Directorio de Profesores del Curso

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO 1981

1. Ing. Federico Alcaraz Lozano
Director
Grupo Ingeniería Integral, S. A.
Adolfo Prieto No. 430
México 12, D. F.
536 03 29 536 37 70

2. Ing. Alberto Aldama Rodríguez
Gerente de Proyecto
SOTTEC Ingenieros S. A.
Patricio Saenz 1747 Despacho B-102
Col. del Valle
México 12, D. F.
524 75 54

3. Ing. César Cruz Carrillo
Asesor Técnico
Manufacturera Fairbank Morse
Av. Río Lerma 108
Tlalnepantla, Estado de México
565 16 00 ext. 14

4. Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
Gerente General
Ingeniería y Proyectos Ejecutivos S. C.
Patricio Saenz 710-102
México 12, D. F.
5 23 75 87

5. Ing. Jaime Revilla Fajardo
Gerente de Ingeniería de Aplicación
Faibank Morse, S. A. de C. V.
Av. Cuauhtémoc 1338 - 2°piso
México 13, D. F.
559 12 33 ext. 142 559 02 76

6. Dr. Gilberto Sotelo Avila
Director General
SOTTEC Ingenieros, S. A.
Patricio Saenz 1747-B-102
México 12, D. F.
524 03 38

7. Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín del Campo
Asesor Técnico
I C A
Minería 145 Edif.C ent. 2 1er. piso
México 18, D. F.
516 04 60 ext. 393

8. Ing. Octavio Velasco Sánchez
Jefe del Departamento de Derivaciones
Dir. Gral. de Obras Hidráulicas para el Desarrollo Rural
Subdirección de Proyectos
S A R H
Plaza de la República No. 31 5° piso
México 4, D. F.
5 66 95 26

9. Ing. Jorge Amezcua García
Jefe del Departamento de Electromecánica
Subdirección de Mantenimiento
Departamento del Distrito Federal
San Antonio Abad 231 Mex. 8, D. F.
588 06 83 588 22 48

10. Ing. J. Antonio Marín Renovato
Gerente Gral de Ventas Nacionales
Worthington de México
Poniente 140 # 859
Col. Ind. Vallejo
México 16, D. F.
567 51 00

Selección y Operación de Bombas de Agua y Sistemas de Bombeo

1 9 8 1

Fecha	Tema	Hora	Profesor
13 de julio	Problemas de Bombeo de Agua	18 a 21 h	Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín del Campo
14 de julio	Hidráulica de los Sistemas de Bombeo	18 a 21 h	M. en I. Gilberto Sotelo Avila
15 de julio y 16 "	Tipos de Bombas	18 a 21 h	Ing. Jaime Revilla Fajardo
17 de julio	Especificaciones y Detalles de Construcción de Bombas Centrífugas	18 a 21 h	Ing. Jaime Revilla Fajardo
20 de julio y 21 "	Funcionamiento de las Bombas Centrífugas	18 a 21 h	Ing. Jaime Revilla Fajardo
22 de julio y 23 "	Pruebas para Bombas Centrífugas (Visita a la Planta - Manufacturera Fairbanks Morse, S. A.)	9 a 13 h	Ing. César Cruz Carrillo
22 de julio 23 "	Motores	18 a 21 h	Ing. Jorge Amezcua García
24 de julio	Bombas para Pozos Profundos	18 a 21 h	Ing. Jaime Revilla Fajardo
27 de julio	Plantas de Bombeo	18 a 21 h	Ing. Octavio Velasco Sánchez
28 de julio	Bombeo y Almacenamiento	18 a 19:30 h	Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
28 de julio	Sistemas de Medición de Gastos	19:30 a 21 h	Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
29 de julio	Aplicaciones Prácticas de Bombeo	18 a 21 h	Ing. Federico Alcaraz Lozano
30 de julio	Factores Principales para la Selección y Adquisición - de Bombas	18 a 21 h	Ing. J. Antonio Marín Renovato
31 de julio	Bombas de Baja Carga (Propela y Flujo Mixto)	18 a 21 h	Ing. J. Antonio Marín Renovato
3 de agosto	Golpe de Ariete en Sistemas de Bombeo	18 a 21 h	M. en I. Alberto Aldama Rodríguez

4 de agosto	Operación y Mantenimiento	18 a 21 h	Ing. Jorge Amezcua García
5 de agosto	Instalación de Suministro de Energía Eléctrica	18 a 19:30 h	Ing. Jorge Amezcua García
5 de agosto	Aspectos Económicos y Financieros	19:30 a 21 h	Ing. Jorge Amezcua García
	Clausura		

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
INSTITUTO DE INGENIERIA U.N.A.M.

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA

Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín
Del Campo

JULIO, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

CONTROL DE FILTRACIONES EN EXCAVACIONES BAJO EL NIVEL FREATICO

Ing. Enrique Tamez G.

Con frecuencia es necesario excavar a profundidades abajo del nivel freático para construir una cimentación; cuando ésto 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 más 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

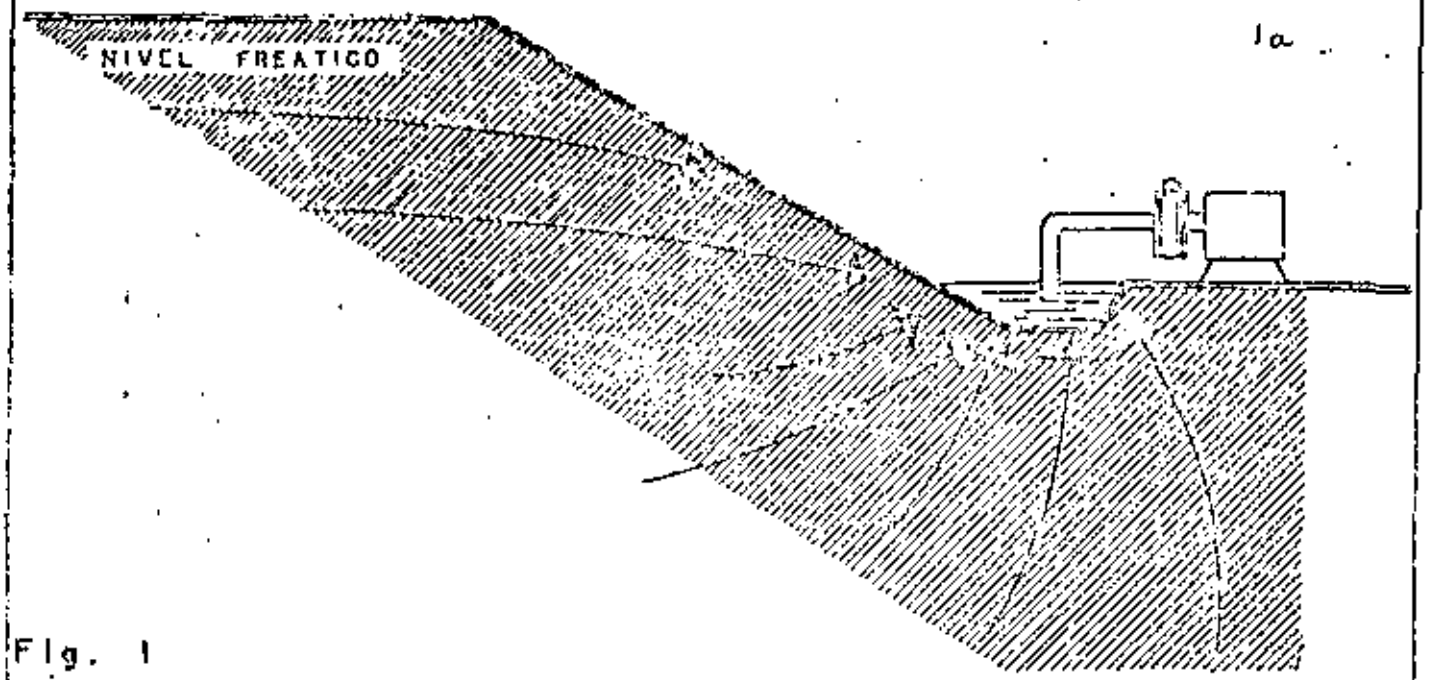


Fig. 1

FILTRACIONES HACIA EL INTERIOR DE UNA EXCAVACION EN TALUD.

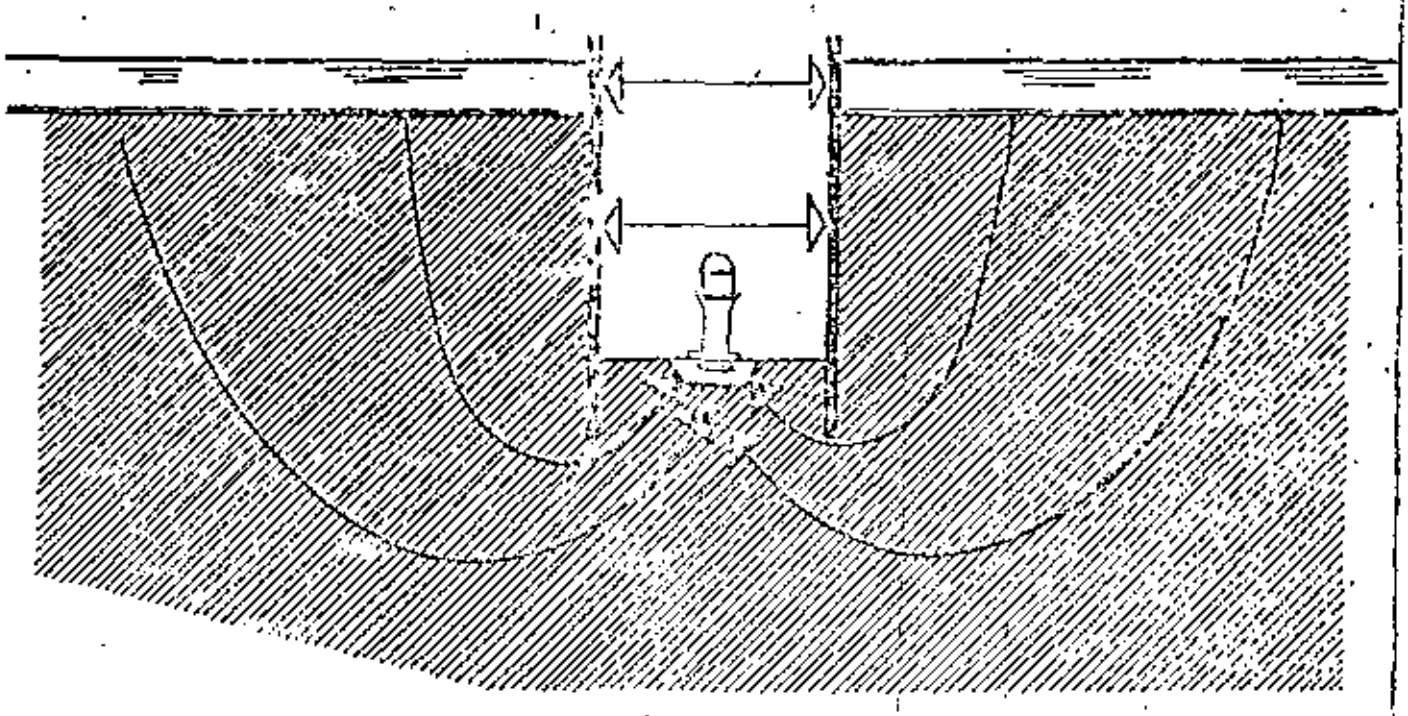


Fig. 2

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 enumeran 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

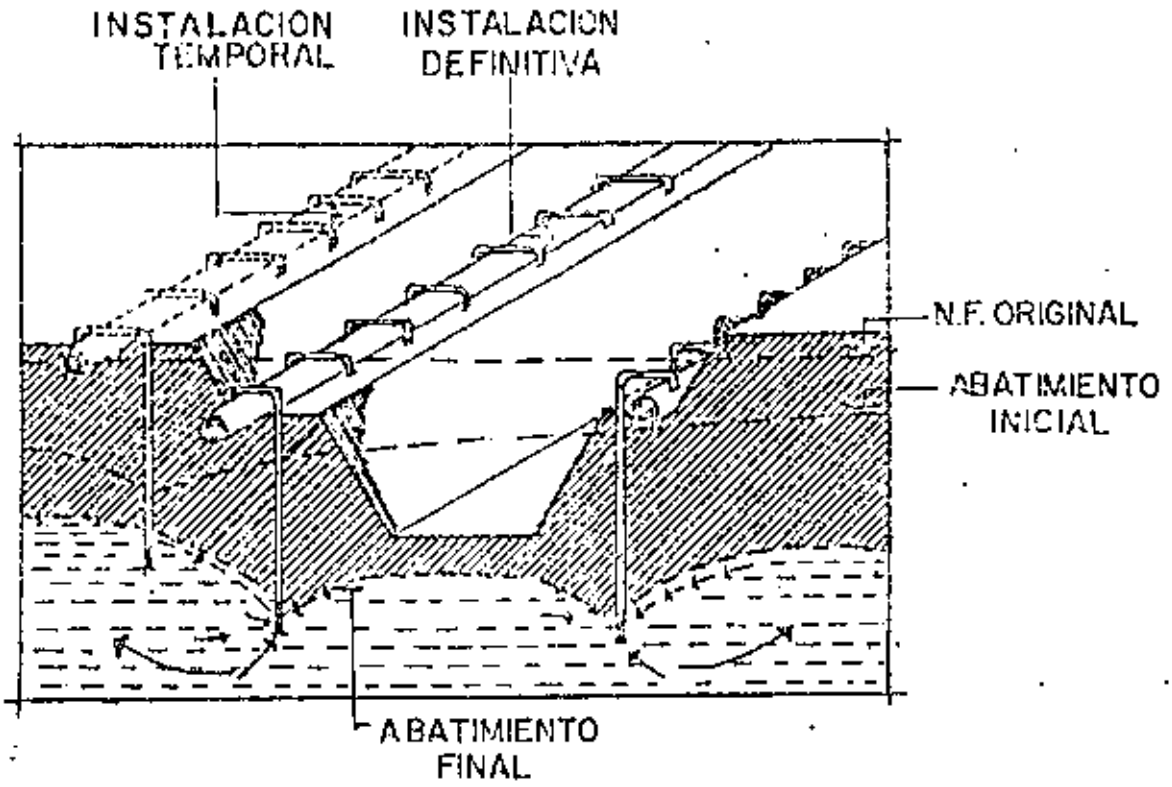
b) Sistema combinado de gravedad y vacío.

c) Sistema combinado de bombeo y electrósmosis.

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.



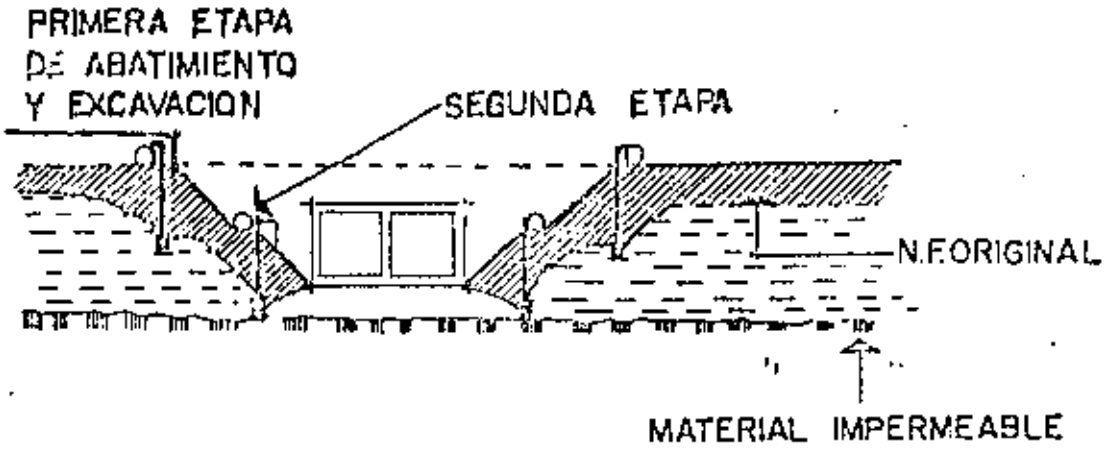


FIG. 3

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-

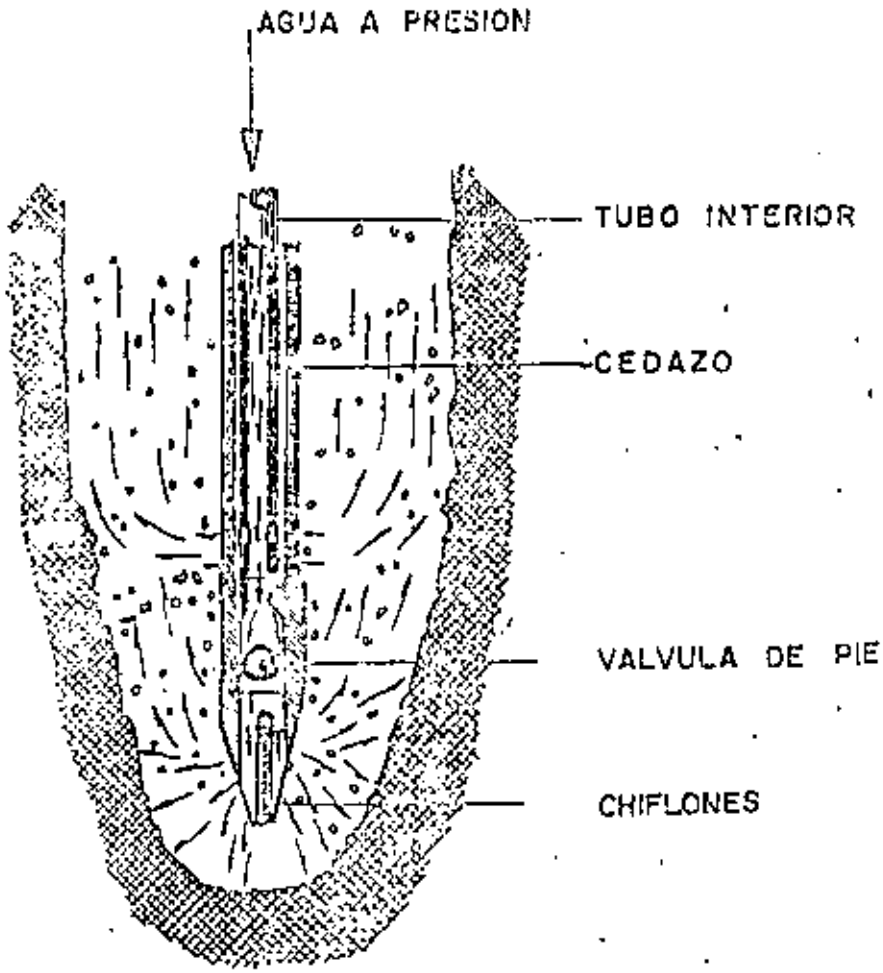


FIG. 6

HINCADO DE LA PUNTA POR MEDIO DE CHIFLON DE AGUA

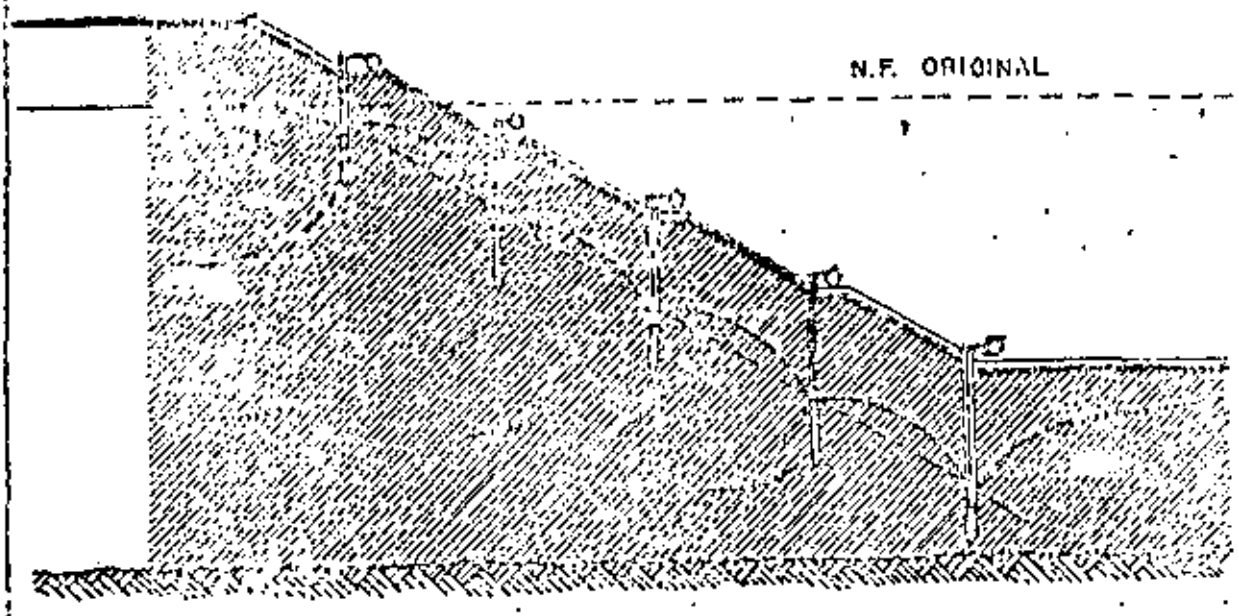


FIG. 5
ABATIMIENTO MEDIANTE VARIAS ETAPAS ESCALONADAS

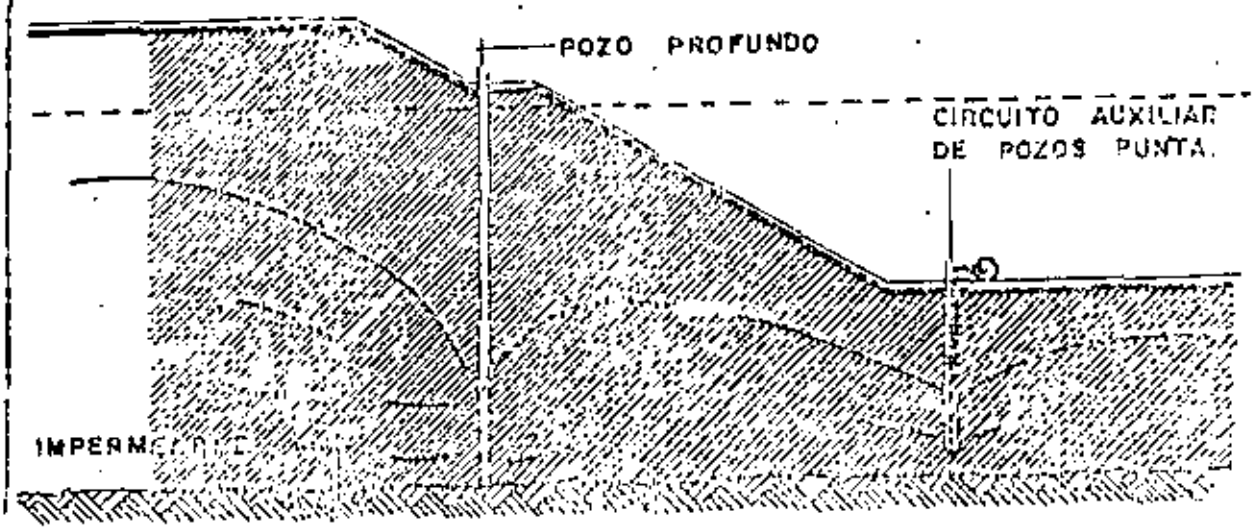


FIG. 6
ABATIMIENTO DE N.F MEDIANTE POZOS PROFUNDOS

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.

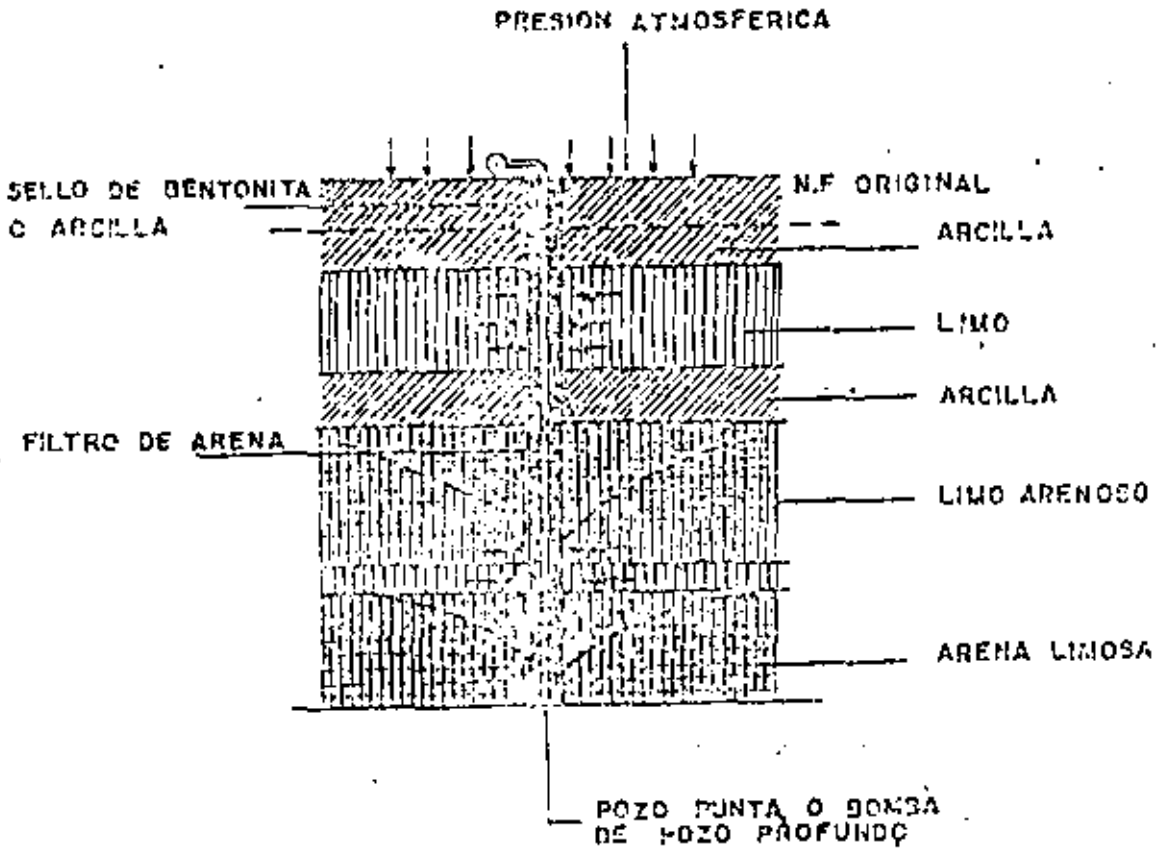


FIG. 7
BOMBEO Y VACIO COMBINADOS

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 excavarse en ellos hasta profundidades razonables sin necesidad de abatimiento previo del nivel freático. Sin embargo, cuando la profundidad de la excavación va más alla 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.

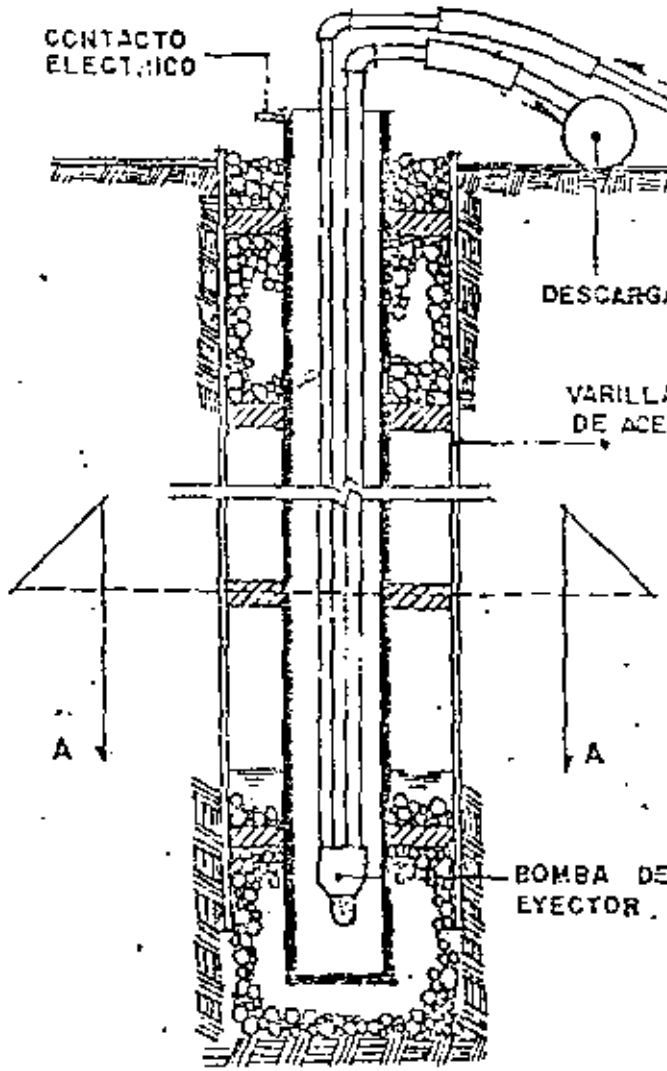
En el caso de excavaciones en arcillas blandas y expansivas, como las del Valle de México, se producen expansiones del fondo de la excavación, como consecuencia de la descarga que sufren los suelos que quedan bajo el nivel del fondo, al retirar la tierra que se encuentra arriba de ese nivel. En excavaciones 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-

ica" 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 excavarse 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 contínua, 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 contínua de los eyectores.

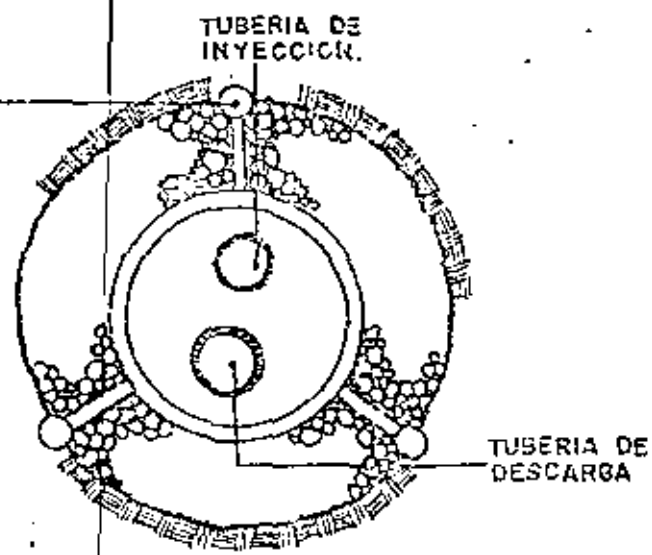
En arcillas de alta compresibilidad la distribución de los electrodos en el área de la excavación y el gradiente de potencial aplicado se diseñan de manera tal que se reduzcan al mínimo los asentamientos de la corona de los taludes y de la zona vecina a la excavación, con el fin de evitar daños a estructuras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

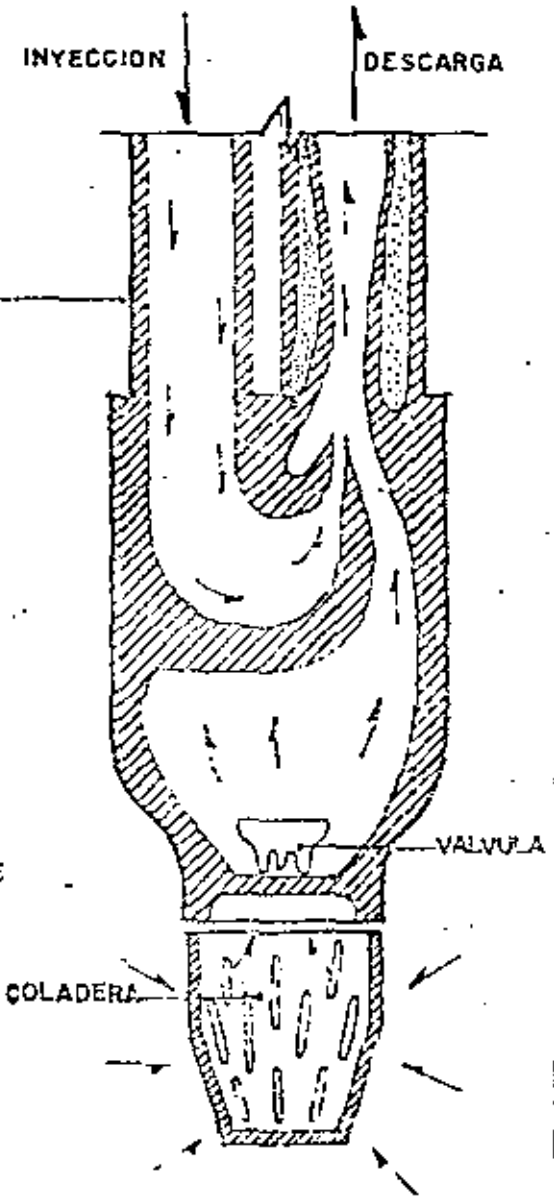
FIG. 8



INSTALACION DE UN POZO CATODO



CORTE A-A



DETALLE DE LA BOMBA DE EYECTOR

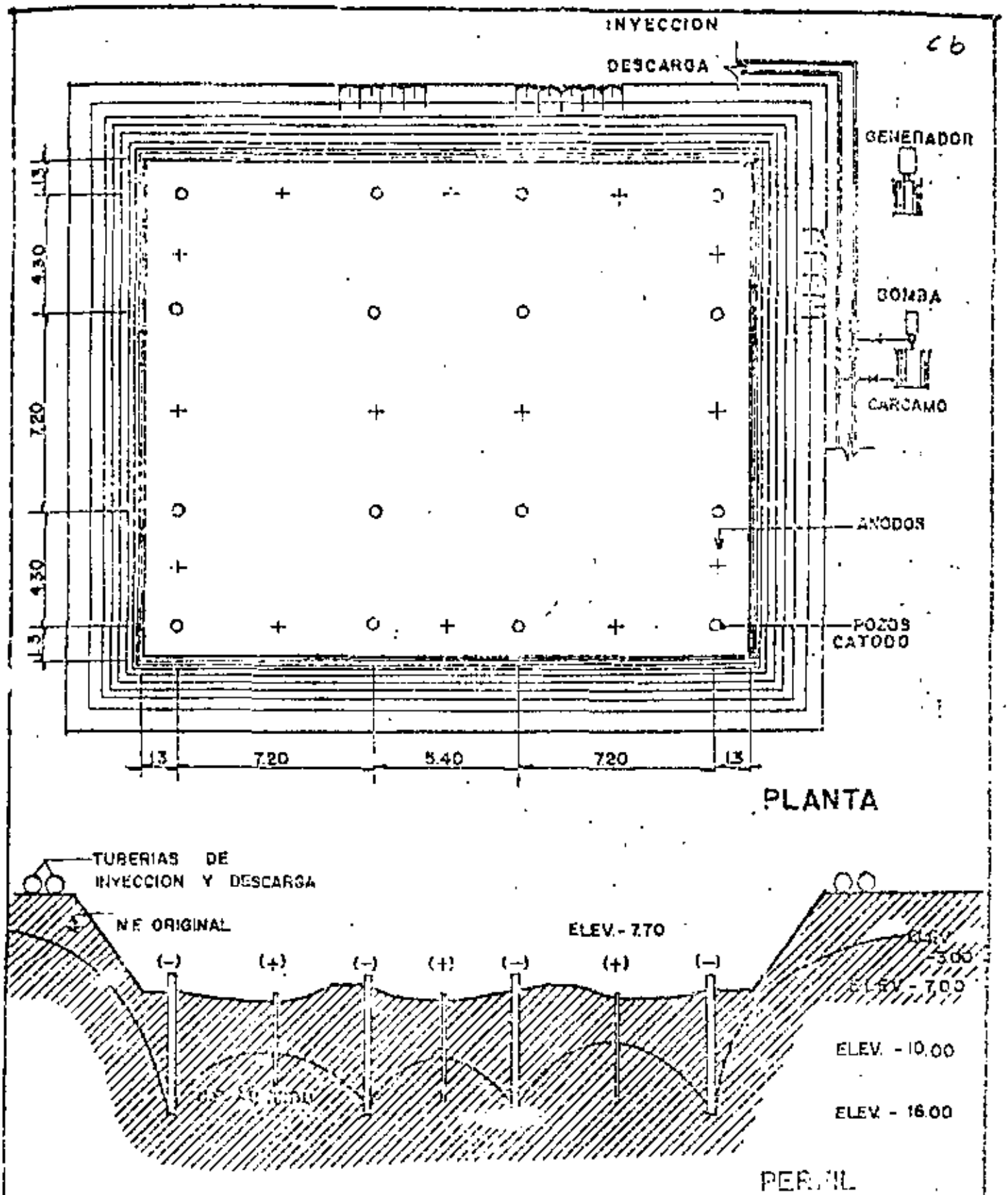


FIG. 9

INSTALACION PARA ABATIMIENTO ELECTROSMOTICO EN ARCILLAS

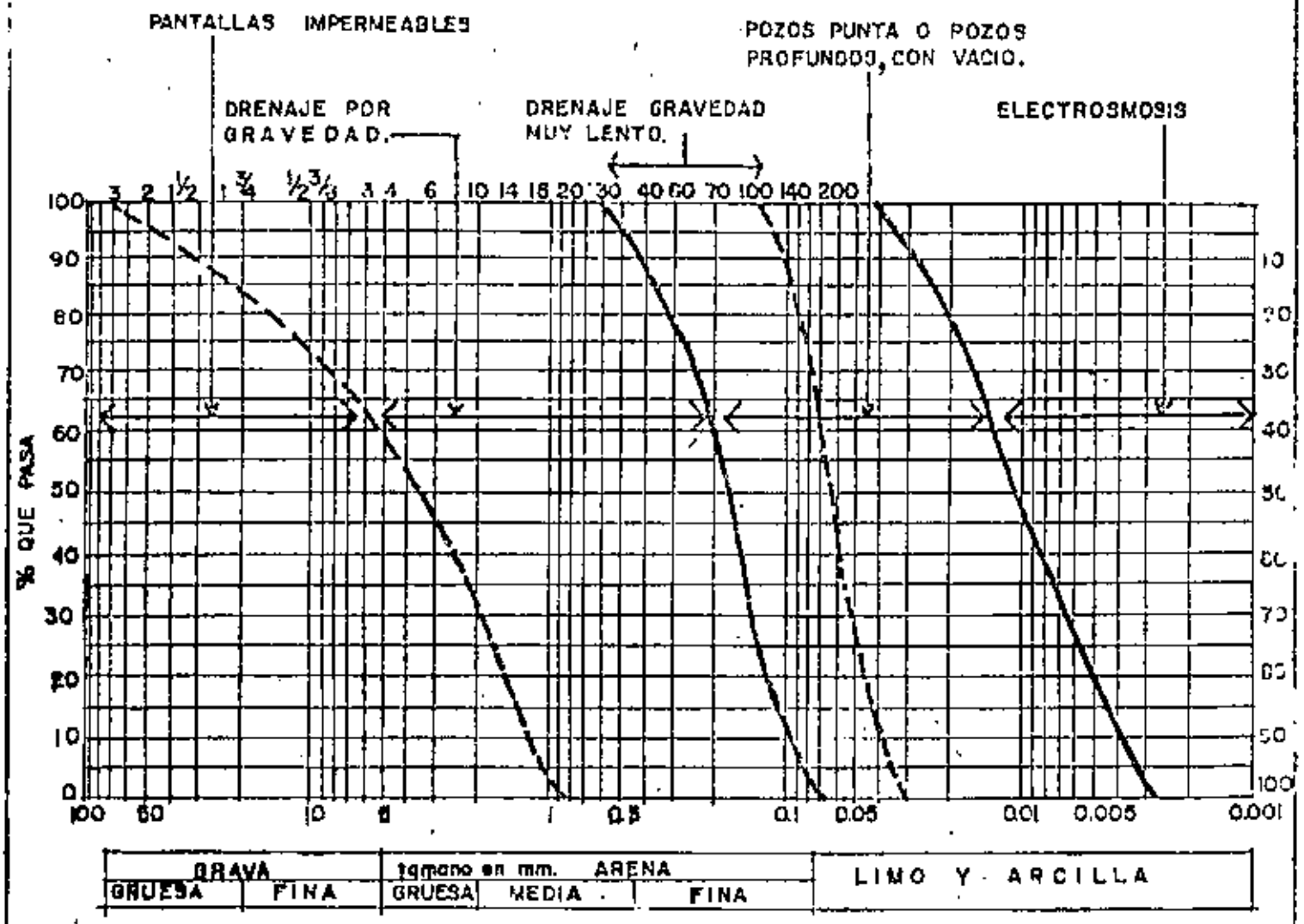


FIG 10

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.

IMPERMEABILIZACIÓN.

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 ínsitu, 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 bentonít

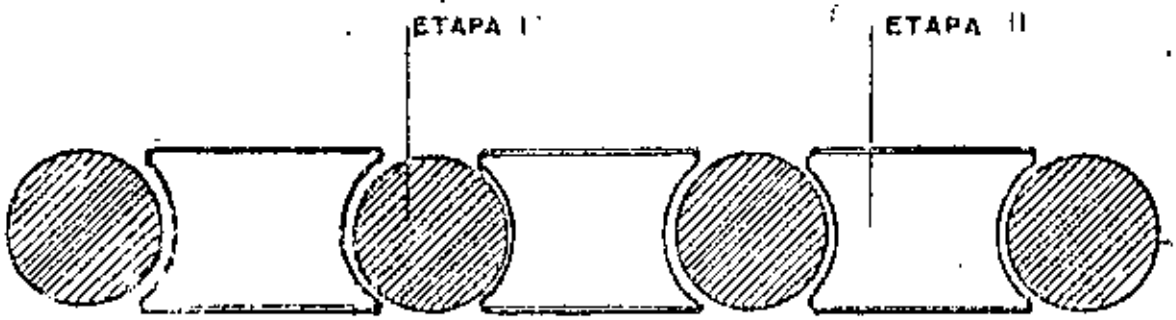
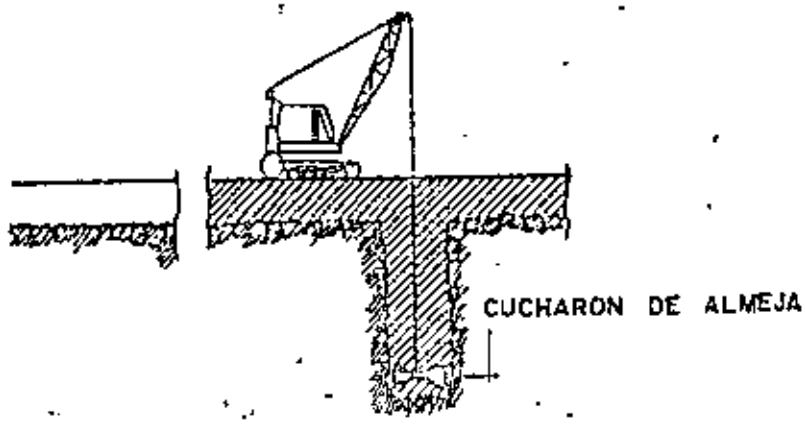


FIG. 11

PILOTES SECANTES



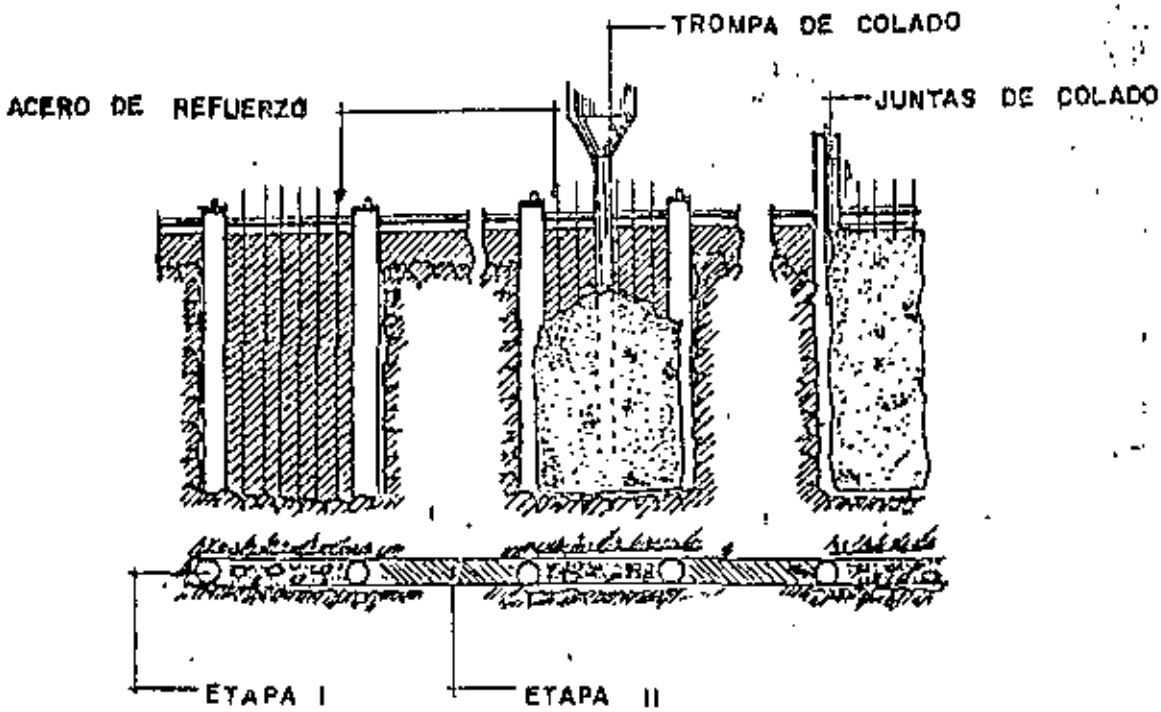


FIG. 12

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 --

cual se va desalojando el lodo bentonítico que estabiliza las paredes de la zanja. Se han construído 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)

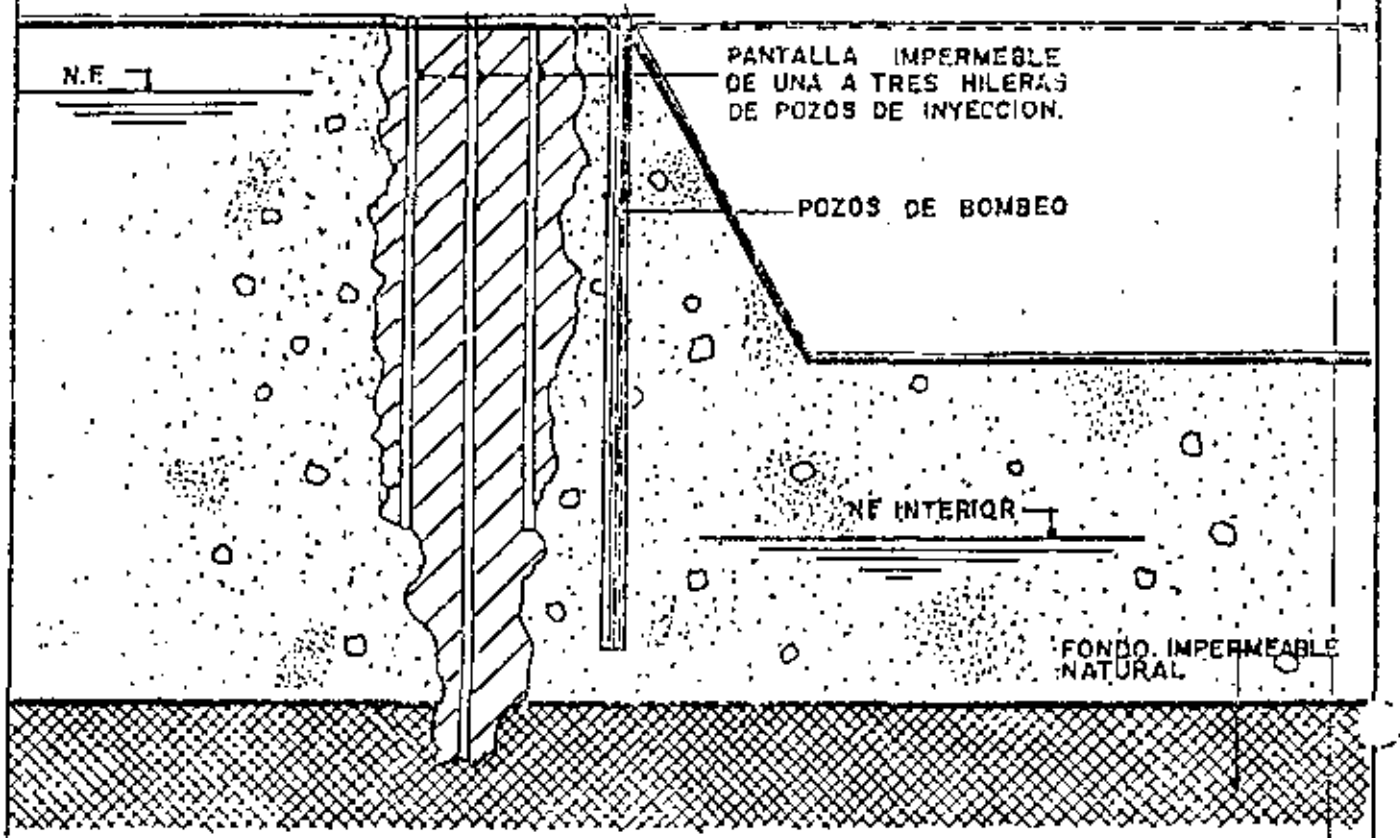
Se han utilizado con éxito pantallas impermeables formadas mediante la inyección de lechadas de bentonita, de bentonita con cemento, o bien de productos químicos como el silicato de sodio con alcohol isopropílico, o con cloruro de calcio, resinas de lignosulfonato de cromo u otras resinas comerciales. 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.

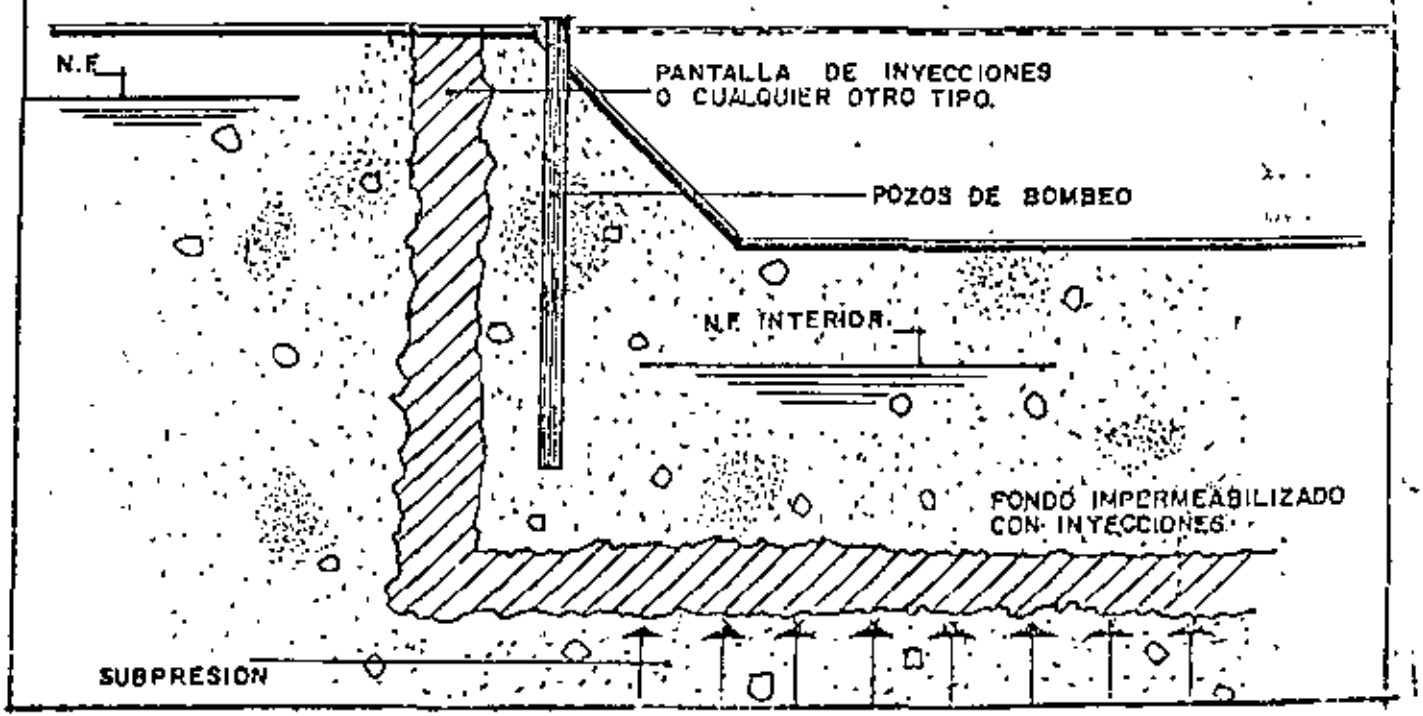
Las lechadas o los productos químicos se inyectan en el terreno a través de una o varias hileras paralelas de perforaciones, separadas entre sí una distancia variable de 1.50 a 2.00 m, de manera que la zona de influencia de cada uno de los pozos de inyección se traslape con la de los pozos vecinos y 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 distribuídos 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





REFERENCIAS.

