotropic aquifer
D_{10}	effective grain size
d'	thickness of a pervious stratum
E	distance well is located from center of circle of influence
E_A	extra-length factor
F, F_p	factor for computing drawdown at any point due to a group of wells with circular source of seepage
F_c	factor for computing drawdown at center of a group of wells with circular source of seepage
F_w	factor for computing drawdown at a well in a group of wells with circular source of seepage
F', F'_p	factor for computing drawdown at any point due to a group of wells with line source of seepage
F'_c	factor for computing drawdown at center of a group of wells with line source of seepage
F'_w	factor for computing drawdown at a well in a group of wells with line source of seepage
G	correction factor for a partially penetrating well
GWL	ground water level
GWT	ground water table
g	acceleration of gravity
H	height of water table (initial) or piezometric surface
H'	drawdown
H_a	average head loss in header pipe to pump intake
H_f	screen entrance loss, or filter and screen entrance loss
H_r	friction head loss in riser pipe
H_s	friction head loss in well screen
H_v	velocity head loss in well
H_w	total hydraulic head loss in well or wellpoint
h	head at a specific point
h'	height of free discharge above water level in well
h_m	maximum head landward from a line of drainage wells

h_B	head midway between last two wells in a finite line of wells
h_c	head at center of a group of wells
h_D	maximum head landward from a drainage slot or line of wells
Δh_D	maximum head landward from a line of wells above head at wells
h_e	head at a drainage slot, or average head at a line of wells
h_m	head midway between wells
Δh_m	head midway between wells above that at a well
h_n	head in a gravity drainage slot, or at equivalent drainage slot simulating a line of wellpoints or sand drains
h_p	head at point P
h_r	height of free discharge above water level in drainage slot
h_w	head at well or sand drain
Δh_w	drawdown at well in a line of wells below head (h_r) at an equivalent drainage slot
h_{w_j}	head at well j in a system of n wells
I	electric current
i	hydraulic gradient of water table, or maximum average rate of rainfall over drainage area
i_e	electrical gradient between electrodes
k	coefficient of permeability of homogeneous isotropic aquifer
\bar{k}	transformed coefficient of permeability
k_D	vertical coefficient of permeability of a sand drain
k_e	coefficient of electroosmotic permeability
k_H	horizontal coefficient of permeability
k_V	vertical coefficient of permeability
L	distance from drainage slot, well, or line of wells or wellpoints to a line source of seepage
L_G	distance from drainage slot to change from gravity to artesian flow
L_j	distance from well j to source of seepage
L_r	distance from river to riverside toe of cofferdam
L_s	base width of cofferdam
l	half the distance between two parallel drainage slots or lines of wells
M	height of pump intake above base of aquifer
MSL	mean sea level
N_e	number of equipotential drops in a flow net
N_f	number of flow channels in a flow net
n	number of wells in system or group
n_e	number of equipotential drops from drainage exit to point
Q	rate of flow to a fully penetrating drainage slot per unit length of slot, or rate of seepage flow through area A
Q_D	total pump capacity for surface runoff, or rate of flow to a sand drain
Q_e	flow to well in an electroosmotic drainage system
Q_p	rate of flow to a partially penetrating drainage slot per unit length of slot
Q_r	rate of surface runoff
Q_T	total flow to a dewatering system
Q_w	flow to a well
Q_{w_i}	flow to i th well
Q_{w_j}	flow to well j
Q_{w_p}	flow to a partially penetrating artesian well
q	flow per unit length of vertical flow net
R	radius of influence of well
\bar{R}	distance from well to change from artesian to gravity flow
R_i	radius of influence of i th well

R_j	radius of influence of well j
r	distance from well to point P
r'	distance from image well to point P
r_i	distance from i th well to point P
$r_{i,j}$	distance from well i to well j
r_w	radius (effective) of a well
r_{w_j}	radius (effective) of well j
S_i	distance from point P to image well i
$S_{i,j}$	distance from well j to image well i
s	height of bottom of well above bottom of aquifer
T	duration of rainfall
t	depth of water in well, or time
V	vacuum at pump intake, or volume of sumps
v	velocity of flow in riser pipe
W	effective depth of penetration of a drainage slot or well into aquifer
\bar{W}	penetration of a drainage well or slot required to obtain an effective penetration of W in a stratified aquifer
z	length of a drainage slot
y	distance from drainage slot to a specific line
y_1	distance from riverside toe of cofferdam to effective source of seepage
y_2	distance from landside toe of cofferdam to drainage slot or line of wells
Γ	gamma function
λ	extra-length coefficient for flow to a partially penetrating drainage slot
u_e	uplift factor for artesian wells or wellpoints
u_m	midpoint uplift factor for artesian wells or wellpoints

REFERENCES

1. Neholine, Ross: Ground Dewatering for Construction, *Engineering News-Record*, vol. 132, p. 479 (Apr. 6, 1944).
2. Leliavsky, S.: Modern Dewatering Methods in Irrigation Problems, *The Engineer*, July 27, 1956.
3. Terzaghi, K., and R. Peck: *Soil Mechanics in Engineering Practice*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1948.
4. Casagrande, Leo: Electro-osmotic Stabilization of Soils, *Journal of the Boston Society of Civil Engineers*, January, 1952.
5. Ship Construction Basins of Thin Concrete, *Engineering News-Record*, vol. 131, p. 152 (July 15, 1943).
6. Thoresen, S. A.: Shield Driven Tunnels near Completion under the Scheldt at Antwerp, *Engineering News-Record*, vol. 110, p. 827 (June 29, 1933).
7. Tschobortrioff, G.: *Soil Mechanics, Foundations, and Earth Structures*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1951.
8. *The Wellpoint System in Principle and Practice*, Griffin Wellpoint Corporation, New York, 1950.
9. Investigation of Underseepage and Its Control, Lower Mississippi River Levees, *Waterways Experiment Station TM 3-424*, Vicksburg, Miss., October, 1956.
10. Investigation of Underseepage, Mississippi River Levees, Alton to Gale, Ill., *Waterways Experiment Station TM 3-430*, Vicksburg, Miss., April, 1956.
11. Munaur, Charles I.: Laboratory and In-situ Permeability of Sand, *Transactions, American Society of Civil Engineers*, vol. 123, p. 858 (1958).
12. Dupuit, J.: *Études théoriques et pratiques sur le mouvement des eaux*, 1863.

13. Forchheimer, P.: *Über die Ergiebigkeit von Brunnen-Anlagen und Sickerschlitzen, Die Architekten- und Ingenieur-Verein, Hannover, vol. 32, no. 7 (1886).*
14. Chapman, T. G.: *Groundwater Flow through a Bank, Geotechnique, The Institution of Civil Engineers, London, March, 1957.*
15. Barron, R. A.: *The Efficiency of Landside Top Drains in Controlling Foundation Seepage and Uplift, thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1952.*
16. Chapman, T. G.: *Groundwater Flow to Trenches and Wellpoints, Journal of the Institution of Engineers, Australia, October-November, 1956.*
17. Casagrande, A.: *Seepage through Dams, Contributions to Soil Mechanics, Boston Society of Civil Engineers, 1910.*
18. Taylor, D. W.: *Fundamentals of Soil Mechanics, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1948.*
19. Barron, R. A.: *Transformations for Flow Net Construction, Proceedings, Second International Conference in Soil Mechanics, Rotterdam, vol. 7 (1948).*
20. Engeland, F.: *On the Theory of Multiple-well Systems, paper dedicated to Prof. A. E. Bretting, Jan. 17, 1958.*
21. Muskat, M.: *The Flow of Homogeneous Fluids through Porous Media, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1937.*
22. Kozeny, J.: *Theorie und Berechnung der Brunnen, Wasserkraft und Wasserwirtschaft, Munich, vol. 28 (1933).*
23. Babbitt, H. E., and D. H. Caldwell: *The Free Surface around and Interference between Gravity Wells, Engineering Experiment Station Bulletin Series, no. 374; University of Illinois, Urbana, Ill., 1948.*
24. Hall, H. P.: *An Investigation of Steady Flow toward a Gravity Well, La Houille Blanche, January-February, 1955.*
25. Boreli, M.: *Free-surface Flow toward Partially Penetrating Wells, Transactions, American Geophysical Union, vol. 36, no. 4 (August, 1955).*
26. Forchheimer, P.: *Hydraulik, Teubner Verlagsgesellschaft, mbH, Stuttgart, 1930.*
27. Dachler, R.: *Einige Bemerkungen zur Grundwasserabsenkung mittels Brunnengruppen, Wasserkraft und Wasserwirtschaft, Munich, vol. 19, no. 21 (1924).*
28. Siehardt, W., and W. Kyrieleis: *Grundwasserabsenkungen bei Fundamentarbeiten, Berlin, 1930.*
29. Petersen, J., C. Rohwer, and M. Albertson: *Effect of Well Screens on Flow into Wells, Transactions, American Society of Civil Engineers, vol. 120 (1955).*
30. *Control of Underseepage by Relief Wells, Trotters, Mississippi, Waterways Experiment Station TM 3-341, Vicksburg, Miss., April, 1952.*
31. Maclean, D. J., and D. W. Rolfe: *Soil Drainage by an Electrical Method, Civil Engineering, London, vol. 40 (1945); Road Abstracts, vol. 12, no. 207 (1945).*
32. *Handbook of Culvert and Drainage Practice, Arisco Drainage & Metal Products, Inc., Middletown, Ohio, 1948.*
33. *General Instructions for the Installation and Operation of Moretrench Pumps and Wellpoint Systems, Moretrench Corporation, Rockaway, N.J., 1954.*