1) Leonards - "Foundation Engineering".
Capitulo sobre el abatimiento del Nivel Freático (Dewatering).
(J. Wiley).

2) La Electrósmosis y Fenómenos Conexos - Leo Casagrande .- Revista de Ingeniería.- Abril 1962.

3) G. Schneebeli - "Le Parois Moulees dan Le Sol", (Eyrolles).

4) H. Cambebort.- "Inyections 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

Dr. Gilberto Sotelo Avila

JULIO, 1981.

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

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 variacion 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 son: 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, lt/min 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:

$$\sum_e V \cdot A = \sum_s V A \qquad (2.2)$$

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

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

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.

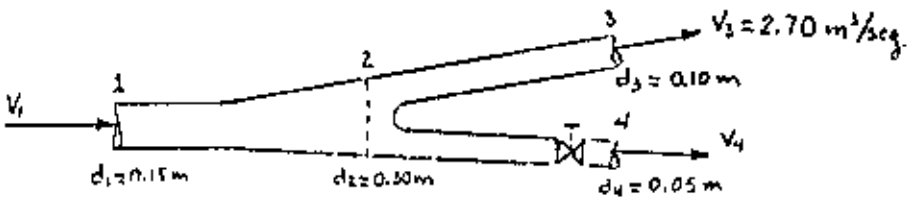


Fig 2.1 Esquema aclaratorio del problema 2.1

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 :

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

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)

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

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

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.

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, $\sum_1^2 hr = 0$ y la ec.(2.4) adopta la forma llamada ecuación de Bernoulli para una vena líquida, esto es:

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

b) Si $H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$ representa la enegía 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:

$$H_1 = H_2 + \sum_1^2 hr \qquad (2.6)$$

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

$$E = \gamma v H$$

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:

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

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 kg m/seg

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 area del tubo) y siempre dirigidos hacia el interior del volume . 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 contraria 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:

$$(p_1 A_1)_x + (p_2 A_2)_x + (p_3 A_3)_x + (p_4 A_4)_x + (F_{pd})_x = \frac{\gamma}{g}\left[(V_3Q_3)_x + (V_4Q_4)_x - (V_1Q_1)_x - (V_2Q_2)_x\right]$$

$$(p_2 A_2)_y + (p_2 A_2)_y + (p_3 A_3)_y + (p_4 A_4)_y + (F_{pd})_y = \frac{\gamma}{g}\left[(V_3Q_3)_y + (V_4Q_4)_y - (V_1Q_1)_y - (V_2Q_2)_y\right]$$

$$(p_2 A_2)_z + (p_2 A_2)_z + (p_3 A_3)_z + (p_4 A_4)_z + (F_{pd})_z + F_c = \frac{\gamma}{g}\left[(V_3Q_3)_z + (V_4Q_4)_z - (V_1Q_1)_z - (V_2Q_2)_z\right]$$

En estas ecuaciones se deberán considerar los signos correspondientes a la suma algebráica 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 cm^2/seg) que es función de la temperatura de la misma, de acuerdo con los siguientes valores.

T en °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 practicamente 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:
Area 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:

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

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 :

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

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 $\angle$ 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.

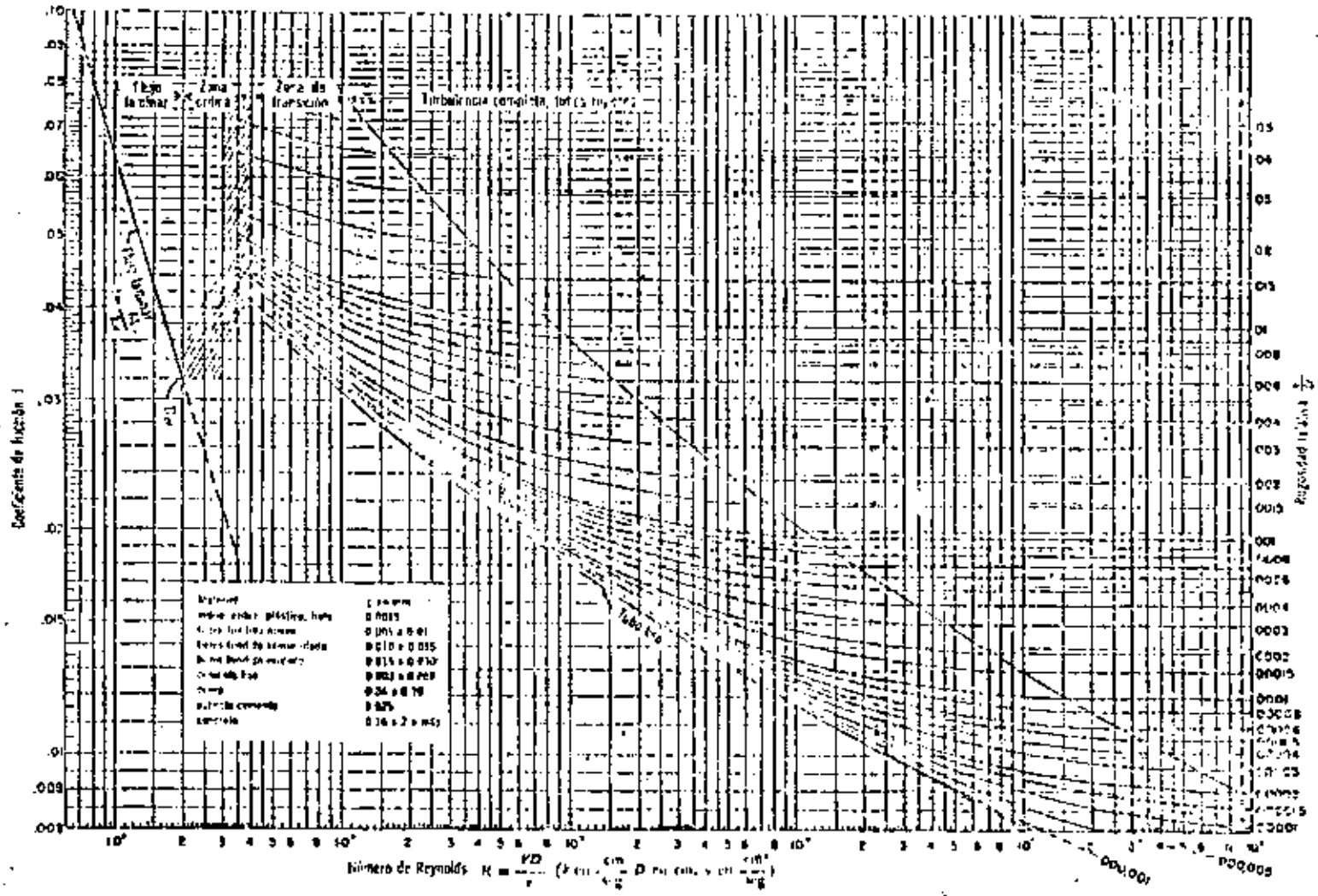


Figura 2.6 Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo; diagrama universal de Moody.

resistencia al flujo en tubos comerciales

TABLA 2.1 Rugosidad absoluta ε en tubos comerciales

Material	ε, en mm
Tubos lisos	
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
Fierro fundido nuevo	0.25
Fierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12
Fierro fundido oxidado	1 a 1.5
Fierro fundido, con incrustaciones	1.5 a 3
Fierro fundido, centrifugado	0.05
Fierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15 a 0.3
Fierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2 a 3.5
Fierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1 a 40
Fierro 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
Tubos de acero soldado de calidad normal	
Nuevo	0.05 a 0.10
Limpiado despues 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

TABLA 2.1 (*Continuación*)

Material	ε, en mm
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
Tubos remachados, con filas longitudinales y transversales	
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 Bona y Soconian	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

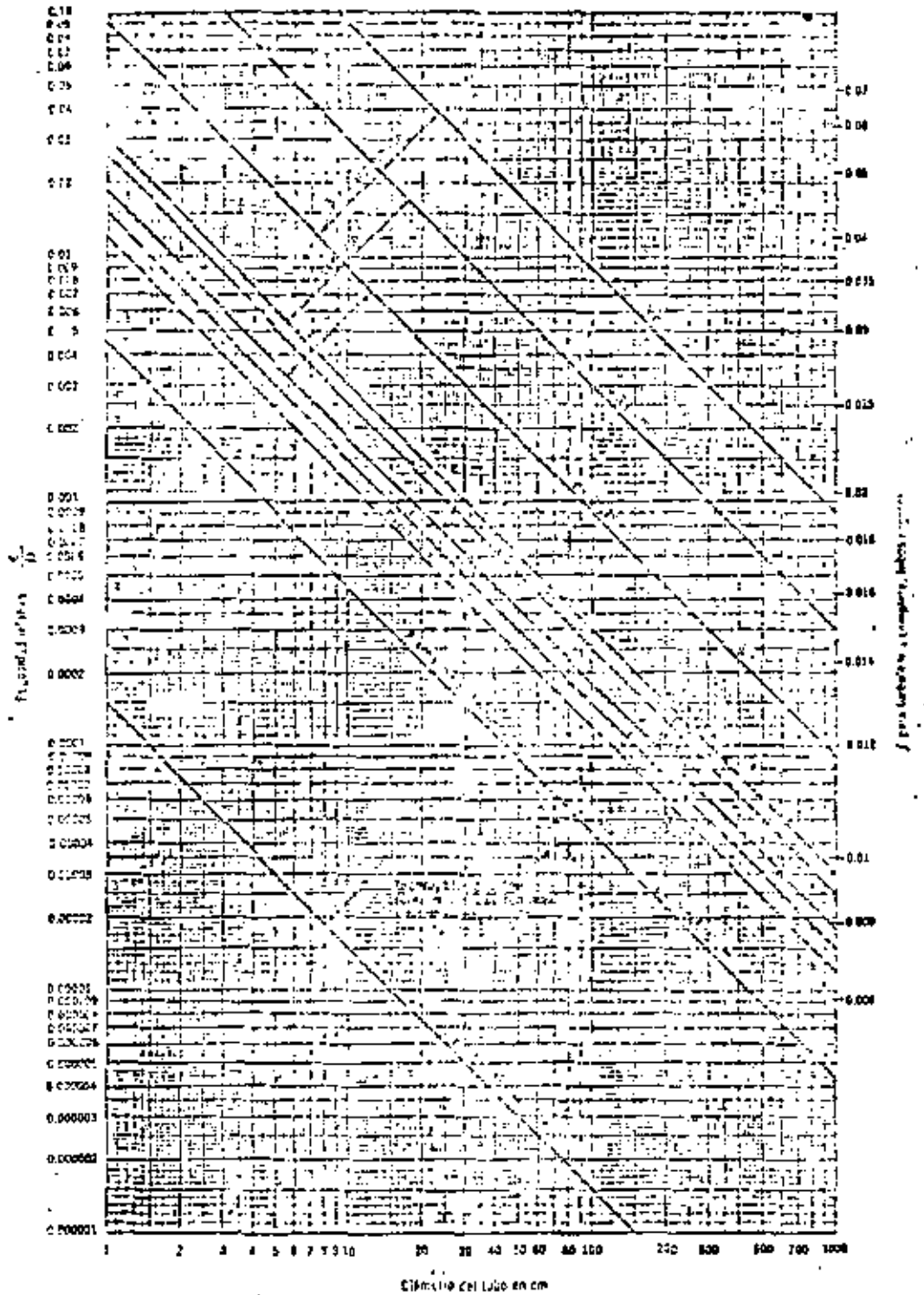


Figura 2.7 Rugosidad relativa para tubos nuevos limpios.

La precisión en el uso del diagrama universal de Moody depende de la selección de ϵ, según el material de que está construído 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 :

$$V = a\, D^{x}\, S_f^{\,y} \qquad (2.11a)$$

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

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

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 :

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

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 $R_e < 2\,300$.
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 $R_e > 4\,000$.
	Richter (Ref. 43)	$f = 0.01113 + 0.917/R_e^{0.43}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4\,000$.
	Ludin (Ref. 42)	$V = 140\, R_h^{0.645}\, S_f^{5/8}$	Equivale a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.645$, $y = 5/8$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_h es el radio hidráulico del tubo.

TABLA 9.2 (*Continuación*)

Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta.	Colebrook-White.	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right)$	Es la Ec. (8.7) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $R_e \geq 4\,000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Hazen-Williams (Ref. 41)	$V = 0.355\, C_H\, D^{0.63}\, S_f^{0.54}$	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	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71\, D}{\varepsilon}$	Es la Ec. (8.6b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(8.56 \log D + N)^2}$	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)	$C = \frac{87}{1 + A/\sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde A 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, A, 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	A	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	—	—	—	—
Fierro fundido limpio (nuevo).	130	0.16	0.25	0.013	35
Fierro fundido, sin incrustaciones (usado).	110	0.23	0.275	—	—
Fierro fundido, con incrustaciones (viejo).	90	0.36	0.35	—	30
Plástico.	150	—	—	—	—
Asbestocemento (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	—

la rugosidad. En la tabla 2.2 se presenta un resumen de las principales fórmulas experimentales para el cálculo de la pérdida por fricción en tuberías.

2.9 Pérdidas locales

2.9.1 Fórmula general

Las tuberías de conducción que se utilizan en la práctica están compuestas, generalmente, por tramos rectos y curvos para ajustarse a los accidentes topográficos del terreno, así como a los cambios que se presentan en la geometría de la sección y de los distintos dispositivos para el control de las descargas (válvulas y compuertas). Estos cambios originan pérdidas de energía, distintas a las de fricción, localizadas en el sitio mismo del cambio de geometría o de la alteración del flujo. Tal tipo de pérdida se conoce como pérdida local. Su magnitud se expresa como una fracción de la carga de velocidad, inmediatamente aguas abajo del sitio donde se produjo la pérdida; la fórmula general de pérdida local es:

$$h = K \frac{V^2}{2g} \qquad (2.13)$$

donde

- h pérdida de energía, en m;
- K coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo;
- $V^2/2g$ la carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (salvo aclaración en contrario) en m.

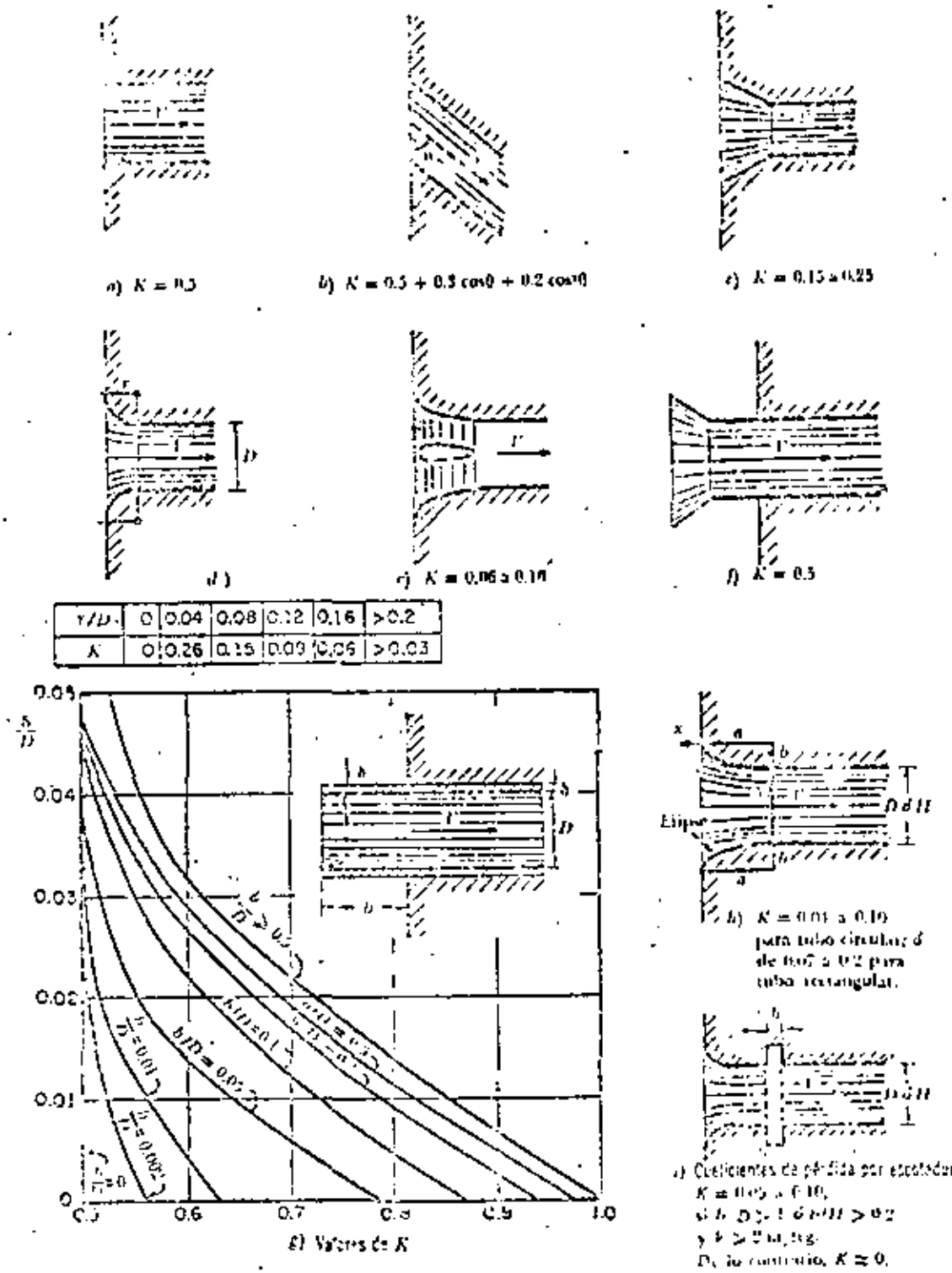
En los siguientes incisos se presentan los valores del coeficiente K, de acuerdo con el tipo de perturbación.

2.9.2 Pérdida por entrada

A la entrada de las tuberías se produce una pérdida por el efecto de contracción que sufre la vena líquida y la formación de zonas de separación; el coeficiente K depende, principalmente, de la brusquedad con que se efectúa la contracción del chorro. En la fig. 2.8 se muestran algunos valores de las mismas.

2.9.3 Pérdida por ampliación

Esta se origina al producirse una ampliación de la sección transversal del tubo. El coeficiente K depende de la brusquedad de la ampliación y para encontrarlo se usa la fórmula de Borda-Carnot:



r/D	0	0.04	0.08	0.12	0.16	>0.2
K	0	0.26	0.15	0.09	0.06	>0.03

Figura 8.8. Coeficientes de pérdida —por entrada— para diferentes formas.

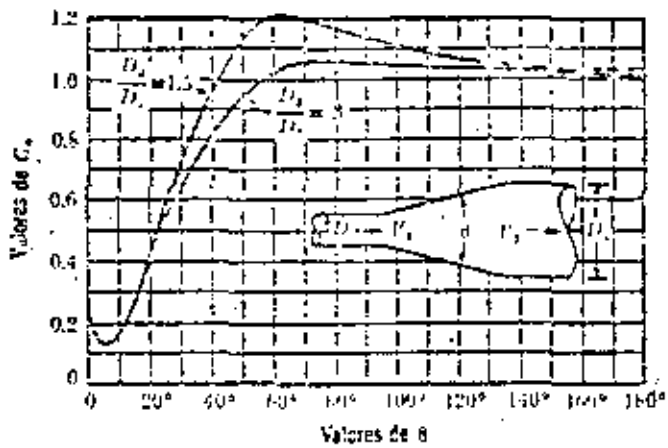


Figura 2.9. Coeficientes de pérdida para ampliaciones graduales.

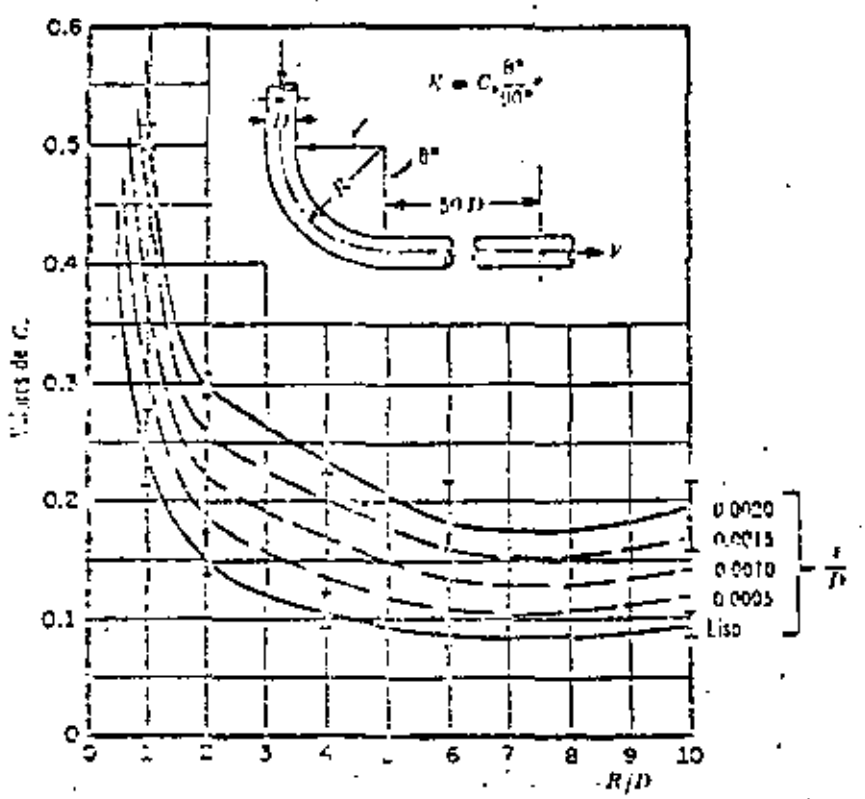


Figura 7.12a. Coeficientes C_e para curvas de diámetro constante y $R_e > 2.2 \times 10^5$, en tubos rugosos.

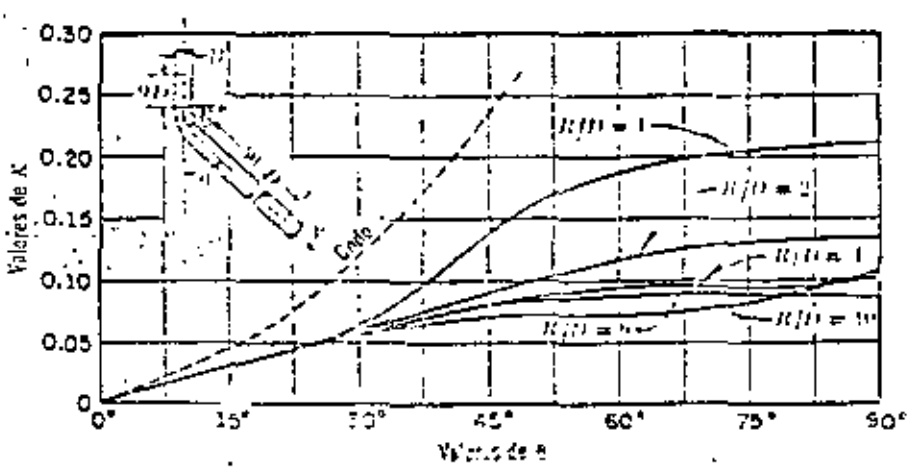


Figura 7.12b. Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^5.

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

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 $\theta = 8°$; para $\theta \geq 50°$ 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 supeditado al ángulo θ al cual ésta se produzca, de acuerdo con la tabla 2.4 de Kisieliev.

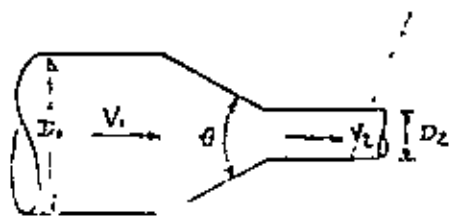


Fig. 2.10 Reducción gradual

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 couple reductor tiene un coeficiente de pérdida K que varía de 0.05 a 2; y para un couple 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.

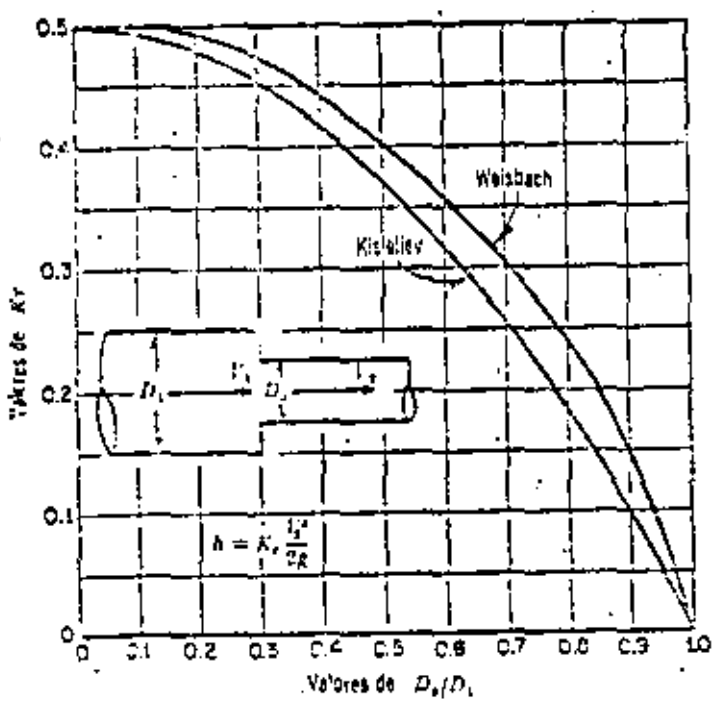
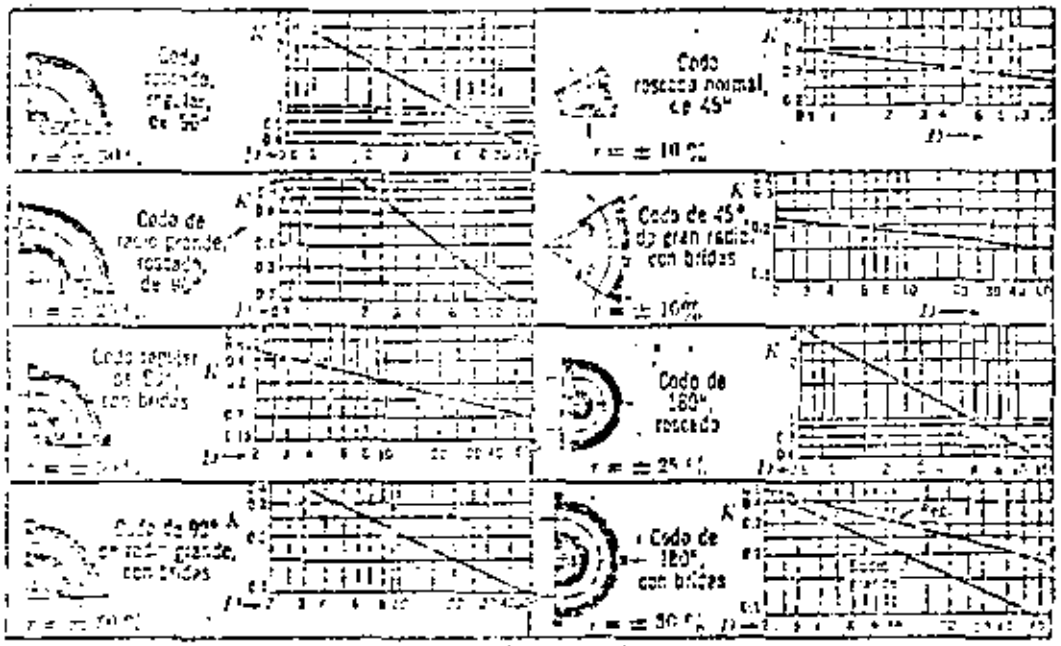


Figura 2.11. Pérdida de energía en una contracción brusca.

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

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



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.

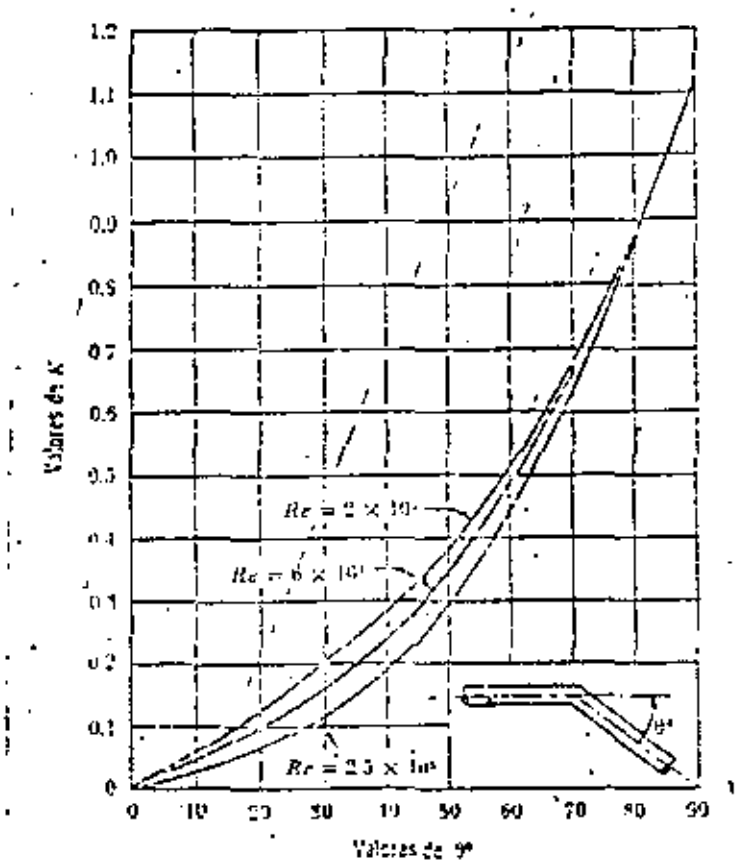
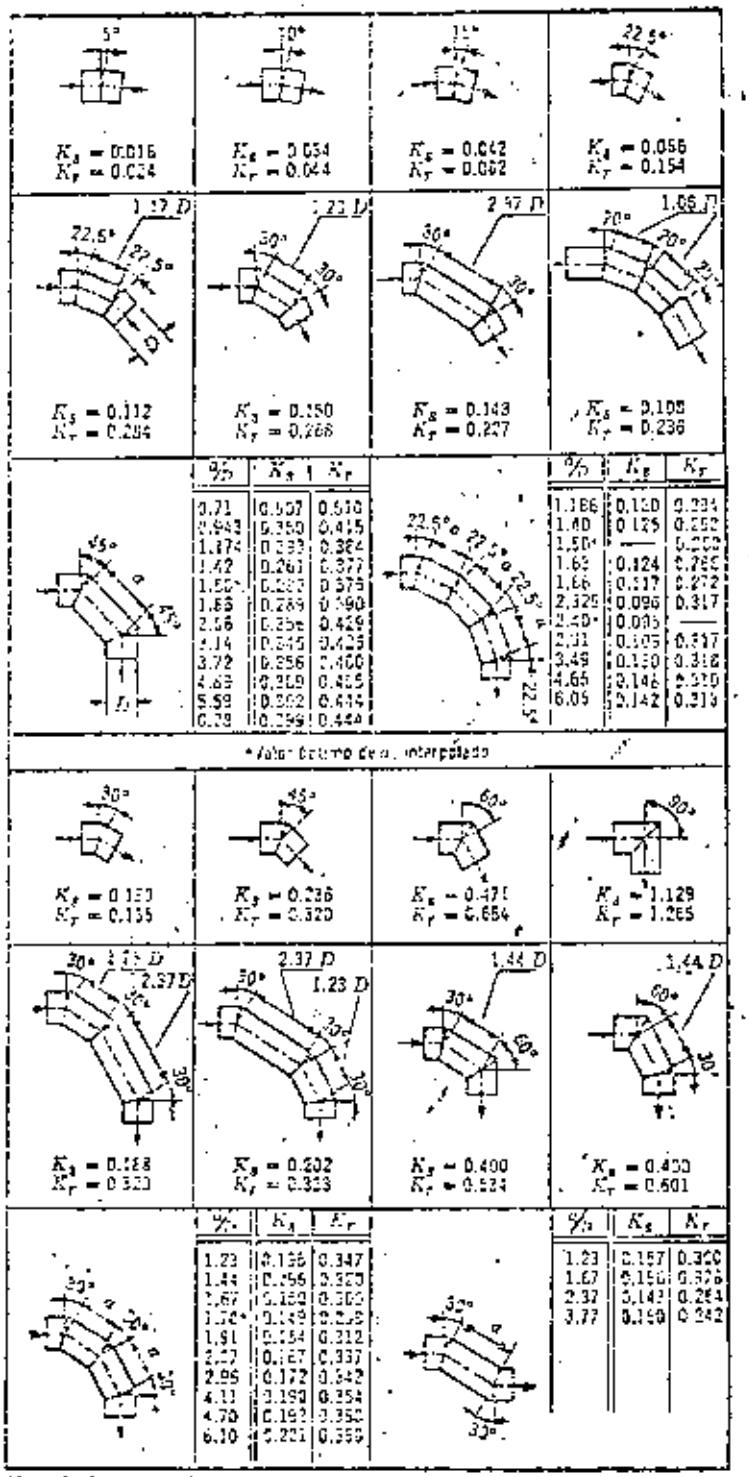


Figura 2.14. Coeficiente de pérdida por codo, K.

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 Schubert, 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.



%	K_s	K_r
0.71	0.007	0.510
0.943	0.350	0.415
1.374	0.333	0.384
1.42	0.261	0.377
1.50*	0.283	0.375
1.88	0.289	0.390
2.56	0.356	0.429
3.14	0.345	0.425
3.72	0.356	0.400
4.63	0.359	0.405
5.59	0.362	0.414
6.28	0.356	0.444

%	K_s	K_r
1.186	0.120	0.294
1.60	0.125	0.252
1.50*	—	0.200
1.63	0.124	0.265
1.66	0.117	0.272
2.325	0.096	0.317
2.50*	0.095	—
2.91	0.105	0.317
3.49	0.130	0.318
4.65	0.146	0.320
6.09	0.142	0.319

* Valor obtenido de la interpolación

%	K_s	K_r
1.23	0.156	0.347
1.44	0.156	0.323
1.67	0.159	0.303
1.72*	0.149	0.298
1.91	0.154	0.312
2.37	0.167	0.337
2.96	0.172	0.342
4.13	0.189	0.354
4.70	0.192	0.350
6.10	0.221	0.359

%	K_s	K_r
1.23	0.157	0.300
1.67	0.150	0.326
2.37	0.143	0.264
3.77	0.150	0.242

K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie lisa.

K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie rugosa, $\frac{\epsilon}{D} = 0.0022$.

Figura 2.15. Coeficiente de pérdida para curvas compuestas y número de Reynolds de 2.25×10^5.

que contiene los resultados, de diferentes investigadores, para tubos lisos y rugosos.

2.9.6 Pérdida por válvulas

Los coeficientes de pérdida por válvulas varían de acuerdo con el tipo y, para distintas posiciones, deben ser proporcionados por los fabricantes. A falta de estos datos, se pueden utilizar los valores medios que a continuación se indican.

TABLA 2.5. Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de diámetro D = 50 mm.

c	K	A/A_0
1/8	0.07	0.949
2/8	0.26	0.856
3/8	0.81	0.74
4/8	2.06	0.609
5/8	5.52	0.466
6/8	17	0.315
7/8	97.8	0.159
31/32	159	—

TABLA 2.6. Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta cuyo diámetro es menor o mayor de 50 mm.

D mm		25	100	150	300	900
Valores de c	0.95	—	—	850	680	—
	0.9	—	—	215	165	—
	0.8	—	—	47	35	28
	0.75	32	16	—	—	—
	0.7	—	—	16	12	9
	0.6	—	—	7	5.5	4
	0.5	4.1	2.6	3.3	2.7	1.8
	0.4	—	—	1.7	1.3	—
	0.3	—	—	1.05	0.65	—
	0.25	0.23	0.14	—	—	—
	0.2	—	—	0.65	0.29	—
	0	0.23	0.14	—	—	—

Para válvulas de compuerta (Fig. 2.16), los coeficientes de pérdida, así como la relación del área abierta, al área total del conducto, varía de acuerdo con la tabla 2.5, válida para D = 50 mm (2).

TABLA 2.7. Coeficientes de pérdida para válvulas esféricas.

θ°	K	A/A_0
5	0.05	0.926
10	0.29	0.85
15	0.75	0.772
20	1.56	0.692
25	3.10	0.613
30	5.17	0.535
35	9.68	0.458
40	17.3	0.385
45	31.2	0.315
50	52.6	0.25
55	106	0.19
60	206	0.137
65	426	0.091
82	∞	0

TABLA 2.8. Coeficientes de pérdida para válvulas de lenteja

θ°	K	A/A_0
5	0.24	0.913
10	0.52	0.826
15	0.90	0.741
20	1.54	0.655
25	2.51	0.577
30	3.91	0.500
35	6.22	0.426
40	10.8	0.357
45	18.7	0.293
50	32.6	0.234
55	58.8	0.181
60	118	0.124
65	256	0.094
70	751	0.05
90	∞	0

Si la válvula de compuerta es de diámetro inferior o mayor de 50 mm, la tabla 2.6 sirve para seleccionar el coeficiente K, de pérdida, adecuado.

Los coeficientes de pérdida, para válvulas esféricas (Fig. 2.17), dependen del ángulo de abertura θ, como se indica en la tabla 2.7.

Para válvulas de mariposa o de lenteja (Fig. 2.18), K se obtiene de la tabla 2.8.

Si la válvula de mariposa está completamente abierta, el coeficiente de pérdida se obtiene de la siguiente fórmula:

$$K = t/d = \frac{\text{espesor de la hoja}}{\text{diámetro}} \quad (2.16)$$

Cuando se utilice una compuerta radial (Fig. 2.19) para controlar la descarga

TABLA 2.9 Coeficientes de pérdida para compuertas radiales en una tubería

φ/φ_0	b/W	K
0.10	0.07	124
0.2	0.15	39.2
0.3	0.24	12.2
0.4	0.34	6.03
0.5	0.45	3.23
0.6	0.54	1.79
0.7	0.65	0.99
0.8	0.77	0.56
0.9	0.86	0.36
0.95	0.94	0.31
1.00	1.00	0.30

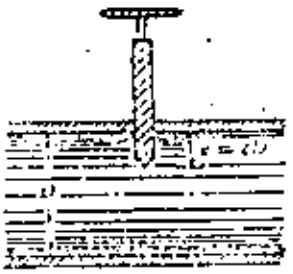


Figura 2.16 Válvula de compuerta.

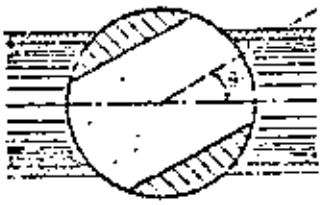


Figura 2.17 Válvula esférica.

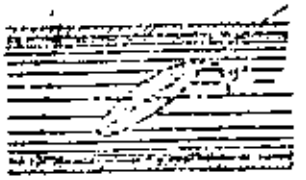


Figura 2.18 Válvula de lenteja/

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.

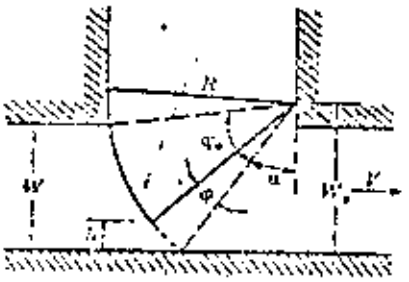


Figura 2.19. Compuerta radial en una tubería.

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

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	0.1	0.24

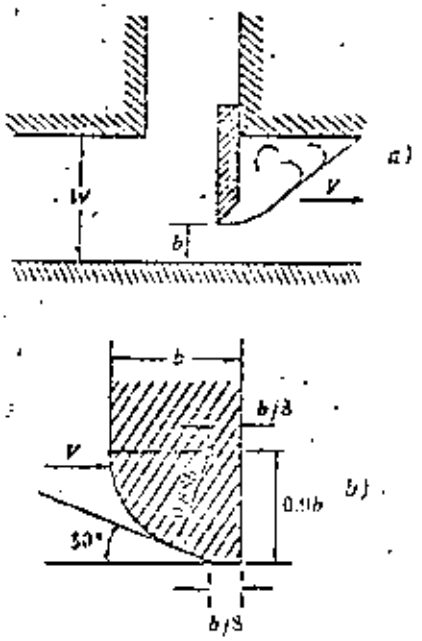


Figura 2.20 Compuertas deslizantes en una tubería.

Para válvulas de pie (Fig. 2.21) con pichancha, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (~~[illegible]~~), como se indica en la tabla 2.11.

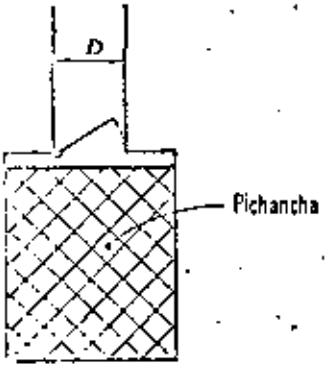


Figura 2.21. Válvula de pie con pichancha abierta.

TABLA 2.11. 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	8.3	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 [illegible]):

$$K = (0.675 \text{ a } 1.575)\left(\frac{A}{A_e}\right)^2 \quad (2.[illegible])$$

donde

A área del tubo;
A_e 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 ([illegible]) 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 ([illegible]).

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

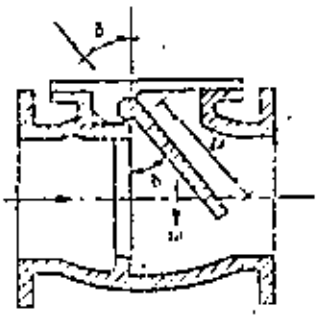


Figura 2.22. Válvula de retención.

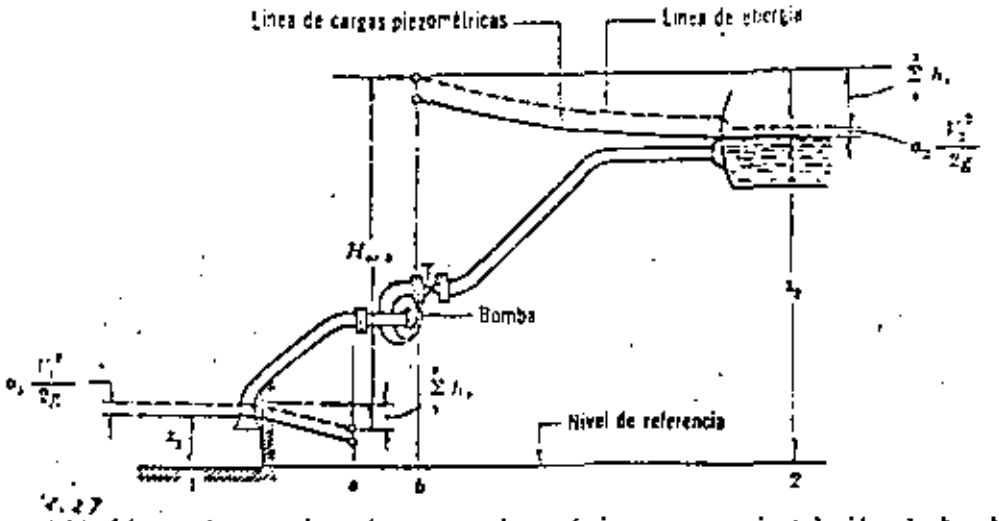


Figura 6.10. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

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. 9.., 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:

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

donde $V_s^2/2g$ 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:

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

$$= \frac{V_s^2}{2g} + \sum_1^n h_f + \sum_1^n h_l$$

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

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

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

y debido a que $V_s A_s = V_i A_i$, entonces resulta:

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

la velocidad en la sección final vale

$$V_s = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{f_i L_i}{D_i} \frac{A_s^2}{A_i^2} + K_i \frac{A_s^2}{A_i^2}\right)}} \qquad (9.23)$$

y el gasto:

$$Q = V_s A_s$$

Puesto que se conoce ε_i/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. (9.23), se determina el gasto; de éste, $V_s = 4\,Q/\pi D_s$ 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 [illegible]).

Solución. Igual que el problema anterior [illegible] utilizando Ec. ([illegible]) estimando f y D desconocidos, que se substituyen reiteradamente 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. (2.28) vemos:

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

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

también en el número de Reynolds, nos da

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi\nu}\frac{1}{D} = \frac{C_2}{D} \quad (2.23)$$

en el que se conoce a

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

La solución consiste en los siguientes pasos:

a) Se estima un valor de f (por ejemplo 0.02).

b) Se calcula D de la Ec. (2.22).

c) Se calcula R_e de la Ec. (2.23).

d) Con R_e y ε/D, del diagrama de Moody, se determina un nuevo valor de f.

e) Con el nuevo valor de f se repite el procedimiento hasta que ésta no cambie en más de dos ciclos sucesivos.

Problema 2.10. 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 fierro fundido con incrustaciones (ε = 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:

$$P = 75 \times 0.75 \times 25 = 1\,406 \text{ kg m/seg}$$

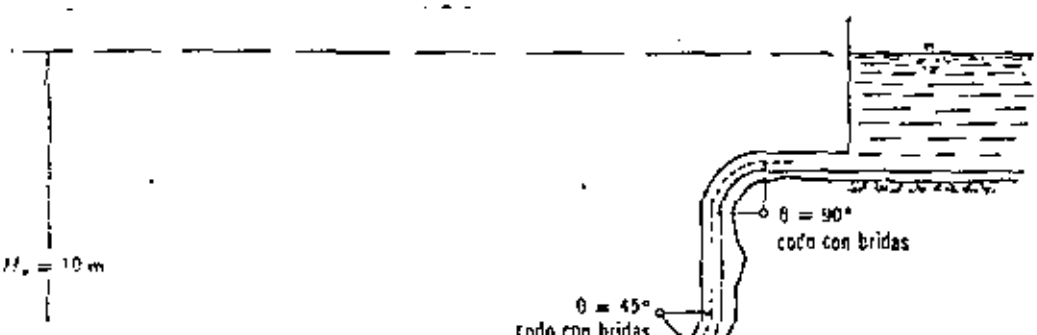
y la carga de bombeo para $Q = 6/60 = 0.1$ m³/seg, la siguiente:

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

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

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

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



por lo que:

$$V_i = \sqrt{\frac{2g\,\Delta H}{K_i}} \qquad (9.11b)$$

donde:

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

siendo el gasto:

$$Q_i = A_i V_i \qquad (9.12)$$

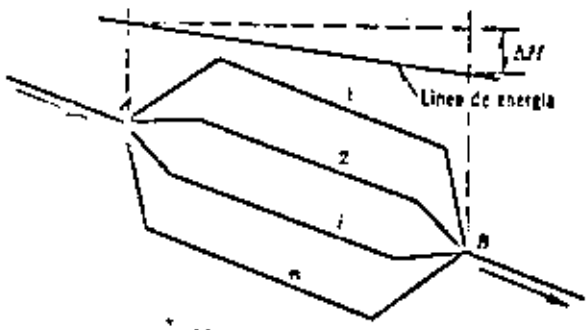


Figura 9.15. Sistema en derivación.

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 $\Delta H_e = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \ldots = \Delta H_n$.

Al substituir las Ecs. (9.11b) y (9.12) en la de continuidad, obtenemos:

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

y al simplificar, resulta:

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

o bien:

$$\frac{K_e}{D_e^4} = \left[\frac{1}{\Sigma\,(D_i^2/\sqrt{K_i})}\right]^2 \qquad (9.13)$$

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. (9.13); luego entonces,

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

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\left[\pi \sum_{i=1}^{n} (D_i^2/\sqrt{K_i})\right]^2}\frac{Q^2}{g} \qquad (9.14)$$

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

9.5 Redes abiertas

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. 9.18. 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:

$$z_1 - \left(z_j + \frac{V_j^2}{2g}\right) = \sum_{i=1}^{j} h \qquad (9.15)$$

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. (9.15) 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. 9.17, para el extremo 13, se obtiene:

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

Problema 9.13. En la Fig. 9.21 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_6 = 25$ 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

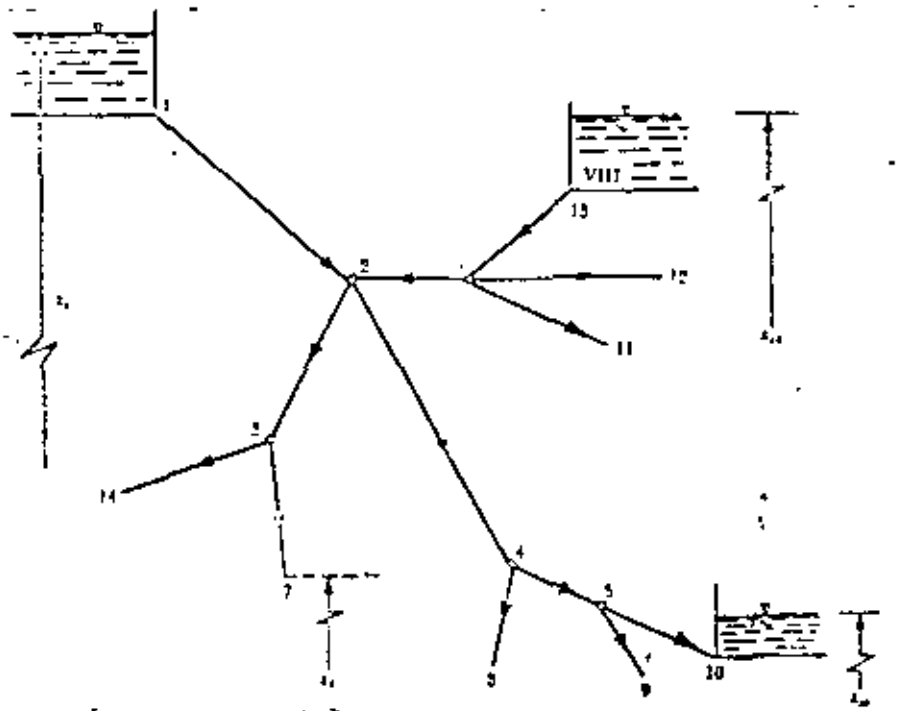


Figura 9.28. Ejemplo de red abierta.

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

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

$$H_B = \frac{76\,\eta P}{\gamma Q} = \frac{76 \times 0.73 \times 6}{1\,000 \times 0.011} = 30.3 \text{ m}$$

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

$$Q_8 = Q_4 + Q_5 = 0.055 \text{ m}^3/\text{seg}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

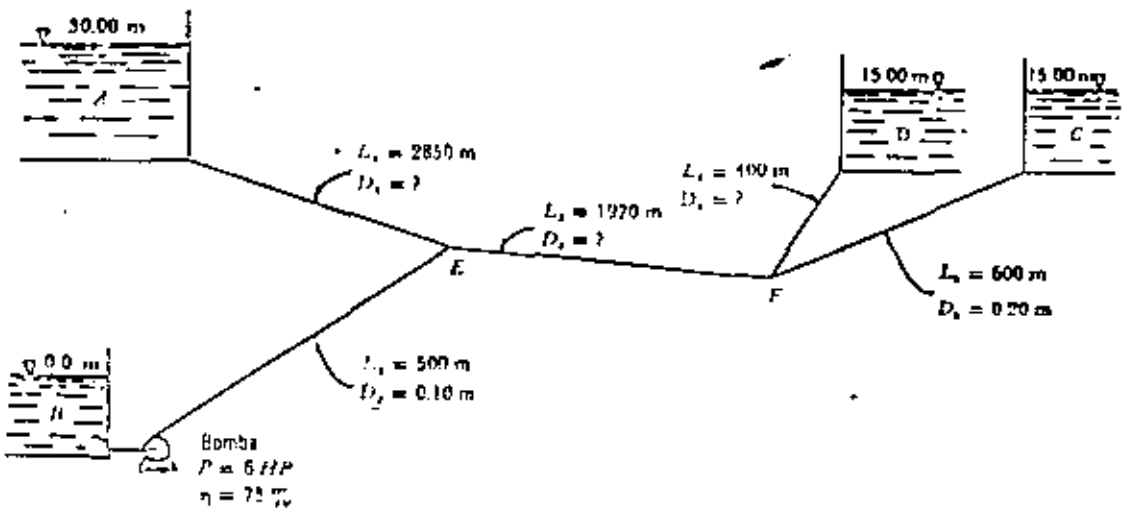


Figura 9.29. Red abierta del problema 9.13.

$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_4^4}$$

$$V_4 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_4^2}{2g} = 0.0323 \text{ m}$$

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

$$E_F = 15.00 + \left(0.014\,\frac{600}{0.20} + 1\right) \times$$

$$\times\ 0.0323 = 16.389 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre F y D, es:

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

$$\times\ \frac{0.000074}{D_4^4}$$

$$1.389 = \frac{0.000414}{D_4^5} + \frac{0.000074}{D_4^4}$$

Esta ecuación se satisface para $D_4 = 0.20$ m.

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

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

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

La ecuación de energía entre A y E, es:

$$30.00 = 23.4 + 0.014\,\frac{2\,850}{D_3}\,\frac{0.000161}{D_3^4}$$

$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{0.00642}{6.6}} = \sqrt[5]{0.000973} = 0.25 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre E y F, será:

$$23.4 = 16.389 + 0.014\,\frac{1\,970}{D_2}\,\frac{0.00025}{D_2^4}$$

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{0.0069}{7.01}} = \sqrt[5]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

2.13 Fuerza producida por un cambio de dirección

4.13. 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. 4.33, 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.

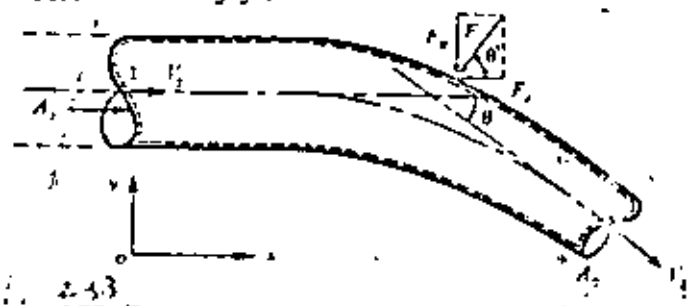


Figura 4.33. Fuerzas en un cambio de dirección y de sección.

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:

$$-F_x + p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos\theta = \rho Q\,(V_2 \cos\theta - V_1) \qquad \text{(a)}$$

y para la dirección y, será:

$$-F_y + p_2 A_2 \operatorname{sen}\theta = \rho Q\,(-V_2 \operatorname{sen}\theta + 0) \qquad \text{(b)}$$

Entonces, la resultante F es:

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

Pero, de la ecuación de continuidad, resulta:

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

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

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

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:

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

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

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

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:

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

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. 4.33 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 $\theta = 120°$; 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

$$3 + \frac{2.72 \times 10^4}{1\,000} + \frac{(3.23)^2}{19.6} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{(7.27)^2}{19.6} + 0.5\frac{(7.27)^2}{19.6}$$

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

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

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

De las Ecs. (a) y (b), para cos 120° = — = — 0.5 y sen 120° = 0.867, se tiene:

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

$$F_x = 2.72 \times 10^4 \times 2.63 + 2.668 \times 10^4 \times$$

$$\times 1.17 \times 0.5 + \frac{1\,000}{9.8} \times 8.5 \times$$

$$\times (7.277 \times 0.5 + 3.23)$$

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

$$F_y = p_2 A_2 \text{ sen } \theta + \rho Q V_2 \text{ sen } \theta =$$

$$= 2.668 \, (10^4) \, (1.17) \, (0.867) +$$

$$+ \frac{1\,000}{9.8} (8.5) \, (7.27) \, (0.867)$$

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

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:

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

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

CLASES Y TIPOS DE BOMBAS

Ing. Jaime Revilla Fajardo

JULIO, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

CAPITULO II - CLASIFICACION GENERAL DE BOMBAS CLASES Y TIPOS.

Cuadro No. 1

CLASIFICACION DE BOMBAS*

- BOMBAS
  - Desplazamiento positivo
    - Reciprocantes
      - Pistón Embolo
        - Doble acción
          - Simple
          - Doble
            - Vapor
        - Simple acción Doble acción
          - Simple
          - Doble
          - Triple
          - Múltiple
            - Potencia
      - Diafragma
        - Simple
        - Múltiple
          - Operada p/fluído
          - Operada mecánicamente.
    - Rotatorias
      - Rotor Simple
        - Aspas
        - Pistón
        - Miembro flexible
        - Tornillo
      - Rotor Múltiple
        - Engranes
        - Lóbulos
        - Balancines
        - Tornillos
  - Dinámicas
    - Centrífugas
      - Flujo radial
        - Simple succión
          - Autocebantes
          - Cebados p/medios extremos
      - Flujo mixto
        - Doble succión
          - Unipaso
            - Impul. abierto
            - Impul. semiabierto
            - Impul. cerrado
          - Multipaso
      - Flujo axial
        - Simple succión
          - Unipaso
            - Impul. abierto
          - Multipaso
            - Impul. cerrado
    - Periféricas.
      - Unipaso Multipaso
        - Autocebantes
        - Cebadas p/medios extremos
    - Especiales
      - Electromagneticas

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 HYDRAULICS INSTITUTE STANDARDS. Trigésima Edición, Pág. No. 7.

2

BOMBAS RECIPROCANTES

INTRODUCCION:

LAS BOMBAS RECIPROCANTES SON BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO 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 EXTREMOS 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, PARA VAPOR O AIRE, MECANISMOS DE VALVULAS Y PISTONES.

POTENCIA Y MEDICION:

LAS BOMBAS DE POTENCIA Y MEDICION CONSISTEN DE UN EXTREMO LIQUIDO Y UN EXTREMO DE POTENCIA. ESTAS BOMBAS SON GENERALMENTE ACCIONADAS POR MOTORES ELECTRICOS O MOTORES RECIPROCANTES O TURBINAS DE VAPOR. EL EXTREMO LIQUIDO CONSISTE DE PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DE LIQUIDO, VALVULAS Y PISTONES O EMBOLO. EL EXTREMO DE POTENCIA DE UN ARMAZON, CIGUEÑAL, BALEROS, CONECTORES DE VARILLA, CRUCETAS 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:

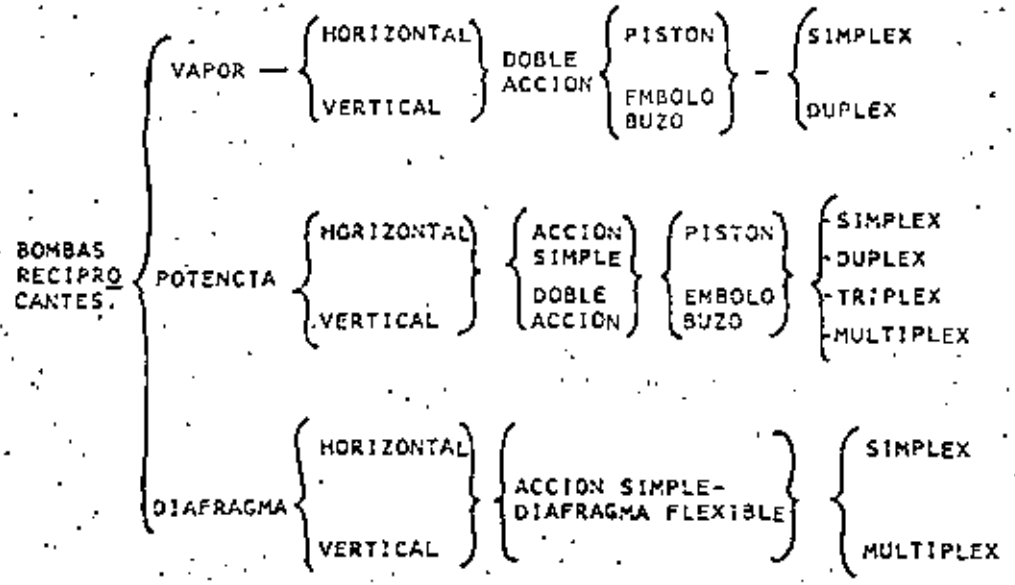


FIG. 1) - CLASES DE BOMBAS RECIPROCANTES.

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.

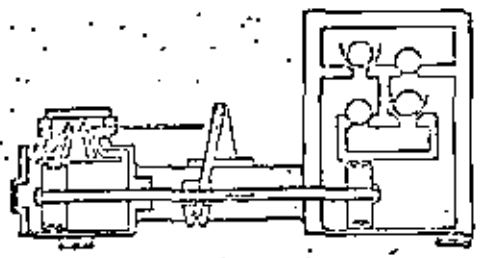


FIG. 2 - BOMBA HORIZONTAL DE VAPOR DE DOBLE ACCION.

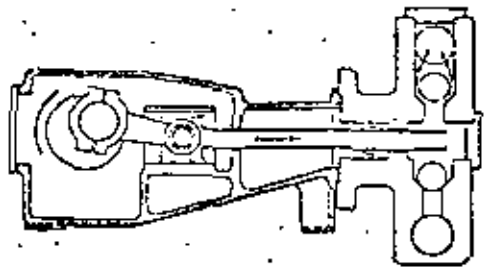


FIG. 3 - BOMBA DE PISTON DE POTENCIA HORIZONTAL DE DOBLE ACCION.

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.

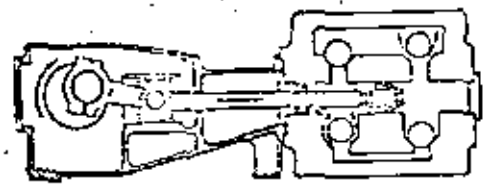


FIG. 4 - BOMBA POTENCIA EMBOLO BUZO HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION.

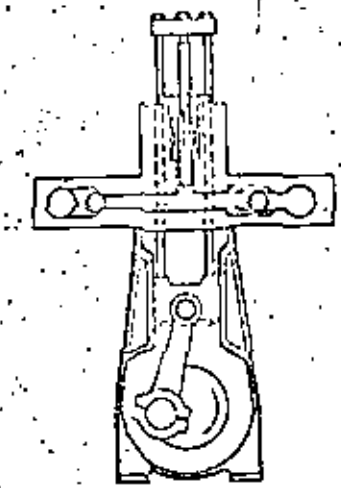


FIG. 5 - BOMBA DE POTENCIA DE EMBOLO BUZO VERTICAL DE SIMPLE ACCION.

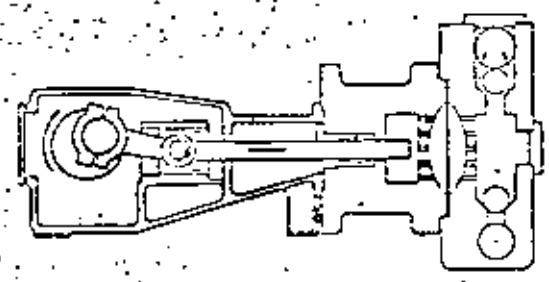


FIG. 6 - BOMBA DE DIAFRAGMA PLANO. HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION

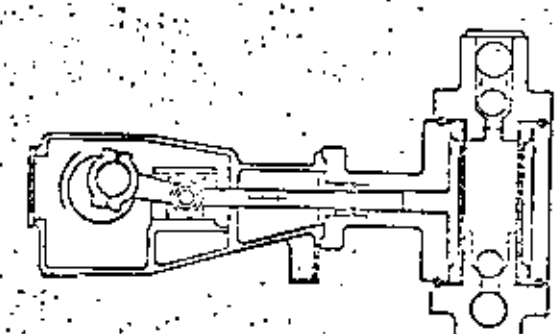


FIG. 7 - BOMBA DE DIAFRAGMA CILINDRICO HORIZONTAL DE SIMPLE ACCION.

CLASIFICACION

- BOMBAS ROTATORIAS
  - ROTOR SENCILLO
    - ASPA
      - Paleta
      - Cuchara
      - Rodillo
      - Embolo
      - Aspa en Rotor
        - Desplazamiento Constante
        - Desplazamiento Variable
      - Aspa en Estator
        - Balanceo
        - Desbalanceado
    - PISTON
      - Axial
        - Desplazamiento Constante
        - Desplazamiento Variable
      - Radial
        - Desplazamiento Constante
        - Desplazamiento Variable
          - Piston Sencillo
          - Piston Multiple
    - ELEMENTO FLEXIBLE
      - Tubo Flexible
      - Aspa Flexible
      - Camisa Flexible
    - TORNILLO
  - ROTOR MULTIPLE
    - ENGRANE
      - Externo
        - Espuela
        - Helicoidal
        - Engrane de Espina
          - Sincrono
          - Asincrono
      - Interno
        - Con media luna
        - Sin media luna
    - LOBULO
      - Simple
      - Multiple
    - PISTON CIRCUNFERENCIAL
      - Simple
      - Multiple
    - TORNILLO
      - Graduado
      - No Graduado

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.

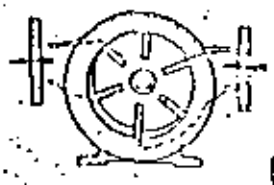


Figura 149. Bombas de aspas deslizantes.

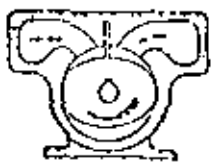


Figura 150. Bombas de aspas externas.

Bomba de pistón. (Fig. 151). En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan recíprocamente 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.

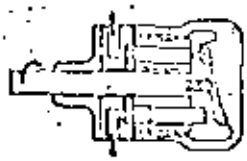


Figura 151. Bomba de pistón axial.

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.

Figura 152. Bomba de tubo flexible.

Figura 153. Bomba de aspa flexible.

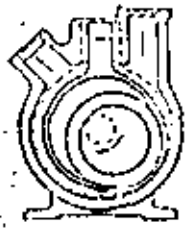


Figura 154. Bomba de camisa flexible.

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.

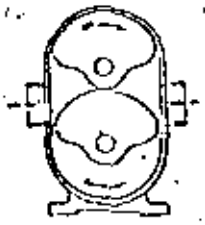


Figura 155. Bomba de lóbulos simple.

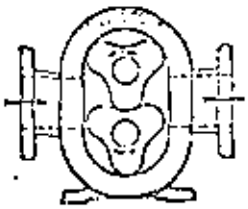


Figura 156. Bomba de tres lóbulos.

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.

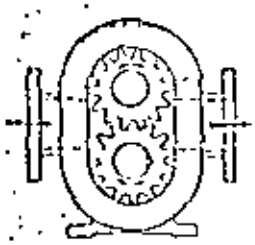


Figura 157. Bomba de engranes externos.

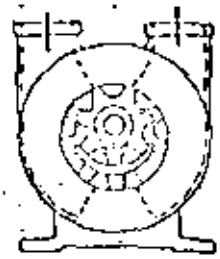


Figura 158. Bomba de engranes internos (con media luna).

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.

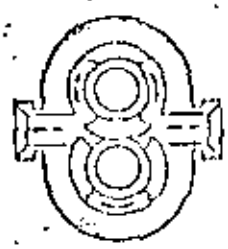


Figura 160. Bomba de pistón circunferencial.

Bombas de tornillo simple (Figs. 161 y 162). El tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en forma de pistón. 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 inducido. En estos diseños se reduce el empuje axial.

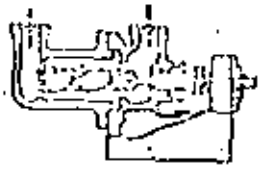


Figura 161. Bomba de tornillo simple.

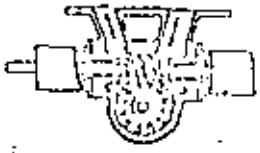


Figura 162. Bomba de tornillo y rueda.

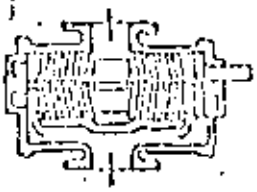


Figura 163. Bomba de dos tornillos.

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 GEOMETRICA.

LA VELOCIDAD ESPECIFICA ES UN NUMERO USUALMENTE EXPRESADO COMO:

$$N_S = \frac{N \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \text{O} \quad N_S = \frac{N \cdot \sqrt{Q} \; H^{1/4}}{H}$$

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

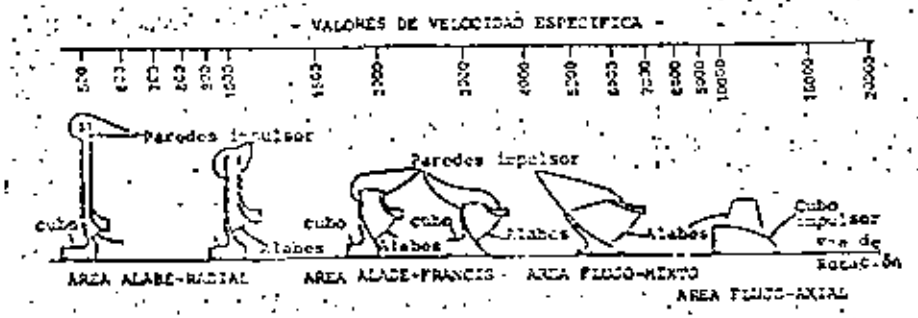


FIG. 1 - COMPARACION DE PERFILES DE IMPULSORES

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)

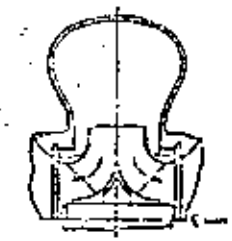


FIG. 2 IMPULSOR FLUJO-RADIAL
(DOBLE SUCCION)

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).

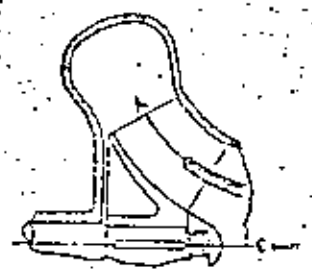


FIG. 3 IMPULSOR FLUJO-MIXTO

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).

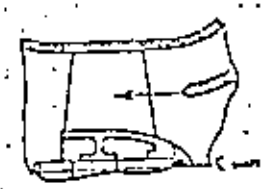


FIG. 4 IMPULSOR FLUJO-AXIAL

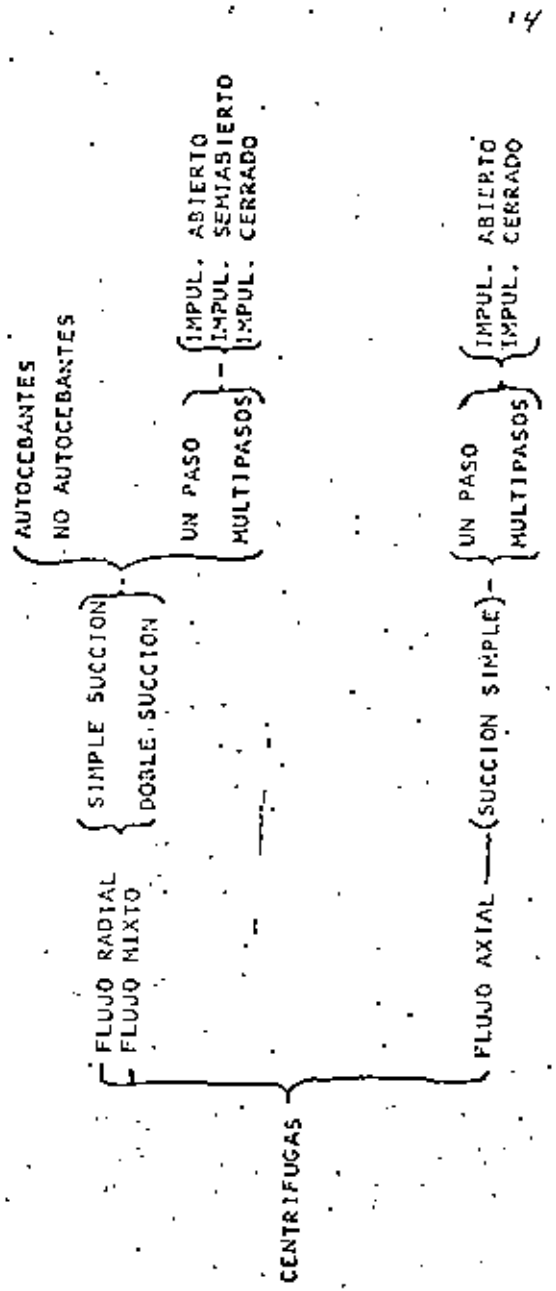


FIG. 5 - CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

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 POZA 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

BOMBAS CON MOTOR ENLATADO
(MOTOBOMBAS SUMERGIBLES)

LAS BOMBAS CON MOTOR ENLATADO HERMETICAMENTE SELLADAS SON UNIDADES DE BOMBEO DIRECTAMENTE ACOPLADAS EN LAS CUALES LA PORCION DE LIQUIDO BOMBEADO 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.

VERTICAL DRY PIT NON-CLOG PUMPS FIGURE 5410B

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.

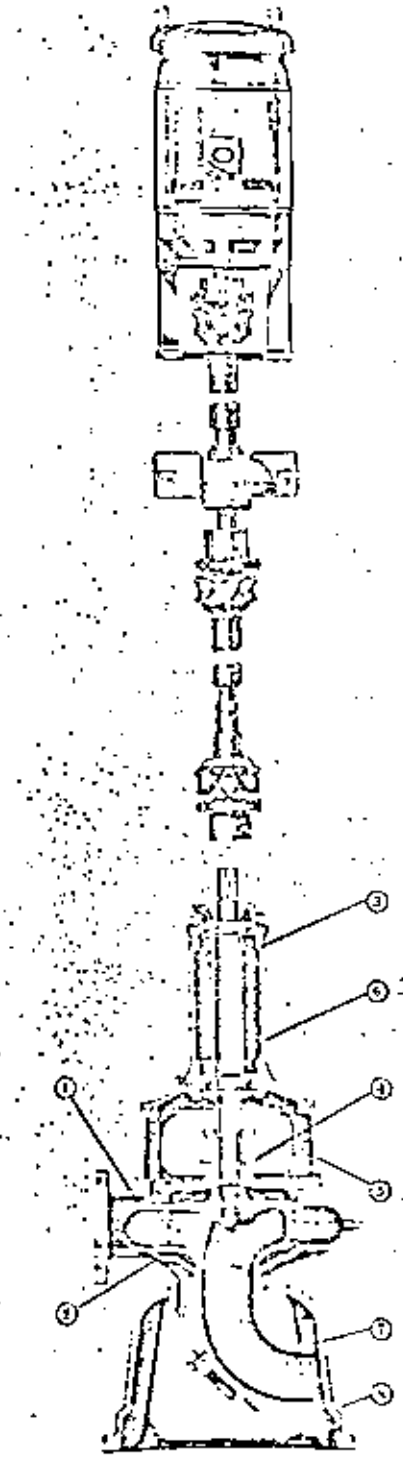
6. FRAME—rotating assembly is supported on heavy duty ball bearings in a precision bored frame. Snap rings and shims are provided for external adjustment at the thrust bearing. Bearings are grease lubricated and protected against dust and moisture contamination. Grease fittings are completely accessible. 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 legs 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.



Gal Industries

VERTICAL WET PIT
NON-CLOG
PUMPS
FIGURE 5410BW

1-11

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.

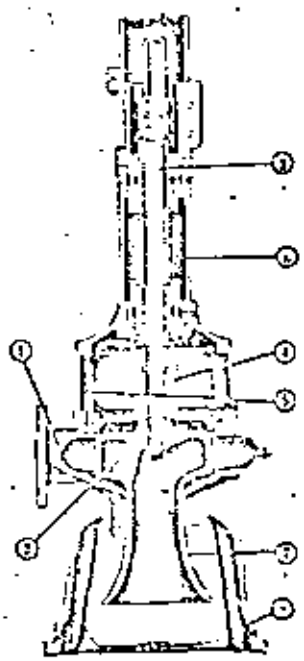
4. STUFFING BOX—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.

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.

Goll Industries

NON-CLOG
HEAVY DUTY
SUMP PUMPS
FIGURE 5410BWS

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.

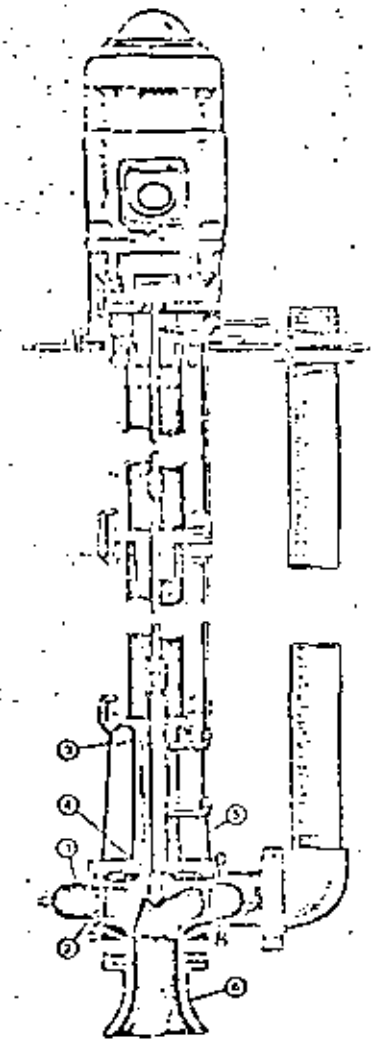
4. SEAL BUSHING—leaded tin bronze for oil or grease lubrication, and semi steel for water lubrication. Seal bushing is used in lieu of packing, thereby eliminating packing maintenance.

5. FRAME—cast iron, precision bored with tapped openings for lubricant piping. Bronze sleeve bearings for oil or grease lubrication, and Norgamite or equal for water lubrication.

6. SUCTION BELL—unique design improves performance by reducing suction inlet friction losses. American Standard dimensions.

THE FAMOUS FAIRBANKS NORSE FLEDGELESS 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 shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 8-inch diameter.

When the water lubrication option is desired, these alternate construction features will be supplied.

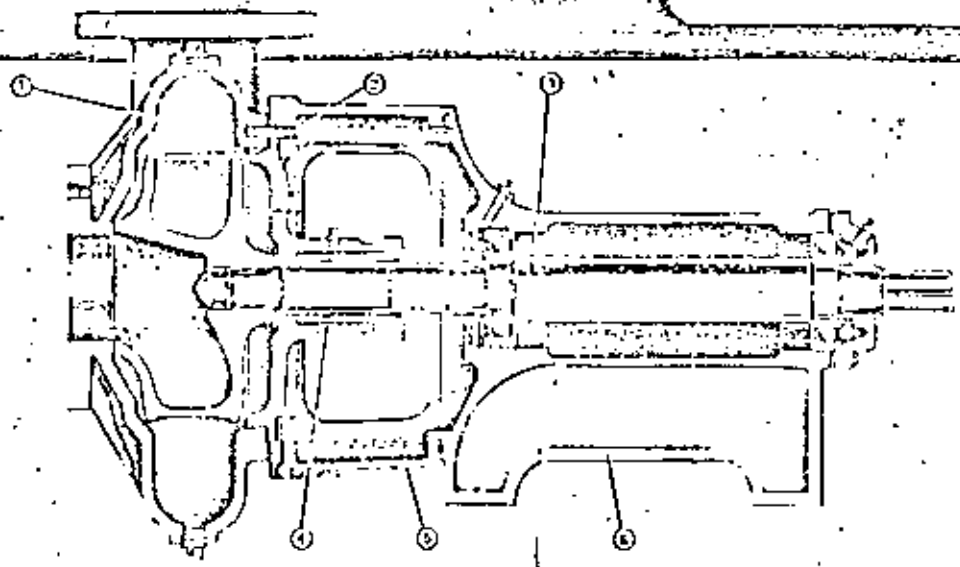


TYPICAL APPLICATIONS:
- Sewage
- Packing Wastes
- Slurries
- Drainage
- Foods
- Pulp
- Paper

Gall Industries

HORIZONTAL
NON-CLOG
PUMPS
FIGURE 5420B

1-13



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.

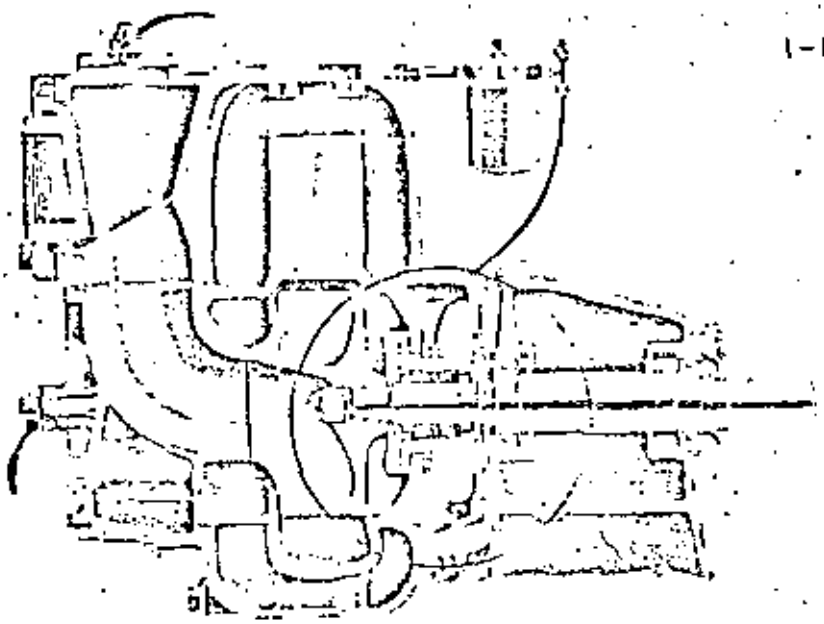
5. ADAPTOR—cast iron, with extra large access openings to the stuffing box for adjustment or renewal of packing or seals. The adaptor has accurately machined centering fits at both ends to assure correct alignment. A wide choice of adaptors permits matching the power requirements of the pump to the driving 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.

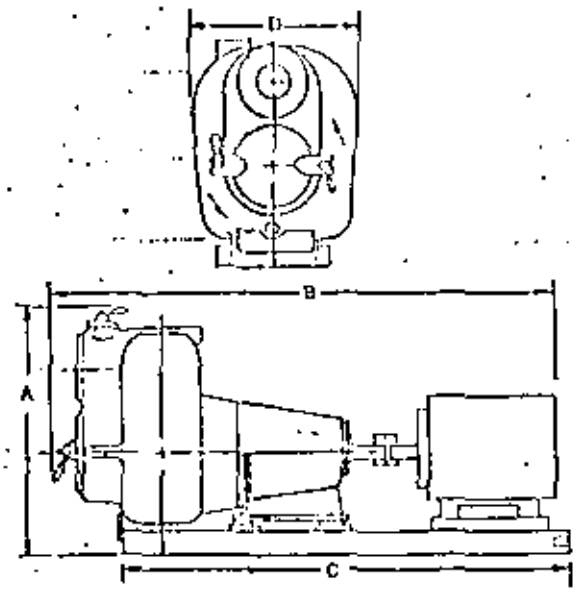
THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

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 6-inch diameter.

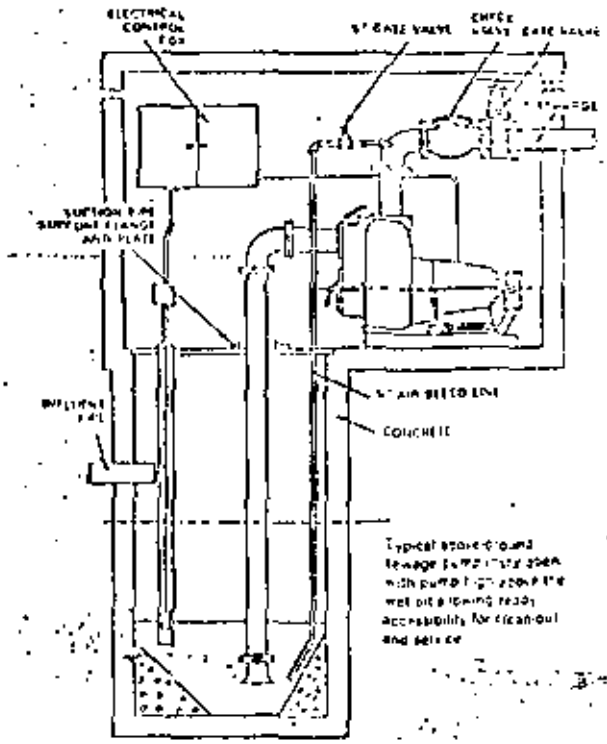
HORIZONTAL SELF PRIMING SOLIDS HANDLING PUMPS FIGURE 5420BP



APPROXIMATE MAXIMUM DIMENSIONS AT 1800 RPM



TYPICAL INSTALLATION



DIRECT DRIVE

FIGURE	A	B	C	D	GPM	FT	HP
4" 5421BP	31	58	51	17	[illegible]	65	10
4" 5422BP	32	58	54	20	600	70	20
6" 5423BP	40	79	66	28	1400	105	60

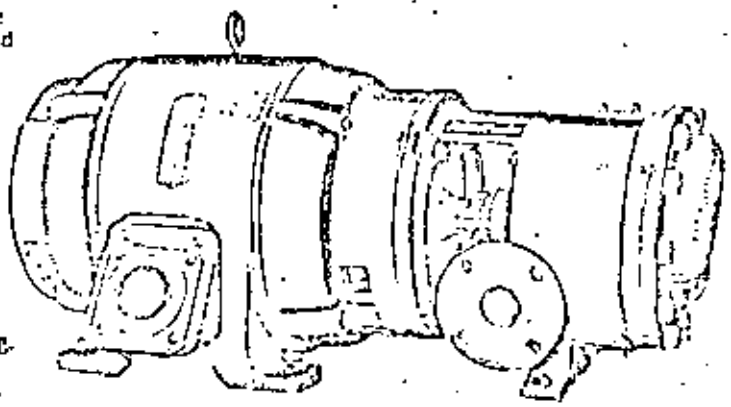
Colt Industries Pump Division
3601 KANSAS AVENUE KANSAS CITY, KANSAS 66110

PUBLICATION 54-20

PRINTED IN USA

Colt Industries — Fairbanks Morse Pump & Electric Division

Figure 5592
Biltogether Pump



GENERAL: A Biltogether 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 for enclosed) construction, oversized semi-sealed bearings, specially insulated windings. The Fairbanks-Morse Biltogether unit construction provides single source, pump-motor "undivided" responsibility. The Fig. 5592 two stage Biltogether pumps efficiently handle capacities to 350 gpm and heads to 550'.

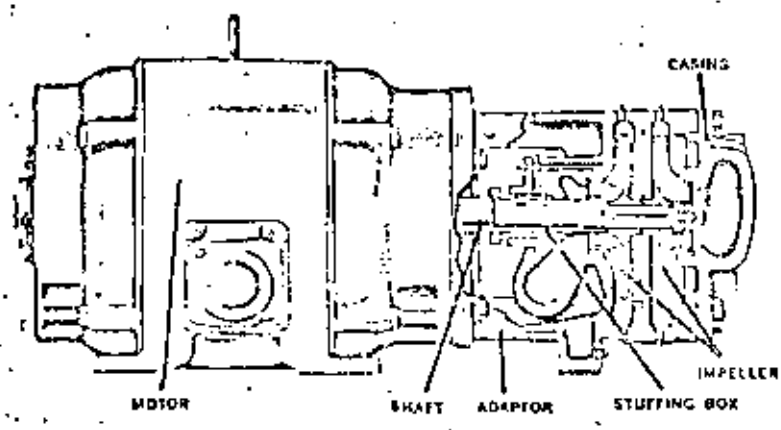
CASING: The casing is of close grained cast iron with 125# ASA flanged suction and 250# ASA flanged discharge. The removable suction cover permits access to all pump parts without disturbing the suction or discharge connections. The adapter, suction and discharge nozzles and stuffing box are cast integral 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

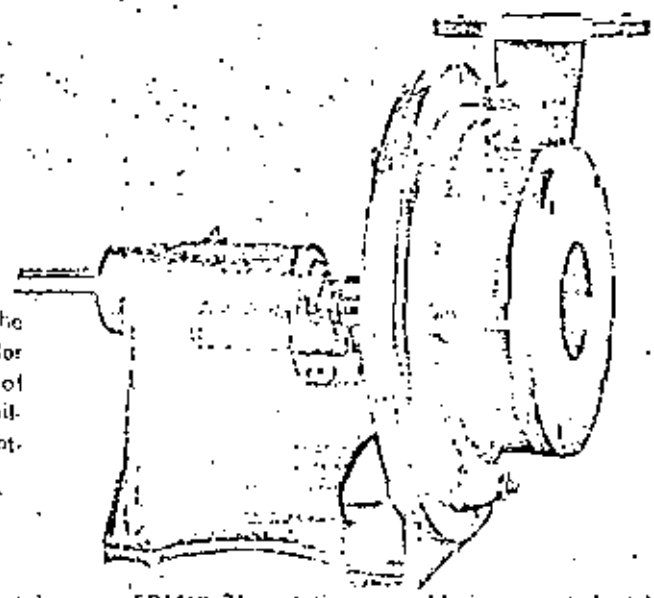
- Boiler Feed
- General Booster Service
- Irrigation
- Fuel Loading and Transfer
- Secondary Water Supply
- General Transfer Service
- High Lift Pumps for Buildings
- Oil Field Gathering
- Mine Dewatering

TECHNICAL DATA
TWO STAGE BUILTOGETHER PUMP
FIGURE 5592

DATA	STANDARD UNIT		
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"	1/2"
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 Frontheed	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Diaphragm	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Material Diaphragm Bushing	Bronze	Bronze	Bronze

Gott Industries

FRAME MOUNTED PUMPS
FIGURE 2" 5520A



- 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.

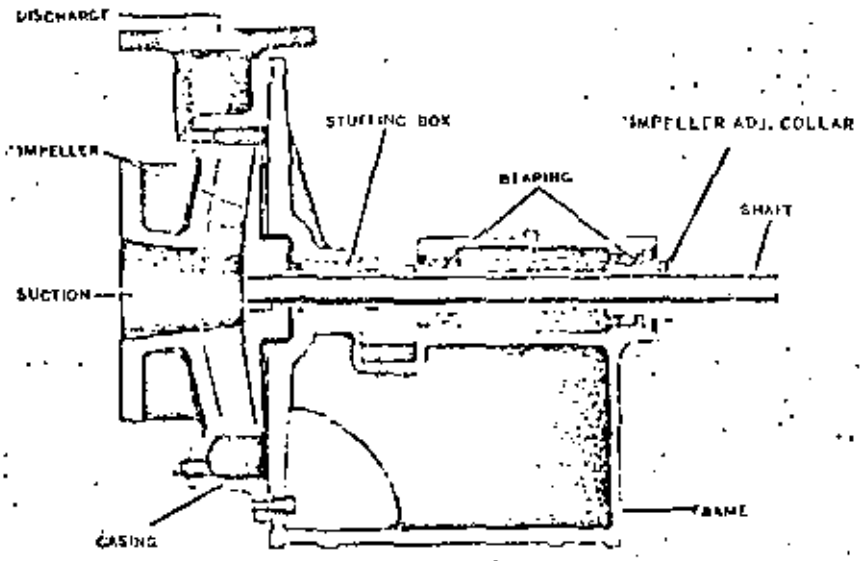
CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM A48 Class 25) with 125 lb. ASA flanged suction and discharge openings. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 40 p.s.i.

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.

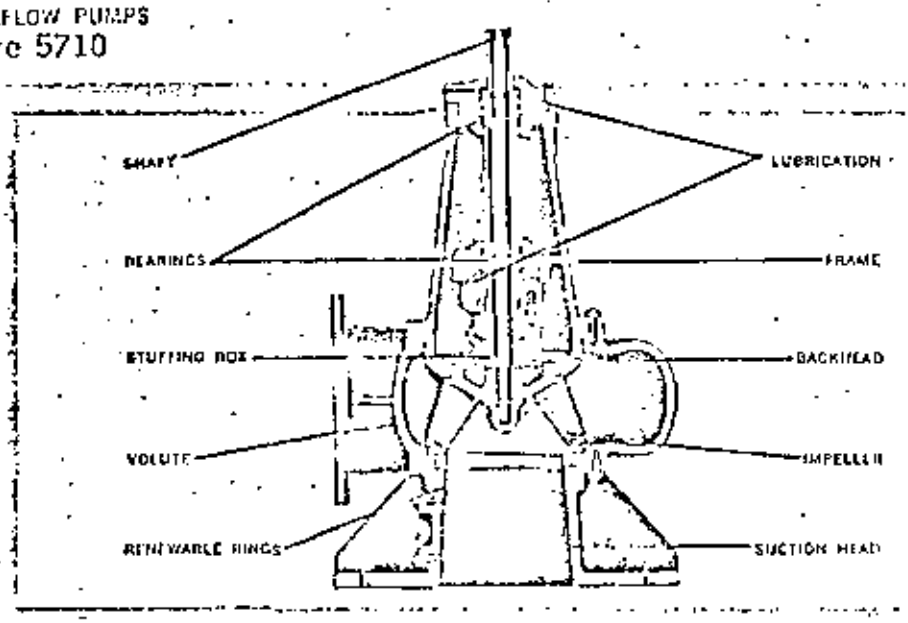
BEARINGS: Sealed extra sized ball bearings, designed for radial and thrust loads, widely spaced for maximum rigidity.

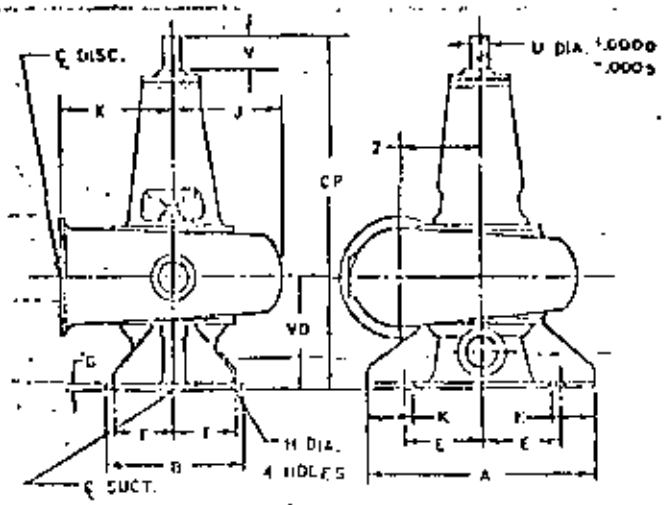


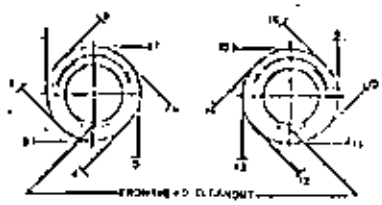
TYPICAL APPLICATIONS

- Equipment Systems
- Bottle Washers
- Pool Drain Pumps
- Car Wash Pumps

VERTICAL DRY PIT
ANGLEFLOW PUMPS
Figure 5710







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.

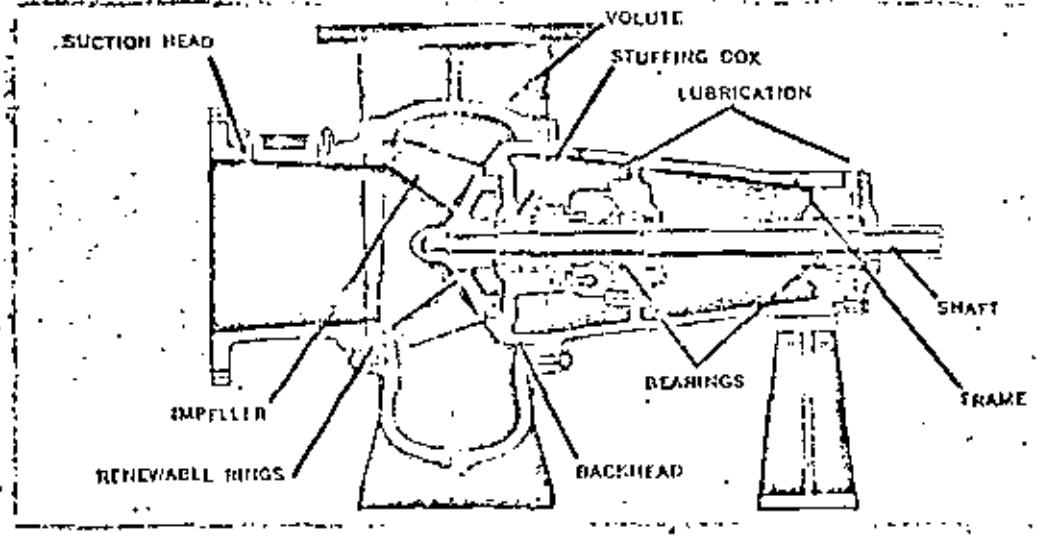
PRINCIPAL DIMENSIONS

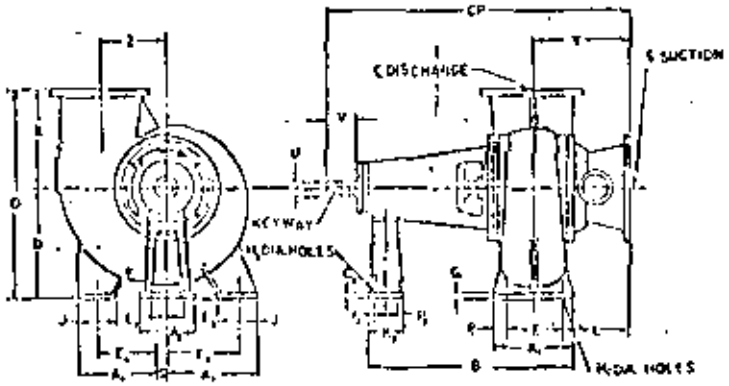
PUMP SIZE	SUCT. & DISC. SIZE	FLG.	BOLT	B.C.	A	B	E	F	G	H	J	K	U	V	X	Z	CP	VD	KEYWAY
8	8	13½	8 ½	11½	23½	16	10½	5½	1½	1½	10½	4	1½	3½	10	7½	40½	14	[illegible]
10	10	16	12½	14½	33	16	13½	5½	1½	1½	13½	5	2½	4½	14	10½	45½	16½	[illegible]
12	12	19	12½	17	34	20	15½	7½	1½	1½	14½	7	2½	4½	15	10½	51½	18½	[illegible]
14	14	21	12½	18½	39	21	16½	7½	1½	1½	17½	8	2½	4½	17½	12½	58½	20½	[illegible]
16	16	23½	16½	21½	43½	23½	19½	8½	1½	1½	20½	9	3	5½	20	14½	65½	23	[illegible]

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





PUMP SIZE (IN)	SUCTION AND DISCHARGE SIZE	FLANGE DIA.	BOLTS	BOLT CIRCLE	A_1	A_2	B	D	E_1	E_2	F_1	F_2	G_1	G_2	H_1	H_2	J
8	8	13½	8-¾	11¾	10½	10	25¾	17	8½	2¾	4½	4¾	1¼	2¼	4 1/16	4⅝	5
10	10	16	12-⅞	14¼	14	11	31¾	17½	12	3½	6	5¾	1½	2¼	4 1/16	4⅝	6
12	12	19	12-⅞	17	13½	11	31¾	18	12	3½	8	5¾	1½	2¼	4 1/16	4⅝	6
14	14	21	12-1	18¾	16	13	40¾	21	14½	3½	10	6	1½	2¼	5 1/16	4¾	7
16	16	23½	16-1	21¼	18	14	44	24	16½	4	11½	5¾	1½	1¾	4 3/16	5⅛	7

Colt Industries Pump Division
3601 KANSAS AVENUE
KANSAS CITY, KANSAS 66110

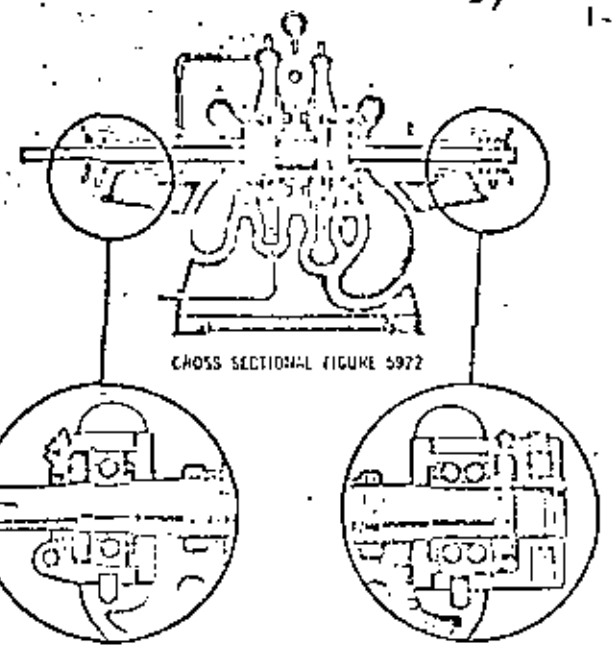
FIGURE 5700 ANGLEFLOW PUMPS
GENERAL DATA

FIGURE NUMBER		5710 & 5720					5710W				
PUMP SIZE		8	10	12	14	16	8	10	12	14	16
Pump	Min. Dia. Opening To Install Pump	22-1/2	26-1/2	29-1/2	47-1/2	52	22-1/2	26-1/2	29-1/2	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	[illegible]	13-1/2	15-7/8	17	19-1/2	[illegible]	13-1/2	15-7/8	17	[illegible]
	Max. Solid Size	1	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	1	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Shaft	Dia. at Impeller	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	Dia. at Upper Bearing	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	Dia. at Lower Bearing	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Stuffing Box	Inside Diameter	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	Depth of Box	[illegible]	4	4	5	[illegible]	[illegible]	4	4	[illegible]	[illegible]
	Sleeve O. D.	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	Seal Cage Width	3/4	7/8	7/8	1	[illegible]	3/4	7/8	7/8	1	[illegible]
	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	1-3/4	3/4	1	1	1-3/8	1-1/4
	Pipe Tap Size for Positive 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)	F.A.F.	F.A.F.	F.A.F.	F.A.F.	F.A.F.	—	—	—	—	—
	Thrust Bearing Number (Duplex Ball Bearing)	7216DB	7217DB	7218DB	7314DB	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	A52-16 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	13-1/2	15-5/16

Figure 5710W pumps use bronze sleeve bearings.

Subject to change without notice.