RESUMEN DE CONDICIONES PARA APLICACION DE FORMULAS

SIMBOLOGIA

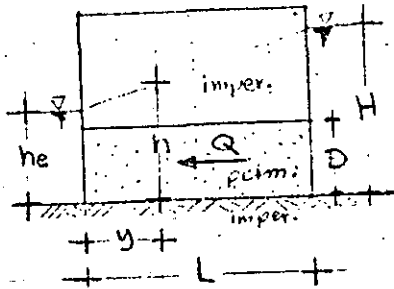
FUENTE	Circular (C)	FLUJO	Artesiano (A)	CAPTACION	Ranura simple (R1)	PENETRACION	Total (T)
	Lineal simple (L1)		Gravitacional (G)		Ranura doble (R2)		Parcial (P)
	Lineal doble (L2)		Mixto (M)		Hilera de pozos pta. (H)		
					Pozo único (U)		
					Gpo. asimétrico de pzo. (Ga)		
					Gpo. simétrico de pozos (Gs)		

R a n u r a s				
Fórmula No.	Fuente	Flujo	Captación	Penetración
1	L1	A	R1	T
2	"	G	"	"
3	"	M	"	"
4	"	A	"	P
5	"	G	"	"
6	L2	A	"	T
7	"	G	"	"
8	"	M	"	"
9	"	A	"	P
10	"	G	"	"
11	"	A	R2	"
12	"	G	"	"
13	L1	A	H	T
14	"	"	"	P
15	"	G	"	T
16	"	"	"	P

P o z o s				
Fórmula No.	Fuente	Flujo	Captación	Penetración
17	C	A	U	T
18	"	"	"	P
19	"	G	"	T
20	"	"	"	P
21	"	M	"	T
22	L1	A	U	"
23	"	G	"	"
24	C	A	Ga	"
25	"	G	"	"
26	L1	A	"	"
27	"	G	"	"
28	C	A	Gs	"
29	"	G	"	"
30	L1	A	"	"
31	"	G	"	"

FORMULAS

1 (L1, A, R1, T)



$$Q = \frac{k D x}{L} (H - h_e) \quad 1a$$

$$H - h = \frac{L - y}{L} (H - h_e) \quad 1b$$

Q = gasto, m³/seg

k = coef. de permeabilidad, m/seg

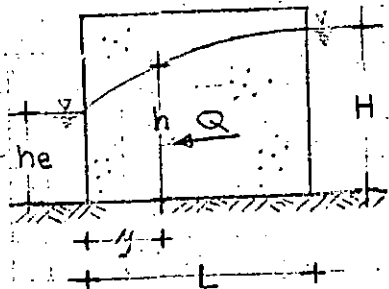
x = ancho del flujo en un punto perpendicular al papel, m = sigue geometría del problema M.

6 (L2, A, R1, T)

H, h, he, D, y, L

Multiplicar Q de la 1a) por 2

2 (L1, G, R1, T)



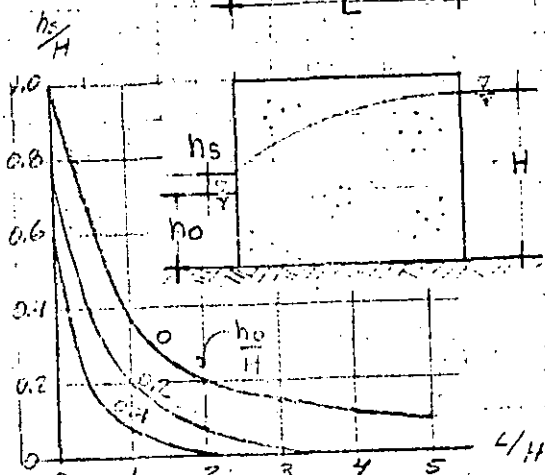
$$Q = \frac{k x}{2L} (H^2 - h_e^2) \quad 2a$$

$$H^2 - h^2 = \frac{L - y}{L} (H^2 - h_e^2) \quad 2b$$

aplicable para $\frac{L}{H} > 2$ y $\frac{h_e}{H} > 0.3$

en caso contrario aplicar:

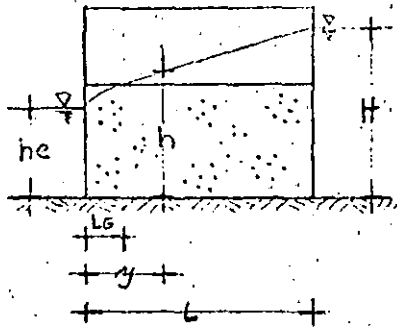
$$H^2 - h^2 = \frac{L - y}{L} [H^2 - (h_o + h_s)^2] \quad 2c$$



7 (L2, G, R1, T)

Multiplicar Q de la 2a) por 2

3 (L1, M, R1, T)



$$Q = \frac{kx(zDH - D^2 - he^2)}{2L} \quad 3a$$

para $y \leq LG$:

$$h = \sqrt{\frac{y}{L}(D^2 - he^2) + he^2} \quad 3b$$

para $y \geq LG$

$$h = \left(\frac{H-D}{L-LG}\right)(y-LG) + D \quad 3c$$

y cuando hay corrección por descarga libre:

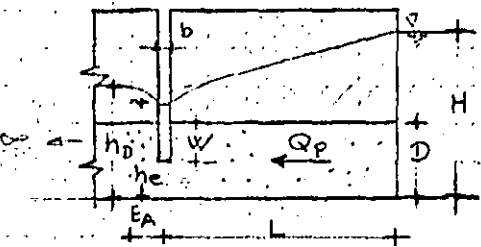
para $y \leq LG$

$$h = \sqrt{D^2 - \left(\frac{LG-y}{LG}\right)[D^2 - (h_o + h_s)^2]}$$

8 (L2, M, R1, T)

Multiplicar Q de la 3a) por 2:

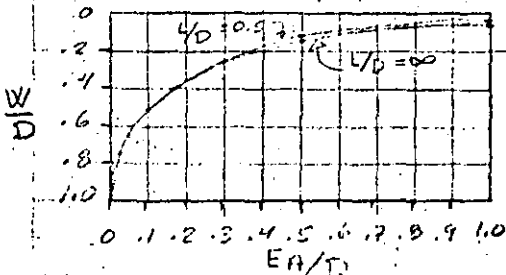
4 (L1, A, R1, P)