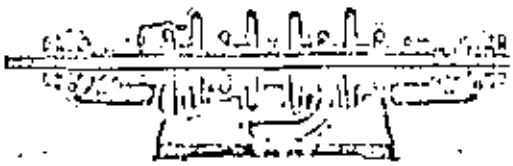
HORIZONTAL MULTI-STAGE SPLIT CASE PUMPS FIGURE 5900



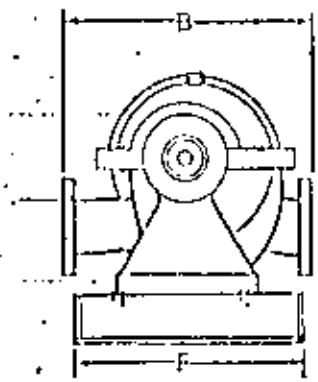
CROSS SECTIONAL FIGURE 5972

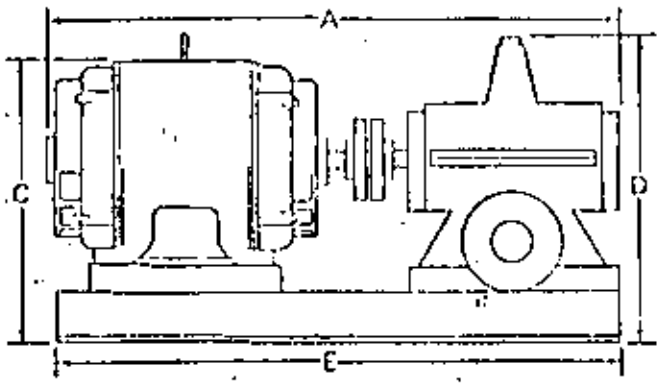
FIGURE 5972 RADIAL BEARING CONSTRUCTION

FIGURE 5972 THRUST BEARING CONSTRUCTION



CROSS SECTIONAL FIGURE 5974





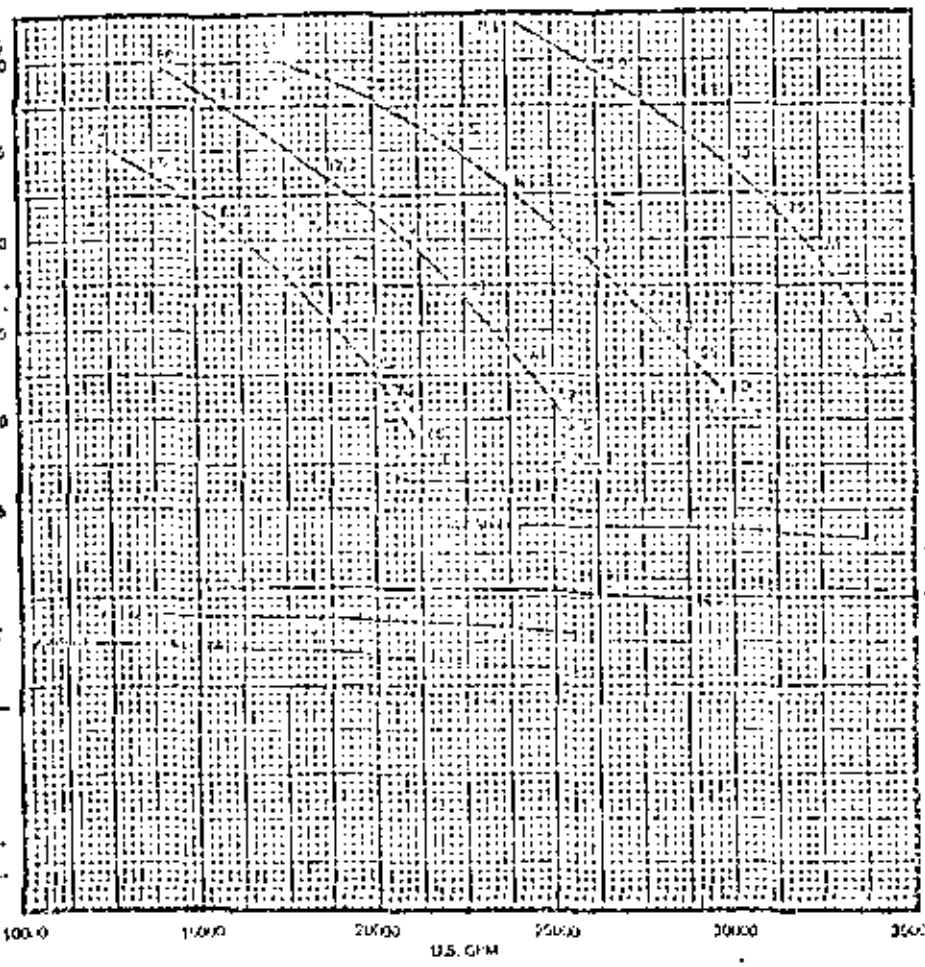
APPROXIMATE MAXIMUM DIMENSIONS AT MAXIMUM R.P.M.													
FIGURE	SIZE	SUCT	DISC	A	B	C	D	E	F	GPM	HEAD	HP	MAX RPM
5972	3	4	3	67	21	29	27	61	31	750	315	50	1750
5922	5	6	5	83	30	37	37	73	37	1250	450	125	1750
5922	6	8	6	88	33	39	44	97	37	2300	570	300	1750
5972	5	8	5	87	27	40	36	97	37	1400	1050	400	3600
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	29	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

PUBLICATION 59-6 PRINTED IN USA

PUV-8000 PROPELLER PUMPS

PUMP PERFORMANCE



30"
8312

580
RPM

1
STAGE

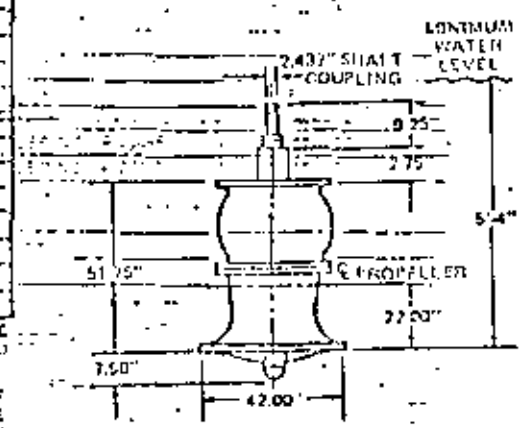
30" COLUMN

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.
[illegible] THRUST FACTOR	[illegible] LBS/FT.
[illegible] TOTAL ROTOR WEIGHT	[illegible] 310 LBS.
[illegible] SETTING CONSTANT	[illegible] 15.9 LBS/FT.
[illegible]	[illegible] LBS/FT.
BOWL ASSEMBLY WEIGHT	[illegible] 2050 LBS.
EYE AREA PROPELLER NO. A-330-F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-331-F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-332-F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-333-F	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 EXCEEDING [illegible] PPM.

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

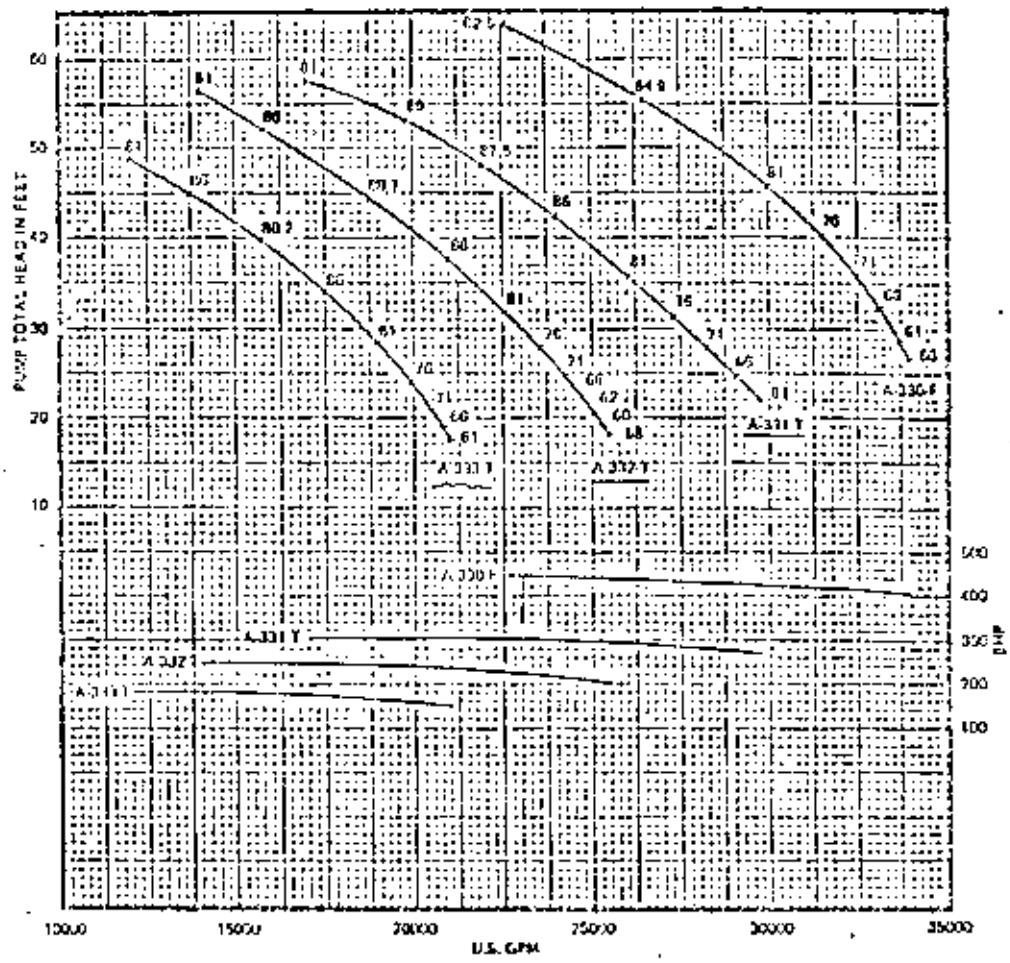
2 STAGE

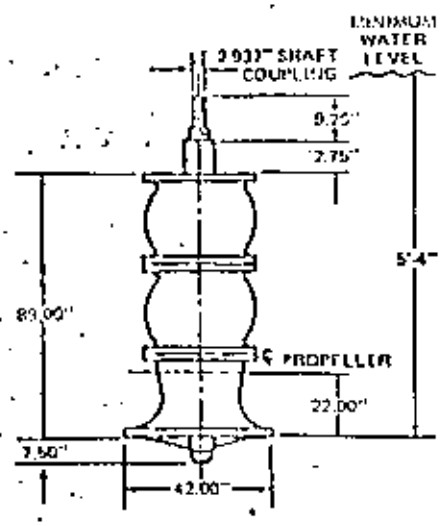
30" COLUMN

30" FABRICATED STEEL ELBOW

2 16/16" LINESHAFT

8" ENCLOSING TUBE





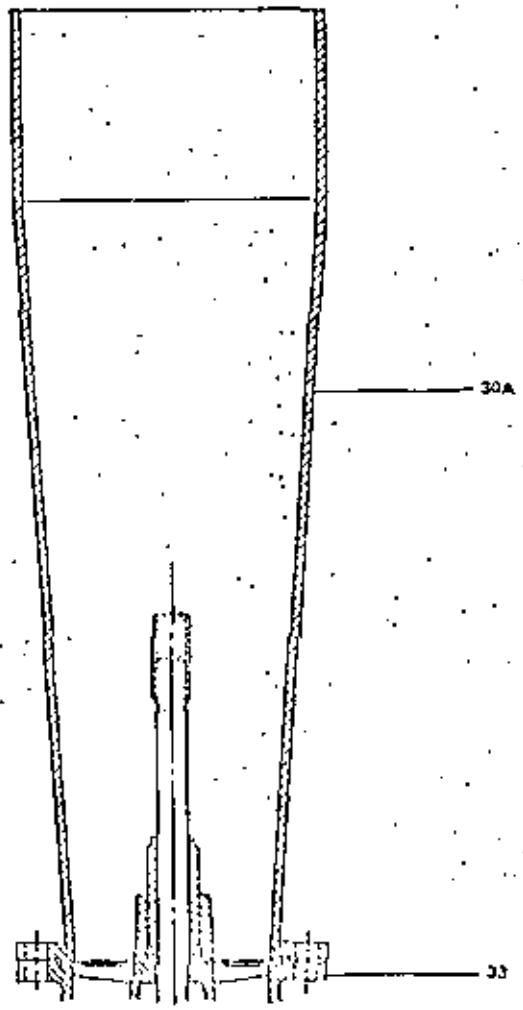
DATA	VALUE
PUMP SHAFT DIAMETER	2.9375 IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	4.50 IN.
K1 (THRUST FACTOR)	185 LBS./FT.
K2 (TOTAL ROTOR WEIGHT)	1,200 LBS.
K3 (SETTING CONSTANT)	23.0 LBS./FT.
WK²	390 LBS.-FT.²
BOWL ASSEMBLY WEIGHT	4330 LBS.
EYE AREA: PROPELLER NO. A-330 F	367.8 SQ. IN.
PROPELLER NO. A-331-T	337.8 SQ. 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 80° F.

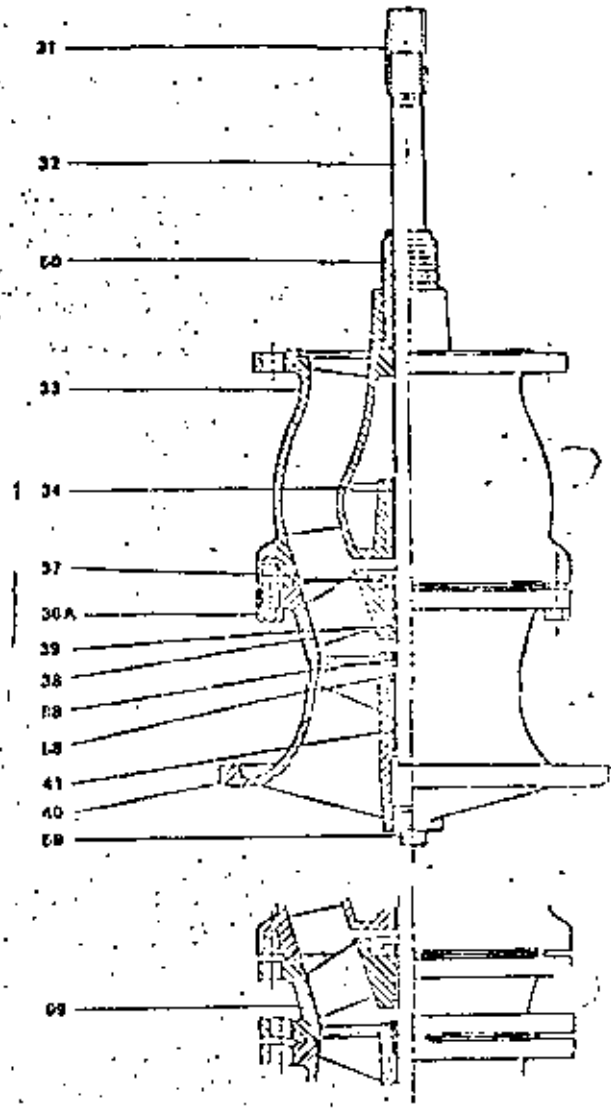
PUMP PERFORMANCE SHOWN IS BOWL ASSEMBLY WITH 10 FEET OF COLUMN INCLUDING A STANDARD ABOVE GROUND DISCHARGE ELBOW. ADDITIONAL COLUMN LOSSES SHOULD BE ADDED WHEN SETTINGS ARE DEEPER THAN 10 FEET AND/OR FOR OTHER DISCHARGE ARRANGEMENTS.

8000 PROPELLER PUMPS
SECTIONAL DRAWINGS
8312 BOWL ASSEMBLY

32 1-24



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
30A	CAP SCREW
37	PROPELLER LOCK NUT
38	PROPELLER

REF. NO.	DESCRIPTION
39	PROPELLER LOCK COLLET
40	SUCTION BELL
41	SUCTION BELL BEARING
60	CONNECTON BEARING
58	SAND CAP
59	SUCTION BELL PIPE PLUG
68	SET SCREW
99	BOWL SEAT SECTION

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

continuación

Julio, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

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	200.0 G.P.M.
Head	to	150 FT.
Horsepower	to	40 H.P.

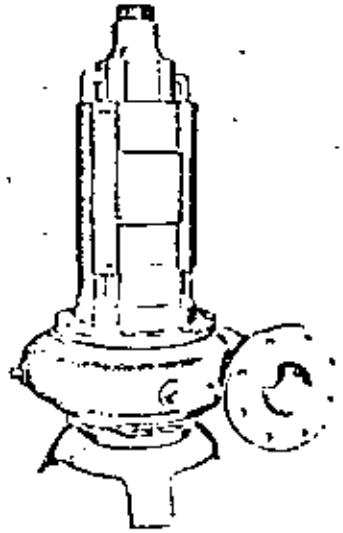
CASING – High strength cast iron with specially designed waterways . . . provides unobstructed flow for any solid that can be passed by the impeller.

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. Furthermore 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 "Standard" 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 trash than conventional impellers. Perfected balancing techniques and standardization permit easy substitution of the bladeless impeller in conventional Fairbanks Morse sump 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

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.

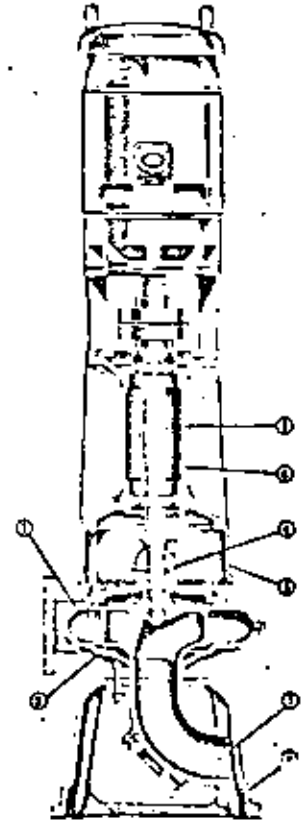
4. STUFFING BOX—may be fitted with conventional packing with split glands or a variety of mechanical seals. This construction simplifies field changeover from packing to seals and vice-versa.

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.

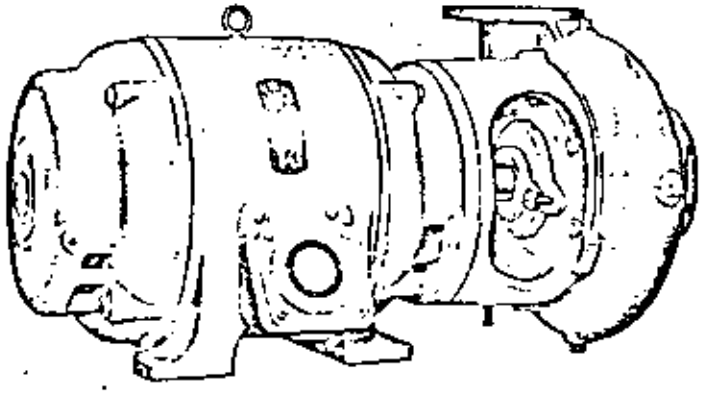
7. SUCTION ELBOW—matches American Standard flanged fitting dimensions. Available either as a constant diameter or increaser elbow. Bolted inspection covers, conforming to elbow contour, are of standard construction to permit ease in cleaning pump and suction pipe.

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 sump pumps with no alterations to station piping, drive shafting or setting. Available at extra cost on pumps through 5-inch diameter.



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 weatherproof, totally-enclosed, fan cooled or explosion proof construction.

THE FAMOUS FAIRBANKS MORSE BLADELESS IMPELLER

handles 10 to 25 times more solids 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 sealing or setting. Available at extra cost on pumps through 8-inch diameter.

TYPICAL APPLICATIONS

- INDUSTRY
- MUNICIPAL
- IRRIGATION
- BOOSTER SERVICE
- POWER GENERATION
- PETROLEUM
- TRANSFER SERVICE
- MARINE

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 [illegible] 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

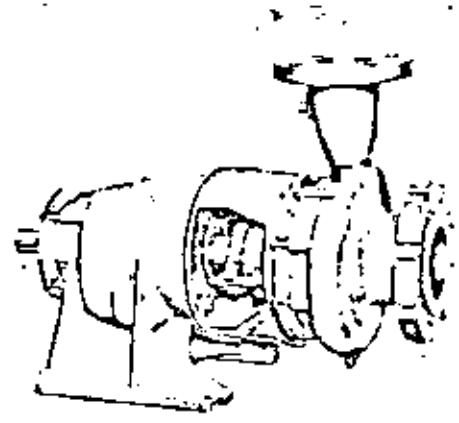
CASING — High strength cast iron casing with centerline discharge. Back pull-out design eliminates need to disturb piping connections. Hydraulically designed to minimize radial loads. Casing is spotted to provide faster boring to adaptor. Casing rings available as an optional feature.

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 adapt fits insure 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 Loctite for positive drive and sealing against leakage between shaft and sleeve. Easily removed if ever necessary without special tools. Loctite provides excellent protection against corrosion at 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.

Fairbanks Morse Pumps

TYPICAL APPLICATIONS

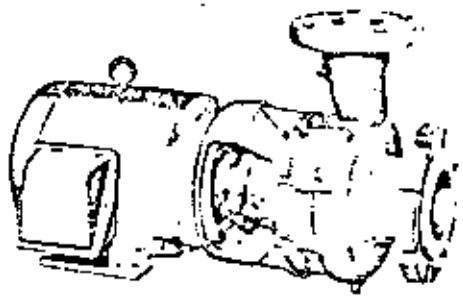
- INDUSTRY
- MUNICIPAL
- IRRIGATION
- BOOSTER SERVICE
- POWER GENERATION
- PETROLEUM
- TRANSFER SERVICE
- MARINE

HORIZONTAL
BILTOGETHER
END SUCTION PUMPS
FIGURE 5550R

5

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 adapter. 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 — Biltogether 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 5¼" 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 Loctite for positive drive and sealing against leakage between shaft and sleeve. Easily removed if ever necessary without special tools. Loctite 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 changeover 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

Colt Industries

HORIZONTAL
FRAME MOUNTED
PUMPS

5

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.

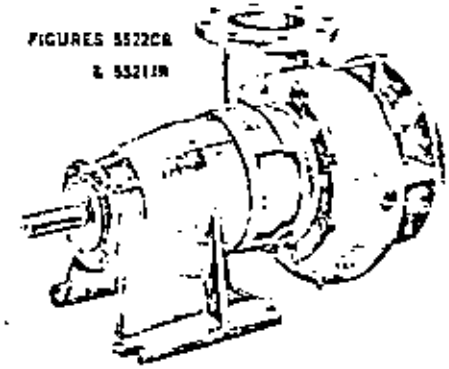
Figure 5521JR pumps are semi-open impeller design particularly suited but not restricted to liquids which contain abrasive solids. Abrasive wear is distributed over the large diametrical area swept by the vanes reducing the effect on performance. New pump performance can be regained by a simple axial 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.

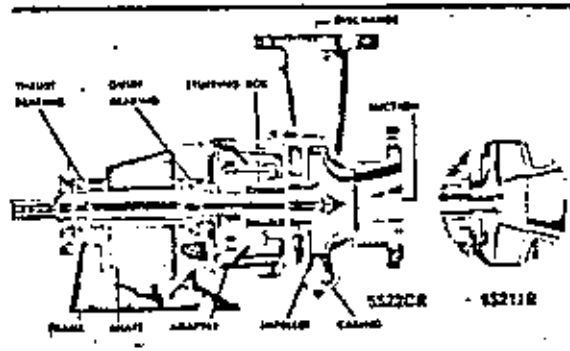
FIGURES 5522CR
& 5521JR



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 BPICI mounted on stainless sleeve with solid gland. Conversion to packing requires only the packing materials.

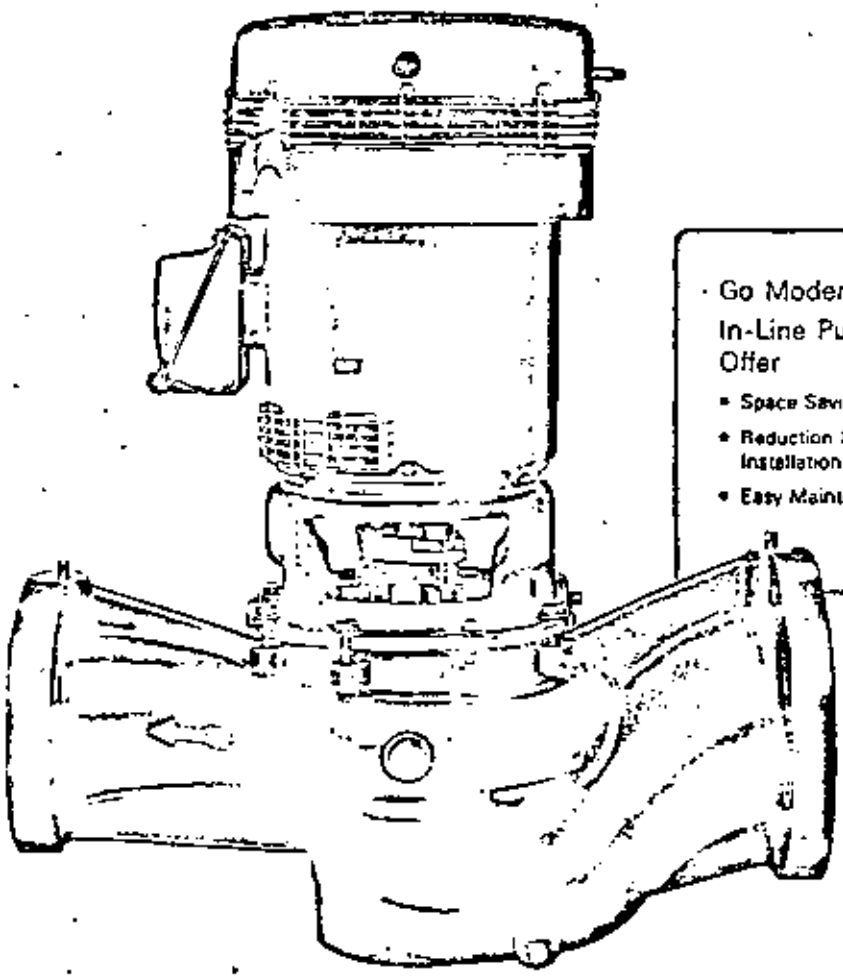


TYPICAL APPLICATIONS

- Refineries
- Irrigation
- Breweries
- Laundries
- Canneries
- Paper Mills
- Condensate Return
- Spray Booths
- Coolant
- Swimming Pools
- Cooling Towers

Colt Industries

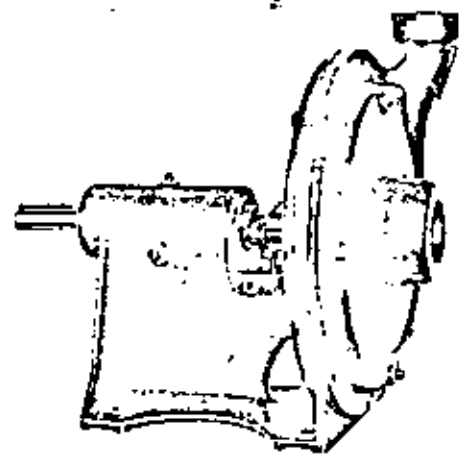
IN-LINE PUMPS 5530R



- Go Modern... In-Line Pumps Offer
  - Space Savings
  - Reduction in Installation Costs
  - Easy Maintenance

Colt Industries — Fairbanks Morse Pump & Electric Division

MODEL 5520M FRAME MOUNTED PUMPS



GENERAL:
Simplicity of Design.....
economically priced.....
quality built.....
Highly efficient.....
Horizontal induction centrifugal pump. The enclosed impeller does not require periodic adjustment to restore performance. Available with flexible coupling and base for mounting of motor.

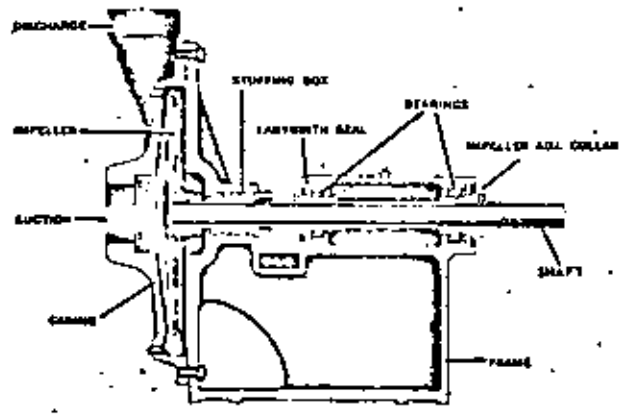
CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 25) with suction and discharge openings tapped for standard pipe thread connections. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 50 p.s.i.

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.

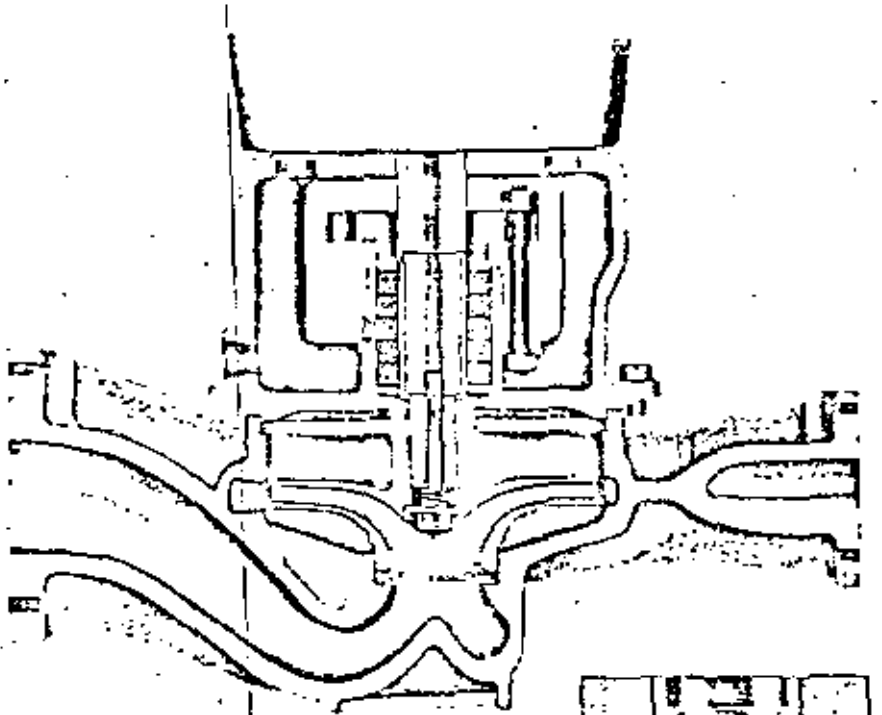
FRAME: The rotating assembly is supported on ball bearings mounted in a precision bored cast iron (ASTM-A48 Class 25) frame. Broad lower frame section forms substantial base for the pump.

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.

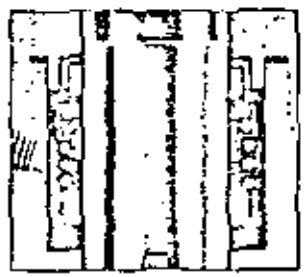


TYPICAL APPLICATIONS
- Equipment Systems
- Irrigation
- General Purpose
- Booster Service

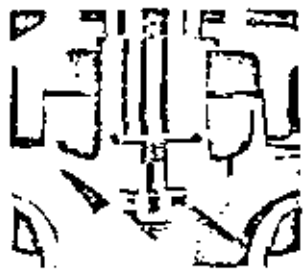


DESIGN AND CONSTRUCTION FEATURES

- 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

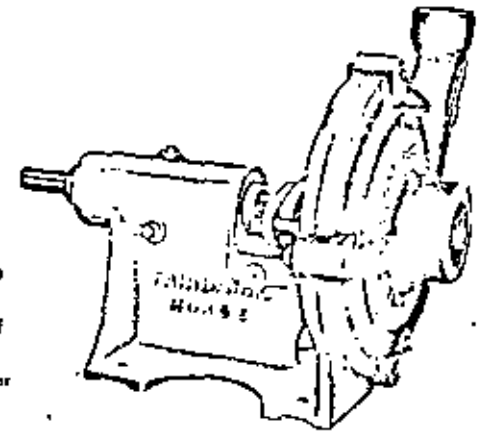


BALANCE CHAMBER

Colt Industries

Fairbanks Morse
Pump & Electric Division

MODEL 552CP FRAME MOUNTED PUMPS



GENERAL:

Simplicity of Design.....
economically priced.....
quality built.....
Highly efficient.....

Horizontal endsuction centrifugal pump. The semi-open 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.

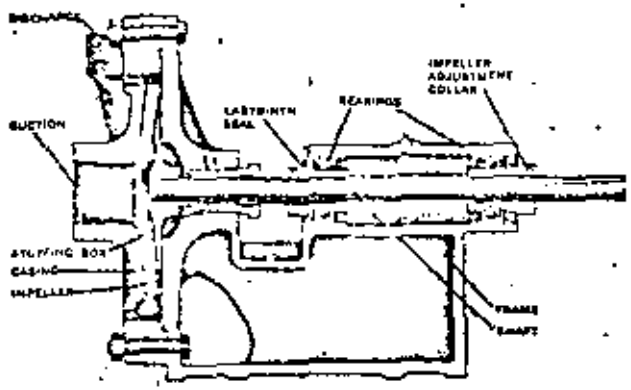
CASING: The volute is of close grained cast iron (ASTM-A48 Class 25) with suction and discharge openings tapped for standard pipe thread connections. The volute backhead is cast integrally with the frame. Maximum working pressure of 40 p.s.i.

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.

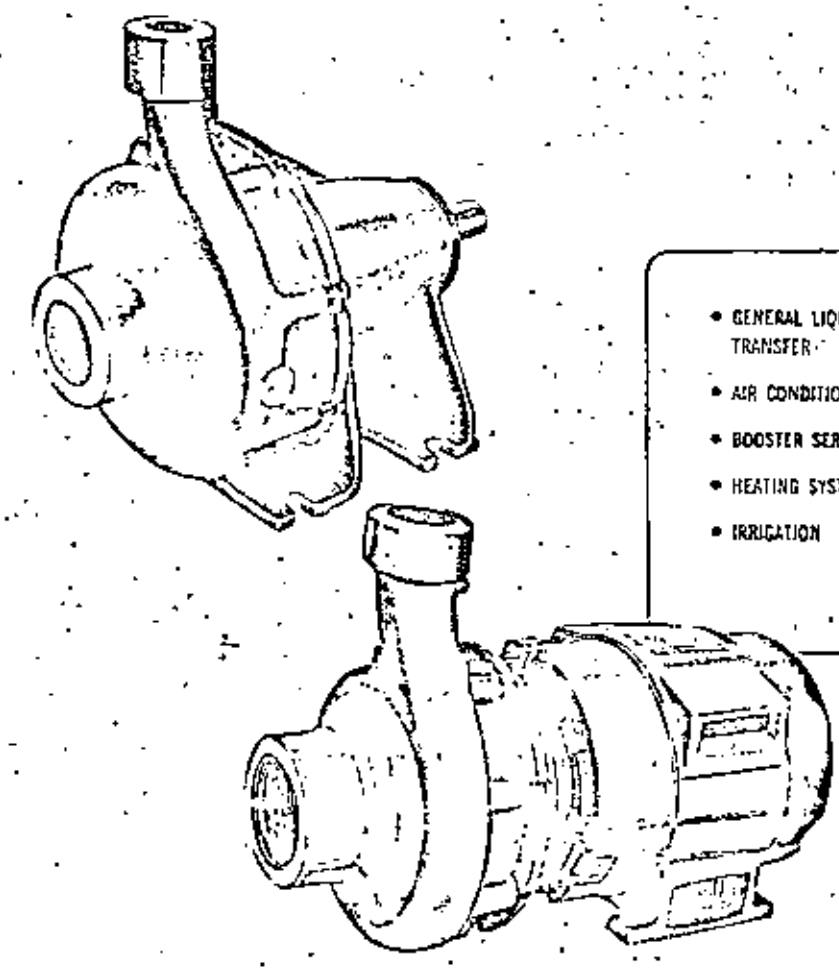


TYPICAL APPLICATIONS

- 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.

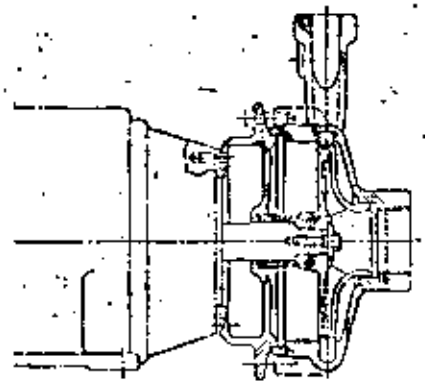
Channel steel baseplates are stocked for quick shipment of mounted 5520RB models. T.B. Woods Sure-Flex couplings are standard. Spacers will be provided when desired, for easier maintenance.

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.

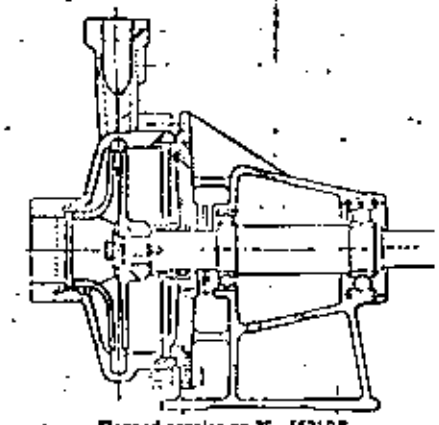
Fairbanks Morse distributors and sales representatives nationwide are prepared to help with your pump applications. Factory and field stocks assure quick delivery.

BILTOGETHER



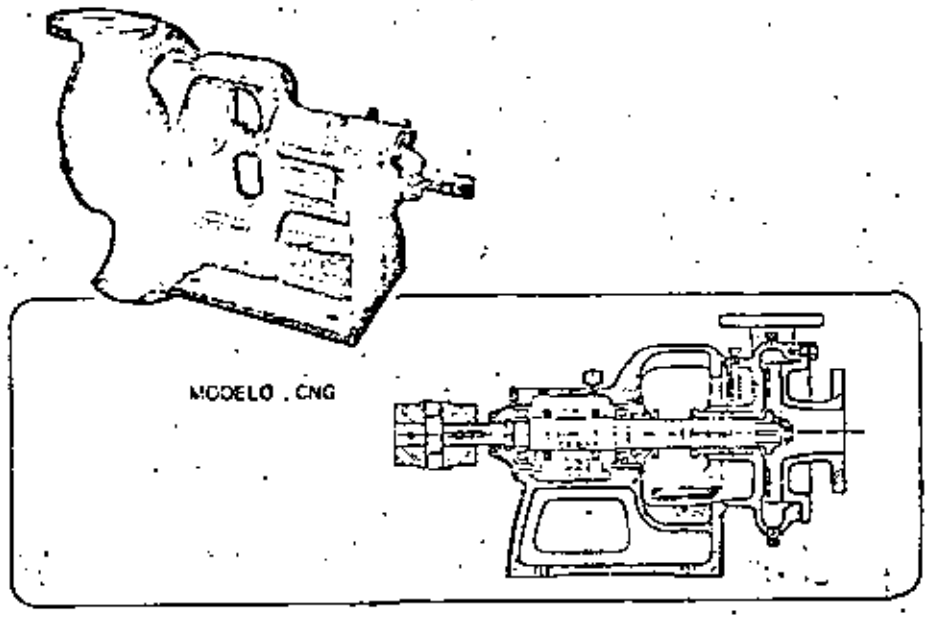
Flanged nozzles on 3"—5551RB

BASIC PUMP (Frame Mounted)



Flanged nozzles on 3"—5521RB

LINEA SESC (TIPO 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 copla.

CARACTERISTICAS:

Conexiones bridadas, lubricación por aceite. Alojamiento de empaque que admite empaquetadura y sello mecánico.

SERVICIO:

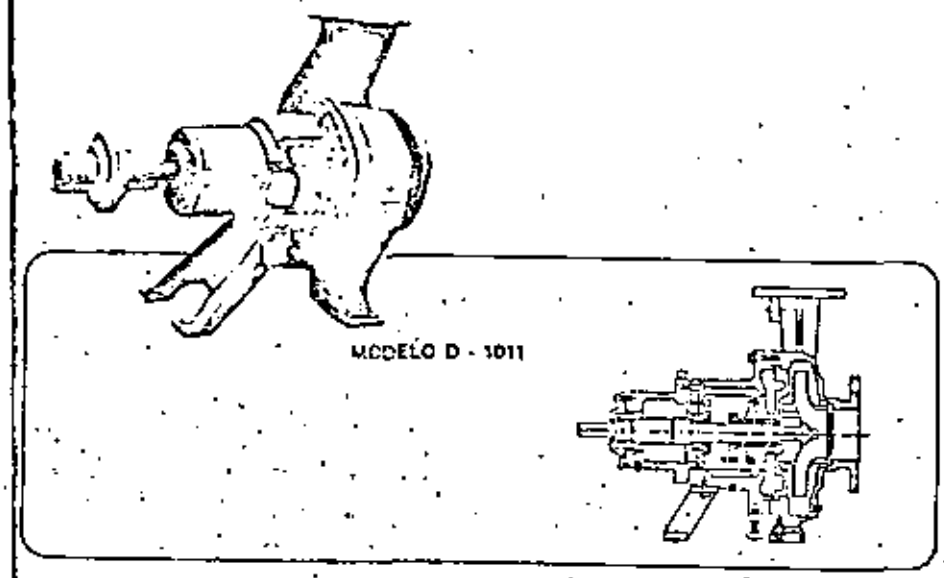
Debido a su construcción en Worthite (acero inoxidable austenítico patente de "Worthington") esta bomba puede operar satisfactoriamente con líquidos corrosivos y es propia para servicio químico

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)



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 copla.

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:

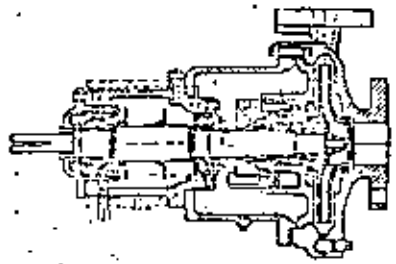
Presión de trabajo - (250 PSIG) 17.6 Kg/cm²
Temperatura (340° F) 171°C
(con empaquetadura y carcasa de acero).

MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:
1. Toda en Fierro 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.

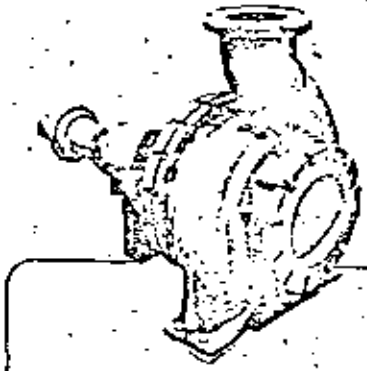
LIMITES DE OPERACION:

Presión de trabajo hasta (700 PSIG) 49.3 Kg/cm² en algunas bombas.
Temperatura - de (-350°F) - 212°C hasta (650°F) 454°C.

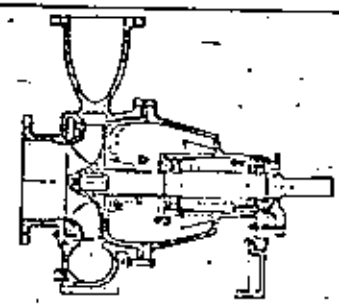
MATERIALES DE CONSTRUCCION

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 instalable. 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 6%. 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.

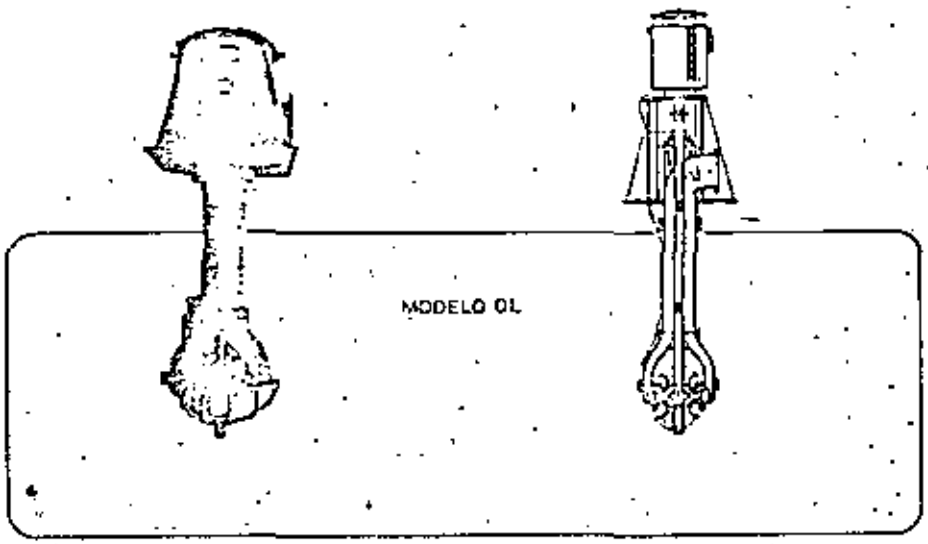
MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDAR:

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:

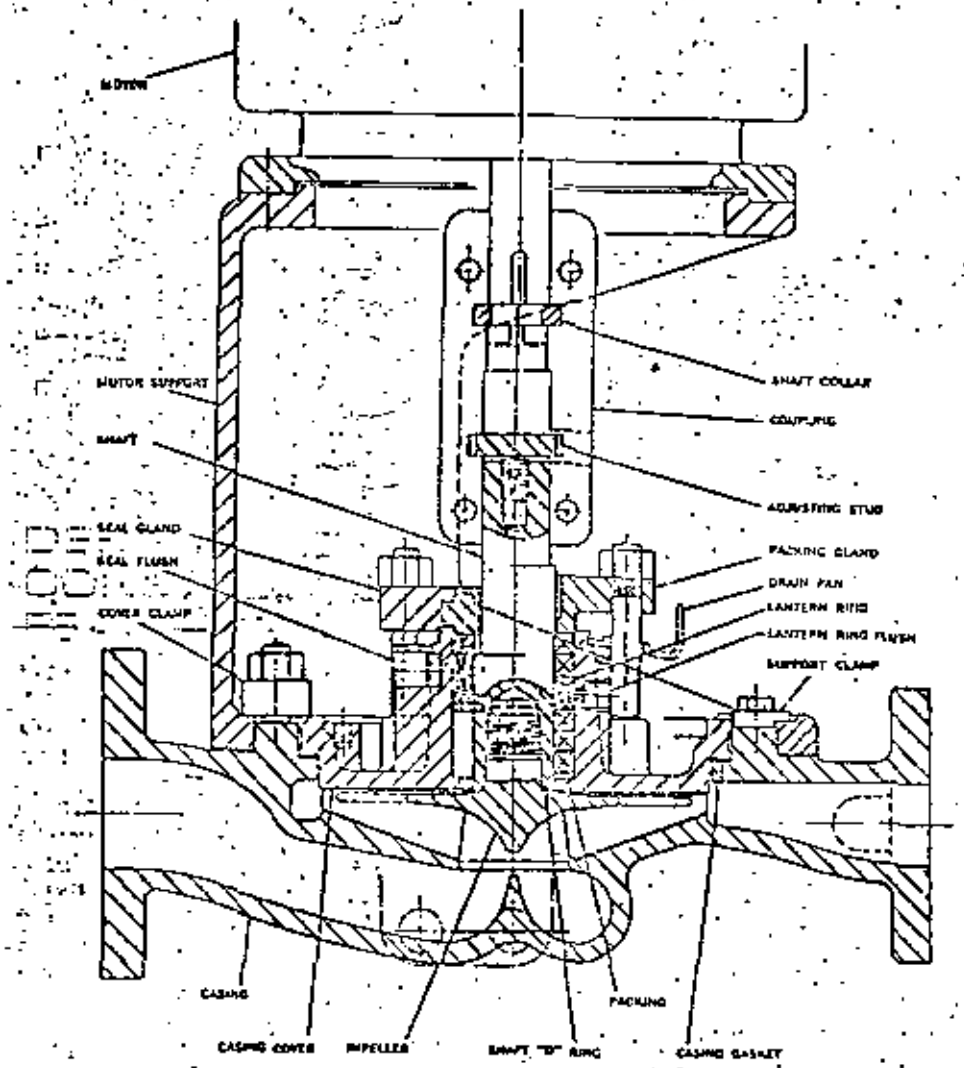
Descarga bajo y sobre superficie.
Lubricación.
Por aceite.
Por el mismo líquido.
Forrada.

SERVICIO:

Torres de enfriamiento, así como todos aquellos que requieran grandes cantidades de líquidos con cargas relativamente altas.

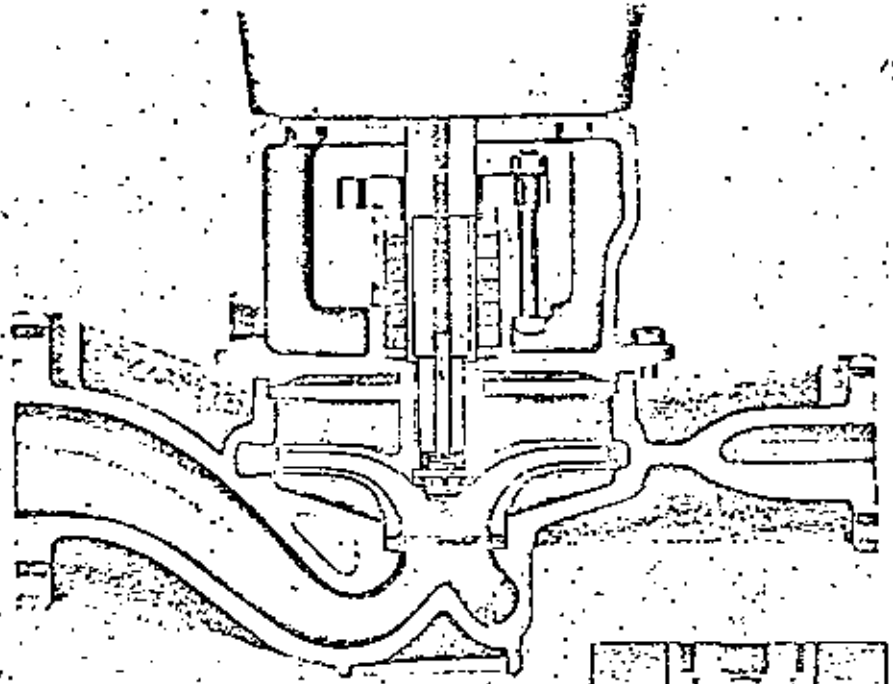
MATERIALES DE CONSTRUCCION ESTANDARD:

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.