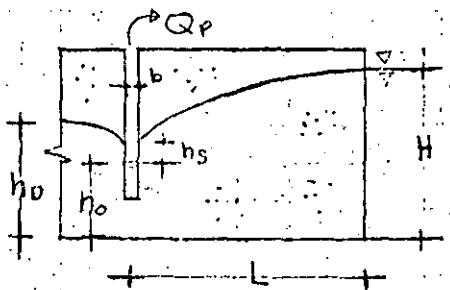
$$Q_p = \frac{kDx(H - he)}{L + EA} \quad 4a$$

$$h_D = \frac{EA(H - he)}{L + EA} + he \quad 4b$$

b, se considera = 0



5 (L1, G, R1, F)



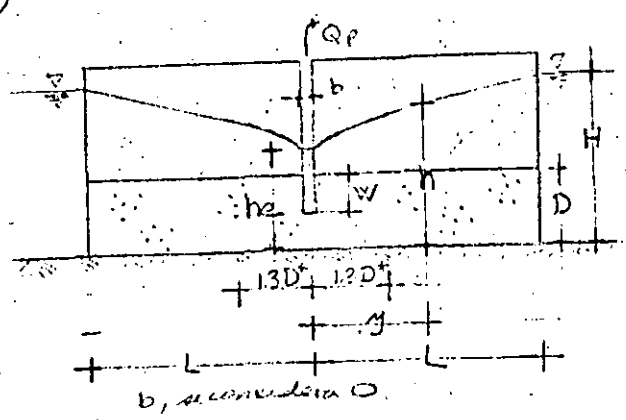
$$Q_p = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_o}{H}\right) \frac{kx}{2L} (H^2 - h_o^2) \quad 5a$$

$$h_D = h_o \left[\frac{1.48}{L} (H - h_o) + 1 \right] \quad 5b$$

ambas ecuaciones son válidas para $H/H > 3$

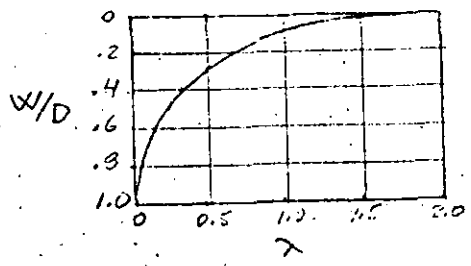
b, se considera 0

9. (L2, A, R1, P)



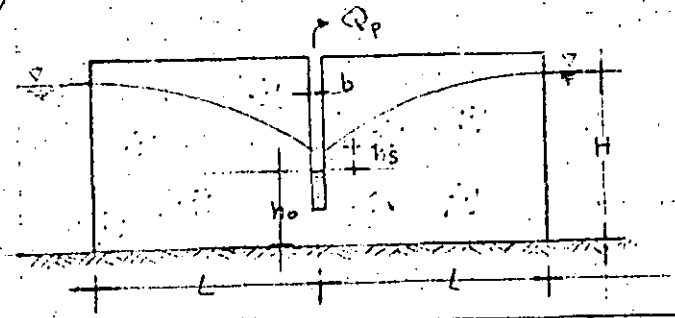
$$Q_p = \frac{2k_c \cdot D \cdot x \cdot (H - h_e)}{L + \lambda D} \quad \text{--- 9a}$$

$$h = h_e + (H - h_e) \frac{\lambda + \lambda D}{L + \lambda D} \quad \text{--- 9b}$$



+ Resto del ancho es 1.3D en superficie, geometría es normal

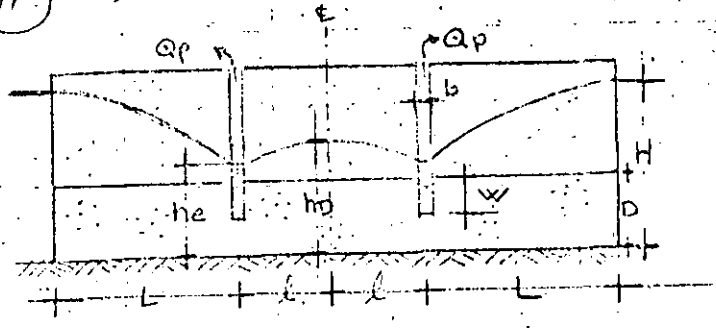
10. (L2, G, R1, P)



$$Q_p = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_o}{H}\right) \frac{k_x}{L} (H^2 - h_o^2) \quad \text{--- 10}$$

Ecuação válida para $L/H > 3$

11. (L2, A, R2, P)

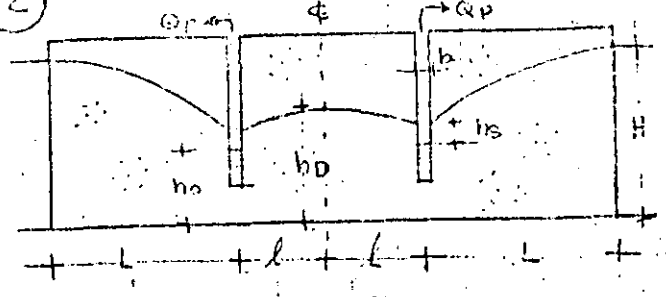


$$Q_p = \frac{k D x (H - h_e)}{L + EA} \quad \text{--- (11a)}$$

$$h_D = \frac{EA (H - h_e)}{L + EA} + h_e \quad \text{--- (11b)}$$

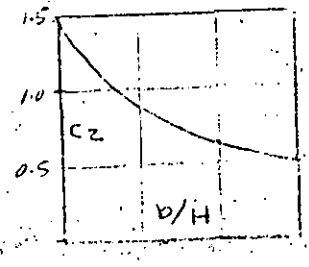
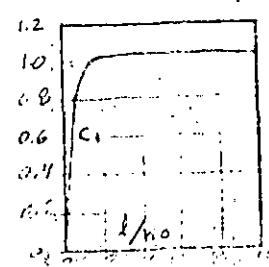
(ver fórmula 4)

12. (L2, G, R2, P)

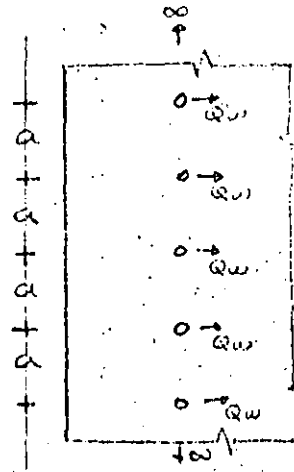


$$Q_p = \left(0.73 + 0.27 \frac{H - h_o}{H}\right) \frac{k_x}{L} (H^2 - h_o^2) \quad \text{--- (12a)}$$

$$h_D = h_o \left[\frac{C_1 C_2}{L} (H - h_o) + 1 \right]$$



(13) (L, A, H, T)



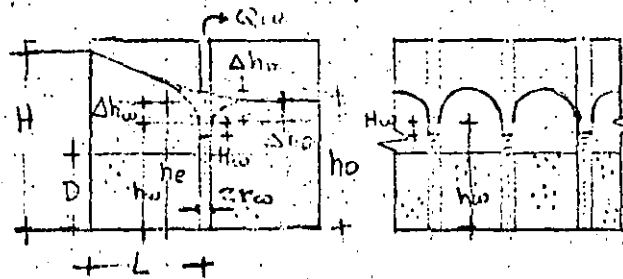
$$H - h_e = \frac{Q_w L}{k D a} \quad (13a)$$

$$\Delta h_w = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (13b)$$

$$H - h_w = \frac{Q_w}{k D} \left(\frac{L}{a} + \frac{1}{2\pi} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \right) \quad (13c)$$

$$\Delta h_m = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{\pi r_w} \quad (13d)$$

$$H - h_m = \frac{Q_w}{k D a} - 0.11 \frac{Q_w}{k D} \quad (13e)$$



$$\Delta H_D = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{a}{2\pi r_w} \quad (13f)$$

(14) (L, A, H, P)