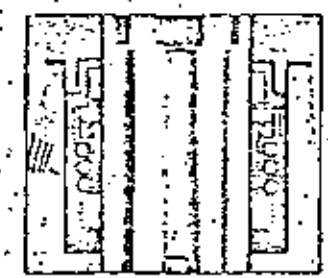
The Most Advanced Process Pump Available

INGERSOLL-RAND COMPANY, 11 BROADWAY, NEW YORK, N. Y. 10004

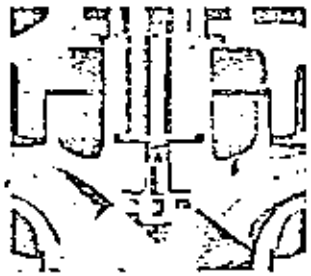


DESIGN AND CONSTRUCTION FEATURES

- 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

SEWAGE & WASTE WATER DEWATERING PUMP

MODEL SEU

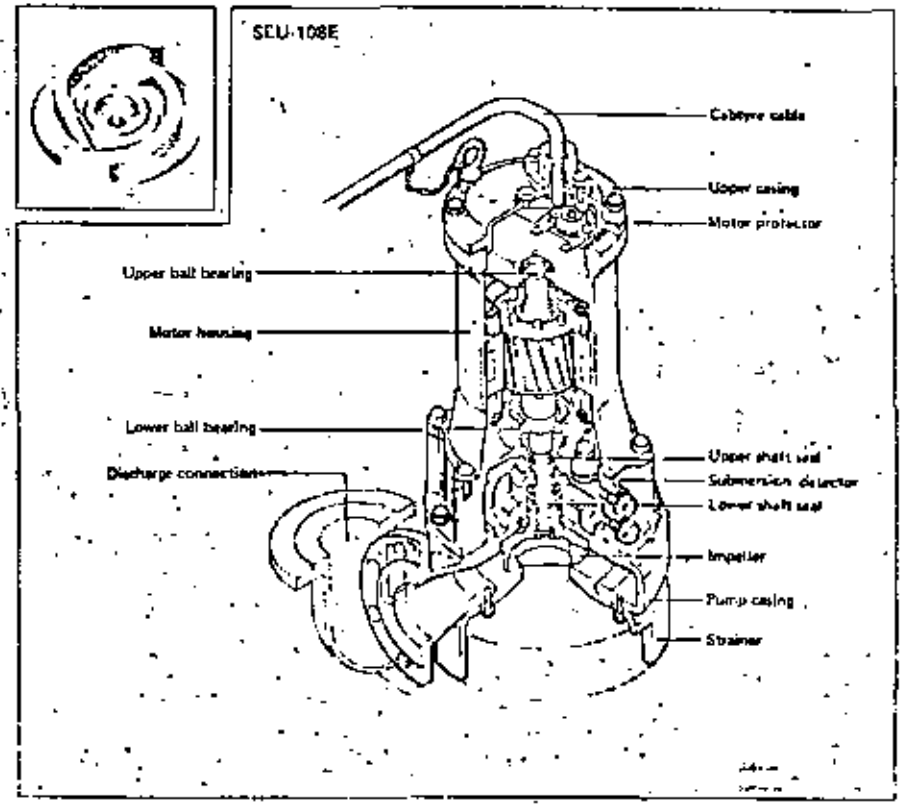
FEATURES

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.



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

SELECCION Y OPERACION DE BOMAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Ing Jaime Revilla Fajardo

Julio, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

DEFINICIONES Y NOMENCLATURA

Definiciones de las partes constitutivas de una bomba. Estas partes dependen de su contrucción 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 soporte y transmisión	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.

6	BCIA	10	4
Diámetro de descarga	Alguna indicación tal como bomba centrífuga impulsor abierto	Diámetro del impulsor	NO de polos del motor que da una idea de la velocidad.

Parte	Bomba Estandar	Bomba toda de fierro	Bomba toda de bronce	Bomba de acero	Bomba de acero inoxidable
Carcasa	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 carbono	Acero inoxidable
Camisa de flecha	Latón	Acero ó acero inoxidable	Latón	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Prensaestopas y partes pequeñas	Bronce	Fierro	Bronce	Acero ó acero inoxidable	Acero inoxidable
Soporte de Balero	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 pudiese 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.

<u>Clasificación de las bombas por el tipo de succión.</u>

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
  - Partida
    - Por un plano Horizontal
    - 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.

Estopero, empaque y sello. 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, podían licuar la grasa.

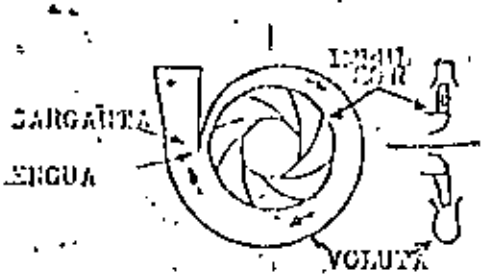
Al usar grasa se deberá tener cuidado de no dejar los baleros sin ella, pero también de no sobrelubricarlos, ya que una cantidad excesiva de grasa impide que las bolas giren, presentando siempre el mismo plano de carga con el consabido aumento de temperatura que perjudica a los baleros.

Bases. Entre los elementos de soporte en una unidad existen:

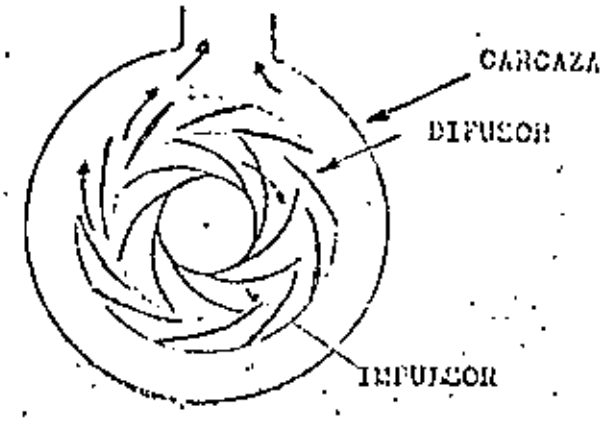
a) Soporte de baleros;
b) Soporte de toda la bomba;
c) Soporte del grupo de bomba-motor.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S. A.

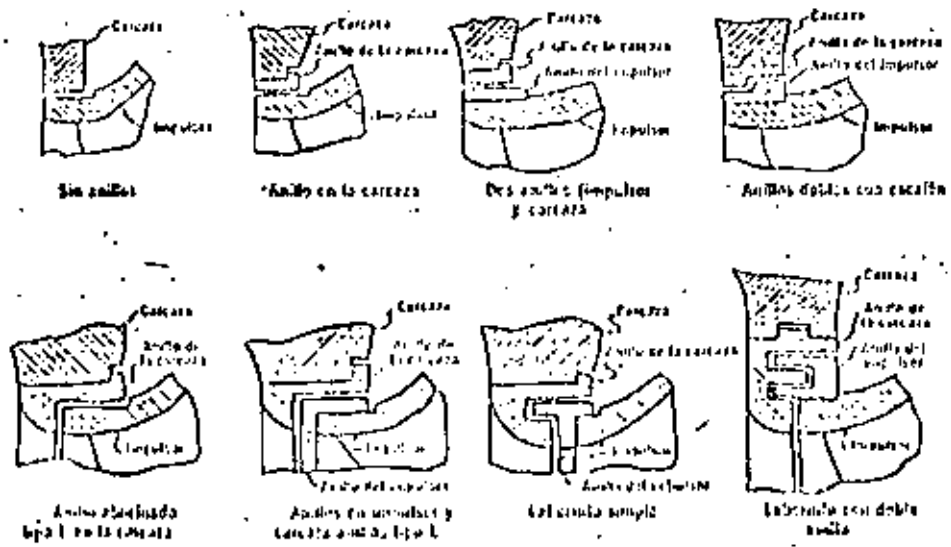
DIVISION HIDRAULICA



CARCAZA TIPO ESPIRAL O VOLUTA



CARCAZA TIPO DIFUSOR



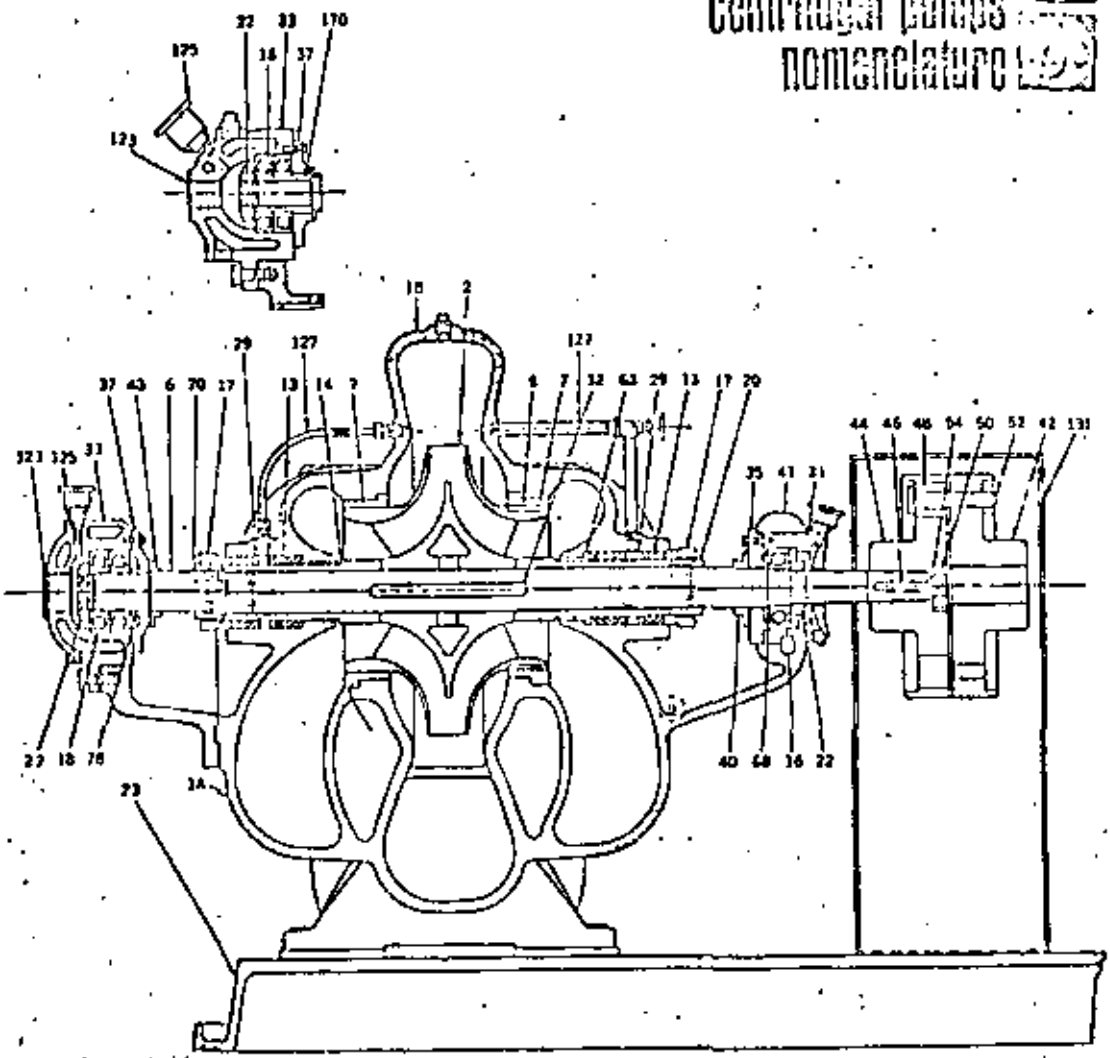


FIG. 6: BOMBA DE DOBLE SUCCION (PRIMERA PARTE)

1A. CARCAZA, MITAD INFERIOR
1B. CARCAZA, MITAD SUPERIOR
2. IMPULSOR
6. FLECHA, BOMBA
7. ANILLO, CARCAZA
8. ANILLO, IMPULSOR
13. EMPAQUE
14. MANGUITO, FLECHA
16. BALERO, CAJA INTERIOR
17. GLANDULA
18. BALERO, CJA EXTERIOR
20. TUERCA, MANGUITO FLECHA
22. TUERCA CANDADO
23. BASE
29. ANILLO DE LINTERNA
31. PORTA BALERO, CAJA INTERNA
32. LLAVE, IMPULSOR
33. PORTA BALERO, CAJA EXTERNA
35. TAPA, BALERO, CAJA INTERNA
37. TAPA, BALERO, CAJA EXTERNA
40. DEFLECTOR
41. TAPON, BALERO, CAJA INTERNA
42. MEDIO COPLE, MOTOR
44. MEDIO COPLE, BOMBA
46. LLAVE, ACOPLAMIENTO
48. BUJE, ACOPLAMIENTO
50. TUERCA CANDADO, COPLE
52. ESPIGA, PERNO, COPLE
54. ARANDELA , COPLE
63. BUJE, CAJA DE EMPAQUE
68. COLLARIN, FLECHA
78. ESPACIADOR, BALERO
123. TAPA, BALERO FINAL
125. COPA, GRASERA
127. TUBERIA, SELLO
131. GUAROA COPLE
170. ADAPTADOR, BALERO

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 motores 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).

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 mm	(Pulg)	Juego Diametral mínimo mm.	(pulg)
Menos de 50.8	(Menos de 2.000)	0.2540	(0.010)
50.8 a 63.1746	(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 machuelados, 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

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.

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

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 normal 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-

los 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:

Material de la carcasa	*Presión mínima de prueba*
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 período 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.

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 adquiera 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.

19

11

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												
	I-1	[illegible]	[illegible]	S-1	[illegible]	S-4	S-5	S-6	[illegible]	[illegible]	[illegible]	A-7	A-8
CARCASA EXTERNA	HIERRO FUNDIDO	HIERRO FUNDIDO	BRONCE	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	12 % Cr	12 % Cr	INOXIDABLE [illegible]	INOXIDABLE [illegible]
PARTES INTERNAS (TAZONES, DIFUSORES, DIAFRAGMAS)		BRONCE		HIERRO FUNDIDO	NI-RESIST	HIERRO FUNDIDO		12 % Cr	MONEL		[illegible]		
IMPULSOR						ACERO AL CARBONO		12 % Cr					
ANILLO DE DESGASTE DE LA CARCASA						HIERRO FUNDIDO	12 % Cr ENDURECIDO			12 % Cr ENDURECIDO		[illegible]	[illegible]
ANILLO DE DESGASTE DEL IMPULSOR													
FLECHA [illegible]	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	ACERO AL CARBONO	[illegible]	[illegible]	MONEL K	12 % Cr		[illegible]	[illegible]
CAMISA DE LA FLECHA CUANDO SE USAN EMPAQUES	ACERO AL [illegible] ENDURECIDO	BRONCE [illegible]	BRONCE [illegible]	ACERO AL 12 % Cr ENDURECIDO		CARBURO DE TUNGSTENO SOBRE 12 % Cr			MONEL K ENDURECIDO	CARBURO DE TUNGSTENO SOBRE 12 % Cr		[illegible]	[illegible]
CAMISA DE LA FLECHA CUANDO SE USA SELLO	INOXIDABLE [illegible]		BRONCE	INOXIDABLE 18-8 ó 12 % Cr					MONEL K ENDURECIDO	INOXIDABLE 316 ó 12 % Cr		INOXIDABLE	INOXIDABLE
BUJE DE ENTRADA Y DE REGULACION	HIERRO FUNDIDO	BRONCE		HIERRO FUNDIDO	NI-RESIST	HIERRO FUNDIDO	12 % Cr		MONEL	12 % Cr		[illegible]	[illegible]
CAMISA ENTRE PASOS							12 % Cr ENDURECIDO		MONEL K ENDURECIDO	12 % Cr ENDURECIDO		[illegible]	[illegible]
BUJES ENTRE PASOS													[illegible]
ANILLO LINTERNA [illegible]		[illegible]		[illegible]	HIERRO FUNDIDO		[illegible]		MONEL	12 % Cr		[illegible]	[illegible]
PRENSA ESTOPAS [illegible]	ACERO AL CARBONO			ACERO AL CARBONO (NOTA 1)						12 % Cr (NOTA 1)		[illegible]	[illegible]
TORNILLOS [illegible]			ACERO AL CARBONO	AISI-4140					MONEL K ENDURECIDO	AISI-4140		[illegible]	[illegible]
TORNILLO DE LA CARCASA												AISI-4140	
JUNTA DE LA CARCASA	COMPUESTOS A BASE DE ASBESTO					INOXIDABLE 18-8 ENCHAQUETADO DE ASBESTO (NOTA 2)			TEFLON (NOTA 2)	INOXIDABLE 18-8 ENCHAQUETADO DE ASBESTO (NOTA 2)			[illegible]

BOMBAS CONTRA INCENDIO

I- G E N E R A L I D A D E S.

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.

Standards

G.P.M. 500, 750, 1000, 1500, 2000, 2500

PSI 100, 125, 150

B C I

II C O N T R O L E S.

- 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.

A c c e s o r i o s.

- 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, falla 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, o 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.)

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 cualquier material no ferroso aunque también puede ser cónico.

10) Se sugiere para una buena instalación que el cuerpo de tazones quede sumergido 10' bajo el nivel de bombeo operando a 150% del gasto.

11) En caso de círculos se recomienda que la sumergencia mínima sea incrementada en 1 pie por cada 1000 de elevación sobre nivel del mar.

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

FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Ing. Jaime Revilla Tajardo

Julio 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

Capitulo I.- Conceptos Fundamentales de Hidraulica

1).- Características de un sistema de bombeo.

Una bomba centrífuga está instalada en un sistema de tuberia a presión y a su vez acoplada a un motor (eléctrico o de combustión interna).

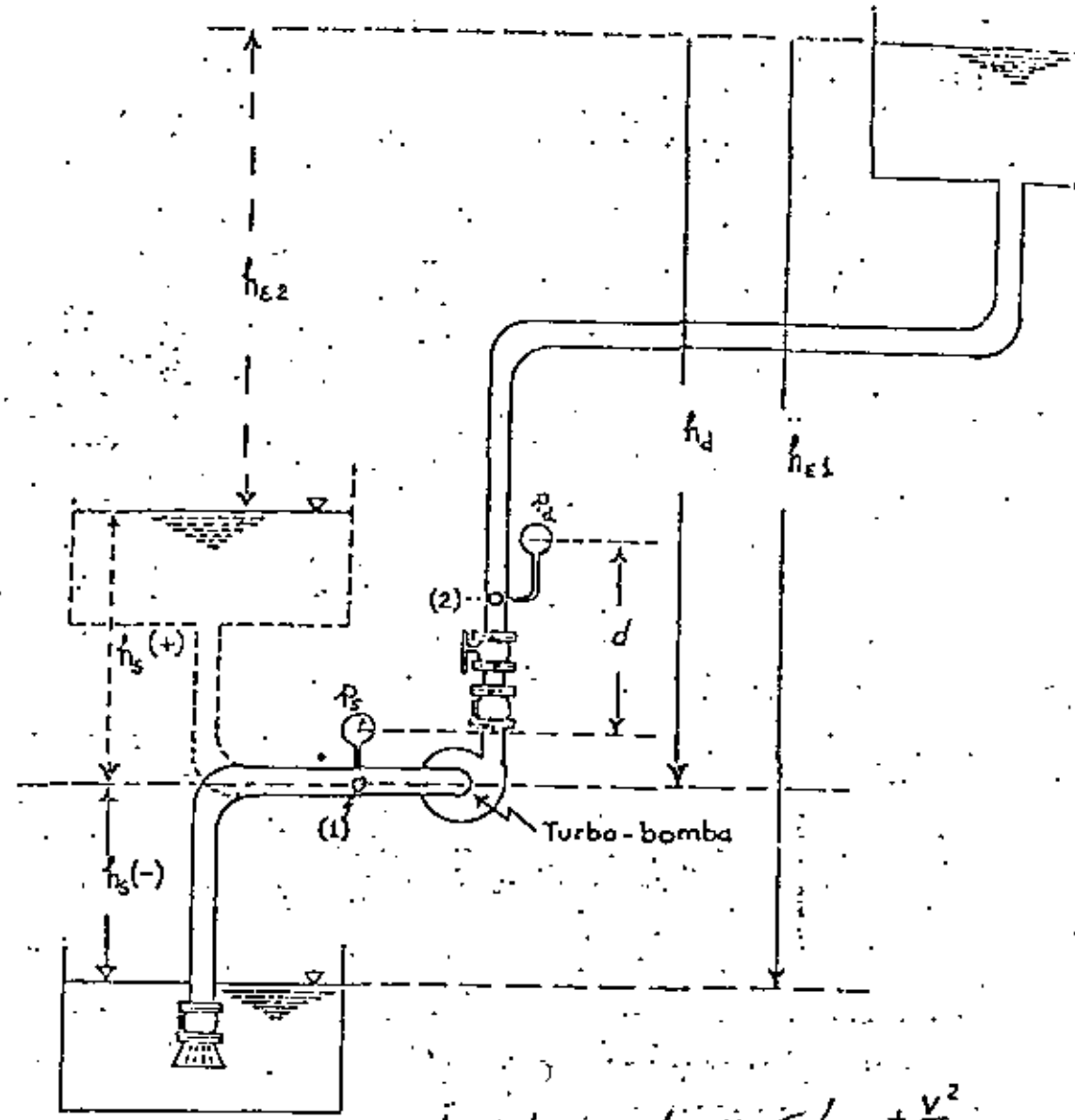
Consecuentemente el funcionamiento de una turbobomba está determinado por dos factores:

A).- Un factor hidraulico, 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)

$$CT = h_d \pm h_s + \sum h_{fd} + \sum h_{fs} + \frac{V^2}{2g} \text{ ------ (1)}$$



$$CT = h_d \pm h_s + \sum h_{fd} + \sum h_{fs} + \frac{V^2}{2g} \cdots$$

Fig. 1).- Instalación de una turbo-bomba, en los dos casos posibles de succión. Tipo I, h_s (-). Tipo II, h_s (+)

De la figura (1) podemos definir

$$h_1 = h_d \pm h_s$$

$$h_{fd} + \sum h_{fs} = KLQ^2 \quad (*)$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0$$

Entonces la relación (1) se escribe:

$$CT = h_1 + KLQ^2 \quad ---------- (2)$$

El resultado de graficar la relacion (2) es una ley de variación CT (Q) del conducto, parabólica (ver Fig. 2)

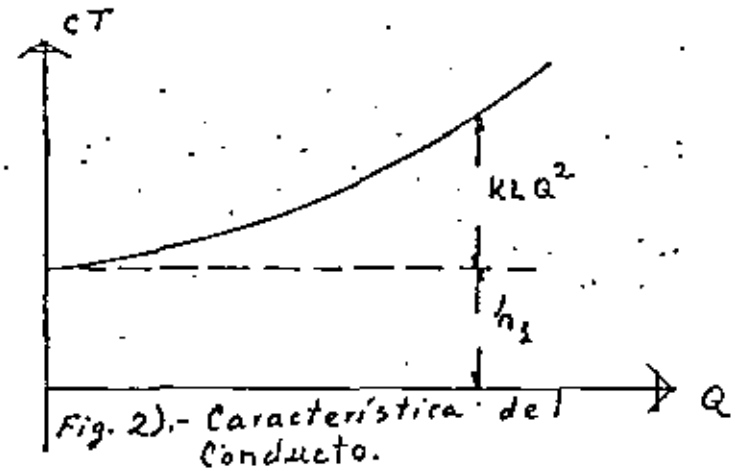


Fig. 2).- Característica del Conducto.

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:

$$CT_{th\,\infty} = \frac{1}{g}\left[\omega\, r_2\, C_2 \cos\alpha_2 - \omega\, r_1\, C_1 \cos\alpha_1\right] \quad --(3)$$

La relación (3) nos permite dibujar los triangulos de velocidades a la entrada y salida del impulsor elemental (Figuras 3A y 3B)

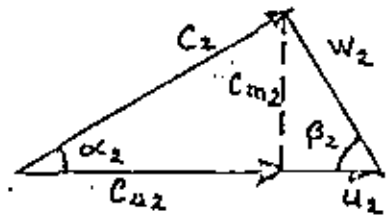


Fig. 3A).- Triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental.

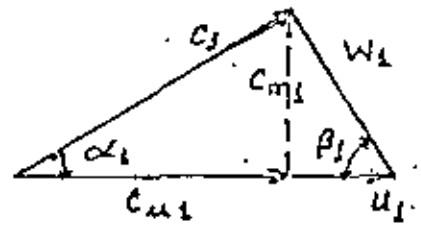


Fig. 3B).- Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor elemental.

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:

$$CT_{(th\,\infty)} = \frac{1}{g}\left[U_2\ C_{u2} - U1\ \ Cu1\right] \text{ - - - - - - - } (4)$$

La ecuación (4) se conoce como " ecuación fundamental de las turbo-bombas "

Si el flujo es radial en la entrada:

$\alpha 1 = 90°$; $\cos \alpha 1 = 0$; entonces:

$$CT_{(th\,\infty)} = \frac{1}{g} \cdot U_2 \cdot Cu2 \text{ - - - - - - - - - - } (5)$$

Del triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental (Fig. 3A) obtenemos:

$$Cu2 = U_2 - \frac{Cm_2}{tg\ B2} \text{ - - - - - - - - - - - - - } (6)$$

Substituyendo el valor de Cu2 dado por (6) en la ecuación (5) tenemos:

$$CT_{(th\,\infty)} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U2}{g\ tg} \frac{Cm\ 2}{B2} \text{ - - - - - - - } (7)$$

Expresemos Cm2 y U2 según el criterio siguiente:

$Cm2 = KQ/b_2 D_2$ y; $U2 = n D_2$

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:

$$CT_{(th\,\infty)} = \frac{1}{g}\left[n^2 \cdot D_2^2 - \frac{n \times K \times Q}{b2\ \ tg\ \beta 2}\right] \text{ - - - - } (8)$$

Para D_2 y n constantes, la gráfica de la ecuación (8) depende del valor que se asigne al ángulo $\beta 2$ a la salida de los álabes Figura 4)

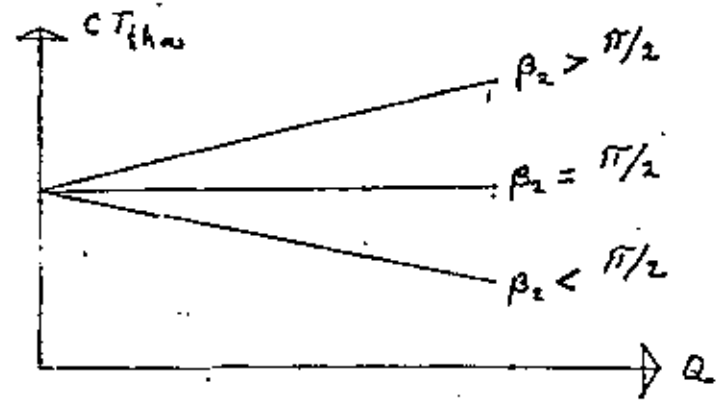


Fig. 4). - Gráfica de la función

$CT_{(th\,\infty)}$ [Q], para los tres valores posibles de $\beta 2$

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:

$$CT = CT(th\omega) - JQ - KQ^2 \quad - - - - - (9)$$

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.

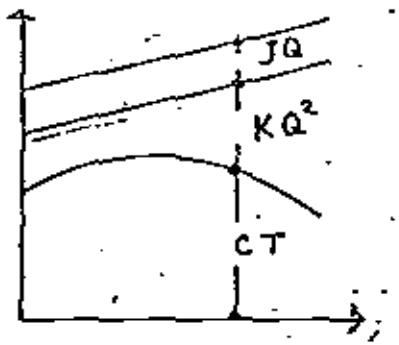


Fig. 5A Curva de operación cuando $\beta_2 > \pi/2$

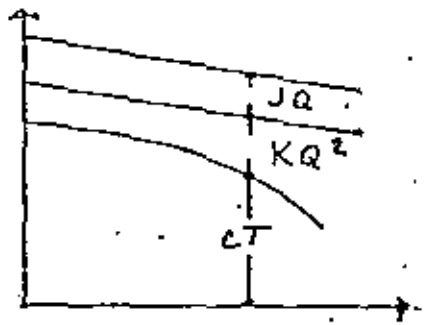


Fig. 5B Curva de operación cuando $\beta_2 \leq \pi/2$

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)

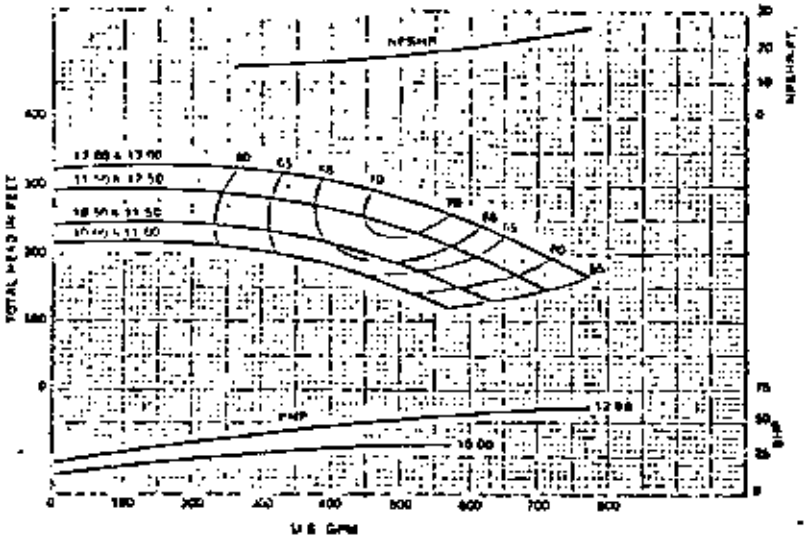
2o.).- Si $\beta_2 \leq \pi/2$ la curvas CT (Q) són siempre descendentes y por lo tanto no presentan el inconveniente señalado.

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 D2 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.

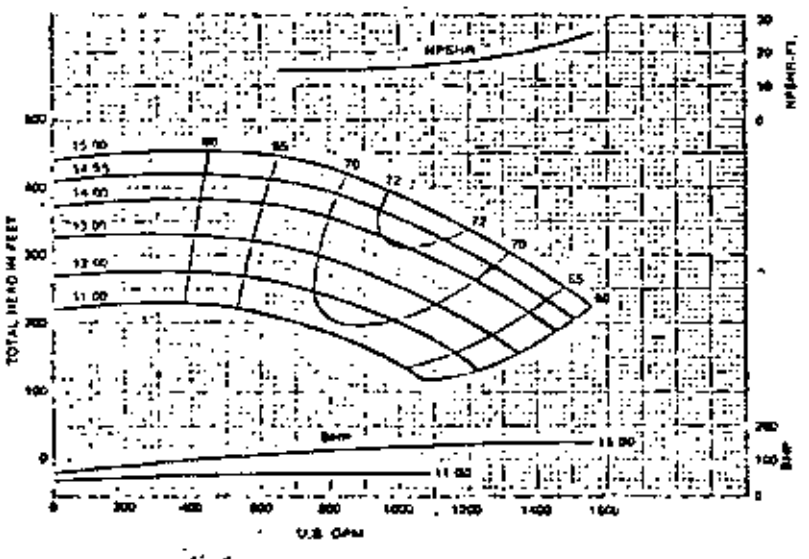
Las curvas que proporciona n los fabricantes se muestran en la Fig. (6) A y B.

5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE



3"
5922
1770
RPM

IMPELLER
KS11A & D
SUCTION SIZE
4"
EYE AREA
14.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
10/32"

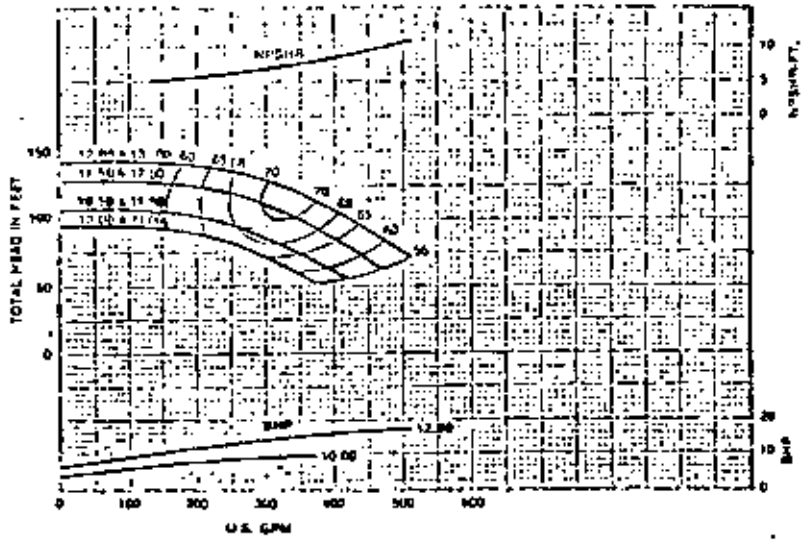


5"
5922
1770
RPM

IMPELLER
KS11A & B
SUCTION SIZE
6"
EYE AREA
18.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
13/32"

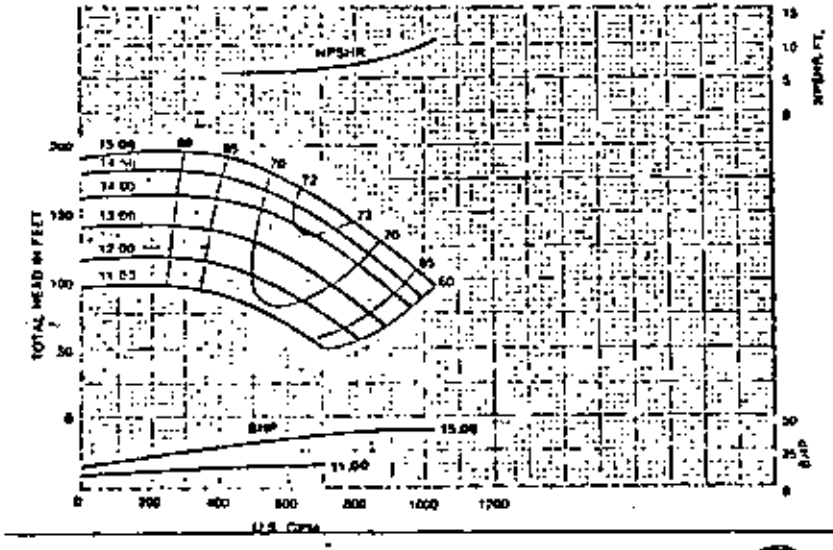
Figura 6A.

5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE



3"
5922
1170
RPM

IMPELLER
KS11A & D
SUCTION SIZE
4"
EYE AREA
14.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
10/32"



5"
5922
1170
RPM

IMPELLER
KS11A & B
SUCTION SIZE
6"
EYE AREA
18.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
13/32"

Figura 6B.

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)

$$CT = CT_{(h_{\infty})} - JQ - KQ^2 \text{ - - - - - - - - (9)}$$

La selección adecuada de una turbo-bomba será la solución de estas dos ecuaciones qué, para un diámetro de impulsor determinado es la intersección de éstas características que es lo que define el punto de operación Figura (7).

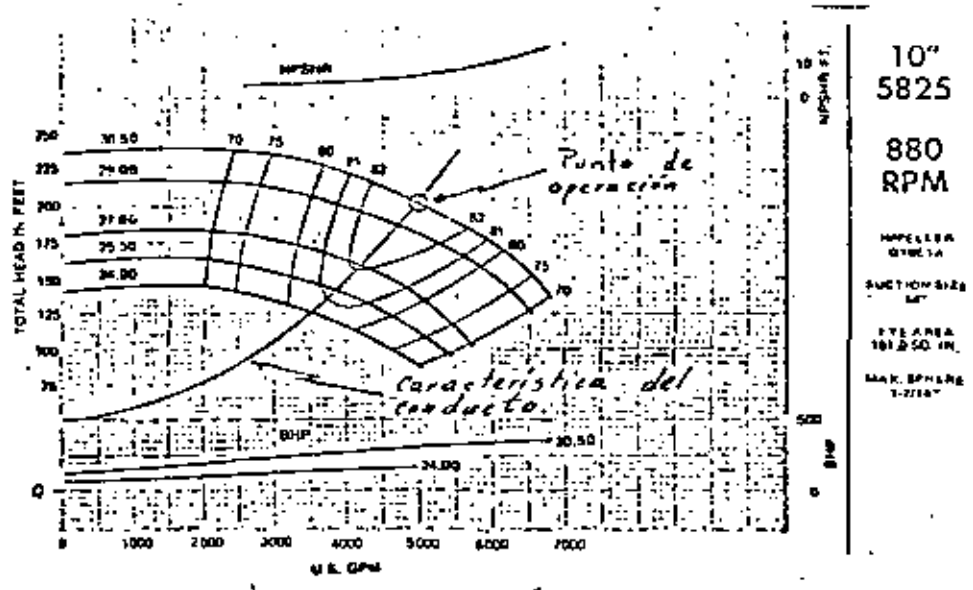


Fig. 7 Criterio de Selección de una turbo-bomba

Características de operación

Q = 5000 GPM

CT = 200'

Eficiencia = 82 %

Veloc. de Operación = 880 RPM

Potencia Requerida = 307.96 B hp.

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:

$$CNSPD = h_A - \left[h_{es} + h_{f_s} + h_{pv} \right]$$

ó

$$CNSPD = h_A - Ma + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

Cuando la bomba succiona de un recipiente con agua al aire libre (Figura 8A)

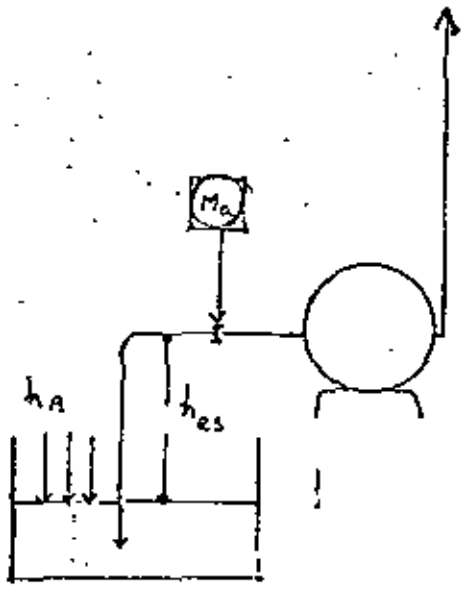


Figura 8A

Nomenclatura

h_A = Carga de presión admosférica

Σh_{f_s} = Suma de perdidas de carga por fricción (tubería recta y menores) en la linea 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).

$$CNSPD = h_a + h_{es} - \Sigma h_{fs} - hp_v$$

ó

$$CNSPD = h_a + Ma + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

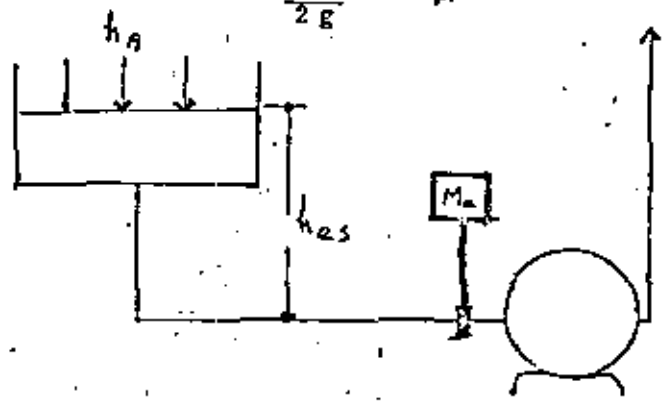


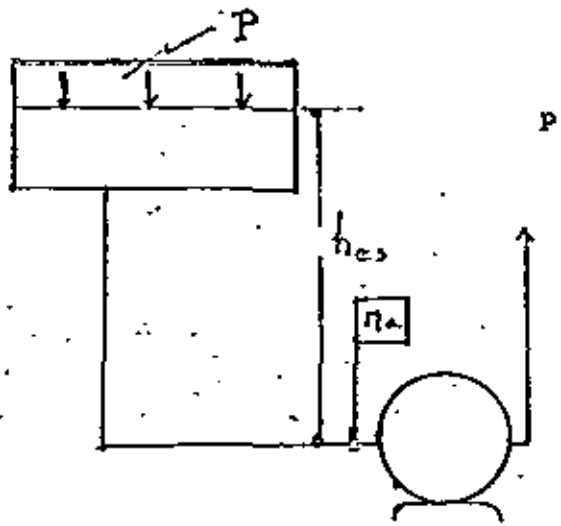
Fig. (8B)

Bomba en carga bajo un recipiente cerrado Figura (8c)

$$CNSPD = P + h_{es} - \sum h_{fs} - h_{pv}$$

ó

$$CNSPD = (h_a \pm M_a) + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$



P = Presión total en la superficie del liquido para recipientes cerrados.

Fig. 8 c

Bomba succionando de un recipiente cerrado, Figura (8D)

$$CNSPD = P - h_{es} - \sum h_{fs} - h_{pv}$$

ó

$$CNSPD = (h_a \pm M_a) + \frac{V_s^2}{2g} - h_{pv}$$

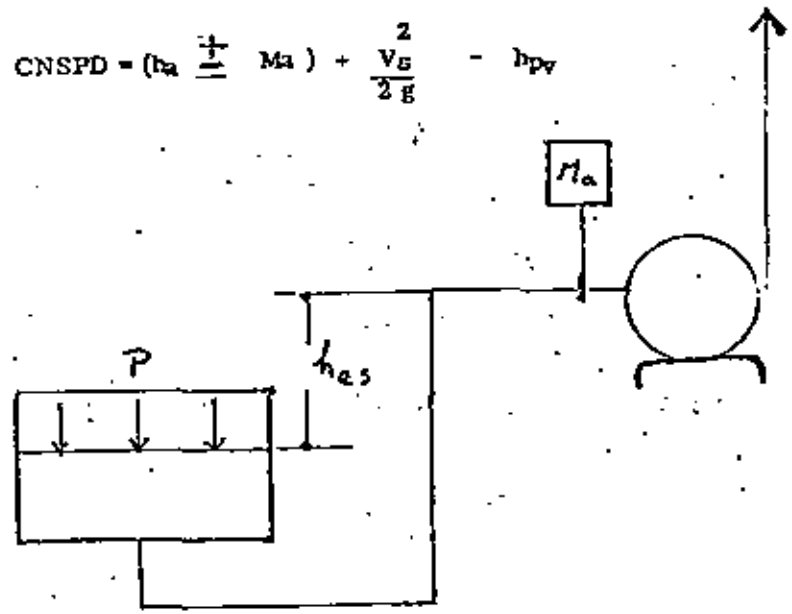


Figura 8D

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'. ¿ Caul deberá ser la máxima carga estática de succión?

La solución se presenta en la gráfica Fig. (9)

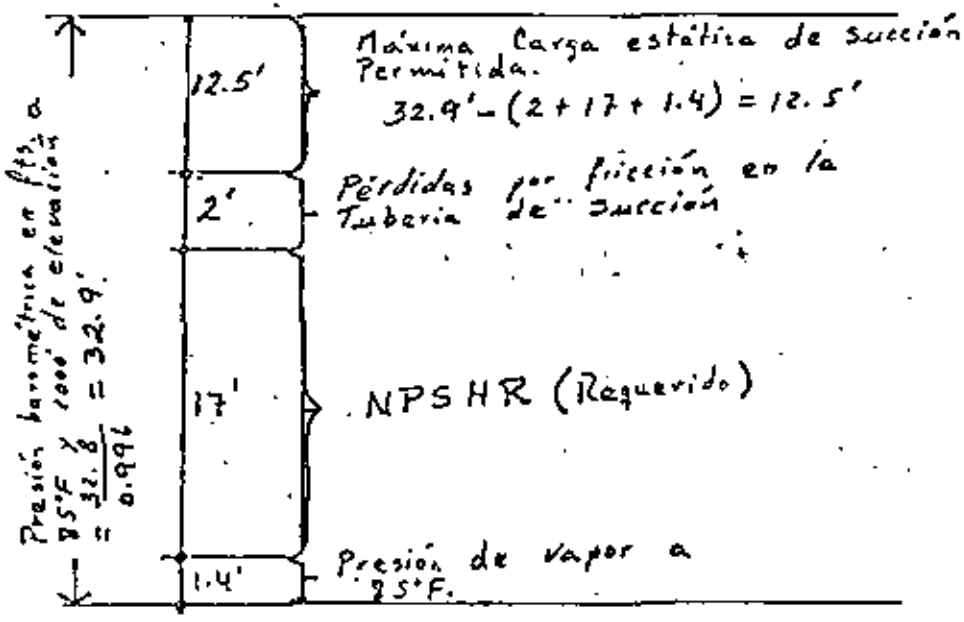


Fig. (9) Solución gráfica del problema cuando se bombea agua a 85°F.

Ejemplo (2)

Considerar los mismos datos que en el ejemplo (1), excepto que la temperatura del agua es de 190°F ¿cuál deberá ser la carga positiva de succión requerida? (ver Figura 10)

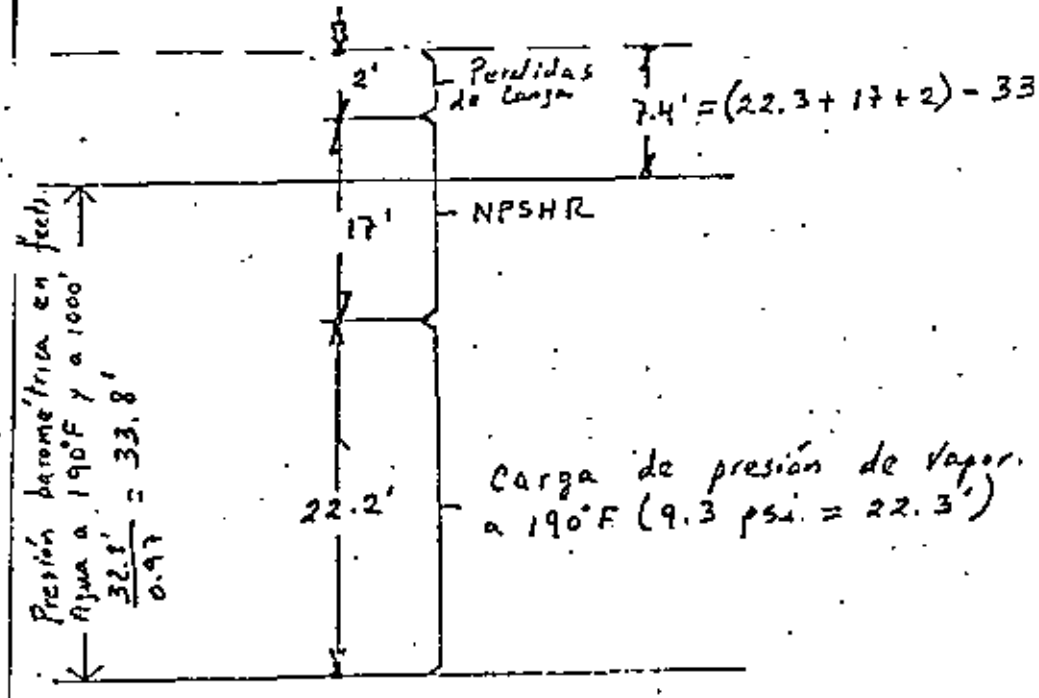


Fig. (10) Solución gráfica, cuando se bombea agua á 190°F.

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).- Líquido 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/cm2 (62Psig)
Presión de succión:	0.21 Kg/cm2 (3 Psig)
Presión diferencial:	4.16 Kg/cm2 (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.

Cont'n. 3

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.

$h_a = \frac{33.9'}{0.963} = 35.20'$

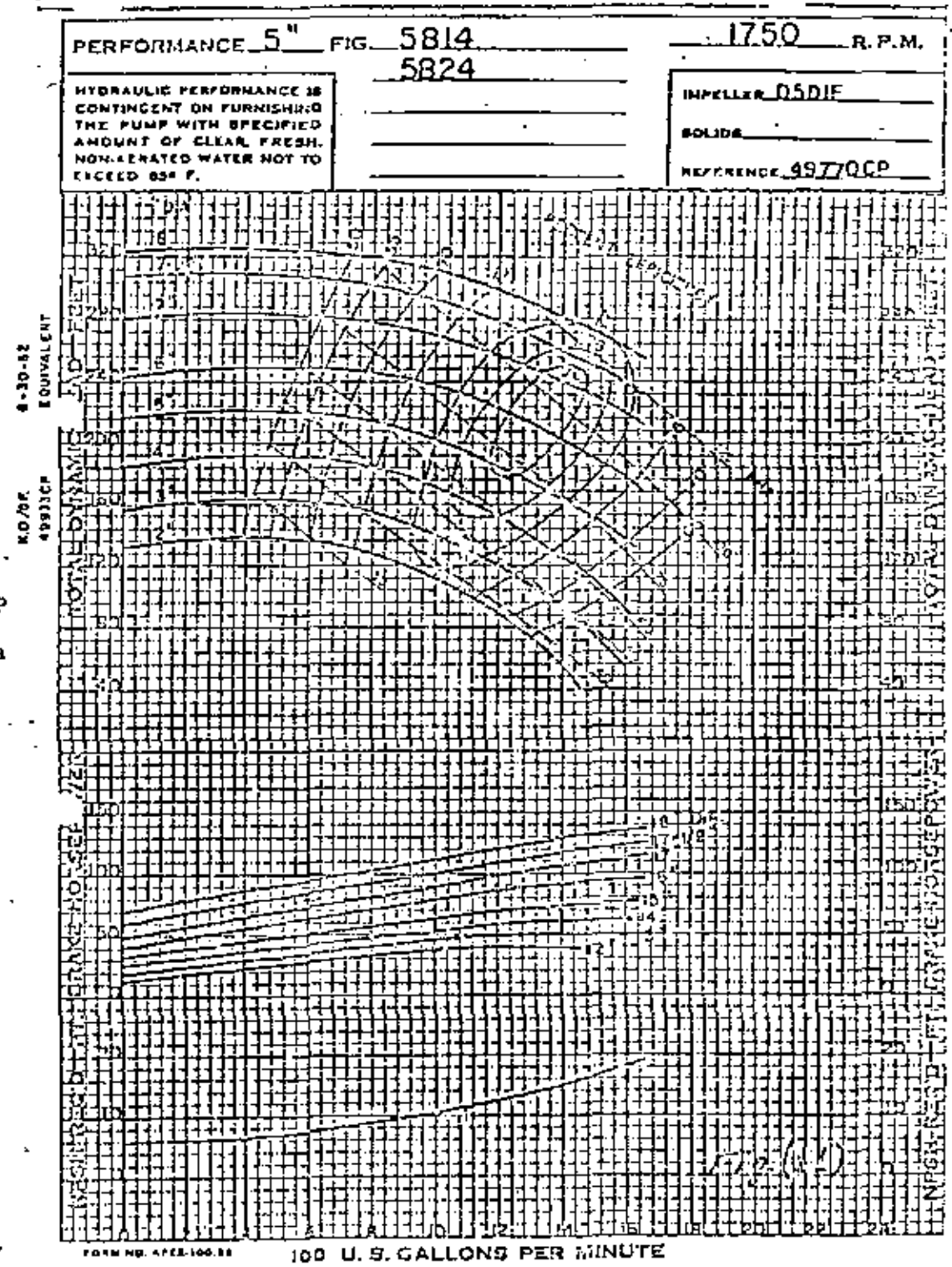
Presión en la succión

$h_s = .3 \times 2.31 = 6.93'$

Presión de vapor a TB (tabla 23)

$h_{pv} = \frac{11.53 \times 2.31}{0.963} = 27.65'$

Cont'n.



El valor de *NPSHD* se calcula por la relación siguiente:

NPSHD = 35.20 + 6.93 - 27.65

= 14.48' > 11' (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 qué 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 vibracion que se

produce cuando la bomba no trabaja á 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 yá el flujo establecido permanente y uniforme.

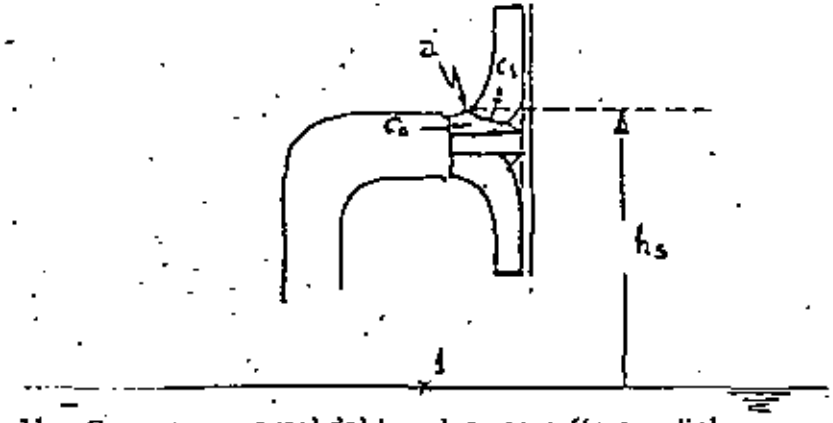


Figura No. 11.- Corte transversal del impulsor centrífugo radial

Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosferica local.

Co = Velocidad absoluta del fluido, inmediatamente antes de la entrada al impulsor.

Σh_{f_s} = Suma de pérdidas de carga por fricción en la linea de succión.