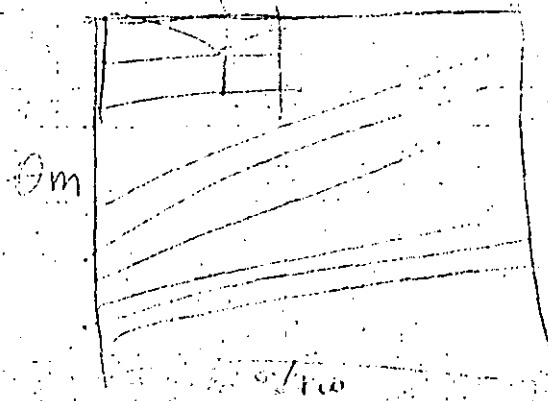
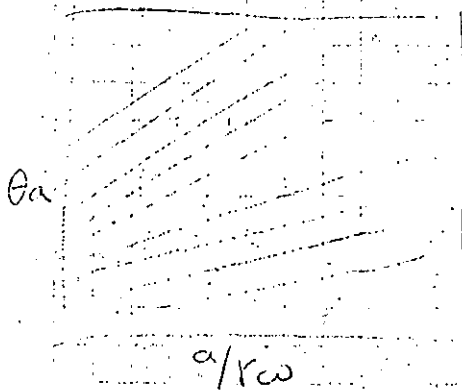
$$\Delta h_w = \frac{Q_w \theta_a}{k D} \quad (14a)$$

$$H - h_w = \frac{Q_w}{k D} \left(\frac{L}{a} + \theta_a \right) \quad (14b)$$

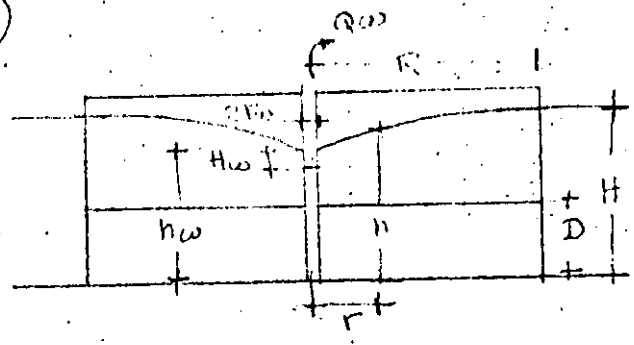
$$\Delta h_m = \frac{Q_w \theta_m}{k D} \quad (14c)$$

$$H - h_m = \frac{Q_w}{k D} \left(\frac{L}{a} + \theta_a - \theta_m \right) \quad (14d)$$

$$\Delta H_D = \frac{Q_w \theta_a}{k D} \quad (14e)$$



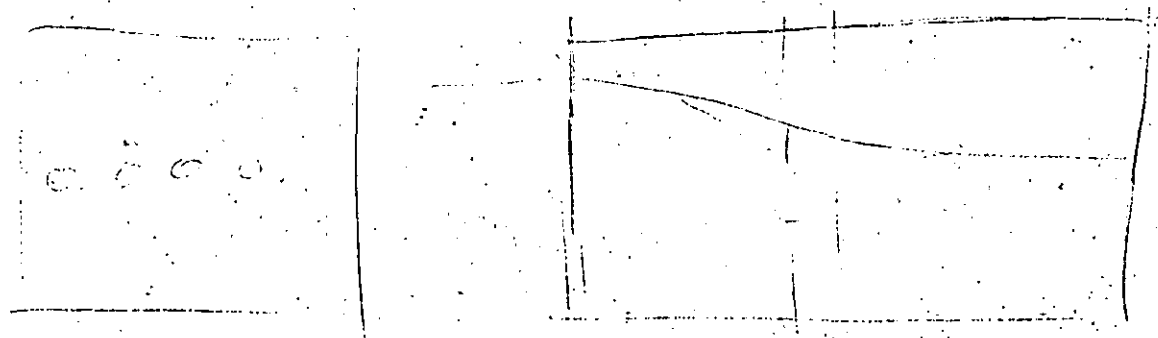
(17)



$$Q_w = \frac{2\pi k D (H - h_w)}{\ln (R/r_w)}$$

$$h = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{r}{r_w} + h_w$$

$$H - h = \frac{Q_w}{2\pi k D} \ln \frac{R}{r}$$



$$H^2 - h_e^2 = \frac{2Qwl}{ka} \tag{15a}$$

$$\Delta h_w^2 = h_e^2 - h_w^2 = \frac{Qw}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi rw} \tag{15b}$$

$$H^2 - h_w^2 = \frac{2Qwl}{ka} + \frac{Q}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi rw}$$

$$\Delta h_m^2 = \frac{Qw}{\pi k} \ln \frac{a}{\pi rw}$$

$$H^2 - h_m^2 = H^2 - h_w^2 - \Delta h_m^2$$

$$\Delta h_D^2 = \frac{Qw}{\pi k} \ln \frac{a}{2\pi rw}$$

$$H^2 - h_D^2 = H^2 - h_w^2 - \Delta h_D^2$$

1911

1912

1913

1914

1915

1916

1917

1918

1919

1920

1921



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y
SISTEMAS DE BOMBEO

ANEXO-MATERIAL

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

OCTUBRE, 1984

C. A. ...

A. ...

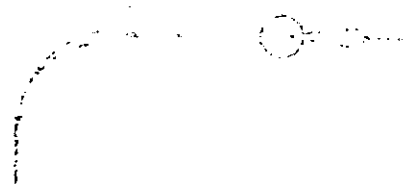
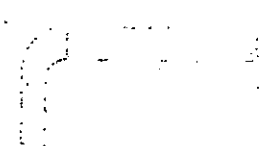
... ..



... ..



A. ...



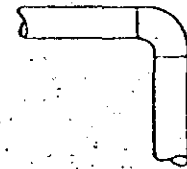
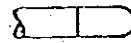
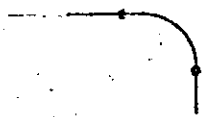
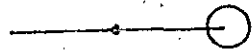
A. ...

... ..

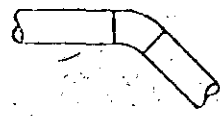
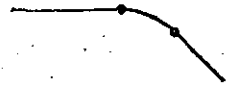
CONEXIONES SOLDABLES

UNIFILAR

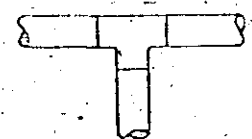
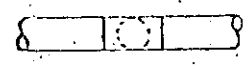
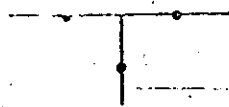
DOBLE LINEA



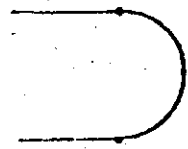
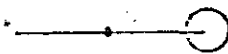
CODO DE 90° ESTANDAR



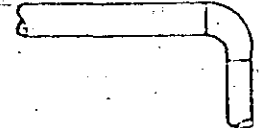
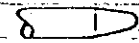
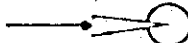
CODO 45°



TEE



CODO EN "U" 0-180°



CODO DE REDUCCION

INGENIERIA INTEGRAL

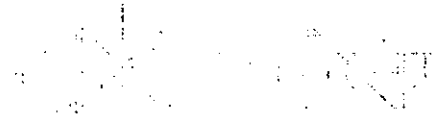
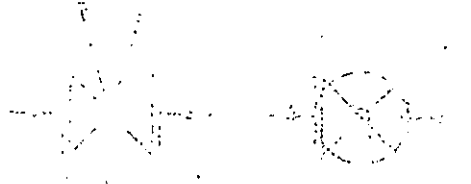
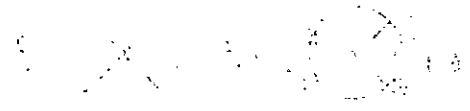
CONEXIONES SOLDABLES
Simbología

N O R M A

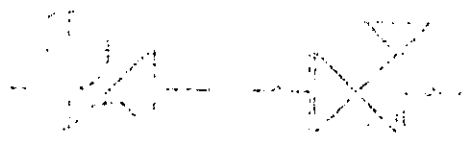
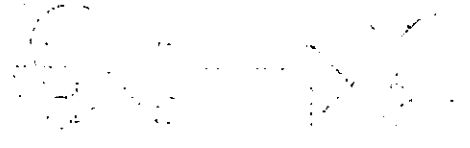
5603

HOJA DE

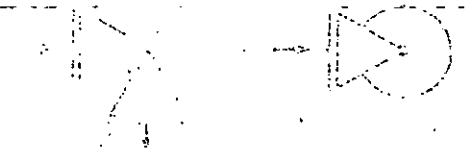
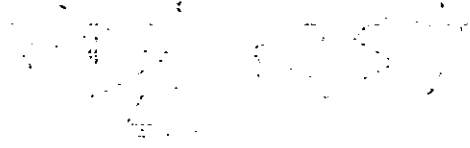
1950



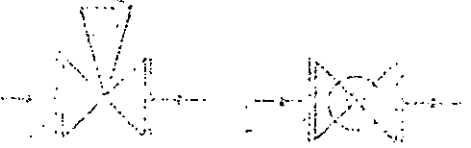
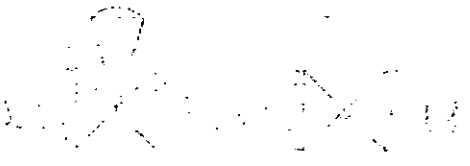
1951



1952



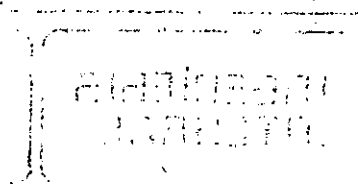
1953



1954



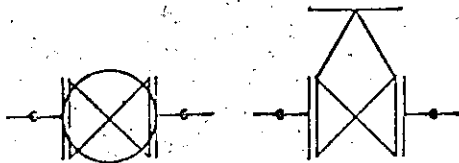
1955



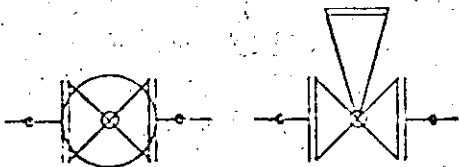
V A L V U L A S

U N I F I L A R

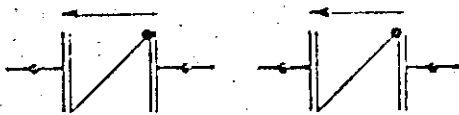
L I N E A D O B L E



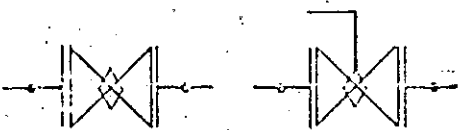
COMPUERTA



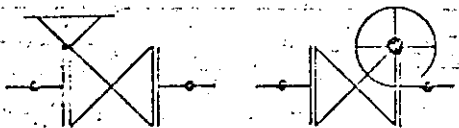
GLOBO



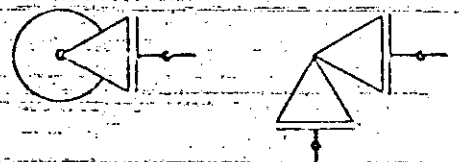
CHEKC



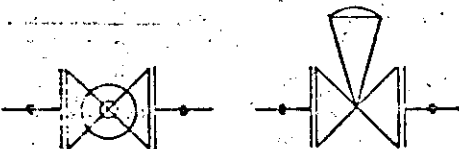
MACHO
(operada con llave sencilla)



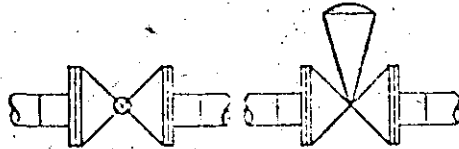
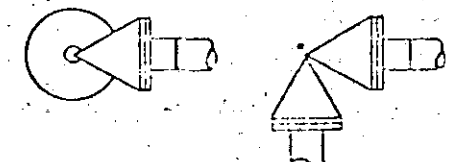
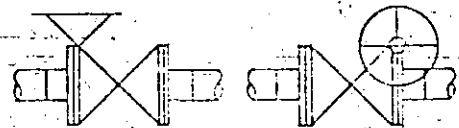
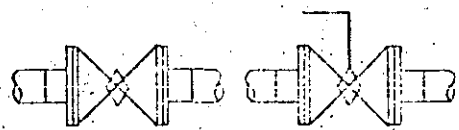
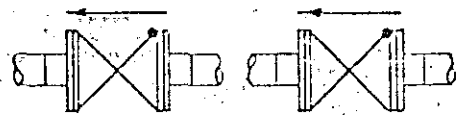
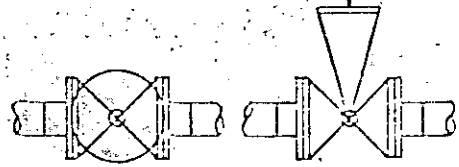
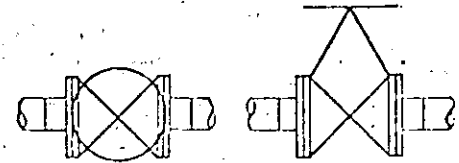
MACHO
(operada con engrane sencillo)



DE RELEVO



DE CONTROL



THE UNIVERSITY OF CHICAGO

PHYSICS DEPARTMENT

PHYSICS 350

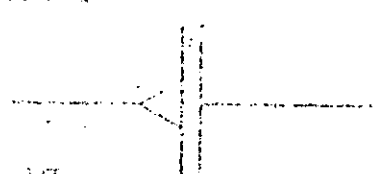
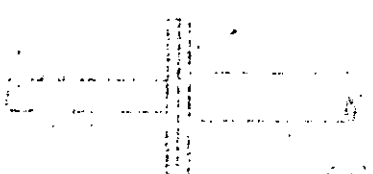
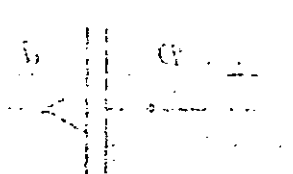
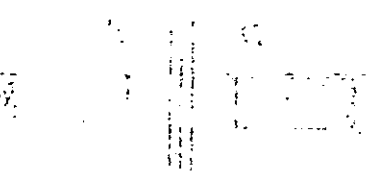
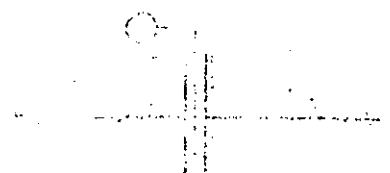
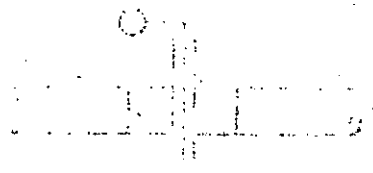
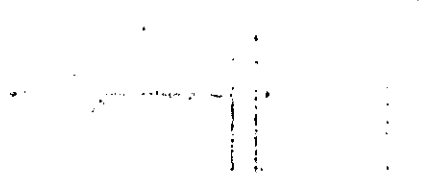
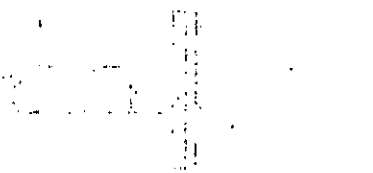
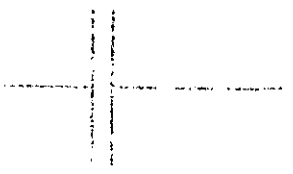
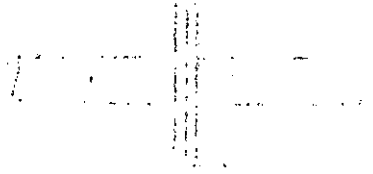
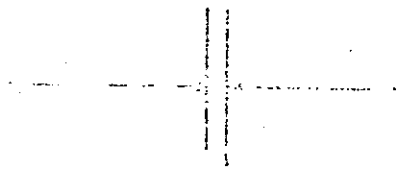
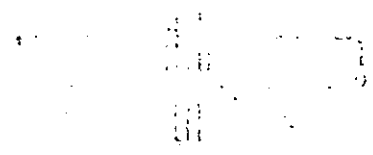
PROBLEM SET 1