$\frac{P_v}{\gamma} = h_{P_v}$ = Carga de presión de vapor.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre el punto 1 y el punto a, tomando como plano de referencia (origen) el plano que pasa por el punto 1, tenemos:

$$\frac{P1}{\gamma} = h_A - \frac{Pa}{\gamma} + h_s + h_{fs} + \frac{Co^2}{2g}$$

Entonces:

$$\frac{Pa}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{Co^2}{2g} \qquad (10)$$

Aplicamos la ecuación de Bernoulli, para movimiento relativo, entre el punto a y un punto inmediatamente vecino interior del álabe:

$$\frac{Wa^2 - Ua^2}{2g} + \frac{Pa}{\gamma} = \frac{W^2 - U^2}{2g} + \frac{P}{\gamma}$$

Suponemos qué Ua = U, lo cual es cierto si tomamos ambos puntos muy cercanos:

Entonces:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{Pa}{\gamma} + \frac{Wa^2 - W^2}{2g}$$

Ponemos:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{Pa}{\gamma} - \lambda \frac{W^2}{2g} \qquad (11)$$

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 Pa/γ dado por la ecuación (10) en la ecuación (11)

Cont'n.18

Obtenemos:

$$\frac{P}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{Co^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g}$$

De acuerdo con la definición de cavitación, la condición de no cavitación se escribe:

$$\frac{P}{\gamma} > h_{pv}$$

Es decir:

$$h_A - h_s - \Sigma h_{fs} - \lambda_1 \frac{C1^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g} > h_{pv}$$

λ_1 es un coeficiente que corrige la substitución de Co por C1. La desigualdad anterior, reagrupando términos queda:

$$h_A - h_s - (h_{fs} - h_{pv}) - \lambda_1 \frac{C1^2}{2g} + \lambda \frac{\Delta W^2}{2g} \qquad (12)$$

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 qué, 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, sumegencia insuficiente, ó bajo NPSH 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

Cont'n. 2

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, 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.

cont'n. .3

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.

Unod e 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:

$$\text{Velocidad específica } Ns = \frac{N\ Q}{H^{3/4}} \quad \text{ó } Ns = \frac{QH^{1/4}}{H}$$

donde:

Q = Capacidad en galones por minuto

H = Carga total por paso en pies

N = RPM

Cont'n. . 4

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 bajs 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.

Si 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.

Cont'n. .5

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.

Cont'n. 6

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 centrífugos 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 didica 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.

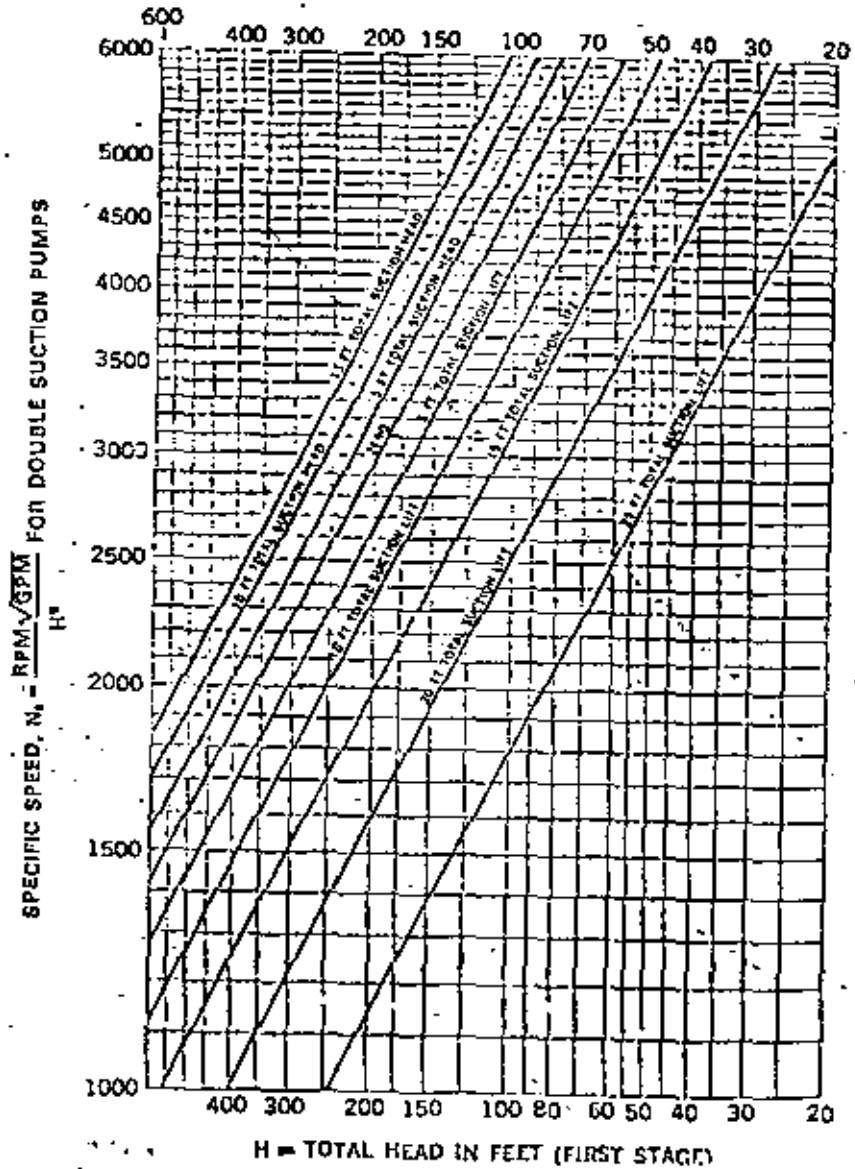


Fig. 57 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR DOUBLE SUCTION PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

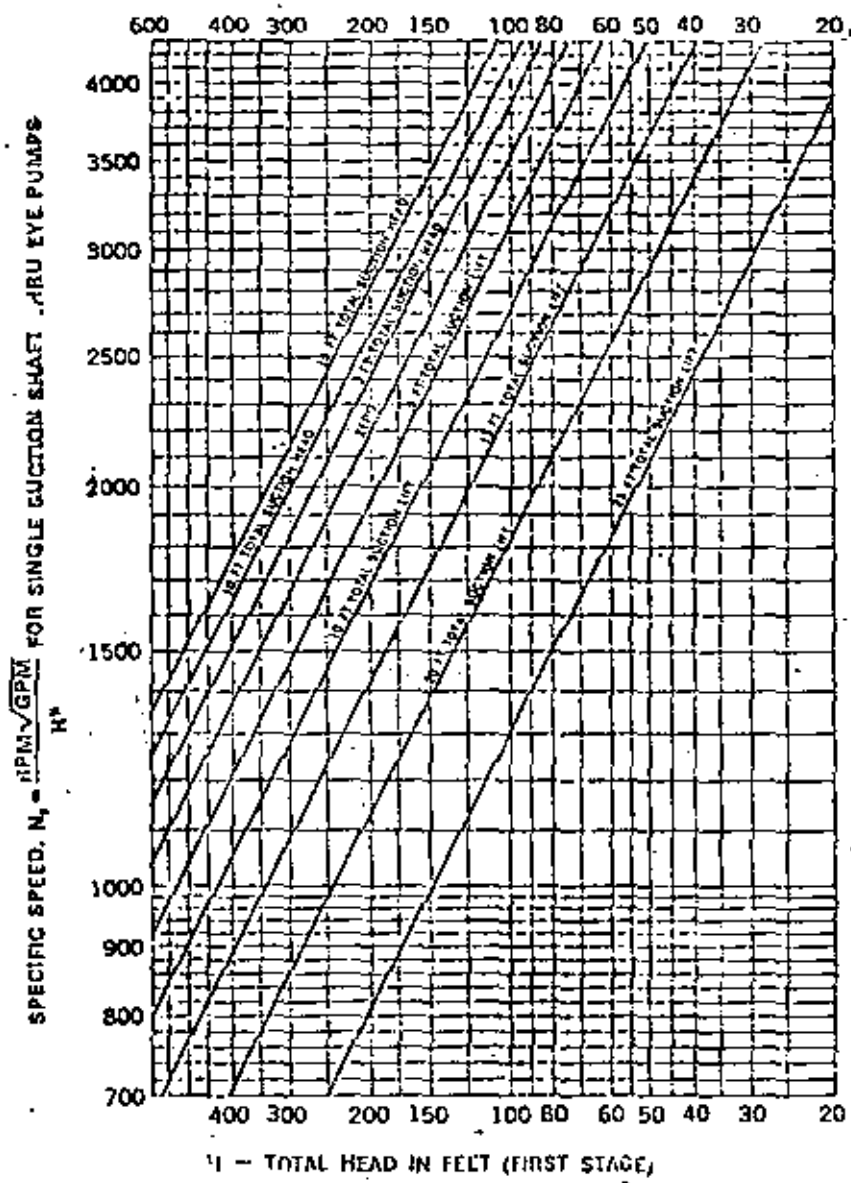


Fig. 58 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION SHAFT THRU EYE PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

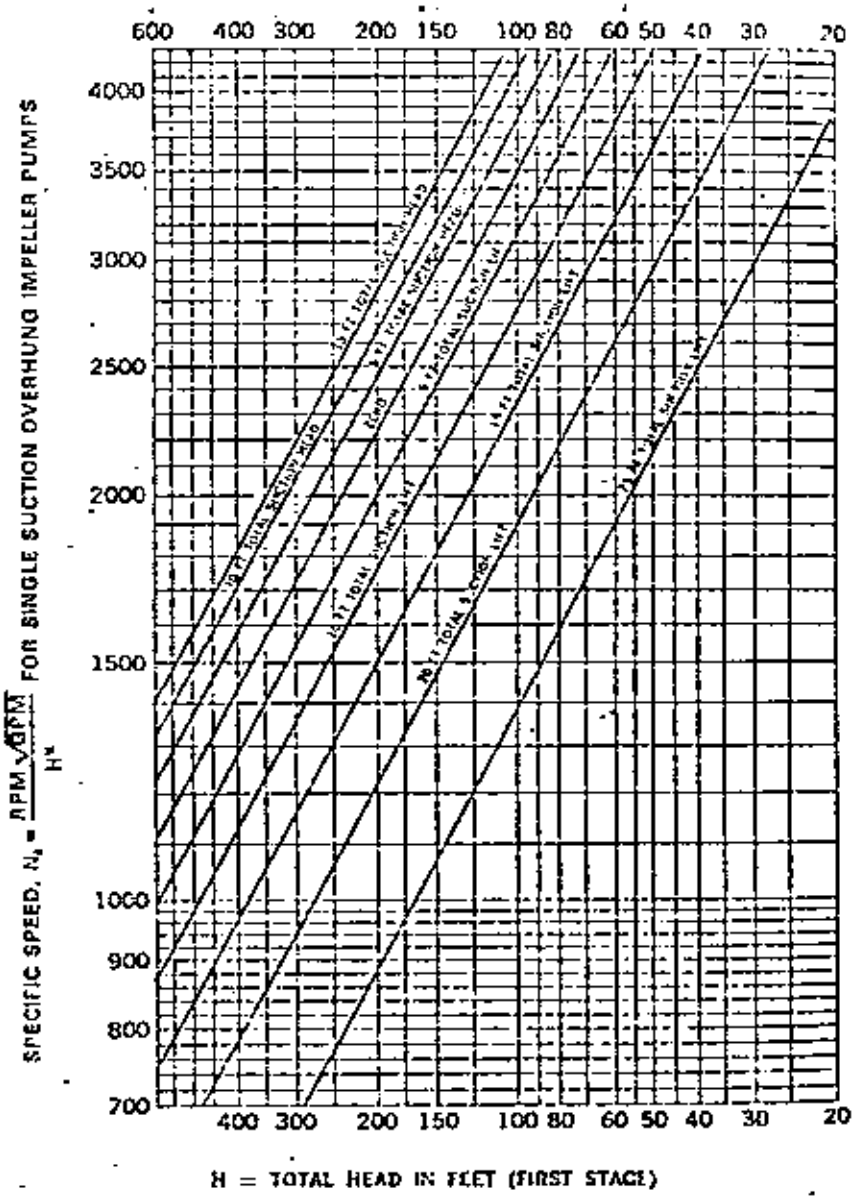


Fig. 59 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION OVERHUNG IMPELLER PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

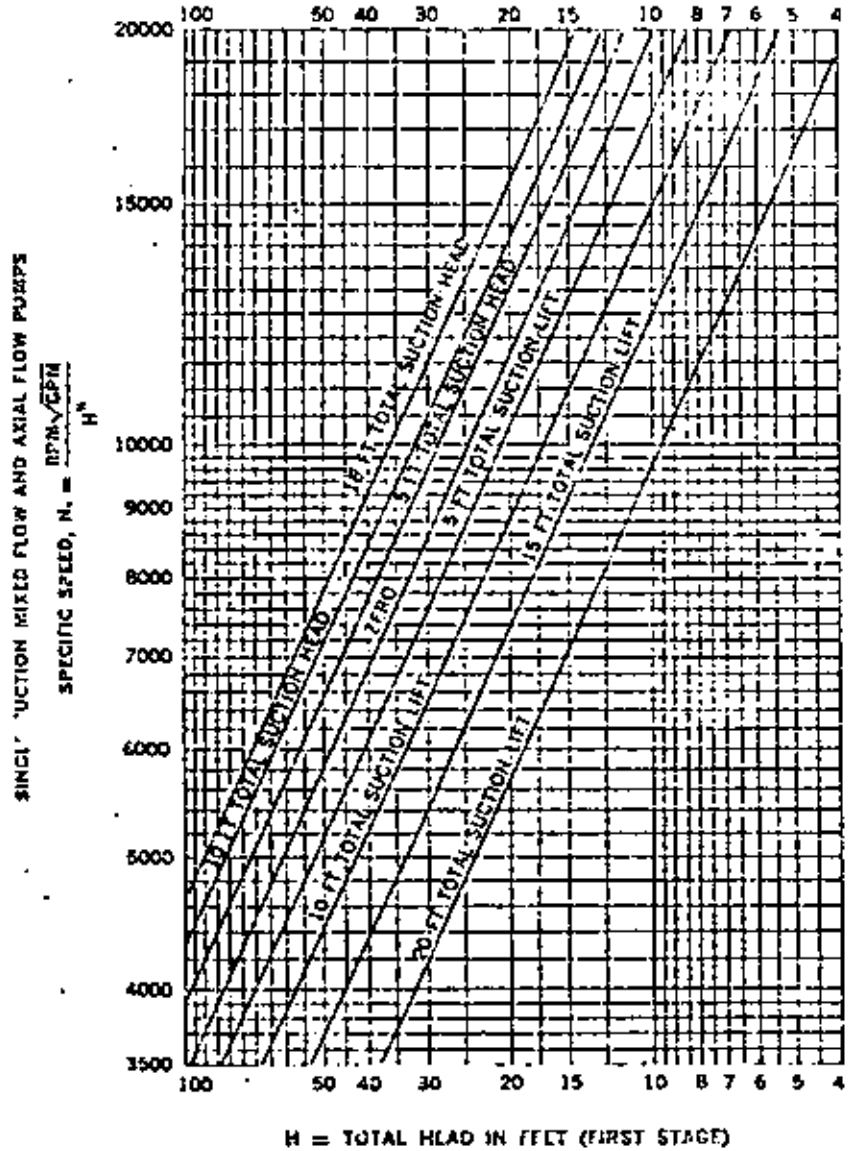
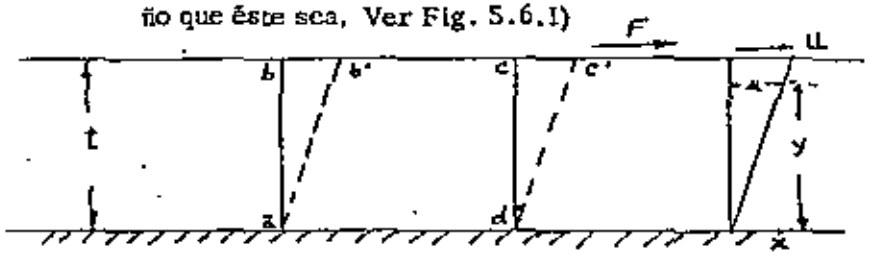


Fig. 60 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION, MIXED AND AXIAL FLOW PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

.- 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 área 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 qué

$$F = \frac{AU}{t} * \mu$$

Como $F/A = \tau$ entonces

Cont'n. 2

$$\tau = \frac{u}{t} * \mu$$

$\frac{u}{t}$ = Velocidad angular de deformación = $\frac{du}{dy}$

En forma diferencial escribimos

$$\tau = \frac{du}{dy} * \mu \qquad (5.6.1)$$

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,

τ : FL^{-2} , u : LT^{-1}, y : L

Las dimensiones de μ son: $\mu : FL^{-2}T$

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 esp POISE y es 1 dina-seg/cm2 ó gr/cm-seg.

El centipoise es la centésima parte del poise

5.6.2).- VISCOSIDAD CINEMATICA:

Cont'n. .3

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 m^2/seg. no tiene nombre especial; la unidad cegesimal se llama STOKE y es 1 cm^2/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 ft^2/seg. La relación entre las dos puede ser computada aproximadamente como sigue:

$ft^2/seg.) = 2.433 \times 10^{-6}$ SSU - $2,10 \times 10^{-3}$/SSU

Se usa esta ecuación cuando los SSU es igual ó menor que 100.

$ft^2/seg.) = 2.368 \times 10^{-6}$ SSU - 1.45×10^{-3}/ 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 liquidos viscosos. Un marcado incremenno en el BHP, una reducción en carga, y, alguna reducción en la capacidad ocurren con viscosidades altas y moderadas.

Cont'n.. 4

(*) 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 liquido viscoso cuando su desarrollo en agua es conocido. Esas figuras también pueden ser usadas como una ayuda selecionando 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 petroleo. Los valores mostrados en la Fig. 63 fueron preparados de otras pruebas con varias bombas más pequeñas (de 1" para abajo). Las curvas de corrección no són, por consiguiente exactas para una bomba en particular.

Cuando es esencial infrormación precisa, las pruebas de comportamiento deberán ser hechas con el liquido viscoso a manejar.

LIMITACIONES EN EL USO DE LA CARTA DE CORRECCION DE COMPORTAMIENTO PARA LIQUIDOS VISCOSOS.

Haciendo referencia a las Figs. 62 y 63.

Dado que estas cartas están basadas en consideraciones empíricas como teoricas, la extrapolación más alla de los limites 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.

Cont'n.. 5

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.

Qvis = capacidad en GPM cuando se bombea liquido viscoso

Hvis = Carga en fts cuando se bombea liquido viscoso

Evis = 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 especifica = _____

C_Q = Factor de corrección de capacidad

C_H = Factor de corrección de carga

C_E = Factor de corrección de eficiencia

Cont'n. 6

1.0Q = Capacidad con agua cuando se obtiene la eficiencia máxima.

Las siguientes ecuaciones se usan para determinar la característica de operación con liquidos viscosos cuando la curva de operación con agua es conocida:

$Q_{vis} = C_Q \times Q$

$H_{vis} = C_H \times H$

$E_{vis} = C_E \times E$

$$Bhp_{vis} = \frac{Q_{vis} \times [illegible] \times H_{vis} \times S}{3960 \times E_{vis}}$$

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 CQ y CH deben ser estimados de la figura 62 ó 63, usando Q_{vis} y H_{vis} como:

$$Q \text{ (Aprox.)} = \frac{Q_{vis}}{C_Q}$$

$$H \text{ (Aprox.)} = \frac{H_{vis}}{C_H}$$

Cont'n. 7

INSTRUCCIONES PARA LA SELECCION PRELIMINAR DE UNA BOMBA PARA UNA CONDICION DAD DE Q Y H VISCOSAS.

Dada la capacidad y carga deseadas del líquido viscoso a ser bombeado, y, la viscosidad y gravedad específica 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 llenando hacia arriba hasta 100' de carga, horizontalmente hasta 1000 y entonces hacia arriba para los factores de corrección.

$C_Q = 0.95$

$C_H = 0.92$ (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:

$$E_{vis} = 0.635 \times 81 = 51.44\%$$

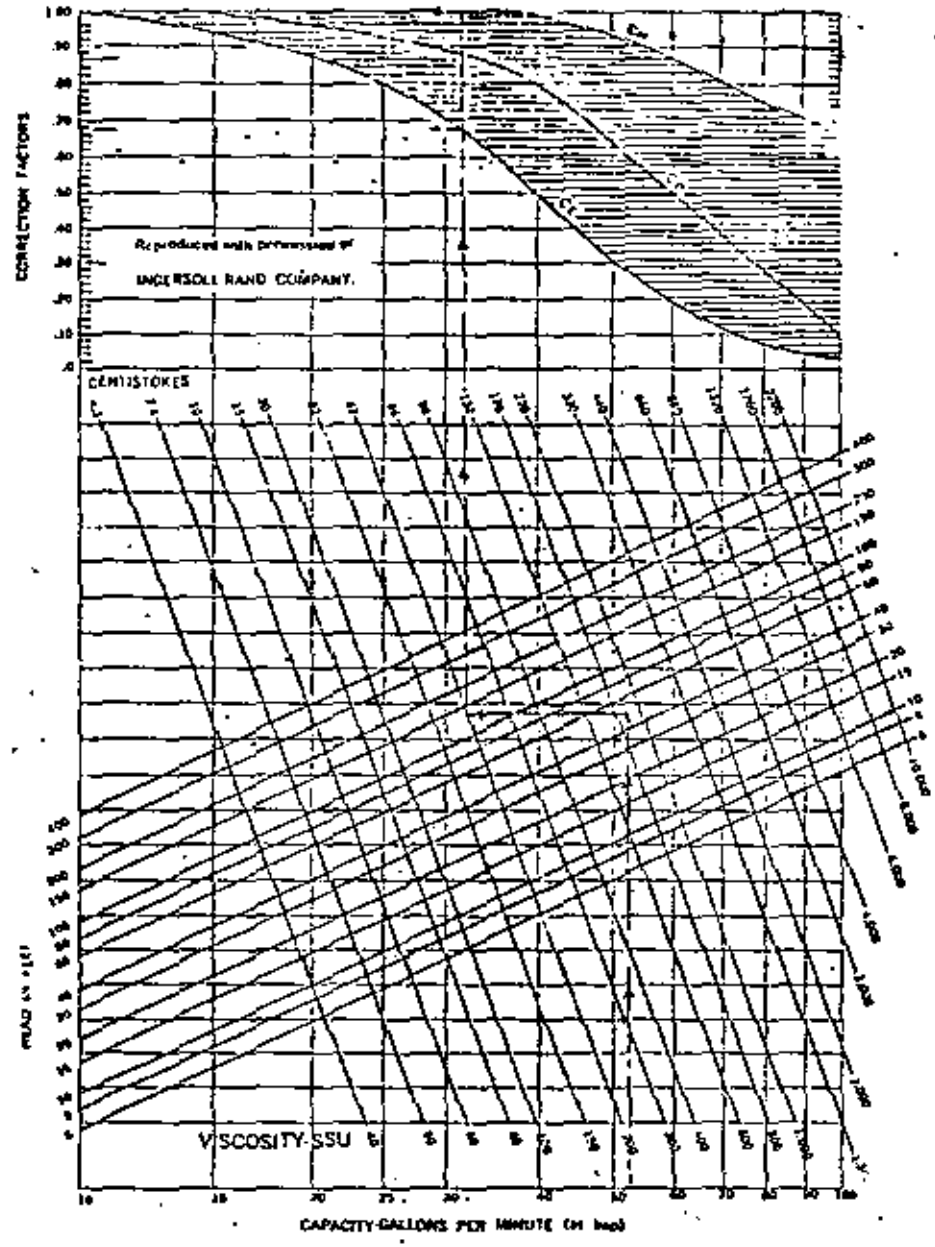


Fig. 62 VISCOSITY CORRECTION CHART

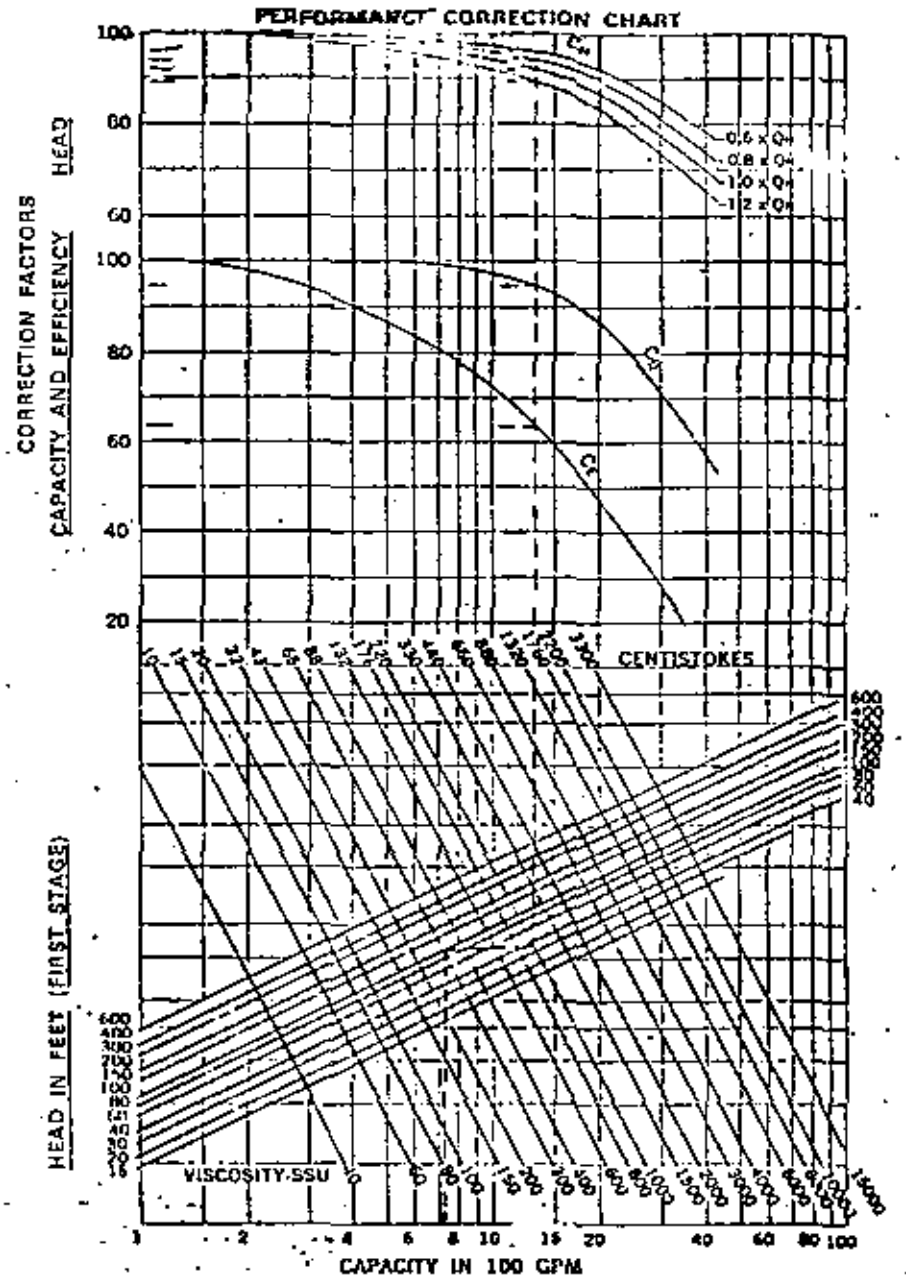


Fig. 63 PERFORMANCE CORRECTION CHART

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

PRUEBA DE LABORATORIO

Ing. Cesar Cruz Carrillo.

JUNIO, 1981.

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

1.- [illegible]

H_1 = 35.75 - (-5.437) = 35.18 H_2O = 43.15 H_2O = [illegible] G.P.M.

H_2 = 25.5 - (-3.667) = 25.18 H_2O = 29.6 H_2O = 993 G.P.M.

H_3 = (23-1.75) = 21.25 H_2O = 24 H_2O = 902 G.P.M.

H_4 = (23.75-3.875) = 16.875 H_2O = 19 H_2O = 810 G.P.M.

H_5 = (19-5.552) = 13.437 H_2O = 15.18 H_2O = 734 G.P.M.

2.- CARGA DINAMICA TOTAL

H_1 = 1942.31 + 0.9 + 3.41 = 48.2 PT

H_2 = [illegible] X 2.31 + 0.69 + 3.41 = 213.67 PT

H_3 = [illegible] X 2.31 + 0.52 + 3.41 = 283.44 PT

H_4 = [illegible] X 2.31 + 0.42 + 3.41 = 348 PT

H_5 = [illegible] X 2.31 + 0.34 + 3.41 = 396.45 PT

3.- POTENCIA ESTIMADA

HP_1 = (1186 X 48.47/3960) = 12.61

HP_2 = (1693 X 213.67/3960) = 33.57

HP_3 = (902 X 283.44)/3960 = 64.56

HP_4 = (810 X 348)/3960 = 71.16

HP_5 = (734 X 396.45)/3960 = 73.48

E.M.

INGENIERIA

(DIVISION DE CONTROL)

CLIENTE Constructora Quiñ. S.A. ORDEN Nº [illegible] FECHA _____

BOMBA MODELO [illegible] A 1770 RPM. SERIE _____ Nº 1 MANDO(S) SIMPLE DIAMETRO _____

CAPACIDAD DE DISEÑO: BHP 52.60 H 100 G 900 EFICIENCIA 80.5% ALTURA DE SUCCION 1.91 PT

SUCCION 8" DESCARGA 6" TIPO 12" 100 HP VENTILA O TOBERA 2"

DATOS DE PRUEBA TARA = 2.5 KG

Nº	TIEMPO	MOTOR ELECTRICO V	A	KW	RPM	%	CARGA PSI	DIAFRAGMA	GASTO PS	P2	OH HB	GPM	CORRECCION	BHP	EHP	CARGA TOTAL PIES	CARGA TOTAL PIES	% DE BOMBA
1		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
2		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
3		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
4		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
5		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
6																		
7																		

DATOS NOTA

[illegible] HP

[illegible] CPS

[illegible] V

[illegible] A

[illegible]

OBSERVACIONES: _____

PROYO: Ing. Víctor V. Barrio

REVISO: Ing. César [illegible]

TESTIGO: [illegible] U.N.A.C.

FECHA: 20 de Junio de 1979

[illegible]

4.- POTENCIA CONSUMIDA (FLECHA)

$BHP_1 = (0.428 \times 93.5 \times 1.785) = 71.43$

$BHP_2 = (0.428 \times 108.4 \times 1.780) = 82.58$

$BHP_3 = (0.428 \times 110.7 \times 1.780) = 84.33$

$BHP_4 = (0.428 \times 110.6 \times 1.780) = 84.25$

$BHP_5 = (0.428 \times 110.4 \times 1.780) = 84.1$

5.- EFICIENCIA DE LA BOMBA

$N_1 = 12.61/71.43 = 17.65\%$

$N_2 = 53.57/82.58 = 64.87\%$

$N_3 = 64.56/84.33 = 76.55\%$

$N_4 = 71.18/84.25 = 84.48\%$

$N_5 = 73.48/84.1 = 87.37\%$

6.- POTENCIA CONSUMIDA (LINEA)

$BHP_1 = (120 \times 0.490)/0.746 = 78.82$

$BHP_2 = (120 \times 0.572)/0.746 = 92$

$BHP_3 = (120 \times 0.593)/0.746 = 96.19$

$BHP_4 = (120 \times 0.620)/0.746 = 99.73$

$BHP_6 = (120 \times 0.628)/0.746 = 101$

7.- EFICIENCIA DEL MOTOR

$N_1 = 71.43/78.82 = 90.62\%$

$N_2 = 82.58/92 = 89.76\ \%$

$N_3 = 84.33/96.19 = 87.67$

$N_4 = 84.25/99.73 = 84.48$

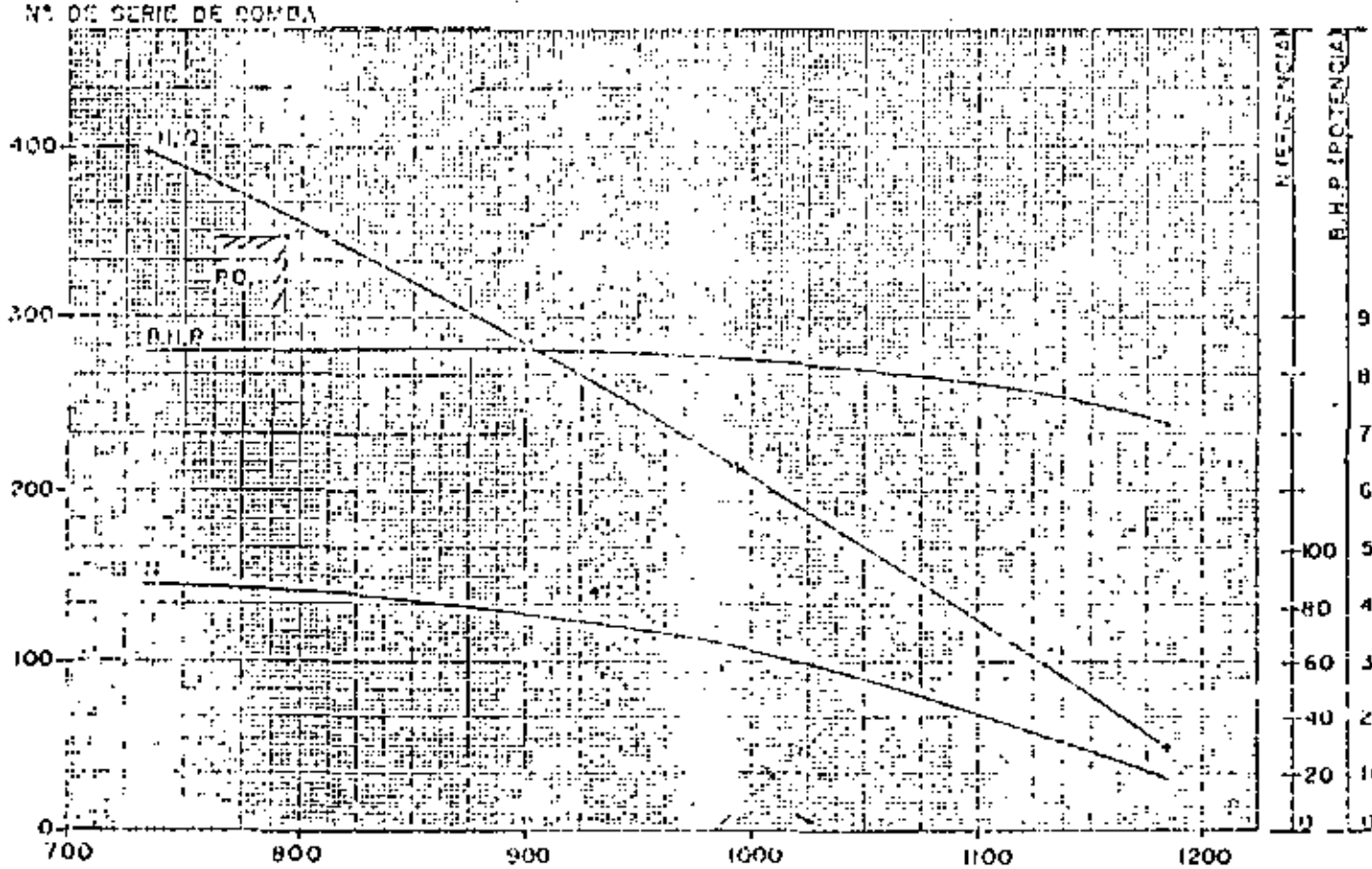
$N_5 = 84.1/101 = 83.26\ \%$

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA (HIDRAULICA)

PRUEBA DE BOMBA 12 LC-AB-T4 A 1770 R.P.M. Nº DE IMPULSORES 11 DE

Nº DE SERIE DE BOMBA



CLIENTE CONSTRUCTORA GUIA, S.A. ORDEN 62872

FECHA 24 DE JUNIO DE 1979 DEVISO ING. CESAR CRUZ CARRILLO

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

LABORATORIO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Ing. César Cruz Carrillo

Julio 1992

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

MANUFACTURERS FAIRBANKS MORSE, S.A.
LABORATORIO DE BOMBAS CENTRIFUGAS
Ing. César Cruz Carrillo.

JULIO, 1980

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 abcisa 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 otro 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 representarla también gráficamente en los mismos ejes de coordenadas siendo las abcisas 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 impelente.

UNIDADES:

CONCEPTO:	I.S.O.	S. INGLES	MET.
Caudal o gasto	m^3/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 pueda 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 bomba, con lo cual y conociendo la velocidad angular, es

fácil evaluar la potencia absorvida 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.

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 o 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 cuando mínimo trescientas veces el gasto por seg., así por cada 100 lt/seg. se necesitan 30 m^3. 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 toma 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, esperando 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-

sión en el tubo de succión es negativa, en estos casos es muy conveniente contar con medios adecuados para producir un efecto aspirante en la parte más alta de la voluta de la bomba y lograr su completo cebamiento. Debe evitarse hasta donde sea posible el uso de válvulas de pie ó de retención por las pérdidas que introducen en la tubería de succión reduciendo el NPSH disponible, y además su costo comercial es elevado en los tamaños mayores, lo cual es significativo cuando deben adquirirse en varias medidas como es el caso de un laboratorio de pruebas hidráulicas.

Dado que es necesario estrangular totalmente la válvula de la descarga para lograr el cebamiento de la bomba, el arranque será en esta situación que también favorece al motor por ser punto de mínimo consumo de potencia, se tomarán cuidados para purgar perfectamente el aire en los tubos que conducen a los instrumentos de medición y que tienen presión positiva como es el caso de los manómetros de medición de carga y gasto. Se puede continuar la prueba descendiendo por la curva característica hacia la región de máximo caudal.

Por lo que se refiere a las bombas verticales que se instalan sumergidas como es el caso de las de turbina ó de hélice, la instalación es más simple, lo mismo que la puesta en marcha, puesto que no necesitan cebarse, al mismo tiempo, deja de instalarse el instrumento medidor de presión correspondiente a la succión.

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:

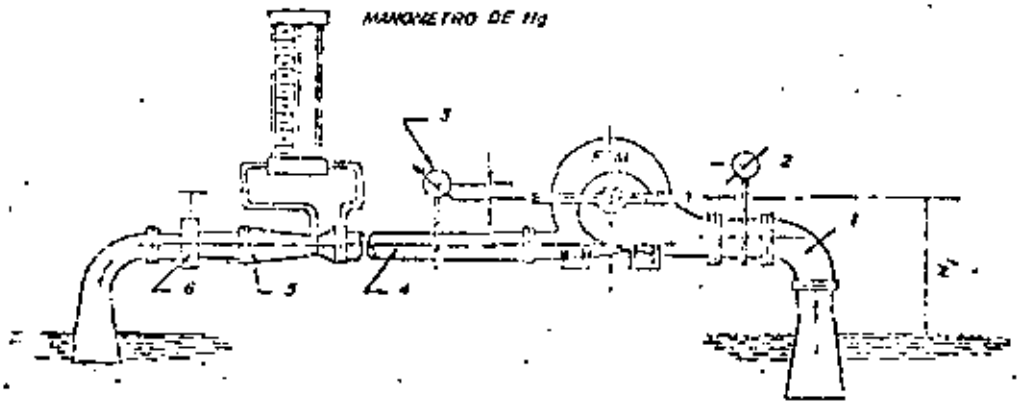
El propósito de iniciar la prueba cuando la garganta del venturi tiene presión positiva es para impedir la entrada de aire cuando dicha presión se torna negativa.

La distancia vertical del nivel del agua durante la prueba al centro del manómetro medidor de car

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

1.— TUBERIA DE SUCCION
2.— VACUOMETRO
3.— MANOMETRO
4.— TUBERIA DE DESCARGA
5.— VENTURI
6.— VALVULA DE CONTROL

BOMBA CENTRIFUGA DE CAJA PARTIDA



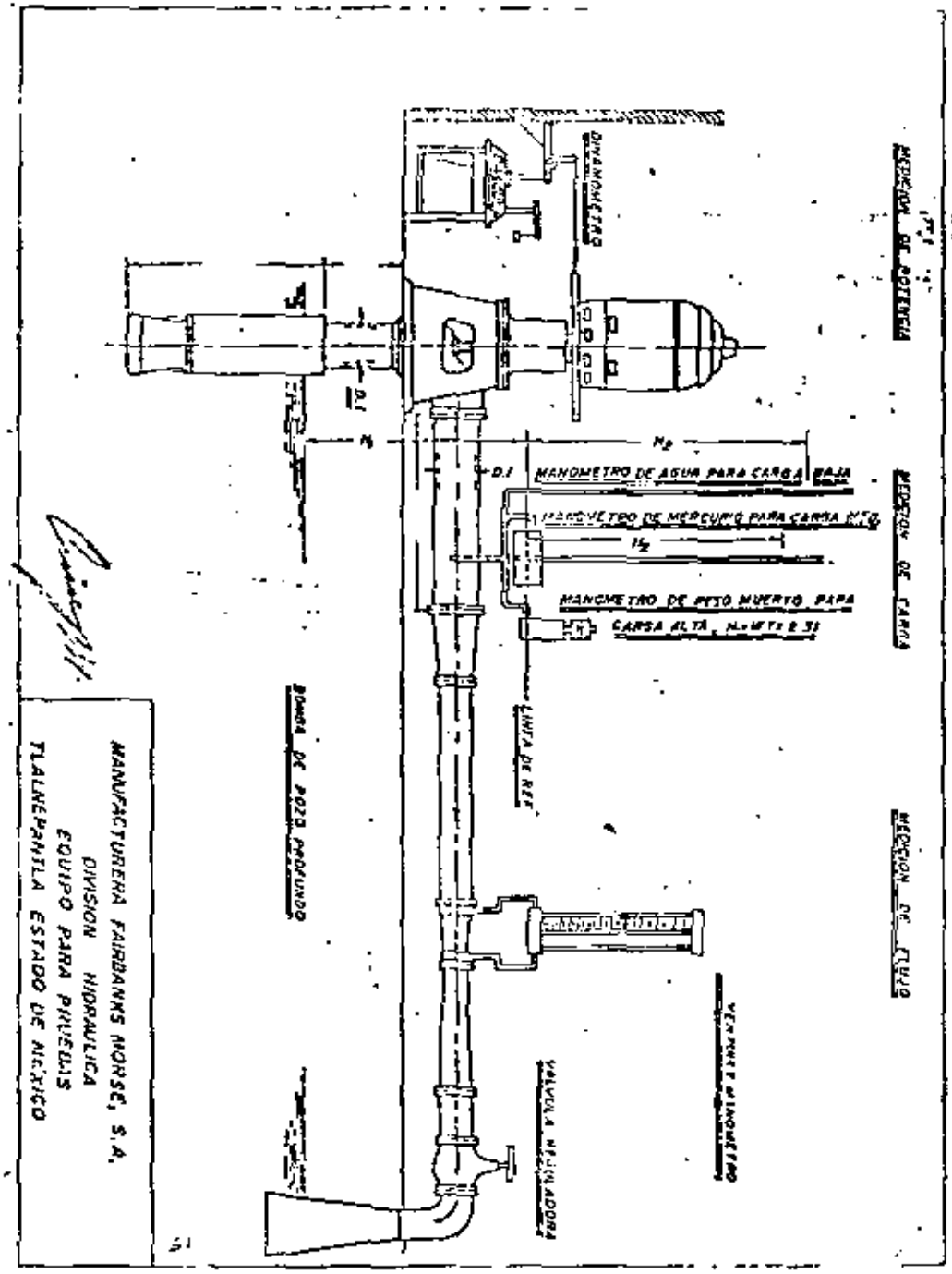
INSTALACION TIPICA DE PRUEBA
DE UNA BOMBA

DIVISION HIDRAULICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA
TLALNEPANTLA ESTADO DE MEXICO

...ón se llama "DATUM" y forma parte de la carga total.

CARGA TOTAL = Lectura + Datum + Carga de Velocidad.



MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

SUMARIO DE INFORMACION NECESARIA

ACERCA DE LA BOMBA QUE ESTARA EN PRUEBA

La siguiente información debe ser proporcionada acerca de las bombas que serán probadas:

En General:

1. Nombre del propietario _____
2. Localización de la Planta _____
3. Elevación sobre nivel del mar _____
4. Tipo de servicio _____

La bomba:

1. Manufacturado por _____
2. Designación de Manufactura _____
3. Número de serie de Manufactura _____
4. Arreglo: Horizontal _____ Vertical _____
5. Entrada: _____ Simple _____ Doble _____
6. Número de pasos _____
7. Tamaño de succión: Nominal _____ in.
   Actual _____ in.
8. Tamaño de la descarga: Nominal _____ in.
   Actual _____ in.

Transmisión intermedia:

1. Manufacturado por _____
2. Tipo _____
3. Número de serie _____
4. Relación de velocidad _____
5. Eficiencia _____

Motor:

1. Manufacturado por _____
2. Número de serie _____
3. Tipo: motor _____ turbina _____ Otros _____
4. Velocidad de régimen _____
5. Potencia de régimen _____

Especificaciones de las condiciones de régimen

La siguiente información es necesaria:

1. Líquido bombeado _____
2. Peso específico _____
3. Viscosidad de la temperatura de bombeo _____
4. Temperatura _____ °F
5. Presión del vapor _____ psia

6. [illegible] _____ gpm
7. Elevación total de succión (hs) _____ ft
carga (hs) _____ ft
8. Carga neta positiva (NPSH) _____ ft
9. Carga total en la descarga (hd) _____ ft
10. Carga total (H) _____ ft
11. Potencia hidráulica (whp) _____ hp
12. Eficiencia (En) _____ %
13. Potencia al freno (bhp) _____ hp
14. Velocidad _____ rpm

INFORMACION DE LA PRUEBA

La información de la prueba deberá ser listada substancialmente como sigue:

In General:
1. Lugar de prueba _____
2. Fecha _____
3. Aprobado por _____
4. Atestiguado por _____

Capacidad:
1. Método de medición _____
2. Manufactura y Nº de serie del medidor _____
3. Fecha de calibración _____

Carga:
1. Medidor de succión - Manufactura y número de serie _____
2. Curva de calibración _____
3. Medidor de descarga - Manufactura y número de serie _____
4. Fecha de calibración _____

Potencia:
1. Método de medición _____
2. Manufactura y número de serie del instrumento _____
3. Fecha de calibración _____

Velocidad:
1. Método de medición _____

2. Manufactura y número de serie del instrumento _____
3. Fecha de calibración _____

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

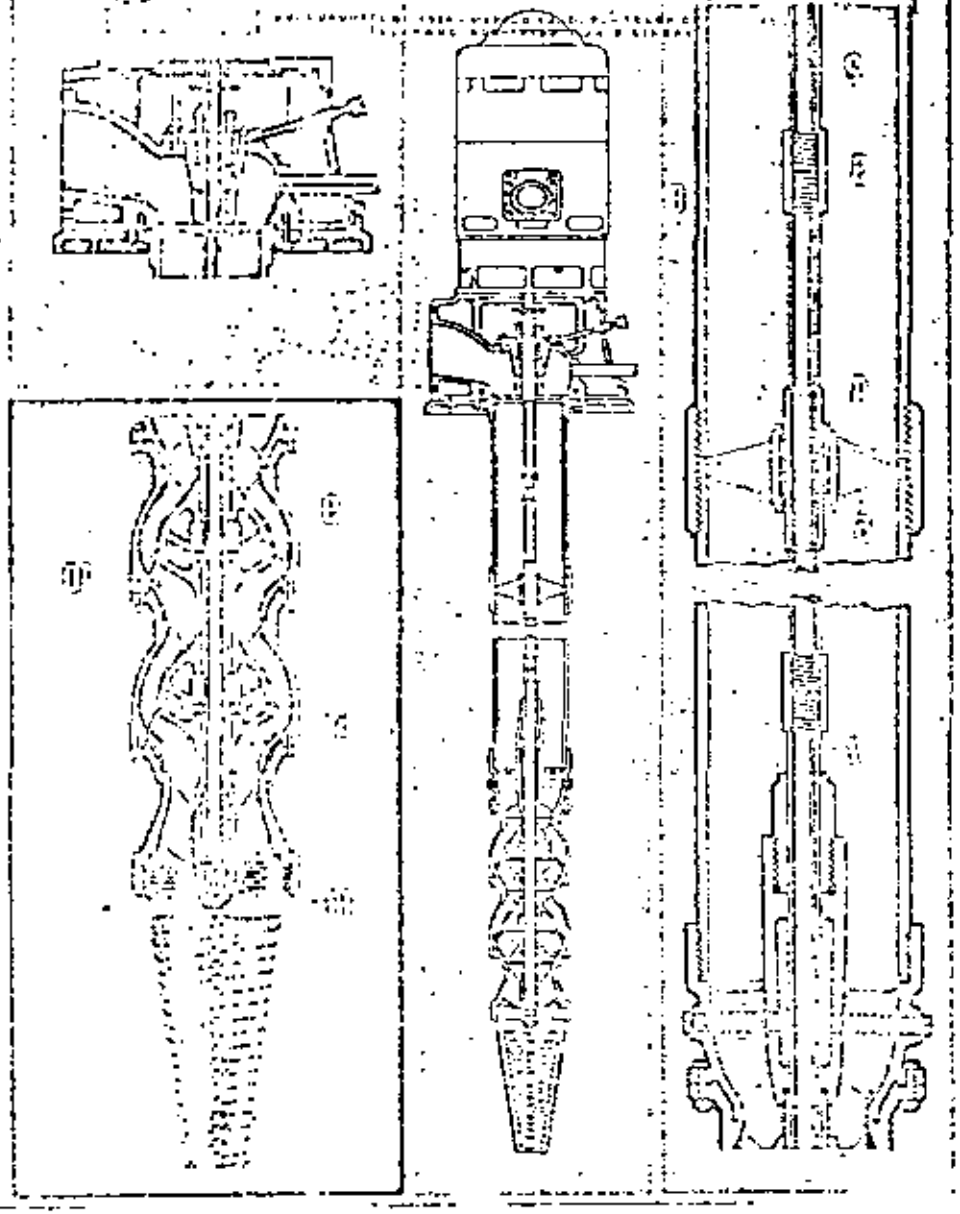
BOMBAS PARA POZOS PROFUNDOS

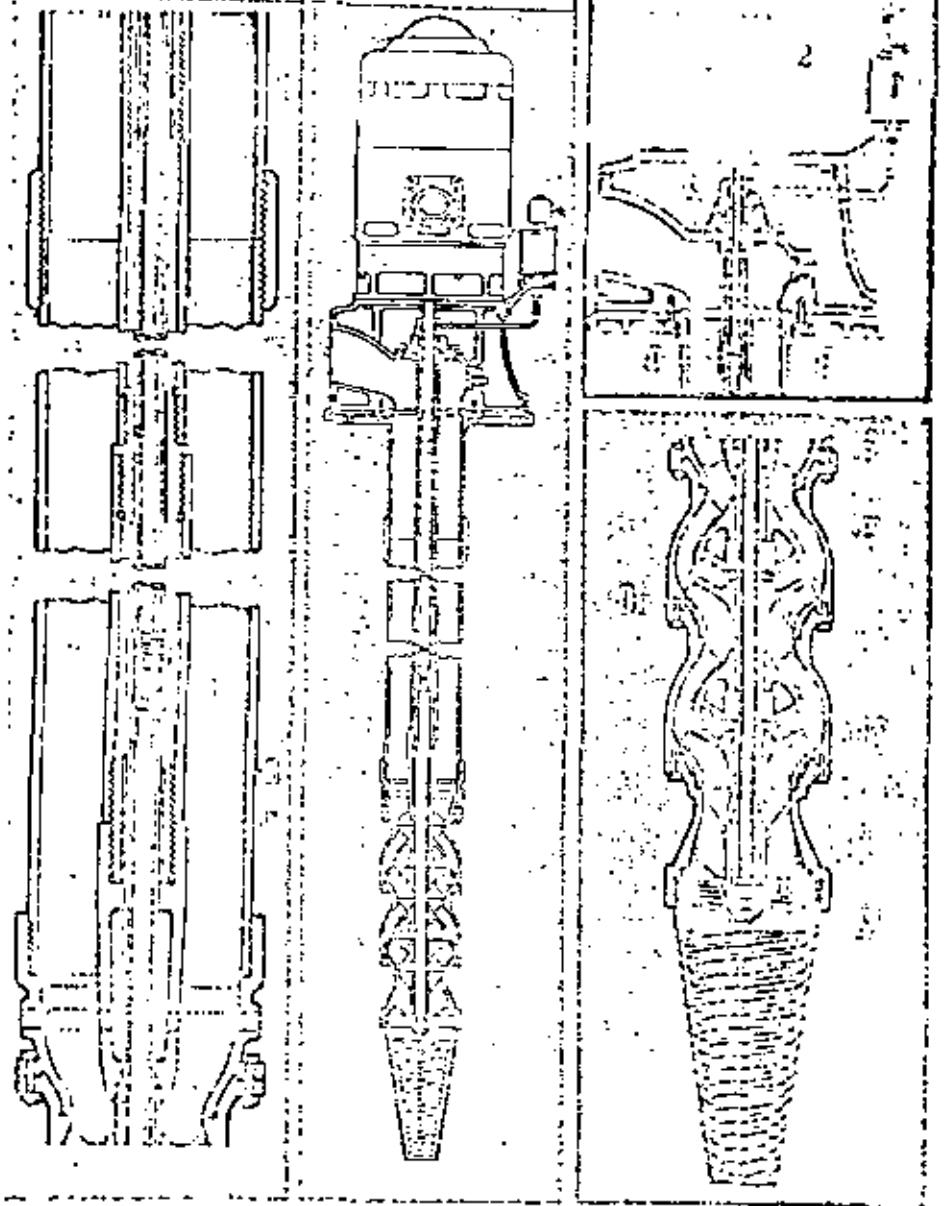
Ing. Jaime Armando Revilla Fajardo

Julio 1981

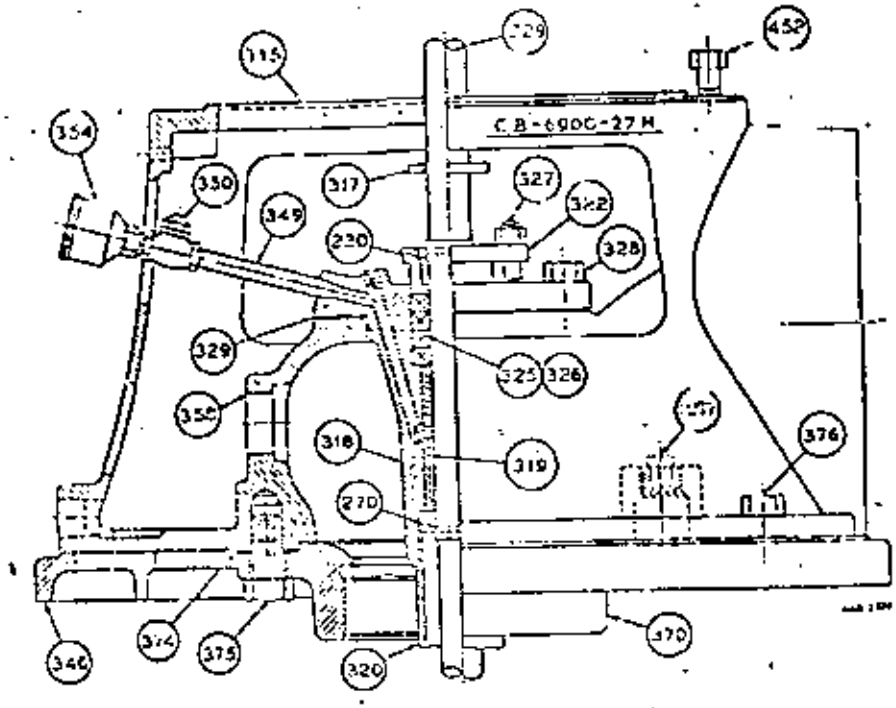
Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

Manufactureria Fairbanks Morse S.A.