DATE: _____

NAME: _____

PROFESSOR: _____

STUDENT ID: _____



PHYSICS 350
 PROBLEM SET 1
 DATE: _____
 NAME: _____

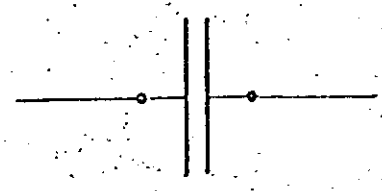
PROFESSOR: _____
 STUDENT ID: _____

STUDENT ID: _____

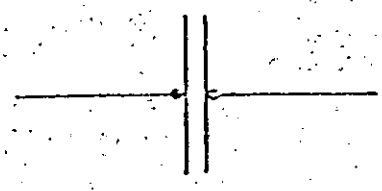
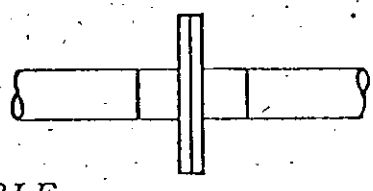
B R I D A S

U N I F I L A R

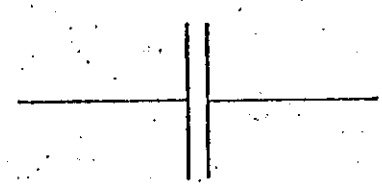
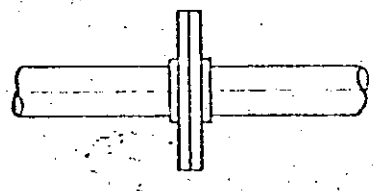
L I N E A D O B L E



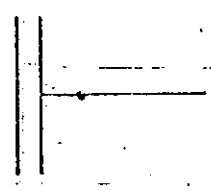
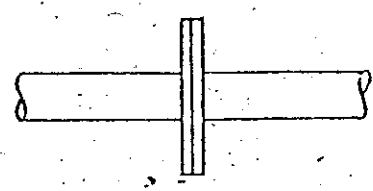
CUELLO SOLDABLE



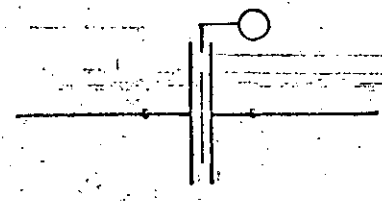
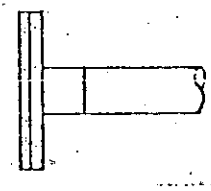
DEZLIZABLE



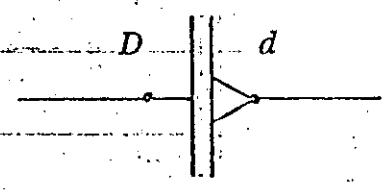
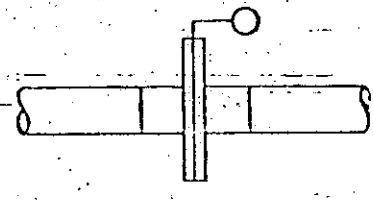
ROSCADA



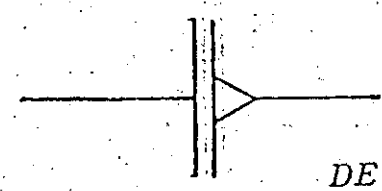
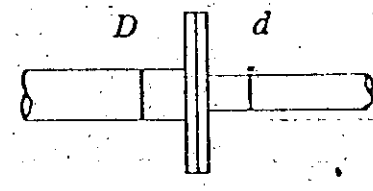
CIEGA



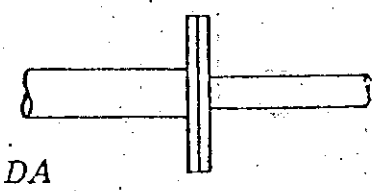
DE ORIFICIO



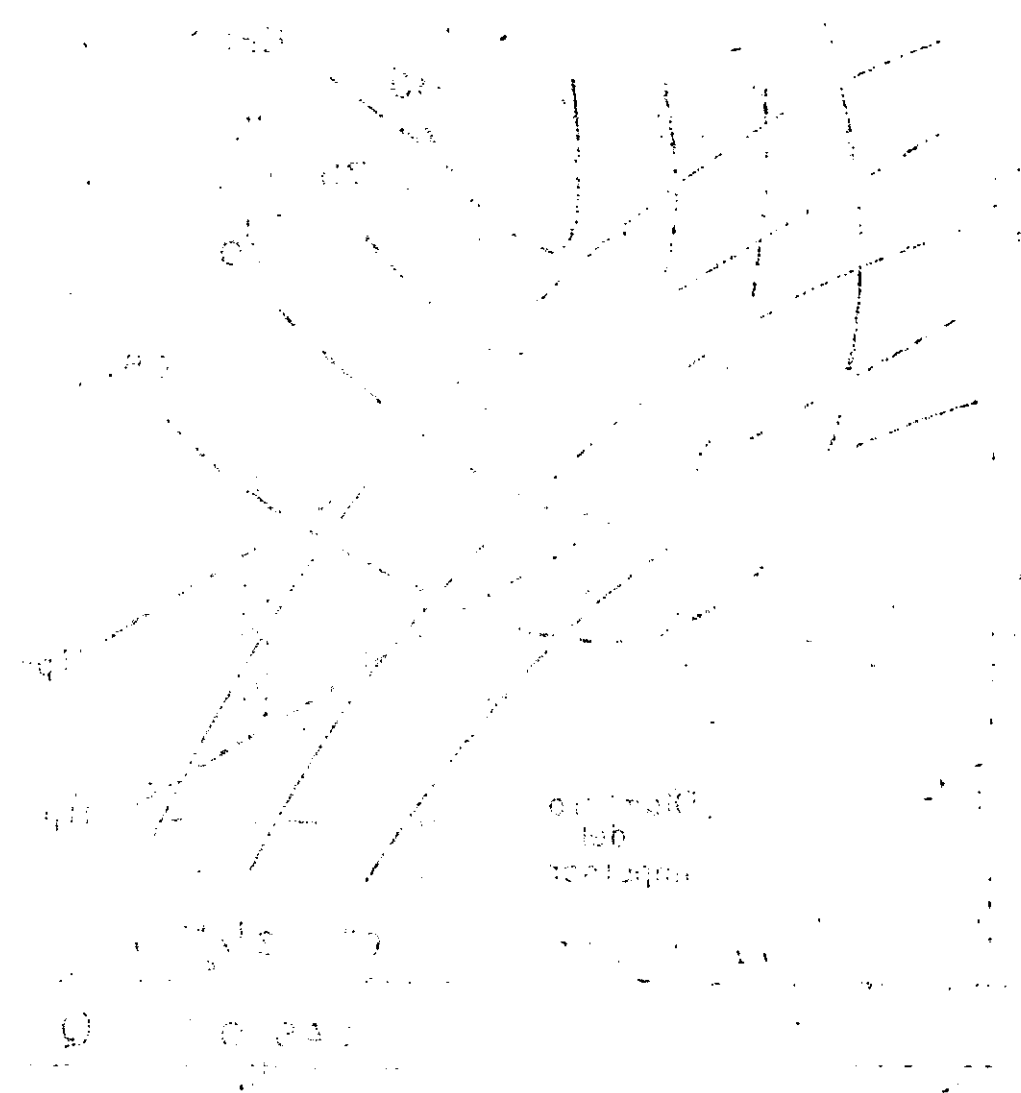
DE REDUCCION SOLDABLE



DE REDUCCION ROSCADA



H
A
I
T
I
A



0.1
0.2
0.3

0.4
0.5
0.6

0.7
0.8
0.9

1.0
1.1
1.2

1.3
1.4
1.5

1.6
1.7
1.8

1.9
2.0
2.1

2.2
2.3
2.4

2.5
2.6
2.7

2.8
2.9
3.0

3.1
3.2
3.3

3.4
3.5
3.6

3.7
3.8
3.9

4.0
4.1
4.2

4.3
4.4
4.5

4.6
4.7
4.8

4.9
5.0
5.1

5.2
5.3
5.4

5.5
5.6
5.7

5.8
5.9
6.0

6.1
6.2
6.3

6.4
6.5
6.6

6.7
6.8
6.9

7.0
7.1
7.2

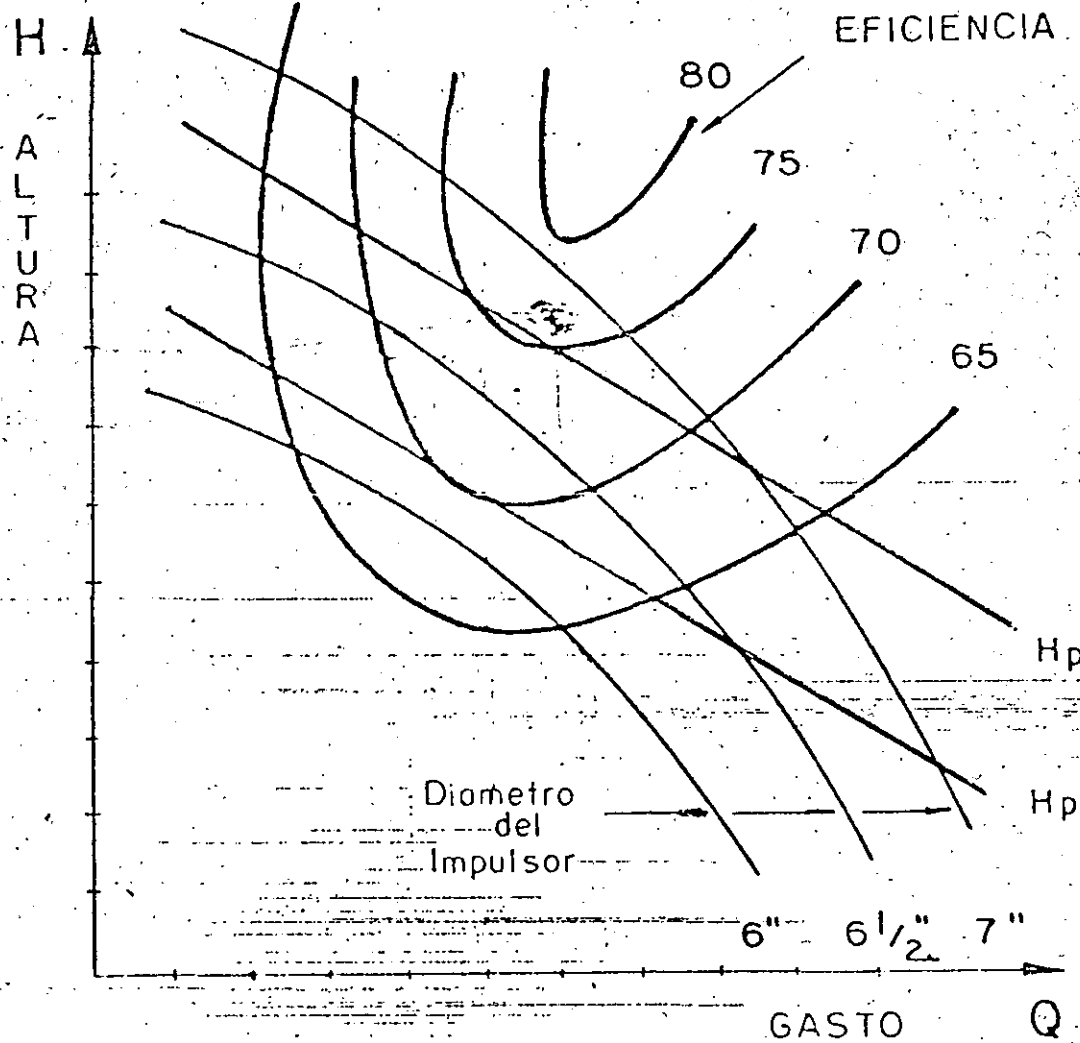
7.3
7.4
7.5

7.6
7.7
7.8

7.9
8.0
8.1

8.2
8.3
8.4

8.5
8.6
8.7



304 10 10
MEXICO CITY
W. HOO
VALLEY, CALIFORNIA
MEXICAN NATIONAL
DIVE BUYS IN COASTAL AND INTERIOR
SERVICES UNIT MEXICO

STATION
THREE IDENTIFICATION
SERVICES UNIT MEXICO

304 30 30
MEXICAN NATIONAL
AT MEXICO
VALLEY, CALIFORNIA
MEXICAN NATIONAL
DIVE BUYS IN COASTAL AND INTERIOR
SERVICES UNIT MEXICO

304 40 40
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 50 50
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 60 60
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 70 70
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 80 80
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 90 90
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 10 10
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 20 20
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 30 30
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 40 40
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

304 50 50
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT
MEXICAN NATIONAL
SERVICES UNIT

DIRECTORIO DE ALUMNOS DEL CURSO SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA

Y SISTEMAS DE BOMBEO SEPTIEMBRE - OCTUBRE DE 1984.

1. CARLOS A. FLORES RUIZ
PROFESOR
FAC. DE ING.
UNAM
CALLE A -40 NO.32
ALIANZA POPULAR REV.
COYOACAN
04800 MEXICO, D.F.
677 91 25
2. JOSE LUIS AMIGO PONT
CIFSA CONSULTORES
PETEN 543
VERTIZ-NARVARTE
B. JUAREZ
03650 MEXICO, D.F.
575 25 11
REFORMA 1595
LOMAS
M. HIDALGO
11000 MEXICO, D.F.
520 21 00
3. MANUEL I. BARRERA CRUZ
BOMBAS SUMINISTROS Y EQUIPOS, S.A. DE C.V.
AV. EDO. DE MEX. 302 DESPACHO 305
FRACC. JACARANCAS
TLALNEPANTLA, EDO. DE MEX.
398 53 33
5 DE MAYO NO.44
AMPLIACION PROVIDENCIA
AZCAPOTZALCO
02440 MEXICO, D.F.
4. ENRIQUE CAMPERO MARIN
EQUIPOS PARA CLIMAS, S.A.
MOLIERE 321
POLANCO
11560 MEXICO, D.F.
4565 67 al 69
Av. Coyoacán 880-301
Valle
Coyoacán
03100 MEXICO, D.F.
575 26 95
5. ROBERTO C. CASTAÑEDA CHAVEZ
D. D. F.
F. S. T. DE MIER Y FCO. DEL PASO Y TRONCOSO
JARDIN BALBUENA
V. CARRANZA
15900 MEXICO, D.F.
542 86 83
EDIF. 64 A 301
U. LINDAVISTA
G.A. MADERO
07720 MEXICO, D.F.
587 57 09
6. GERMAN CASTILLO AGUILAR
SUMMA INGENIERIA, S.A.
5110205
NORTE 90 # 5415
GERTRUDIZ SANCHEZ
G.A. MADERO
07830 MEXICO, D.F.
760 36 50
7. CELERINO CRUZ GARCIA
DIR. GRAL. DE CONST. Y O. HIDRAULICA
NARCIZO MENDOZA 12
AVILA CAMACHO
M. HGO.
MEXICO, D.F.
294 18 40
ALZATE 20-1
ST. MA. LA RIBERA
COAHUILTEPEC
06400 MEXICO, D.F.
541 11 96

def 10

322 08 00
DE BUREAU D'INVESTIGATION DE MEXICO
LE TEX DE LA LETTRE
COMMISSION FEDERAL DE VOTES Y ELECTORAL
CANTON DE MEXICO

213 38 21
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL

211 02 00
MEXICO
LE TEX DE LA LETTRE
DE LA COMMISSION
FEDERAL DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

212 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL

213 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL

214 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL

215 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO
DEPARTAMENTO DE JUSTICIA
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL