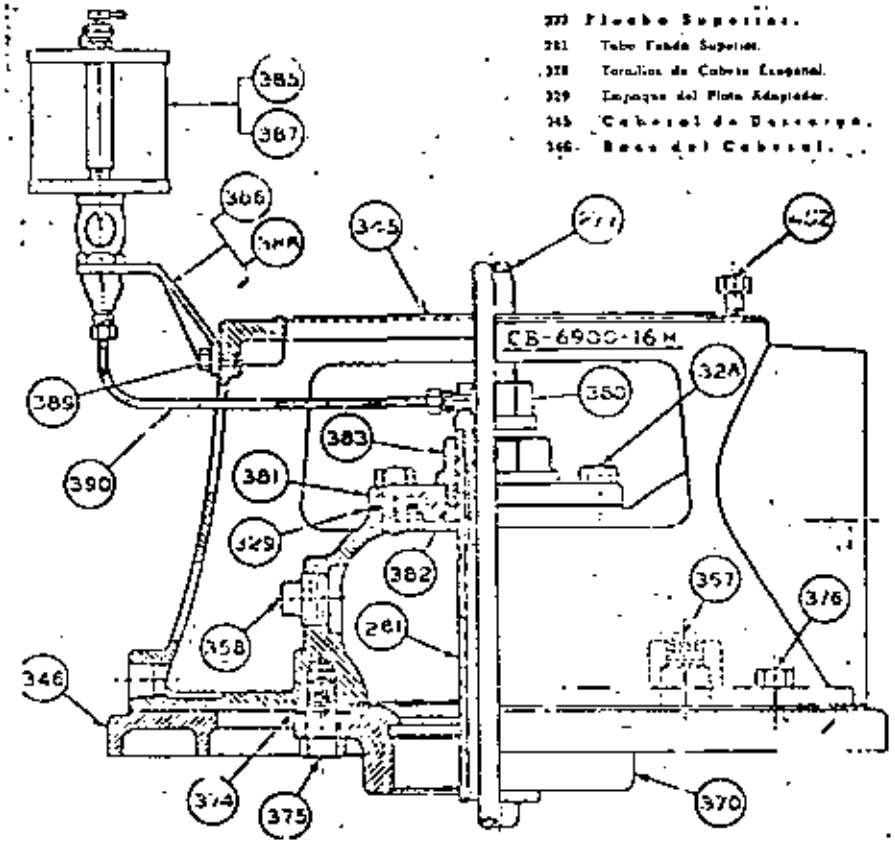


ILUSTRACION No. 11
Partes del Cabezal de Descarga
Fig. 6977 (Lubricación por ACUA)



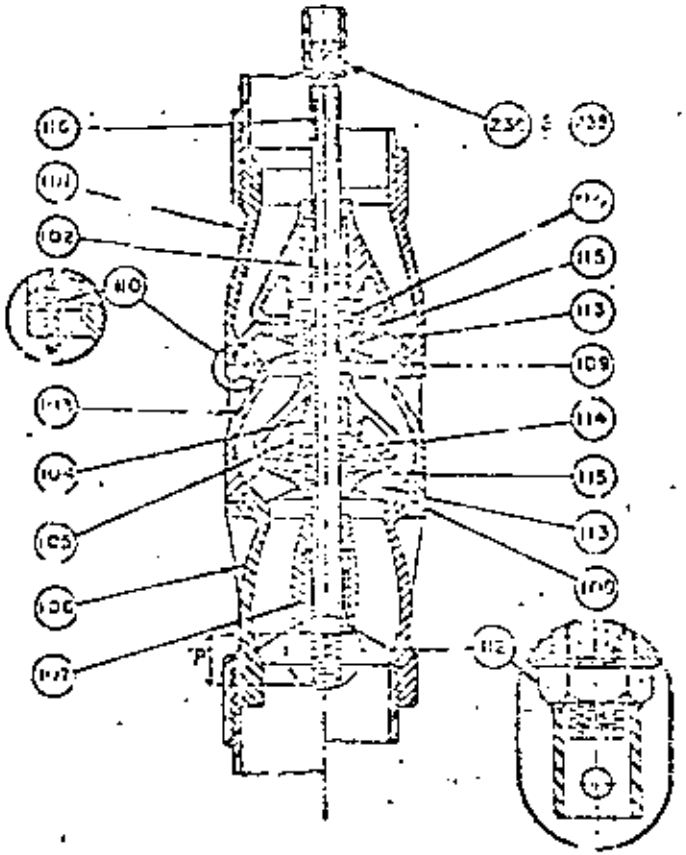
220 Flecha Superior.
230 Empaque de la Flecha Superior.
270 Anillo de Soldadura de Flecha
317 Anillo deflector de Agua.
318 Engrasera.
319 Bujo del Estopero.
322 Tubo Acrílico.
325 Empaque.
326 Grasa para Empaque.
327 Tornillos Opresores.
328 Tornillos de Cabeza Exagonal.
329 Empaque.
346 Cabezal de Descarga.
356 Base del Cabezal.
370 Tubo de Conexión de la Grasera.
374 Válvula de Retención con Resorte
375 Grasera del Estopero.
376 Tapón para fijar Base 346
320 Válvula del agua de enfriamiento
220 Brida de la Columna.
374 Empaque de la Brida 220.
375 Tornillos de la Brida 220.
376 Tornillos para fijar la Base 346
452 Tornillos para fijar motor a Cabezal de Descarga

ILUSTRACION No. 12
Partes del Cabezal de Descarga
Fig. 6972 (Lubricación por ACEITE).



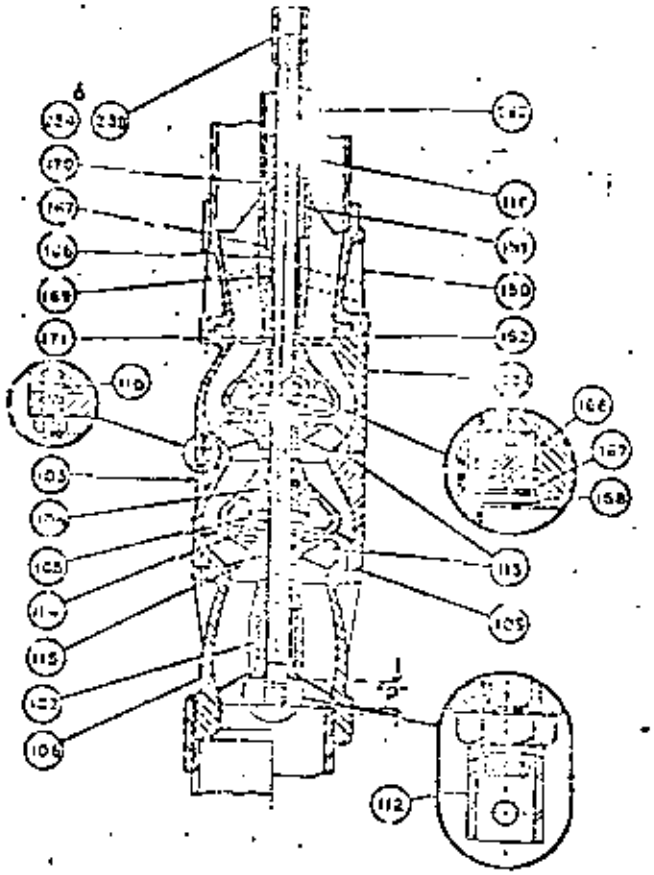
220 Flecha Superior.
261 Tubo Fondo Superior.
328 Tornillos de Cabeza Exagonal.
329 Empaque del Plato Adaptador.
365 Cabezal de Descarga.
366 Base del Cabezal.
352 Tapón para Tornillos Prensa.
350 Tapón.
372 Brida de la Columna.
374 Empaque para Brida 372.
375 Tornillos para Brida 372.
376 Tornillos para fijar Base 366.
380 Chumacera Superior.
381 Plato Adaptador.
382 Empaque.
383 Tornillo Tensor de Tubo Fondo.
385 Acoplamiento Manual.
386 Manivela de la Acoplamiento 385.
387 Arandela Acoplamiento (Desmontable).
388 Manivela de la Arandela 387.
389 Tornillos para Manivela.
390 Tubo de Conexión.
452 Tornillos para fijar Motor a Cabezal de Descarga.

ILUSTRACIÓN No. 16
Identificación de Partes de la Bomba
JUEGO DE TAZONES
POMONA Fig. 6977 lubricada por AGUA



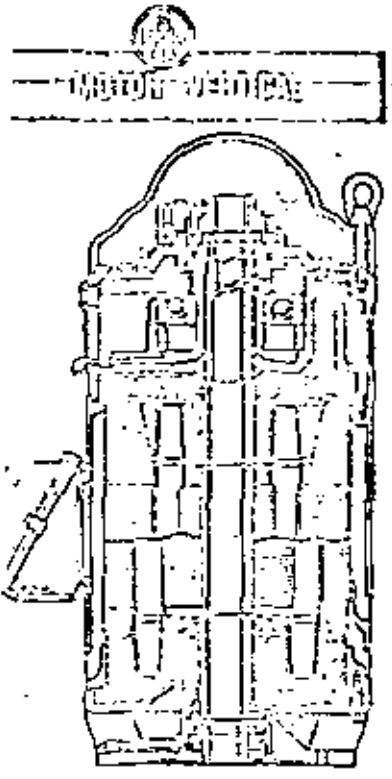
101 Tazón de Descarga.
102 Chumacera del Tazón de Descarga.
103 Tazón Intermedio.
104 Chumacera del Tazón Intermedio.
105 Anillo del Impulsor.
106 Tazón de Succión.
107 Chumacera del Tazón de Succión.
108 Tornillo Prisionero [illegible] de cada Tazón.
109 Tubo y Cuerda del Tazón (para cada Tazón).
110 Tuerca para Ajuste del Juego.
111 Impulsor-Impulsor.
112 Tuerca del Impulsor.
113 Llave Cuña del Impulsor.
114 Cresta de la Bomba (no como [illegible]).

ILUSTRACIÓN No. 17 - Identificación de Partes de la Bomba
JUEGO DE TAZONES
POMONA Fig. 6977 lubricada por ACEITE.



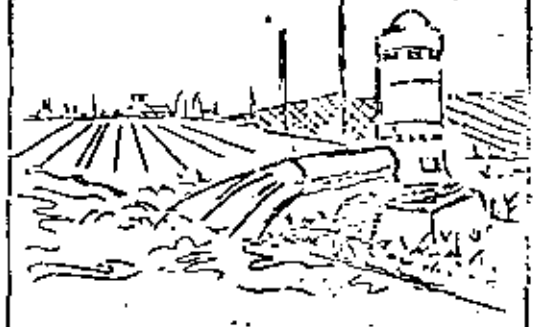
02 Tazón de [illegible].
02.1 Tazón Intermedio Superior.
04 Chumacera del Tazón Intermedio.
05 Anillo del Tazón.
06 Tazón de Succión.
07 Chumacera del Tazón de Succión.
08 Perno Prisionero (para cada Tazón).
10 Tubo y Cuerda del Tazón (para cada Tazón).
11 Tuerca para Ajuste del Juego.
13 Impulsor-Impulsor.
14 Tuerca del Impulsor.
15 Llave Cuña del Impulsor.
[illegible] Tornillo de la Tuerca (de cada [illegible]).
166 Tubo de Descarga.
167 Chumacera Superior del Tazón de Descarga.
168 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
169 Sello de Compresión.
170 Anillo de Empaque de Cierre [illegible].
171 Anillo Separador del Cierre [illegible].
172 Sello Mecánico de Cierre [illegible].
173 [illegible] No. 158 es igual que Sello Mecánico [illegible].
174 [illegible] No. 172 es igual que Sello Mecánico [illegible].

MOTOR VERTICAL



MOTORES VERTICALES KZKV3 "VENTILACION"

Ventilación forzada, tanto en el cabezal superior como en el inferior que garantiza enfriamiento completo y eficiente en el motor.

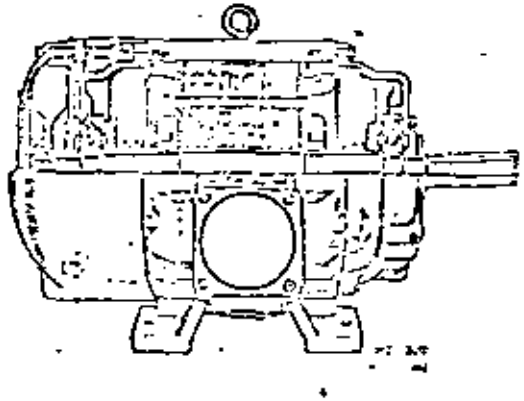


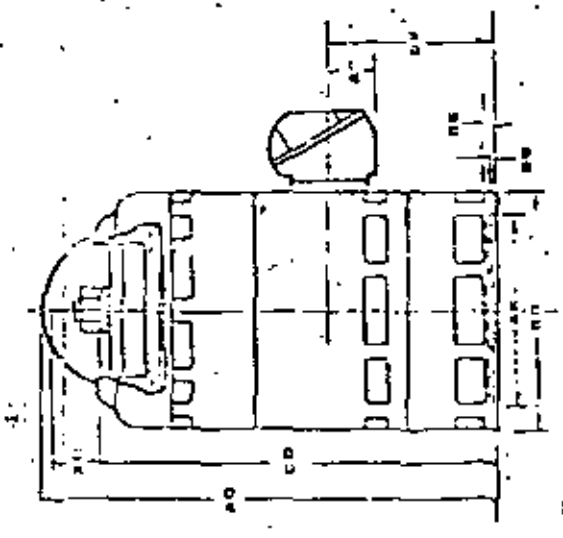
Los motores verticales para servicio de bombeo, aseguran una operación prolongada sin problemas, con muy poco servicio de mantenimiento.

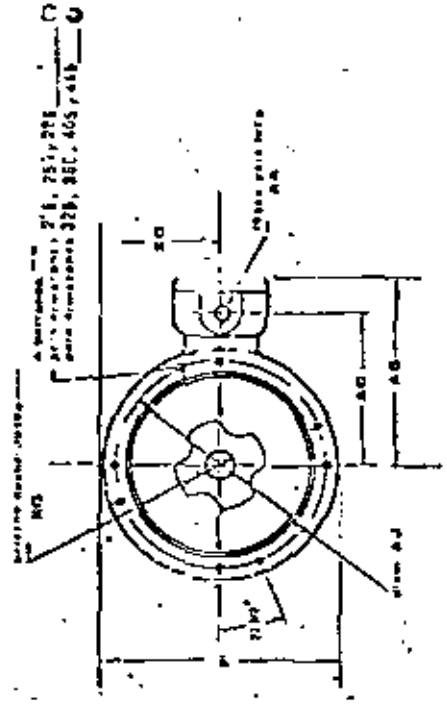
MOTORES KZC y KZCX

Esta vista seccional muestra la construcción interna de los motores tipo KZC con ventilación externa y además se adicionan protecciones especiales para los KZCX a prueba de explosión tanto en el maquinado como para prevenir la entrada de polvo o líquidos a lo largo de la flecha.

MOTOR HORIZONTAL







ARMAZON	Diam. G. Conex. F	AA	AB	AC	AF	AG	Diam. AJ	AK	AL	Diam. BH	BK	Diam. h DF	HV	CD	KC	XD	XD
311	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
256	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
316	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
326	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
315	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
405	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
445	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

H. 3.- SELECCION BOMBAS VERTICALES PARA POZO PROFUNDO

3.1).- DATOS DEL PROYECTO DE SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

A.- Cliente

B.- Dirección

C.- Nombre del pozo

D.- Diámetro interior del ademe

E.- Nivel estático (h_E)

F.- Abatimiento (a)

G.- Nivel dinámico (ND)

H.- Elevación (h_{ed})

I.- Fricciones (columna de descarga) (H_f)

J.- Carga de velocidad (hv)

K.- Carga total (G + H + I + J) (H_t)

L.- Profundidad del pozo

M.- Capacidad (LPS ó GPM)

N.- Velocidad de operación

O.- Tipo de motor de mando: (Eléctrico ó de combustión interna).

P.- Longitud columna de descarga

Q.- Tipo de lubricación (Agua ó Aceite)

Cont'n. . 2

- 3 -

Ejemplo:

A).- Cliente:- Comisión Nacional de Fruticultura

B).- Dirección:- Zona de riego No. 2, Cotepec, Ver.

C).- Nombre del pozo: Pozo No. 2

D).- Diámetro interior del ademe: 14"

E).- Nivel estático: 15 m (49.20')

F).- Abatimiento: 0 m.

G).- Nivel dinámico: 15 m. (49.20')

H).- Elevación: 66.47 m, (218') incluye las pérdidas por fricción en la descarga.

I).- Fricciones:

J).- Carga de velocidad

K).- Carga total:

L).- Profundidad del pozo: 36 m (118')

M).- Capacidad: 60 LPS (950 GPM).

N).- Velocidad de operación: 1770 RPM

O).- Tipo de motor: eléctrico vertical, 3/220/440 Volts, 60 cps.

P).- Longitud de la columna de descarga ($Lc = \frac{7.10 - ND}{3.05}$ = No. de tramos de 3.05 m de longitud cada tramo).-

Q).- Tipo de lubricación, agua, figura 0977

Cont'n. 4

- 4 -

K). - Cálculo de la carga total:

$H = ND + h_{Ed} + h_{fc} + h_{fd} + hv$

En donde:

ND = Nivel dinámico

h_{Ed} = Elevación (carga) estática en la descarga

h_{fc} = Pérdidas por fricción en la columna de descarga

h_{fd} = Pérdidas por fricción en la tubería de descarga, incluye las pérdidas menores.

hv = Carga de velocidad

Calculamos primero una carga total aproximada (H_1), en donde estimamos que hfc es igual al 5% de la longitud de la columna.

En este caso el cliente solicita 60' de longitud de columna:

$h_{fc} = 0.05 \times 60 = 3'$; y, $hv = 0$

Sustituyendo valores

$H_1 = 49.20 + 218' + 3'$

$H_1 = 270.20'$

(Ver diagrama 3.1)

Cont'n. . 5

- 6 -

En la curva de operación del modelo 12MC diseño T6 (Fig. 3.2) para un gasto de 950 GPM, la curva A nos dá una carga total unitaria de 55', entonces No. de pasos $= \frac{270.20}{55} = 4.91$ (5 pasos)

Eficiencia = 80%

Pot. requerida aprox. $= \frac{950 \times 270.20}{3960 \times 0.8} = 81.03$ HP

En la tabla de selección de flechas de transmisión, figura (3.3), para 1770 RPM la flecha de 1-7/16" transmite un máximo de 145 HP; en la tabla (3.4) para 950 GPM con flecha de 1-7/16", la columna de descarga de 8 x 1-7/16" tiene una perdida por fricción de 3.27%, con éste dato corregimos el valor de la carga total aprox. H_1, ya que:

$h_{fc} = 3.27 \times \frac{60}{100} = 1.96$; entonces:

$H_t = 49.20 + 218 + 1.96 = 269.16'$

Carga por paso $= \frac{269.16}{5} = 53.83'$

En la gráfica Fig. (3.2) vemos que el punto de operación corresponde al modelo 12MC-AB-T6 con 5 pasos; con una eficiencia de 80%.

Cont'n. . 7

Potencia requerida:

$$PR = \frac{950\ GPM \times 269.15'}{3960 \times 0.60} = 80.71\ HP$$

Pérdidas mecánicas:

En la tabla 3-3: para 1-7/16" de diámetro.

Las perdidas mecánicas son de 1.21%, entonces

$$P.M = 1.21 \times \frac{60}{100} = 0.73\ HP$$

Potencia total requerida:

$$= PR + P.M = 80.71 + 0.73 = 81.44$$

Se estimará motor de 100 HP, 4 polos, 3/220/440 Volts, 60 cps.

En la tabla (3-5) dimensiones de motores eléctricos vemos que el diámetro de la base del motor de 100 HP, 4 polos, armazón 445 es de 20"; el cabezal de descarga será modelo 20 x 8"

Cont'n.. 8

FRICTION LOSS CHART

STANDARD COLUMN PIPE - OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT

LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF SETTING

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																								
		25	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	450	500
	2½ × 1	2.83	3.85	4.75	5.42	5.42	5.42	9.00																
2 × 1½	2 × 1	.98	1.42	1.63	2.42	3.12	4.52	5.32	9.31															
3½ × 1½	3½ × 1				0.92	1.14	1.45	2.25	3.61	5.30	7.70													
3½ × 2½	3½ × 1				1.14	1.42	2.07	2.82	4.55	6.23	9.30													
4 × 1½	4 × 1							0.90	1.53	2.10	3.21	4.32	5.85	7.42	9.18									
4 × 2½	4 × 1							1.10	1.45	2.43	4.22	5.62	7.55	9.60										
4 × 3	4 × 1½				0.92	1.14	1.45	2.25	3.21	5.35	7.70													
5 × 1½	5 × 1											1.12	1.43	1.85	2.35	2.72	3.25	3.82	4.35	5.22	5.40	6.32	7.80	9.60
5 × 2½	5 × 1										0.95	1.32	1.23	2.26	2.73	3.24	3.42	4.22	5.23	5.20	6.35	7.62	9.35	
5 × 3	5 × 1½									0.94	1.40	1.47	2.50	3.23	3.93	4.70	5.63	6.50	7.30	8.32	9.40			
5 × 3½	5 × 1½									1.20	1.80	2.30	3.23	4.00	5.00	6.02	7.10	8.35	9.30					
6 × 2½	6 × 1															1.05	1.22	1.44	1.55	1.83	1.65	2.50	3.02	
6 × 3	6 × 1													0.90	1.10	1.30	1.52	1.77	2.00	2.27	2.55	3.15	3.83	
6 × 3½	6 × 1½												0.94	1.14	1.42	1.72	2.02	2.30	2.55	2.95	3.22	4.10	4.93	
	6 × 2½											0.95	1.20	1.45	1.75	2.10	2.45	2.72	3.00	3.40	4.00	4.65	5.45	
6 × 2½	6 × 1½											1.10	1.40	1.70	2.05	2.45	2.85	3.32	3.75	4.25	4.75	5.50	6.60	
6 × 3	6 × 1½										0.95	1.32	1.75	2.20	2.73	3.28	3.93	4.55	5.32	6.05	6.75	7.75	9.35	

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																								
		125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1100	1200	1300
6 × 3½	6 × 1	1.63	2.05	2.52	3.02	3.55	4.20	4.95	5.57	6.11	7.22	8.28														
8 × 1½	6 × 1	2.27	2.85	3.35	3.85	4.55	5.32	6.15	7.03	8.02	9.00															
8 × 2	6 × 1½	2.65	3.32	4.10	4.90	5.82	6.82	7.80	8.90	9.95																
	6 × 1½	2.32	4.00	4.52	5.32	7.22	8.22	9.42																		
8 × 2½	6 × 1½	4.25	4.75	5.92	7.00	8.30	9.60																			
8 × 3	6 × 1½	4.25	5.50	6.25																						
8 × 1½	8 × 1									0.93	1.14	1.33	1.60	1.91	2.28	2.58	2.96	3.31	3.75	4.05	5.45	6.65	7.75	9.33
8 × 1½	8 × 1								0.98	1.10	1.30	1.60	1.90	2.20	2.60	3.02	3.50	3.90	4.50	5.30	6.30	7.90	9.42	
8 × 2	8 × 1½				0.92	1.10	1.29	1.48	1.73	1.93	2.31	2.70	3.22	3.55	4.50	5.22	5.95	6.72	7.55	9.40				
	8 × 1½				1.01	1.20	1.42	1.63	1.86	2.02	2.34	2.62	3.53	4.25	5.00	5.75	6.40	7.00	8.40					
8 × 2½	8 × 1½			0.95	1.10	1.32	1.57	1.72	2.03	2.33	2.90	3.25	3.93	4.55	5.15	6.32	7.25	8.20	9.22					
8 × 3	8 × 1½	0.90	1.00	1.25	1.50	1.82	2.30	2.49	2.80	3.20	3.80	4.30	5.42	6.42	7.50	8.60	9.94							
8 × 3½	8 × 2½	1.30	1.47	1.60	2.20	2.60	3.05	3.55	4.10	4.60	5.20	6.40	7.63	8.60										
8 × 4	8 × 2½	1.60	2.00	2.45	2.90	3.50	4.15	4.82	5.55	6.20	7.60	8.60												
10 × 1½	10 × 1													1.06	1.31	1.42	1.59	1.79	2.25	2.69	3.20	3.75	4.53	
10 × 2	10 × 1½												1.02	1.20	1.29	1.39	1.60	1.82	2.55	3.22	3.62	4.20	4.40	
	10 × 1½												1.10	1.29	1.47	1.70	1.93	2.16	2.44	3.25	3.95	4.52	5.25	
10 × 2½	10 × 1½											0.99	1.17	1.36	1.54	1.81	2.06	2.32	2.86	3.50	4.30	5.30	6.65	
10 × 3	10 × 1½										0.97	1.13	1.40	1.66	1.93	2.14	2.47	2.73	3.22	4.25	5.03	6.45	7.40	
10 × 3½	10 × 2½									0.95	1.20	1.40	1.70	2.00	2.30	2.70	3.05	3.40	4.03	5.07	6.15	7.55	9.50	
	10 × 2½								1.02	1.13	1.43	1.63	1.95	2.25	2.65	3.10	3.45	3.95	4.62	5.95	7.02	8.55	9.65	
10 × 5	10 × 2½							0.98	1.10	1.30	1.60	1.90	2.20	2.60	3.00	3.30	3.90	4.50	5.50	6.70	7.93	9.30		
12 × 2	12 × 1½																		0.95	1.22	1.42	1.63	1.47	
	12 × 1½																		1.05	1.26	1.33	1.75	2.05	
12 × 2½	12 × 1½																	0.90	1.11	1.30	1.60	1.89	2.10	
12 × 3	12 × 1½																0.92	1.04	1.29	1.57	1.85	2.18	2.50	
12 × 3½	12 × 2½															0.94	1.06	1.14	1.40	1.68	2.14	2.45	2.95	
	12 × 2½															1.02	1.16	1.30	1.65	1.95	2.35	2.76	3.21	
12 × 4	12 × 2½														0.94	1.10	1.10	1.40	1.60	2.10	2.55	3.02	3.55	
12 × 5	12 × 2½												1.05	1.20	1.40	1.60	1.85	2.00	2.55	3.00	3.60	4.25	4.90	
	14 × 1½																					1.03	1.22	
14 × 2½	14 × 1½																				0.95	1.13	1.30	
14 × 3	14 × 1½																				1.07	1.26	1.45	
14 × 3½	14 × 2½																			1.00	1.18	1.42	1.61	
	14 × 2½																			1.03	1.24	1.46	1.68	
14 × 4	14 × 2½																		0.90	1.13	1.30	1.52	1.76	
14 × 5	14 × 2½																		1.03	1.24	1.41	1.91	2.20	

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																								
		250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
10 × 1½	10 × 1	5.00	5.65	6.25	7.05	7.65	8.70	9.60																		
10 × 2	10 × 1½	5.40	6.40	7.45	8.20	8.90	9.60																			
	10 × 1½	6.00	6.55	7.22	8.55	9.50																				
10 × 2½	10 × 1½	6.40	7.25	8.20	9.10																					
10 × 3	10 × 1½	7.60	8.95	9.95																						
10 × 3½	10 × 2½	8.85																								
12 × 2	12 × 1½	2.20	2.50	2.82	3.15	3.45	3.85	4.20	4.60	5.05	5.50	5.90	6.40	6.80	9.00											
	12 × 1½	2.35	2.65	3.00	3.37	3.75	4.20	4.50	4.95	5.45	5.60	6.35	6.55	8.15	9.60											
12 × 2½	12 × 1½	2.50	2.87	3.27	3.60	4.00	4.40	4.80	5.25	5.50	6.30	6.80	7.30	8.70												
12 × 3	12 × 1½	2.60	3.30	3.72	4.15	4.60	5.15	5.65	6.15	6.70	7.25	7.90	8.55													
12 × 3½	12 × 2½	2.95	3.85	4.32	4.80	5.40	6.00	6.60	7.30	7.90	8.50	9.20	9.90													
	12 × 2½	2.65	3.00	3.72	5.25	5.97	6.55	7.25	7.65	8.65	9.30															
12 × 4	12 × 2½	4.00	4.60	5.15	5.75	6.40	7.10	7.85	8.55	9.40																
12 × 5	12 × 2½	5.60	6.40	7.15	8.00	8.90	9.60																			
14 × 2½	14 × 1½	1.62	1.59	1.79	2.00	2.22	2.45	2.72	2.95	3.70	3.47	3.77	4.05	4.30	5.65	6.60	7.50	8.50	9.70							
14 × 3	14 × 1½	1.90	1.68	1.92	2.14	2.35	2.62	2.90	3.15	3.45	3.75	4.08	4.35	5.15	6.10	7.30	8.10	9.20								
	14 × 1½	1.97	1.97	2.13	2.35	2.65	2.90	3.20	3.30	3.60	4.10	4.45	4.75	5.20	6.20	7.20	8.40									
14 × 3½	14 × 2½	1.95	2.10	2.35	2.60	2.90	3.20	3.50	3.80	4.15	4.50	4.90	5.25	6.20	7.20	8.45	9.70									
	14 × 2½	1.93	2.22	2.45	2.72	3.04	3.35	3.67	4.03	4.35	4.72	5.15	5.53	6.20	7.65	8.85										
14 × 4	14 × 2½	3.01	3.33	3.65	4.05	4.37	4.80	5.25	5.70	6.25	6.65	7.40	8.23	8.80	9.80	9.30										
14 × 5	14 × 2½	2.57	2.87	3.20	3.60	4.02	4.40	4.85	5.25	5.70	6.20	6.75	7.30	7.85	8.40	9.00										
16 × 2½	16 × 1½				0.97	1.14	1.33	1.53	1.74	1.93	2.35	2.75	3.22	3.72	4.22	4.70	5.40	6.05	6.65	7.35						
16 × 3	16 × 1½			1.00	1.12	1.24	1.37	1.50	1.64	1.79	2.10	2.30	2.70	3.13	3.60	4.15	4.70	5.25	5.90	6.50	7.22	7.90				
16 × 3½	16 × 2½		0.95	1.07	1.20	1.33	1.47	1.61	1.76	1.91	2.27	2.62	2.95	3.35	3.75	4.15	5.05	5.95	6.82	7.75	8.62	9.55				
	16 × 2½		0.99	1.12	1.25	1.38	1.53	1.69	1.84	2.00	2.36	2.72	3.06	3.48	4.03	4.43	5.27	6.17	7.05	8.05	9.05	10.05				
16 × 4	16 × 2½		1.03	1.17	1.32	1.44	1.60	1.75	1.92	2.08	2.45	2.82	3.18	3.63	4.18	4.62	5.50	6.40	7.32	8.35	9.40	10.45	11.50			
16 × 5	16 × 2½	1.05	1.20	1.30	1.45	1.60	1.75	1.95	2.10	2.30	2.70	2.95	3.35	4.10	4.70	5.40	6.30	7.25	8.25	9.45	10.50	11.55	12.65	13.75	14.85	15.95

Subject to change without notice.

TABLA (2-3)

SAE 1045
LINESHAFT SELECTION CHART

SHAFT SIZE	ALLOWABLE BRAKE HORSEPOWER AT SPEED OF: (1)									MAXIMUM TOTAL THRUST (2)
	3500	2900	1770	1460	1170	960	880	700	580	
3/4"	38.0	31.5	19.0	15.7	12.5	10.2	9.3	7.6	6.3	2030#
1"	96.0	79.5	48.0	39.5	31.7	26.0	23.5	19.2	15.8	3780#
1-3/16"	163	135	81.5	67.0	53.0	44.5	40.0	32.4	27.0	5400#
1-7/16"	250	241	145	121	96.0	80.0	72.0	58.0	48.0	7900#
1-11/16"	530	440	265	220	175	141	130	106	87.5	11760#
1-15/16"	740	610	365	305	242	202	181	147	121	14700#
2-3/16"		900	545	455	360	300	270	220	181	19200#
2-7/16"		1200	780	615	515	430	395	313	257	21100#
2-11/16"			1360	890	700	580	525	430	355	30000#
2-15/16"			1400	1170	930	770	690	565	465	36200#

(1) Values shown are absolute maximum BHP values based on total thrust not exceeding that indicated in the last column. When the total thrust exceeds above values, allowable BHP must be determined from the graph on reverse side of page.

(2) Total thrust = (K_1 x Total Dynamic Head) + (K_2 x Number of Stages) + (K_3 x Setting)

Example: A pump is selected for a given condition to operate at 1770 RPM. The Lab HP. is determined at 130 HP. From the above chart, 1-7/16" lineshaft is selected (145 BHP -- 7900# Total Thrust). The total thrust is found to be 12000# and the total BHP is 135 (Lab HP. + Shaft Losses). Since the total thrust exceeds 7900#, the shaft is checked by the graph on the following page. By following the dotted line example, it is seen that at 12000# total thrust, the 1-7/16" lineshaft can handle 141 BHP. 1-7/16" lineshaft is, therefore, satisfactory since the actual BHP (135) does not exceed the allowable BHP (141). If either value (135 BHP or 12000# total thrust) were sufficiently greater, the graph would indicate 1-11/16" lineshaft would be required.

(3) Selection chart also applies to Type 416 Stainless Steel. However, for 18-8 Stainless Steel or Monel, multiply above BHP values by 0.83. For Type 316 Stainless Steel use 0.70 times BHP values. Allowable thrust values remain the same. These multipliers cannot be applied to the graph on following page.

SHAFT LOSSES --OIL AND WATER LUBRICATED (4)

SHAFT SIZE	FRICTION LOSS IN BHP PER 100 FEET OF SHAFTING								
	RPM								
	3500	2900	1770	1460	1170	960	880	700	580
3/4"	.70	.60	.35	.30	.24	.20	.18	.15	.12
1"	1.18	.99	.60	.50	.39	.33	.29	.24	.20
1-3/16"	1.68	1.42	.86	.72	.57	.47	.43	.35	.29
1-7/16"	2.10	1.75	1.21	1.05	.80	.66	.60	.49	.40
1-11/16"	2.82	2.35	1.59	1.33	1.05	.88	.79	.64	.53
1-15/16"	3.61	3.06	2.03	1.71	1.34	1.12	1.02	.83	.67
2-3/16"		3.92	2.60	2.18	1.72	1.44	1.29	1.05	.86
2-7/16"		4.77	2.85	2.38	1.88	1.67	1.41	1.15	.94
2-11/16"			3.42	2.91	2.28	1.91	1.72	1.40	1.14
2-15/16"			4.08	3.52	2.76	2.30	2.05	1.67	1.38

(4) Values below heavy line are to be used only for enclosed lineshaft. Due to speed limitations, open lineshaft must be selected from values above heavy line.

Cálculo de la carga axial total (C A T) :

CAT = (K_t x CT) + (K_A x No. de Pasos) + (K_s x Long. flecha transmisión.)

Longitud flecha de transmisión:

L_c = 60'

T = 1.34' (Altura cabezal 20 x 8", tabla 3-6)

AG = 4.07' (Altura motor tabla 3-5)

L_t = 65.41' entonces (ver tabla 3-7)

C A T = K_t x C T = 13.4 x 269.16' = 3606.74

K_A x No. de Pasos = 18.5 x 5 = 92.50

K_s x Long. Flecha = 5.8 x 65.41' = 379.38

4078.62 lbs.

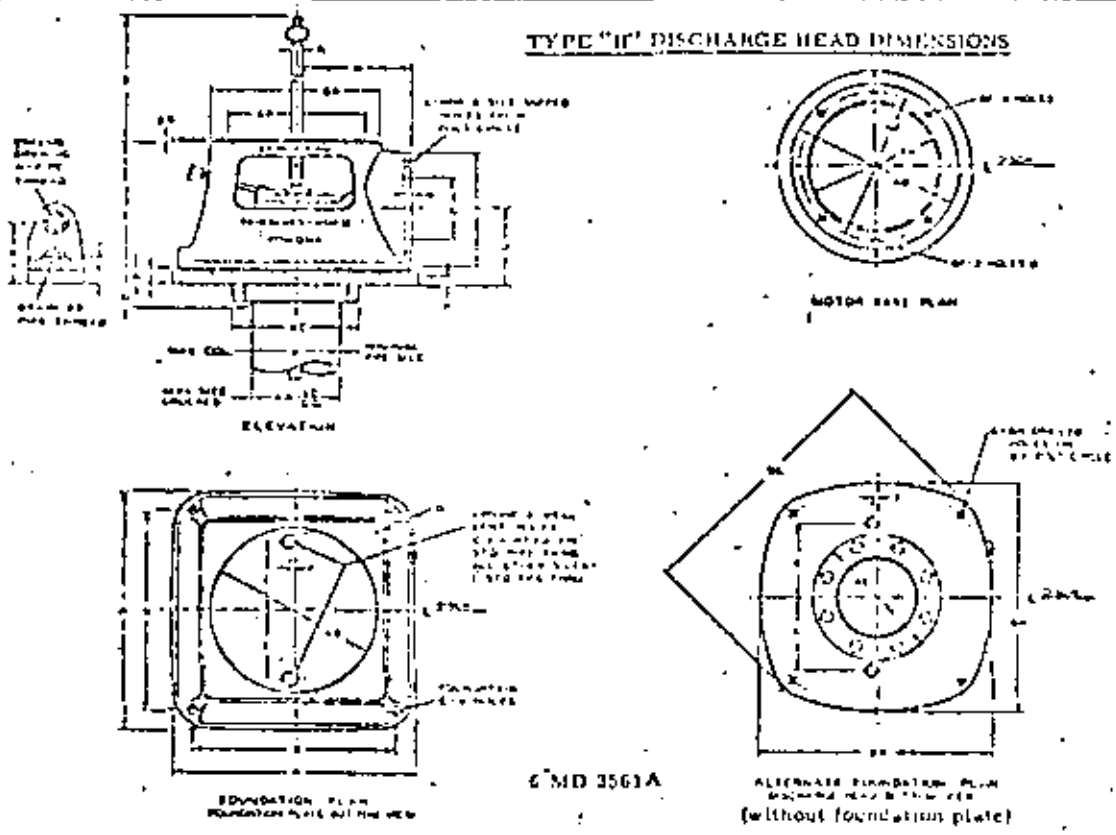
En la tabla (3-3) la flecha de 1-7/16" soporta un máximo de C A T = 7900 Lbs., por lo que esta flecha se encuentra dentro del límite de resistencia a la C A T.

Contin. . 11

TABLE II - (2-6)

TYPE "H" DISCHARGE HEAD DIMENSIONS

TYPE "H" DISCHARGE HEAD DIMENSIONS



ALL DIMENSIONS IN INCHES

SIZE HEAD	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	R	S	T	U
10 x 6	18	[illegible]	3/4	2-3/4	[illegible]	D	[illegible]	2-1/2	[illegible]	8	[illegible]	2-1/2	3/4	[illegible]	[illegible]		2-1/2	[illegible]
12 x 8	18	[illegible]	3/4	2-13/16	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	11	[illegible]	3-1/2	3/4	[illegible]	[illegible]		14	[illegible]
12 x 10	18	[illegible]	3/4	2-13/16	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	7/8	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]
14-1/2 x 8	24	[illegible]	7/8	3-1/2	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	3/4	7/8	[illegible]		14	[illegible]
14-1/2 x 10	24	[illegible]	7/8	3-1/2	[illegible]	D	A	[illegible]	[illegible]	13-1/2	[illegible]	[illegible]	7/8	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]
14-1/2 x 12	24	[illegible]	7/8	3-1/2	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	16	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	2-1/2
20 x 8	29	24	1	[illegible]	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	13-1/2	[illegible]	[illegible]	7/8	7/8	[illegible]		[illegible]	[illegible]
20 x 10	[illegible]	24	1	[illegible]	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	16	[illegible]	[illegible]	1	7/8	[illegible]		[illegible]	[illegible]
20 x 12	29	24	1	[illegible]	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]
24 x 8 x 10	35	29	[illegible]	[illegible]	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	16	[illegible]	[illegible]	1	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]
24 x 12 x 12	35	29	[illegible]	[illegible]	[illegible]	D	[illegible]	[illegible]	[illegible]	21	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]

SIZE HEAD	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE CCW	AJ	BB	BD	BF	BH	BJ	BK	BL
10 x 6	5	1	[illegible]	2-5/16	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	10	[illegible]	[illegible]	[illegible]	5	[illegible]
12 x 8	[illegible]	1	[illegible]	2-5/16	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	12	[illegible]	[illegible]	[illegible]	16	[illegible]
12 x 10	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	12	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
14-1/2 x 8	6	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
14-1/2 x 10	6	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
14-1/2 x 12	10	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
20 x 8	6	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	20	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
20 x 10	10	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	20	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
20 x 12	12	2	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	20	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
24-1/2 x 10	10	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
24-1/2 x 12	12	2	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
24-1/2 x 14	[illegible]	2	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

* TAPPED ** 2 DRILLED HOLES # WHEN USING 8" ELBOW "U" IS 5 3/8, "AC" IS 10-1/2

Subject to change without notice.

TABLA - (3-7)

THRUST DATA

Total Thrust equals the summation of:

K_t times Total Dynamic Head
K_a times Number of Stages
K_s times Setting

Thrust Bearing Loss is dependent upon the type of thrust bearing and the total thrust load on the bearing. Bearing manufacturers indicate the loss in an angular contact bearing to be approximately 0.0075 HP per 100 RPM per 1000 lb. thrust load.

FIG. 6973 & 6977 THRUST CONSTANTS (1)

PUMP SIZE	HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
4 LC	1.2	2.0
4 MC	1.2	2.0
6 XLC	2.7	2.5
6 LC	3.2	2.5
6 MC	3.2	2.6
6 HC	3.3	2.6
7 MC	4.7	2.0
8 XLC	5.0	5.5
8 LC	6.0	5.5
8 MC	6.7	5.5
8 HC	7.2	5.5
10 XLC	8.2	10.8
10 LC	9.0	11.2
10 MC	9.3	11.3
10 HC	10.6	11.3
12 LC	13.2	18.0
12 MC	13.4	18.5
12 HC	15.5	19.5
14 LC	17.6	24.0
14 MC	18.5	30.0
14 HC	21.5	24.5
16 LC	19.5	24.5
16 MC	23.0	34.5
18 MC	35.0	46.0
20 MC	38.8	55.0

CONSTANT FOR SETTING	
SHAFT SIZE	WEIGHT PER FOOT--K_s
3/4	1.6
1	2.8
1-3/16	4.0
1-7/16	5.8
1-11/16	8.1
1-15/16	10.6
2-3/16	13.6
2-7/16	17.0
2-11/16	21.0
2-15/16	25.0

FIG. 6922 & 6927 THRUST CONSTANTS

PUMP SIZE	IMPELLER	HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
6 PC	1102-4	2.5	2.8
7 MC	1012-4	4.0	5.0
8 HC	1112-4	4.3	6.5
10 MC	755-8	5.0	8.0
10 XHC	2105	7.5	10.0
12 MC	755-7	8.0	12.0
12 HC	1103-4	9.0	16.1
12 XHC	2105	12.0	19.0
14 MC	755-7	10.1	23.5
14 HC	1203-4	12.6	25.5
14 XHC	2145	20.0	27.0
16 MC	755-7	14.0	30.5
16 HC	1202-4	17.0	37.3
18 MC	755-7	18.0	40.5
18 HC	1213-4	23.0	50.0
18 XHC	2165-6	33.0	50.0
20 HC	1223-4	28.0	67.0

FIG. 6962 & 6961 THRUST CONSTANTS

PUMP SIZE	HYDRAULIC THRUST CONSTANT-K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
10"	14.0	5.0
12"	20.0	10.0
18"	31.0	20.0

*Subject to change without notice.

CALCULO DEL ALARGAMIENTO DE LA FLECHA DE TRANSMISION

En la tabla (2-8), con la carga axial hidraulica (3606.74 Lbs) encontramos;

$$\text{Alarg.} = 0.084 \times \frac{65.41}{100} = 0.0549''$$

Para el tazón 12 MC el máximo alargamiento permitido es: 0.562", es decir la flecha seleccionada está dentro del límite permitido.

CALCULO DE LA SUMERGENCIA MINIMA DE LA BOMBA.

Asumimos que esta bomba trabajará en un lugar a 1800 m. SNM entonces.

$$h_A = \frac{27.2'}{0.996} = 27.31'$$

S = 0.996 (Gravedad especifica del agua a 85 °F. de temperatura).

h_{pv} = Carga de presión de vapor = 1.4'

h_s = 0.5'

NPSHR = 9.5' (de la curva de operación figura 3.2)

Entonces:

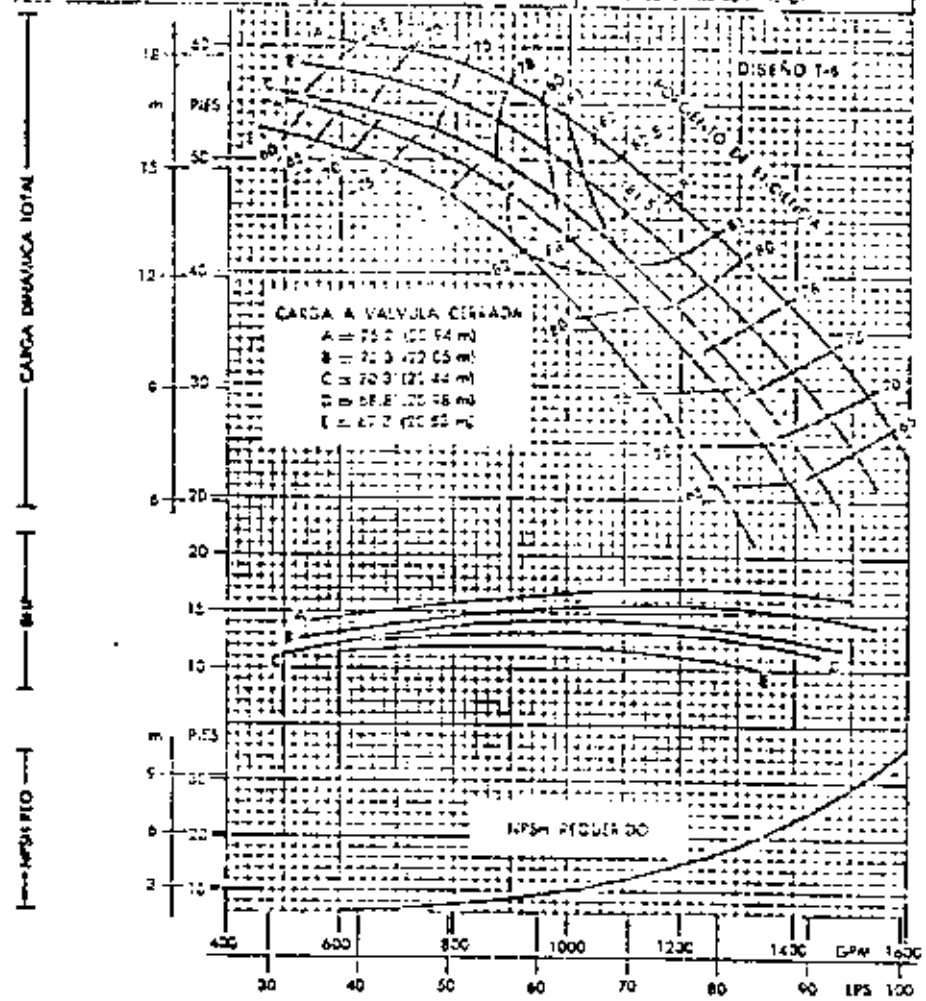
Sumergencia mínima = 27.31 - (1.4 + 0.5 + 9.5')

= + 15.91'

Cont'n. 14

MANUFACTURERA FAIRBANKS-MORSE, S. A.