210 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

211 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

212 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

213 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

214 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

215 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

216 00 00
MEXICO
COMISION FEDERAL
DE ELECTORAL
Y PROCESOS ELECTORALES
CANTON DE MEXICO

8. ROBERTO CRUZ SOLIS
IMP
AV. DE LOS 100 METROS NO. 152
MEXICO, D.F.
567 91 00 EXT. 20538
GUERRERO 6
SAN CRISTOBAL ECATEPEC
MEXICO
9. SERGIO DOMINGUEZ MORENO
S A R H
KM. 7 CARR. SAN FELIPE DEL PROGRESO
ATLACOMULCO, MEX.
2 01 64
SAMUEL LOPEZ SIERRA 21
COL. FOVISSTE
50450 MEXICO
2 05 00
10. MARIO ALBERTO DURAN RUIZ
ELECTROCONSTRUCTORA
LEIBNITZ NO. 34-4° PISO
ANZURES
MEXICO, D.F.
514 19 94
MANZANA 42 LOTE 18 AND. 5
J. ROSAS
IZTACALCO
MEXICO, D.F.
11. JAIME ESPINOSA LARRAÑAGA
DIR. GRAL. DE CONST. Y OPE. HIDRAULICA
S. A. ABAD NO. 231
OBRERA
MEXICO, D.F.
588 31 21
CALLEJON DE SAN MARCOS 14
TLALPAN
MEXICO, D.F.
12. RAUL FERNANDEZ LOPEZ
DIR. GRAL. DE CONST. Y OPE. HIDRAULICA
SISTEMA CENTRO A.P.
DEPTO. DEL D. F.
DR. PASCUA 75
DOCTORES
CUAUHTEMOC
MEXICO, D.F.
578 98 37
13. MIGUEL GARCIA CLEMENTE
D. D. F.
D. G. C. O. H.
NTE. 200 Y AV. TEXCOCO
PEÑON DE LOS BAÑOS
MEXICO
571 68 63
SUR 18 A No. 12
AGRICOLA ORIENTAL
IZTACALCO
08500 MEXICO, D.F.
763 22 61
14. LAURA GARFIAS CASADERO
BOMBAS Y MOTORES DE MEX.
BUCARELI 108-E
CENTRO
CUAUHTEMOC
06040 MEXICO, D.F.
512 32 57
CCUENCA 45-11
ALAMOS
B. JUAREZ
MEXICO, D.F.
696 25 35
15. CARLOS GONZALEZ GONZALEZ
COMISION ESTATAL DE AGUAS Y SANEAMIENTO
FELIX GUZMAN 10
EL PARQUE, NAUCALPAN, EDO. MEX.
358 68 99
AV. 519. # 211
SECC I-II
G.A. MADERO
07920 MEXICO, D.F.
760 83 67

16. CECILIO HERNANDEZ HERNANDEZ
GRUPO IPESA
AV. SAN LORENZO 153-6° PISO
VALLE
B. JUAREZ
575 40 77

CALLE NTE.-45
OLIVAR DEL CONDE
A. OBREGON
01400 MEXICO, D.F.
680 01 53

17. MARIO LEYRA PALAFOX
D. G. C. O. H.
S.A. ABAD NO. 231
OBRERA
MEXICO, D.F.
761 88 44 EXT. 2006

3er. Anillo de Circunvalación
Casas Alemán
G.A. Madero
07580
México, D.F.
781 94 37

18. JOSE A. MOCTEZUMA LOPEZ
D. D. F.
DIR. GRAL. DE CONST. Y O.H.
S.A. ABAD NO. 231
OBRERA
CUAUHTEMOC
MEXICO, D.F.
578 29 68

Nte. 92 B No. 8520
Esmeralda
G.A. Madero
07540 México, D.F.
781 73 29

19. JORGE L. MORALES IBÁÑEZ
D. G. C. O. H.
S. AN. ABAD 231
COL. OBRERA
CUAUHTEMOC
MEXICO, D.F.
515 83 60

Coahuila 221-26
Roma
Obregón
México, D.F.
515 83 60

20. JOSE F. MORATILLA MELENDEZ
DIR. GRAL. DE CONST. Y OPE. H.
SAN. A. ABAD 231
OBRERA
MEXICO, D.F.
588 33 24

BARRANQUILLA 61
OBSERVATORIO
M. HGO.
11860 MEXICO, D.F.
516 20 09

21. DIDIER NIVON SOLIS
GRUPO IPESA
S. LORENZO 15306° PISO
VALLE
B. JUAREZ
MEXICO, D.F.
559 17 76

AGUASCALIENTES 5
ROMA SUR
CUAUHTEMOC
MEXICO, D.F.
574 44 80

22. JOSE A. NUÑEZ GONZALEZ
IPESA
SAN LORENZO 153-6° PISO
VALLE
MEXICO, D.F.

NTE. 180 # 664
PENSADOR MEXICANO
V. CARRANZA
15510 MEXICO, D.F.
760 06 95

23. ABEL LOPEZ GARCIA
DIR. GRAL. DE OBRAS
AV. REV. 2045
CIUDAD UNIVERSITARIA
MEXICO
550 57 68

PROLONG. SANTIAGO MANZANA "B" L.1
AMPLIACION GPE. PROLETARIA
07670 MEXICO, D.F.
392 59 10

208 10 30
04100 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

208 10 30
04100 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

208 10 30
MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

208 10 31
00000 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

208 10 31
00000 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 01
MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 02
MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 02
00000 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 03
MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 03
00000 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 04
MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

000 10 04
00000 MEXICO'D.E.
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000
00000000

24. RENE R. OLIVARES PARRA
DIE. GRAL. DE OBRAS
AV. 2045 REVOLUCION
UNAM
550 57 68

ROSA DE CASTILLA 171
MOLINO DE ROSAS
A. OBREGON
01470 MEXICO, D.F.

25. ENRIQUE POBLETE RODRIGUEZ
COMISION ESTATAL DE AGUA Y SANEAMIENTO
FELIX GUZMAN 10
EL PARQUE
MEXICO, D.F.
358 66 31

OTE. 60 # 2903
COL. AMP. ASTURIAS
CUAUHTEMOC
0850 MEXICO, D.F.
538 47 82

26. RAFAEL RIVERA ARANDA
SAHOP
IZAZAGA 89-4° PISO
CUAUHTEMOC
MEXICO, D.F.
585 69 66

EMMA 108
NATIVITAS
MEXICO, D.F.
03500 MEXICO, D.F.
579 50 22

27. ERNESTO ROMERO REA
DIR. GRAL. DE C. O. H.
AV. RIO CHURUBUSCO 1285
SAN JOSE ACULCO
IZTAPALAPA
MEXICO, D.F.
657 29 05

CALLE E NO.6
JARDINES DE CASA NVA.
ECATEPEC, EDO. DE MEX.

28. JOSE L. ROQUE GAYOSSO
SEDUE

CALLE CHOLULA MZNA. 109 LOTE 151
SAN FELIPE DE JESUS
G.A. MADERO
07510 MEXICO, DF

29. RODOLFO RUIZ CORTES
UAS
ANGEL FLORES Y RIVA PALACIOS
CULIACAN, SIN.

ESCOBEDO 338 PTE.
CULIACAN, SIN.

30. ARTURO SALINAS MAYORGA
DIR. GRAL. DE CON. Y O. H.
D.D.F.
DR. PASCUA 75
DOCTORES
CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
578 98 37

GOROSTIZA 26
MORELOS
CUAUHTEMOC
06000 MEXICO, D.F.
578 98 37

31. ESPERANZA SEGOVIANO AGUILAR
FACULTAD DE ING.
UNAM
MEXICO, D.F.

GOMEZ FARIAS 152
DEL CARMEN
COYOACAN
MEXICO, D.F.
554 95 95

32. EDGAR R. VILLAMIL FUENTES
AGENCIAS ECLIPSE, S.A.
AV. VERACRUZ 80
ROMA
CUAUHTEMOC
06700 MEXICO, D.F.
286 46 44

CENTENARIO 25 BIS 4
DEL CARMEN
COYOACAN
04100 MEXICO, DF.
568 10 20

SECRET
MEXICO

COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO

SECRET
MEXICO

SECRET
MEXICO
COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO

SECRET
MEXICO
COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO
COMINTEL MEXICO

33. MIGUEL A. VILLASEÑOR CARDOZA
CIA. DE LUZ Y FZA. DEL CENTRO, S.A.
MELCHOR OCAMPO 171
MEXICO, D.F.
592 06 34

MANUEL F. SOTO NO. 164
CONST. DE LA REP.
G. A. MADERO
MEXICO, d.f.
07460 MEXICO, D.F.
577 00 20

34. F. DANIEL ZUÑIGA ORTIZ
COMISION PLAN NAL. HIDRAULICO
CALLE TEPIC 40
ROMA
MEXICO, D.F.
574 85 07

CORREGIDORA 2
VISITACION, EDO. MEX.