CARACTERISTICAS DE OPERACION			MODELO	FIGURA	R.P.M.
NUMERO DE CAPAS	CARGA DESEADA	IMPULSOR BRONCE	12" MC	C970	1770
1	ESTAR 3 PTS	TAZON FoFo			
2	ESTAR 2 PTS	GRAV. TAZON 11-16"			
3	ESTAR 1 PTS	K = 134			
6 O MAS	ESTAR 1 PTS				



21

TECH (3-3)

LINESHAFT STRETCH CHART

FIG. 6922 & 6927 BOWLS (1)

PUMP SIZE	MAXIMUM ALLOWABLE STRETCH (INCHES)
4LC	.125
4MC	.187
6XLC	.250
6LC	.250
6MC	.250
6HC	.250
7MC	.375
8XLC	.312
8LC	.375
8MC	.375
8HC	.312
10XLC	.437
10LC	.312
10MC	.437
10HC	.437
12LC	.437
12MC	.562
12HC	.500
14LC	.562
14MC	.437
14HC	.375
16LC	.437
16MC	.375
16MC	.437
20MC	.437

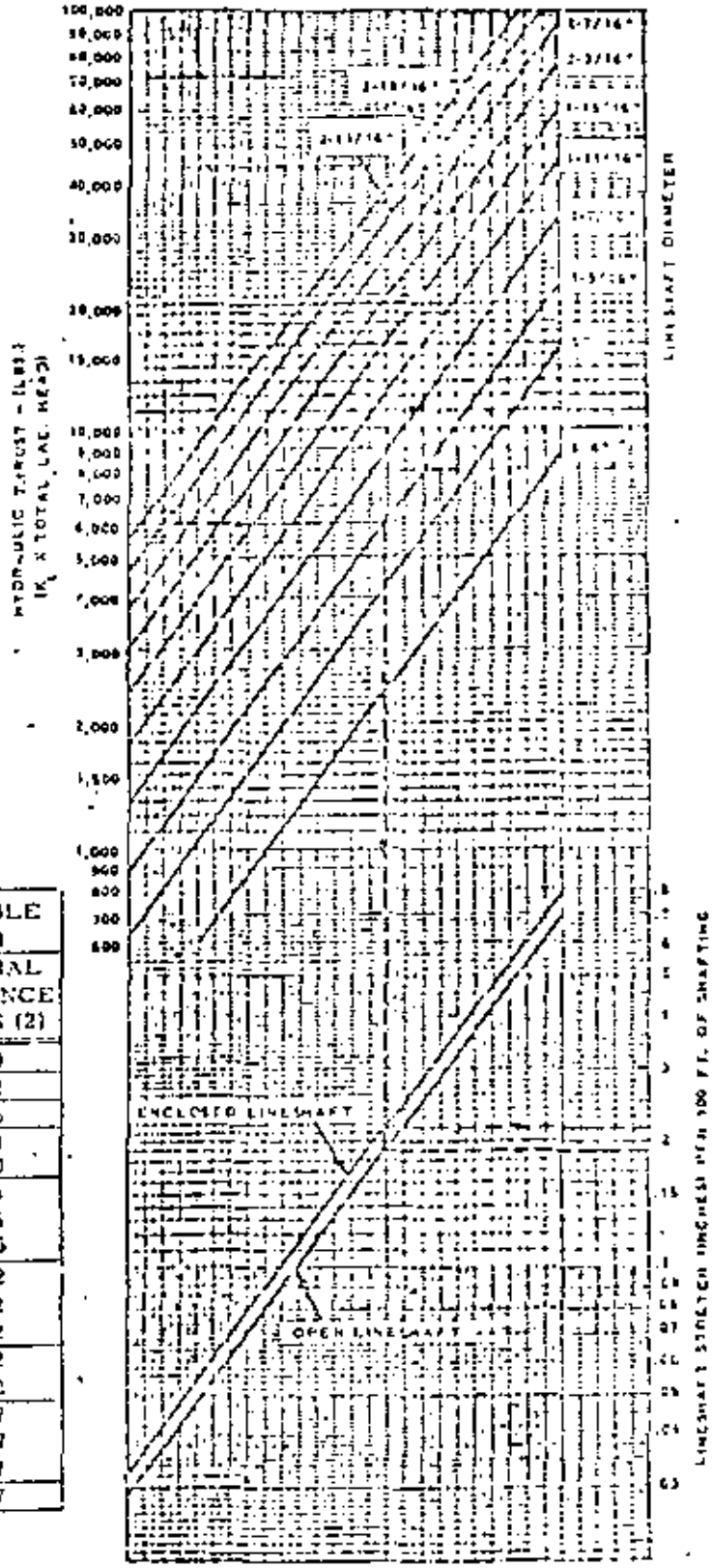


FIG. 6922 & 6927 BOWLS (1)

PUMP SIZE	IMPELLER	MAXIMUM ALLOWABLE STRETCH (INCHES)	
		STD. BOWLS	SPECIAL CLEARANCE BOWLS (2)
6 HC	1102-4	.500	1.00
7 MC	1072-4	.562	1.12
8 HC	1112-4	.625	1.25
10 MC	735-8	.750	1.50
10 XHC	2105	.750	1.50
12 MC	745-7	.875	1.75
12 HC	1123-4	.875	1.75
12 XHC	2125	.875	1.75
14 MC	755-7	.812	1.62
14 HC	1203-4	.812	1.62
14 XHC	2145	.812	1.62
16 MC	765-7	.812	1.62
16 HC	1202-4	.812	1.62
18 MC	775-7	.937	1.87
18 HC	1213-4	.937	1.87
18 XHC	2165-6	.937	1.87
20 HC	1223-4	.937	1.87

(1) Total lineshaft stretch must not exceed maximum allowable stretch in bowls.
(2) Reduce bowl eff. and head 2%. See applicable 6920 pricing.

Subject to change without notice.

El resultado positivo, indica que, cualquier valor arriba del nivel del ojo del impulsor de succión, será suficiente y la bomba no cavitará.

SELECCION DE BOMBAS DE POZO PROFUNDO

Ejemplo:

Datos del pozo	
Diámetro ademe =	14"
Nivel estático =	22 m (72.16')
Nivel dinámico =	28 m (91.84')
Profundidad del pozo =	40 m (131.20')
Altura estática en la descarga =	152'
+ hfd =	70.57 m (231')
Q = 100.95 LPS =	1600 GPM
Longitud columna =	100'
Lubricación columna descada =	Aceite
Velocidad de operación =	1770 RPM

Primera aproximación :

$$CT = ND - hfd + hfd + h_{f_c} + \frac{V^2}{2g}$$

(Ver diagrama No. 1A)

Consideramos que h_{f_c} = 5% de la longitud de la columna entonces:

hvf" = 1.64'

CT(1) = 91.84' + 231' + 5' + 1.64' = 359.48'

CT(1) = 359.48' (109.60 m)

En la curva de operación modelo 12HC a 1770 RPM (diagrama 1B) encontramos

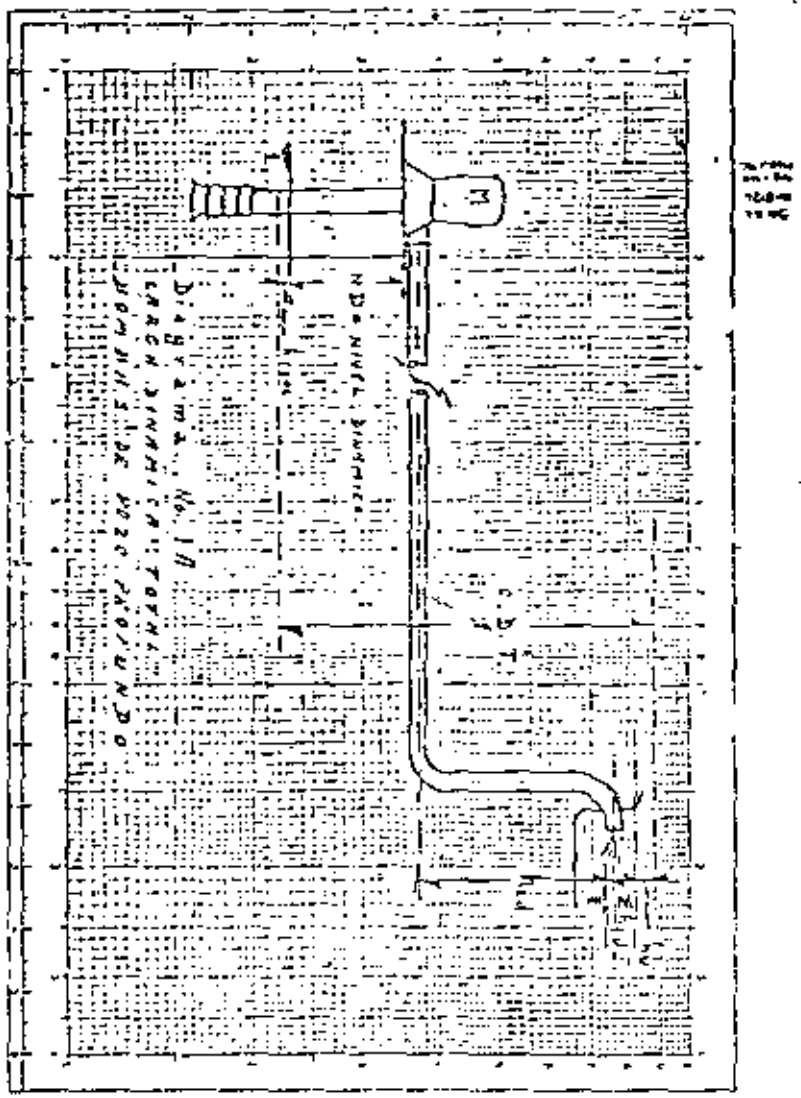
El impulsor A suministra una carga unitaria de 44.7', entonces

No. de impulsores = $\frac{359.48'}{44.7'}$ = 8

Eficiencia = 79.2%

Potencia requerida = $\frac{1600 \times 359.48'}{3960 \times 0.79}$

Cont'n..2



FR = 183.39 BHP

En la tabla No. 1 seleccionamos flecha de transmisión de 1-11/16"

En la tabla No. 2 selección de columnas, para 1600 GPM seleccionamos una columna de 10 x 2-1/2 x 1-11/16", la cual tiene una perdida por fricción de 2.30%, con éste valor corregimos la formula de CT(1), entonces:

CT = 91.84 + 261 + 2.30 + 0.659

en donde

$0.659 = hv\phi 0" = \frac{V_{1e}^2}{2g}$

Luego:

CT = 355.79'

Entonces:

$\frac{355.79'}{8}$ = 44.47' por impulsor

En la curva de operación del modelo 12HC, determinamos qué el cuerpo de tazones deberá ser modelo 12HC-A-T6 con 8 impulsores, eficiencia = 79.2%

Potencia requerida = $\frac{1600 \times 355.79}{3960 \times 0.792}$ = 181.51 HP.

Luego:

Potencia requerida = 181.51 HP.

Perdidas mecánicas

(Tabla No. 3) = $\frac{1.59}{100} \times 100$ = 1.59

Potencia total = 183.10 HP

Cont'n., 3

MANUFACTURERA FAIRBANKS-MORSE, S. A.

CARACTERISTICAS DE OPERACION			MODELO	TIPO	R.P.M.
NUMERO DE ETAPAS	CAMBIO DE EFICIENCIA	IMPULSOR BRONCE	12" HC	6070	1770
1	PESTAÑA 2 PTS	TAZON Fofo			
2	PESTAÑA 1 PTS	DIAM. TAZON 13-15"			
		[illegible] 15.5			

EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO DEPENDE DE SUMINISTRAR A LA BOMBA LA CANTIDAD ESPECIFICADA DE AGUA LIMPIA FRESCA NO AIREADA SIN ESTORBOS DE [illegible]

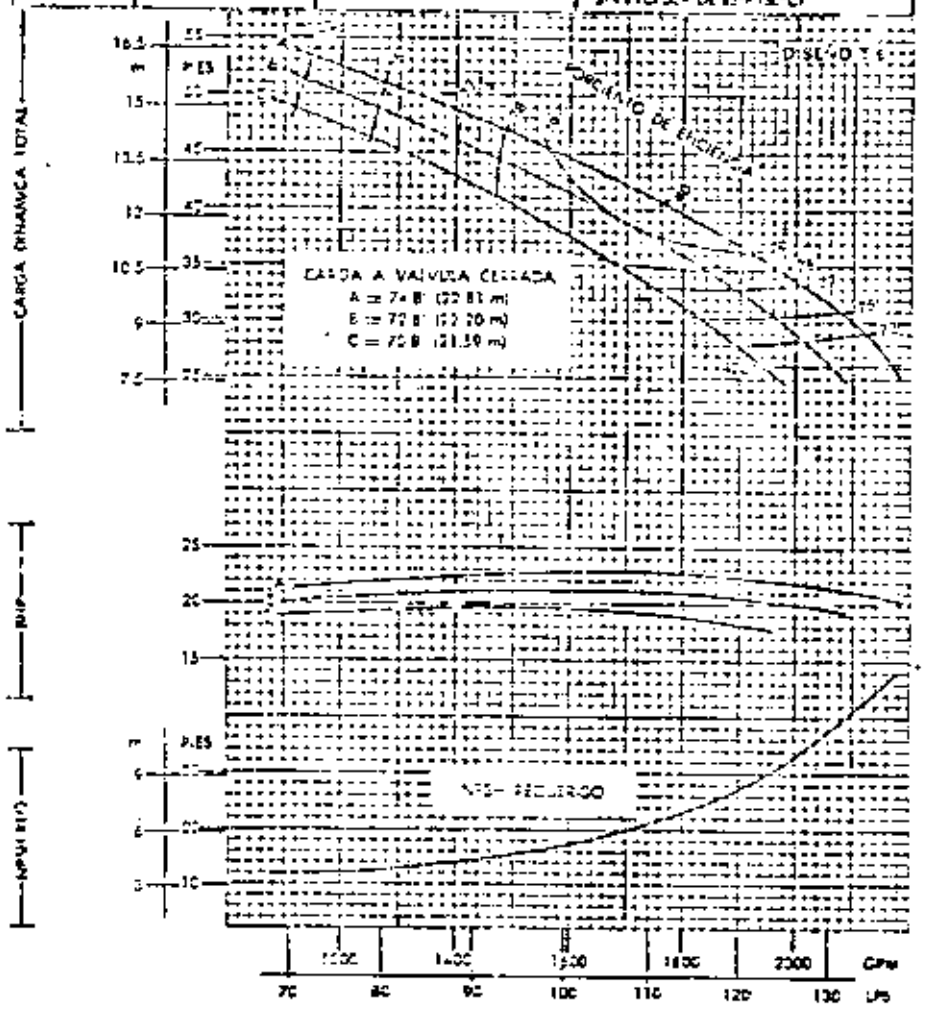


TABLA No. 1.- SELECCION DE FLECHAS DE TRANSMISION

Diametro Flecha Pulgadas	mm	BHP a la velocidad de: 3600	1750	1170	870	700	580	100	Máxima carga Axial Lbs	Kgs.
3/4"	19.50	38	19	12.7	9.5	7.6	6.3	1.09	2030	921.02
1"	25.40	117	58	38	29	23	19	3.30	3780	1718.18
1-1/16"	30.16	210	105	69	52	41	34	5.92	5400	2451.60
1-1/4"	31.75	224	111	73	55	44	36	6.31	5400	2451.00
1-7/16"	36.51	361	180	119	89	71	59	10.17	7900	3586.60
1-1/2"	38.10	393	196	129	97	78	64	11.07	9000	4086.00
1-11/16"	42.86	617	308	203	153	122	100	17.36	11700	5311.80
1-15/16"	49.21	905	453	298	224	179	147	25.49	14700	6673.80
2-3/16"	55.56	-	630	416	313	251	206	35.59	18200	8260.80
2-7/16"	61.91	-	830	553	416	333	274	47.23	24400	11077.60
2-11/16"	68.26	-	1120	740	557	446	370	63.26	30000	13620.00
2-15/16"	74.61	-	1400	930	690	565	465	78.15	36200	16434.80

1.- La tabla 1 está basada en flechas de transmisión A ISI-1045

2.- Para otros rangos de velocidad usar la siguiente fórmula: BHP (disponible) = $\frac{RPM}{100}$ x Bhp a 100 RPM

Ejemplo: Flecha de 1-11/16" a 2300 RPM

$$BHP\ (disponible) = \frac{2300}{100} \times 17.36 = 399.7\ Bhp$$

3.- Multiplicadores para diferentes materiales de flecha

Cont'n. 4

Tipo	Multiplicador
416	1.10
304/316	0.60
17 - 4 PH	1.4
Monel	0.70
K - Monel	1.40

Cont'n. . 5

FRICTION LOSS CHART
STANDARD COLUMN PIPE - OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT
LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF SETTING

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																						
		20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	500	550
	3 x 1½	2.37	3.60	5.05	6.75	8.65	13.00	18.25																
3 x 1½	3 x 2	.16	1.42	1.93	2.49	3.10	4.50	6.10	8.15															
3½ x 1½	3½ x 2				10.55	13.75	19.65	27.25	36.25	46.50	57.90													
3½ x 2½	3½ x 3				1.18	1.47	2.07	2.83	3.55	4.35	5.25													
4 x 1½	4 x 2							0.93	1.25	1.60	1.95	2.50	3.85	5.45	9.10									
4 x 2	4 x 3							1.30	1.95	2.65	3.20	3.80	5.30	7.30	9.60									
4 x 3	4 x 1½				6.90	8.35	11.65	15.75	20.35	25.35	30.75													
5 x 1½	5 x 2											1.10	1.45	1.85	2.25	2.72	3.25	3.85	4.35	5.00	5.60	6.57	7.80	9.40
5 x 2	5 x 3										0.95	1.37	1.75	2.25	2.75	3.25	3.50	4.30	5.25	6.40	6.75	7.60	9.35	
5 x 3	5 x 1½									0.47	1.40	1.67	2.50	3.25	4.10	4.70	5.40	6.30	7.50	8.50	9.60			
5 x 2½	5 x 1½									1.20	1.75	2.50	3.75	4.90	5.70	6.60	7.10	8.05	9.60					
6 x 1½	6 x 2																1.25	1.37	1.62	1.95	1.83	2.05	2.50	3.07
6 x 1½	6 x 3														0.90	1.10	1.35	1.72	1.77	2.60	2.77	2.95	3.35	3.85
6 x 2	6 x 1½													0.96	1.16	1.43	1.75	2.60	2.83	2.60	2.95	3.30	4.10	4.93
	6 x 1½												0.95	1.20	1.45	1.75	2.10	2.45	2.95	3.25	3.60	4.05	4.95	5.95
6 x 2½	6 x 1½												1.10	1.43	1.75	2.05	2.45	2.85	3.10	3.75	4.35	4.75	5.85	7.00
6 x 3	6 x 1½										0.95	1.32	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.50	5.22	6.25	6.75	7.45	9.25	

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																						
		375	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	2000	2200	2400	2600
6 x 1½	6 x 2	1.15	2.05	2.50	3.07	3.70	4.35	4.95	5.55	6.25	7.00	8.50												
6 x 1½	6 x 3	2.37	2.65	3.15	3.85	4.55	5.30	6.15	7.05	8.00	9.00													
6 x 2	6 x 1½	3.55	4.10	4.90	6.05	7.10	8.05	9.00	10.40	11.50														
	6 x 1½	3.80	4.60	5.60	7.10	8.05	9.40	10.45																
6 x 2½	6 x 1½	4.45	5.25	6.50	7.80	9.25	10.55																	
6 x 3	6 x 1½	4.75	5.65	6.85																				
8 x 1½	8 x 2									0.97	1.08	1.32	1.60	1.91	2.23	2.59	2.94	3.37	3.75	4.45	5.83	6.45	7.75	9.05
8 x 1½	8 x 1							0.96	1.10	1.30	1.60	1.90	2.20	2.70	3.00	3.30	3.50	4.30	4.50	5.30	6.20	7.40	9.40	
8 x 2	8 x 1½				0.92	1.10	1.28	1.48	1.70	1.92	2.17	2.75	3.27	3.85	4.50	5.20	5.85	6.10	6.55	9.43				
	8 x 1½				1.05	1.29	1.45	1.67	1.92	2.17	2.37	2.95	3.55	4.25	5.05	5.75	6.45	7.05	8.49					
8 x 2½	8 x 1½			0.90	1.10	1.30	1.50	1.72	2.00	2.30	2.60	3.25	3.95	4.65	5.45	6.30	7.20	8.20	9.23					
8 x 3	8 x 1½	0.93	1.00	1.25	1.56	1.85	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	4.35	5.25	6.15	7.10	8.20	9.55							
8 x 2½	8 x 2½	1.35	1.57	1.83	2.20	2.55	2.95	3.35	3.80	4.30	4.80	5.75	6.45	7.40	8.42									
8 x 3	8 x 2½	1.55	1.85	2.45	2.60	3.00	3.35	3.80	4.30	4.80	5.30	6.40	7.40	9.02										
10 x 1½	10 x 1														1.05	1.21	1.43	1.57	1.79	2.20	2.29	2.63	3.25	4.12
10 x 2	10 x 1½													1.05	1.25	1.33	1.59	1.83	2.02	2.50	2.63	3.25	4.25	4.46
	10 x 1½													1.10	1.25	1.44	1.70	1.94	2.18	2.69	3.28	3.46	4.85	5.22
10 x 2½	10 x 1½											0.95		1.13	1.34	1.59	1.81	2.06	2.30	2.85	3.35	4.30	4.87	5.50
10 x 3	10 x 1½										0.97	1.17	1.45	1.65	1.95	2.18	2.47	2.78	3.13	4.21	5.05	5.45	6.50	
10 x 3½	10 x 2½									0.95	1.20	1.49	1.70	2.00	2.30	2.50	3.05	3.40	4.30	5.23	6.10	7.25	8.55	
	10 x 2½								1.00	1.17	1.43	1.65	1.95	2.30	2.65	3.10	3.45	3.85	4.53	5.95	7.03	8.15	9.60	
10 x 4	10 x 2½							0.98	1.15	1.30	1.60	1.90	2.20	2.60	3.00	3.50	3.83	4.25	5.20	6.10	7.05	8.30		
12 x 2	12 x 1½																		0.59	1.20	1.63	1.84	1.92	
	12 x 1½																		1.05	1.24	1.51	1.79	2.01	
12 x 2½	12 x 1½																	0.95	1.11	1.36	1.62	1.89	2.16	
12 x 3	12 x 1½															0.93	1.04	1.22	1.37	1.85	2.18	2.39		
12 x 3½	12 x 2½														0.94	1.04	1.15	1.49	1.93	2.16	2.53	2.95		
	12 x 2½														1.02	1.16	1.30	1.45	1.65	2.25	2.74	3.13		
12 x 4	12 x 2½													0.95	1.06	1.32	1.49	1.83	2.10	2.55	3.03	3.53		
12 x 5	12 x 2½												1.00	1.20	1.43	1.68	1.64	2.03	2.37	3.09	3.63	4.30	4.95	
	14 x 1½																					1.03	1.22	
14 x 2½	14 x 1½																				0.95	1.13	1.32	
14 x 3	14 x 1½																				1.03	1.26	1.45	
14 x 3½	14 x 2½																			1.03	1.16	1.45	1.63	
	14 x 2½																			1.05	1.21	1.48	1.66	
14 x 4	14 x 2½																		0.90	1.15	1.32	1.57	1.76	
14 x 5	14 x 2½																		1.15	1.36	1.61	1.91	2.20	

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																						
		200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	2000	2200	2400
10 x 1½	10 x 1	5.00	5.65	6.35	7.05	7.85	8.70	9.60																
10 x 2	10 x 1½	5.60	6.40	7.15	8.05	8.90	9.80																	
	10 x 1½	6.00	7.05	7.95	8.95	9.90																		
10 x 2½	10 x 1½	6.40	7.25	8.25	9.10																			
10 x 3	10 x 1½	7.50	8.65	9.90																				
10 x 3½	10 x 2½	9.95																						
12 x 2	12 x 1½	2.20	2.50	2.82	3.15	3.50	3.85	4.20	4.60	5.30	5.55	5.90	6.60	7.40	8.00									
	12 x 1½	2.35	2.66	3.00	3.32	3.75	4.15	4.50	4.95	5.45	5.95	6.35	7.15	8.15	9.60									
12 x 2½	12 x 1½	2.50	2.85	3.20	3.60	4.00	4.40	4.80	5.35	5.90	6.30	7.30	8.70											
12 x 3	12 x 1½	2.60	3.30	3.72	4.15	4.60	5.35	5.65	6.15	6.75	7.25	7.90	8.55											
12 x 3½	12 x 2½	3.35	3.85	4.35	4.87	5.43	6.00	6.60	7.10	7.70	8.30	9.30	9.60											
	12 x 2½	3.65	4.20	4.73	5.25	5.80	6.35	7.25	7.85	8.60	9.35													
12 x 4	12 x 2½	4.00	4.55	5.15	5.75	6.40	7.10	7.65	8.55	9.42														
12 x 5	12 x 2½	5.60	6.45	7.35	8.00	8.90	9.81																	
	14 x 1½	1.40	1.59	1.79	2.00	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.47	3.73	4.35	4.80	5.45	5.90	6.40	6.90	7.35					
14 x 2½	14 x 1½	1.50	1.68	1.90	2.10	2.30	2.60	2.80	3.15	3.45	3.75	4.00	4.35	5.15	5.80	6.40	6.90	7.50						
14 x 3	14 x 1½	1.65	1.90	2.15	2.38	2.65	2.90	3.20	3.50	3.80	4.10	4.45	4.80	5.70	6.20	7.22	7.92							
14 x 3½	14 x 2½	1.85	2.10	2.35	2.60	2.90	3.20	3.50	3.80	4.15	4.50	4.90	5.25	6.20	7.30	8.45	9.70							
	14 x 2½	1.95	2.22	2.45	2.72	3.04	3.35	3.65	4.00	4.35	4.72	5.15	5.55	6.50	7.65	8.95								
14 x 4	14 x 2½	2.05	2.30	2.55	2.85	3.15	3.50	3.85	4.20	4.55	4.95	5.40	5.85	6.85	8.05	9.35								
14 x 5	14 x 2½	2.55	2.87	3.20	3.60	4.00	4.40	4.85	5.35	5.70	6.20	6.75	7.30	8.60	9.99									
16 x 1½	16 x 1½				1.03	1.14	1.25	1.37	1.49	1.65	1.72	1.90	2.06	2.45	2.82	3.32	3.90	4.30	4.73	5.43	6.03	6.63	7.25	
16 x 1	16 x 1½			1.00	1.17	1.34	1.37	1.56	1.64	1.75	1.92	2.10	2.25	2.70	3.15	3.65	4.10	4.70	5.15	6.56	7.15	7.85	8.53	
16 x 2½	16 x 2½		0.95	1.07	1.20	1.33	1.47	1.65	1.64	1.91	2.07	2.22	2.45	2.95	3.35	3.75	4.45	5.05	5.85	6.30	7.12	7.93	8.50	
	16 x 2½		0.99	1.12	1.27	1.42	1.57	1.74	1.91	2.11	2.26	2.42	2.62	3.08	3.46	4.03	4.67	5.27	5.87	6.55	7.25	8.05	8.75	
16 x 4	16 x 2½		1.01	1.13	1.30	1.44	1.60	1.77	1.94	2.15	2.32	2.52	2.72	3.19	3.65	4.25	4.85	5.51	6.11	6.90	7.70	8.45	9.23	
16 x 5	16 x 2½	1.00	1.16	1.30	1.47	1.60	1.76	1.95	2.15	2.30	2.50	2.70	2.90	3.50	4.15	4.75	5.45	6.10	6.85	7.70	8.50	9.40		

TABLA No. 3 PERDIDAS MECANICAS
FLECHAS DE TRANSMISION

Perdidas pro fricción en BHP por 100' (6 metros) de longitud

Diámetro Flecha	3500	1770	R P M 1170	880	700	580
3/4"	0.70	0.35	0.24	0.18	0.15	0.12
1"	1.18	0.60	0.39	0.29	0.24	0.20
1-3/16"	1.68	0.86	0.57	0.43	0.35	0.29
1-1/4"						
1-7/16"	2.10	1.21	0.80	0.60	0.49	0.40
1-1/2"						
1-11/16"	2.82	1.59	1.05	0.79	0.64	0.53
1-15/16"	3.61	2.03	1.34	1.02	0.83	0.67
2-3/16"		2.60	1.72	1.29	1.05	0.86
2-7/16"		2.85	1.88	1.41	1.15	0.94
2-11/16"		3.42	2.28	1.72	1.40	1.14
2-15/16"		4.09	2.76	2.05	1.67	1.36

NOTA: Los valores por debajo de la linea (Roja) solo deberán ser usados para flechas lubricadas por aceite. Debido a limitaciones de velocidad las columnas lubricadas por agua deberán ser seleccionadas por encima de la linea (Roja)

Deberemos seleccionar, en consecuencia 1 (un) motor eléctrico vertical flecha hueca de 200 HP, 4 polos, 3/220/440 Volts., 60 cps, 1770 RPM.

El cabezal de descarga se selecciona de acuerdo al diámetro de la base del motor que en éste caso es de 24-1/2", por tanto el cabezal será modelo 24-1/2 x 10".

Cont'n. 6

Descripción de la bomba:

1 Motor eléctrico vertical, flecha hueca abierta a prueba de goteo, de 200 HP, 4 polos, 1770 RPM, 3/440 Volts., 60 cps.

1 Cabezal de descarga modelo 24-1/2 x 10" lubricado po. aceite, completo

100' Columna de descarga completa de 10 x 2-1/2 x 1-11/16"

1 Cuerpo de tazones modelo 12HCA-T6 con 8 pasos, lubricación aceite - - (0972).

5' Tubo de succión con colador de 8" de diámetro.

Cálculo de la carga axial:

La carga axial de una bomba vertical es la fuerza vertical hacia abajo, qué, soporta el balero de carga axial que se encuentra en la parte superior del - motor, y, se compone de los siguientes elementos:

1.- Peso de la reacción hidraulica (PH)

2.- Peso de la flecha de transmisión (Pf)

3.- Peso del elemento rotatorio (Pi)

La fórmula es la siguiente:

CAT = (CT x Kt) + (No. pasos x Ka) + (longitud flecha x Ks).

en 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.

Cont'n. 7

Los valores de éstos factores son como sigue:

Figuras 6972 y 6977
Factor de carga

Modelo Tazón	K_t	K_a
4LC	1.20	2.00
4MC	1.20	2.00
6XLC	2.70	2.50
6LC	3.20	2.50
6MC	3.20	2.60
6HC	3.30	2.60
7MC	4.70	5.00
8LC	6.00	5.50
8MC	6.70	5.50
8HC	7.20	5.50
10XLC	8.20	10.80
10LC	9.00	11.20
10MC	9.30	11.30
10HC	10.60	11.30
12LC	13.20	18.00
12MC	13.40	18.50
12HC	15.50	19.50
14LC	17.60	24.00
14MC	18.50	30.00
14HC	21.50	24.50
16LC	19.50	34.50
16MC	23.00	34.50
18MC	35.00	40.00

Factor por peso flechas transmisión

Diámetro	Ks.
3/4"	1.60
1"	2.80
1-3/16"	4.00
1-7/16"	5.80
1-11/16"	8.10
1-15/16"	10.60
2-3/16"	13.60
2-7/16"	17.00
2-11/16"	21.00
2-15/16"	25.00

Cont'n.. 8

CAT. en nuestro ejemplo

CAH = 355.79 x 15.50 = 5514.75

Peso/paso = 8 x 19.50 = 156.00

Peso flecha = 8.10 x 100'
+ 1.65'
4.70'
108.35' = 851.44
6522.19 Lbs.

La flecha de 1-11/16" resiste un máximo de CAT = 11700 Lbs (ver tabla No. 1)

Por lo que estamos dentro del límite.

NOTA: El valor de 1.65' es la altura del cabezal modelo 24-1/2 x 10".

El valor 4.70' es la altura del motor eléctrico vertical flecha hueca de 200 HP, 4 polos, armazón 2585 (se anexan hojas de dimensiones de cabezales de descarga y motores eléctricos verticales flecha - hueca)

Cont'n. .9

Cálculo del alargamiento de las flechas de transmisión.

Por efecto de la CAH la flecha de transmisión está sometida a un esfuerzo de tensión que origina un alargamiento de ésta, éste alargamiento lo calculamos por la conocida relación llamada "Ley de Hooke" que és:

$$\text{Alargamiento:} = \frac{\text{Longitud flecha} \times \text{CAH}}{E \times \text{Arco transversal flecha}}$$

CAH = Carga axial hidraulica

E = Modulo de elasticidad de young = 36×10^6 Psi (para acero C-1045)

El valor obtenido del alargamiento, no debe ser superior al juego vertical permisible en cada modelo de impulsor.

En la tabla No. 4, damos una relación por modelo de impulsor de los juegos verticales máximos permisibles:

Las tablas No. 5 y 6 proporcionan los factores para obtener el alargamiento según el modelo y diámetro de flecha de transmisión.

Cont'n. 10

TABLA No. 4 JUEGOS VERTICALES Y TIPOS DE IMPULSORES
FIGURA 6970

Modelo	Diseño de Fabricación	Alargamiento Permitido Máximo		Aargamiento 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	Nc
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, T6
10HC	T4 y T6	0.375"	0.500"	0.562"	No	No
12LC	T4	0.500"	-	0.812"	No	SI
12MC	T6	-	0.625"	No	No	SI
12HC	T6	-	0.562"	No	No	No
14LC	T4	0.625"	-	0.750"	No	SI

Cont'n. 11

Modelo	Diseño de Fabricación	Alargamiento Permitido Máximo		Alargamiento máximo c/maquinado especial (Cut-back)		Tipo Damper
		T4	T6	T4	T6	
14MC	T4 y T6	0.437"	0.500"	0.687"	No	No
14HC	T6	-	0.500"	No	No	No
16LC	T4	0.500"	-	0.612"	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

En nuestro ejemplo:

Modelo 12HCA-T6, diámetro flecha transmisión 1-11/16", CT = 355.79', longitud total flecha 106.35', $f = 3.1 \times 10^{-6}$ (tabla No. 6)

Entonces:

Alargamiento = 355.79' x 0.0000031 x 106.35'

Alargamiento = 0.117"

El modelo 12HC-T6 tiene un alargamiento máximo permitido de 0.562" (ver tabla No. 4) luego estamos dentro del límite mecánico permitido.

Estar dentro de los límites mecánicos permitidos (CAT y alargamiento) nos indica que la flecha de transmisión está correctamente seleccionada.

NOTA: MULTIPLICAR TON (CARGA DINAM TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIPLICO POR LA LONGITUD DE LA COLUMNA EN PIES.

EJEMPLO:

UNA BOMBA 4LC CON FLECHA DE 3/4" Ø Y UNA CARGA DINAMICA TOTAL DE 170' Y UNA COLUMNA DE 115' DE LONG.

170' x .0000010 + .0001700 x .0001700 x 115' = 0.01555 CV

LUBRICACION AGUA

BOMBA	3/4"	1	1 3/16	1 7/16	1 1/2	1 11/16	1 13/16	1 15/16	2 3/16	2 7/16	2 1/2	2 11/16	2 7/8	3 7/16
4LC	0000010	0000050	0000041											
4MC	0000088	0000051	0000035											
5XLC	0000022	0000013	0000025											
5MC	0000075	0000014	0000070	0000070										
6HC	0000027	0000015	0000068	0000072										
7MC	0000029	0000022	0000015	0000008		0000007								
8XLC														
8LC														
8MC	0000054	0000030	0000031	0000018		0000011								
8HC	0000042	0000031	0000021	0000014		0000010								
10XLC	0000056	0000037	0000070	0000018		0000019		0000056						
10LC	0000072	0000041	0000020	0000020		0000014		0000011						
10MC		0000041	0000016	0000035		0000018		0000014						
10HC		0000043	0000030	0000027		0000019		0000015						
12LC		0000030	0000012	0000022		0000001		0000010						
12MC		0000070	0000015	0000021		0000024		0000019						
12HC		0000070	0000040	0000024		0000024		0000013						
14LC		0000079	0000015	0000018		0000027		0000007						
14MC			0000030	0000040		0000035		0000036	0000021	0000047				
14HC		0000037	0000015	0000047		0000034		0000036						
16LC			0000062	0000043		0000031		0000023	0000018	0000015				
16MC				0000009		0000035		0000027	0000022	0000017		0000014		
16HC														
18MC				0000076		0000075		0000042	0000033	0000027		0000022		
20MC				0000065		0000041		0000047	0000037	0000029		0000024		
24MC							0000061	0000078	0000062	0000051		0000041	0000035	0000029

TA 4 No. 5

LUB. CACION A ITE

BOMBA	3/4	1	1 3/16	1 7/16	1 9/16	2 3/16	2 7/16	2 11/16
6LC	.0000029	.0000016	.0000012	.0000079				
6MC	.0000029	.0000016	.0000012	.0000075				
6HC	.0000036	.0000020	.0000014	.0000009				
7MC	.0000044	.0000025	.0000018	.0000012	.0000007			
8XLC	.0000045	.0000023	.0000018	.0000012	.0000009			
8LC	.0000054	.0000031	.0000022	.0000015	.0000011			
8MC	.0000061	.0000034	.0000024	.0000017	.0000012			
8HC	.0000065	.0000033	.0000023	.0000016	.0000012			
10XLC			.0000030	.0000020	.0000015			
10LC	.0000091	.0000046	.0000032	.0000022	.0000016			
10MC		.0000047	.0000033	.0000023	.0000016			
10HC			.0000044	.0000030	.0000022			
12LC				.0000049	.0000035	.0000017		
12MC			.0000053	.0000030	.0000029	.0000016	.0000015	.0000011
12HC			.0000060	.0000043	.0000031	.0000016	.0000015	.0000012
14LC			.0000037	.0000044	.0000031	.0000019	.0000013	
14MC			.0000079	.0000054	.0000039	.0000023	.0000019	
14HC				.0000057	.0000041	.0000024	.0000020	.0000013
16LC			.0000070	.0000048	.0000035	.0000021	.0000017	
16MC					.0000043	.0000027		
18MC					.0000003	.0000037	.0000030	.0000025
20MC						.0000045	.0000037	.0000030

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 100' Y UNA COLUMNA DE 120' DE LONG.

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

Julio 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

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 .
. Almacenamiento .
. Succión 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 .

. Líneas de transmisión .

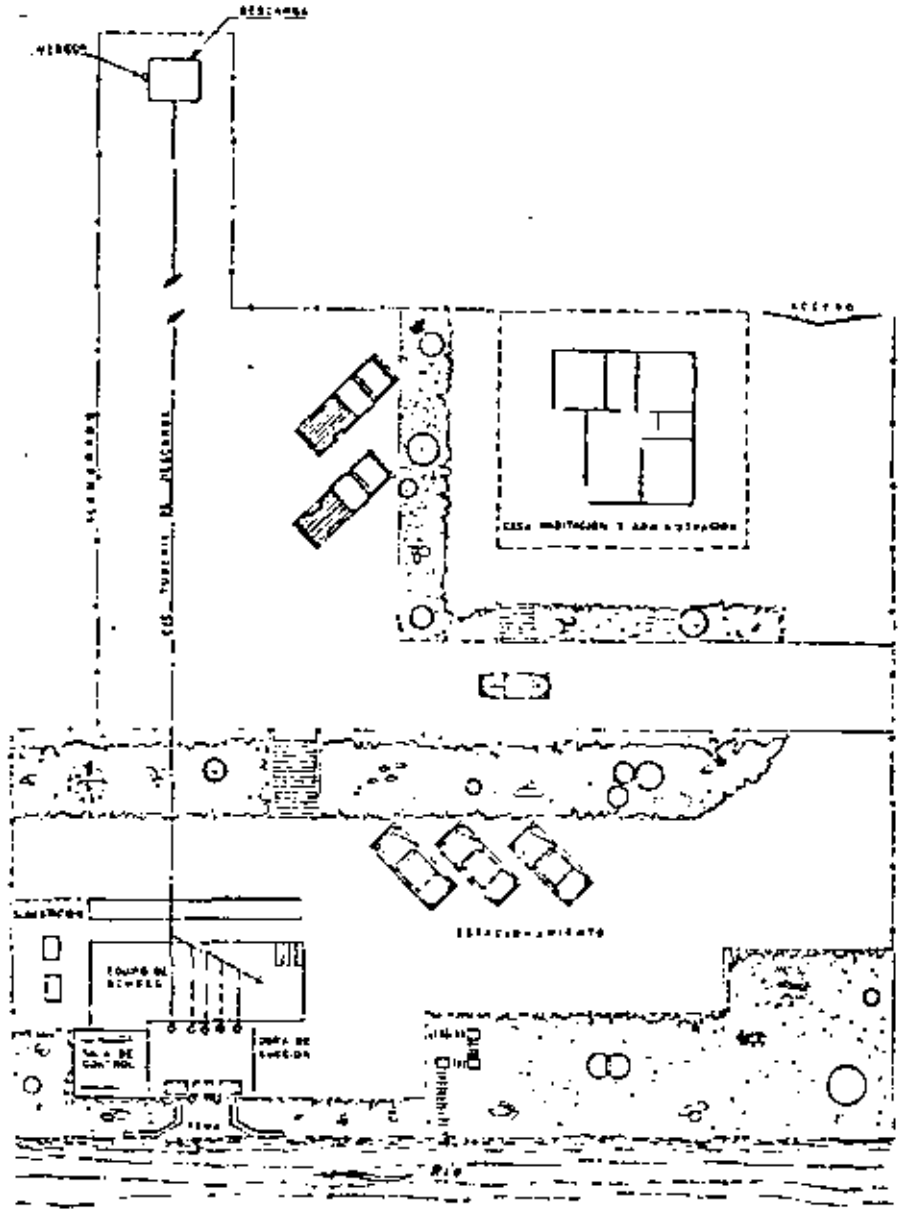


Fig. 1 ESQUEMA DE UNA PLANTA DE BOMBEO

. 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 esquematicamente 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 .

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 .

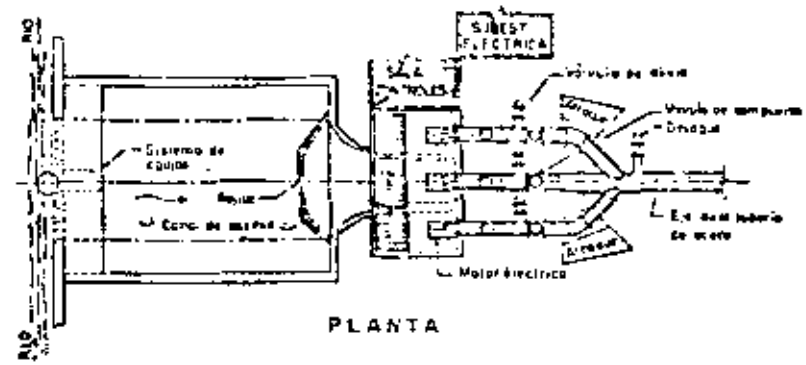
En el diseño de cada una de las partes de una planta de bombeo , se tendrán presentes las circunstancias del caso , como son : que el agua que se va a aprovechar va a ser bombeada y que todas las medidas previsorias que se consideren redundarán en la economía del sistema .

Captación , cárcamo y descarga .

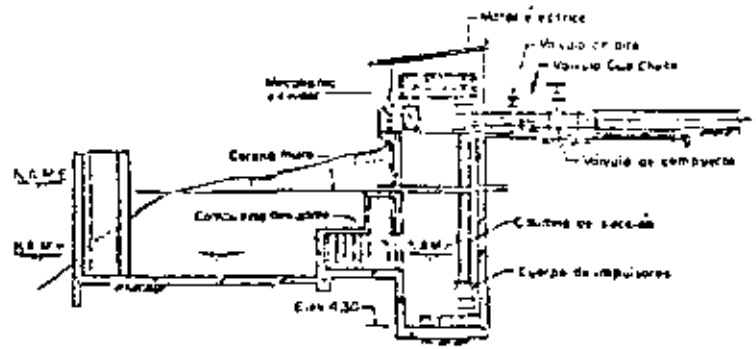
En algunos casos , la obra de captación mediante la cual se toma el agua de la fuente de abastecimiento , se localiza lejos del sistema de bombeo , de tal manera que pueda tratarse en forma separada , como por ejemplo en el caso en captar el agua mediante una Presa de Almacenamiento o de Derivación , 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 márgen 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 pendiendo del perfil del terreno y de las conveniencias que se puedan prever , una " Toma Directa " de alimentación podrá ubicarse adosado al cárcamo u -- 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 .



PLANTA



PERFIL

Fig.Nº2-Toma directa y cárcamo de bombeo

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 rebombeos . 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 , construído 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.

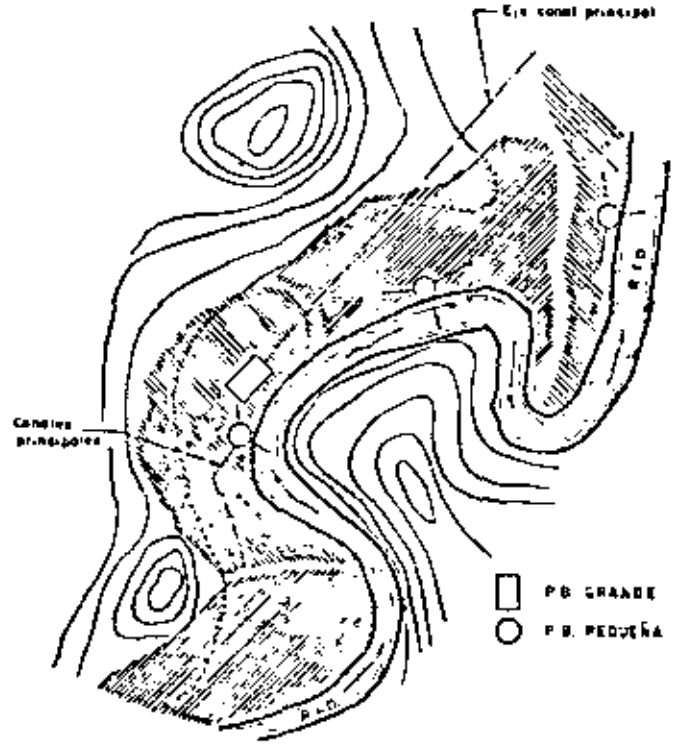


Fig. 3 — Localización de bombas, en curvas

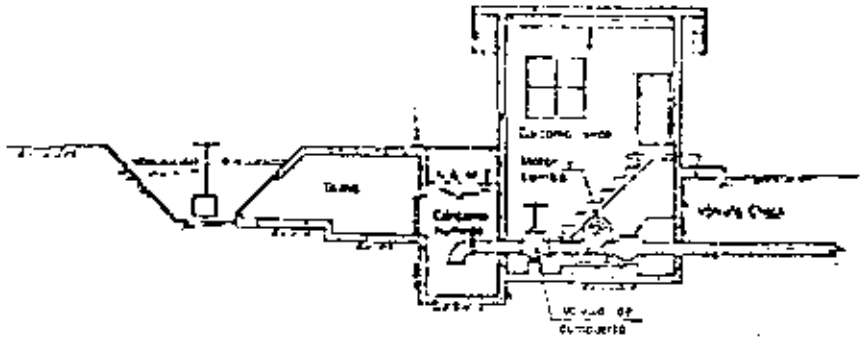


Fig. Nº 4 — Instalación típica de una centrífuga horizontal

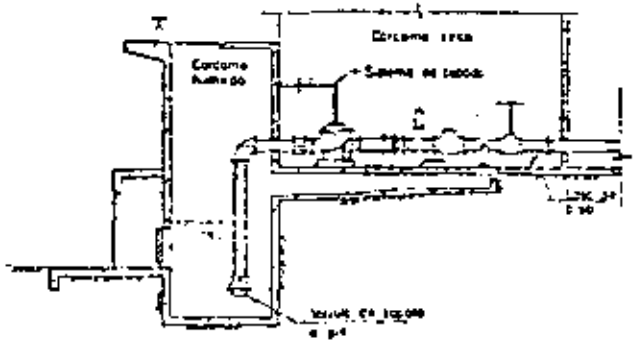


Fig. Nº 5 — Instalación típica de bomba horizontal con sistema de cebado.

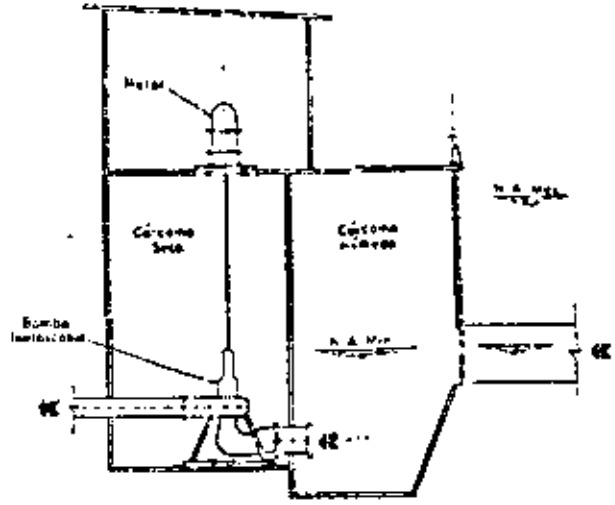


Fig.- 6 Bomba vertical instalada en cárcamo seco.

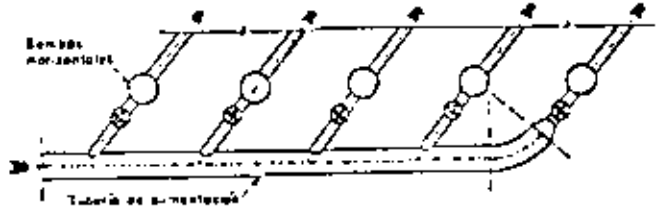


Fig.- 7 Bombas horizontales que se alimentan con una tubería común.

Tratándose de una planta sobre la márgen 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 tido 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 redunda en la adquisición de un equipo más potente y seguramente 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 -

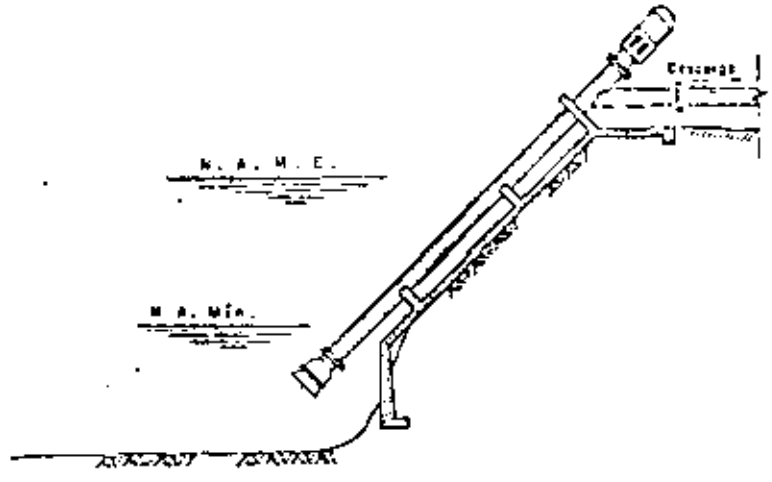


Fig. 8.- Bombas inclinadas instaladas en la orilla de una laguna

Fig. 9.- Localización cárcamo

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 prácticamente 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 poza 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 Estandard 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 monograma 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-03

Plangación 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 .

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 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 los que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de la 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 esros 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 sugestiones 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 pichancha, 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 ó 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 (IIa) - 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 (IIb) - 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 aumértese la dimensión (S) por medio de la anchura de la pared para corregir el espacio .

Figura BF-37(IIf) - 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 amortiguandolas en las compuertas , rejillas , etc. , haciendo rellenos para obtener contornos suaves .

Figura BF- 38 (g) [12] - Reducir la velocidad del flujo y eliminar las turbulencias , 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, ayudaría 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 .

5-65 PRUEBA 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 diferencias 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 :

$$Vm = Vp \sqrt{R}$$

En donde :

Vm = Es la velocidad del agua en el modelo.

Vp = Es la velocidad del agua en el prototipo .

R = Es la relación lineal entre el modelo y el prototipo , ó .

$$\frac{Lm}{Lp}$$

donde :

Lm = Es cualquier dimensión lineal en el modelo .

Lp = Es la dimensión en el prototipo que corresponde a cualquier dimensión Lm en el modelo .

Varios investigadores han encontrado una gran aproximación entre el modelo y prototipo cuando las velocidades son iguales y cuando estas velocidades están 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.)

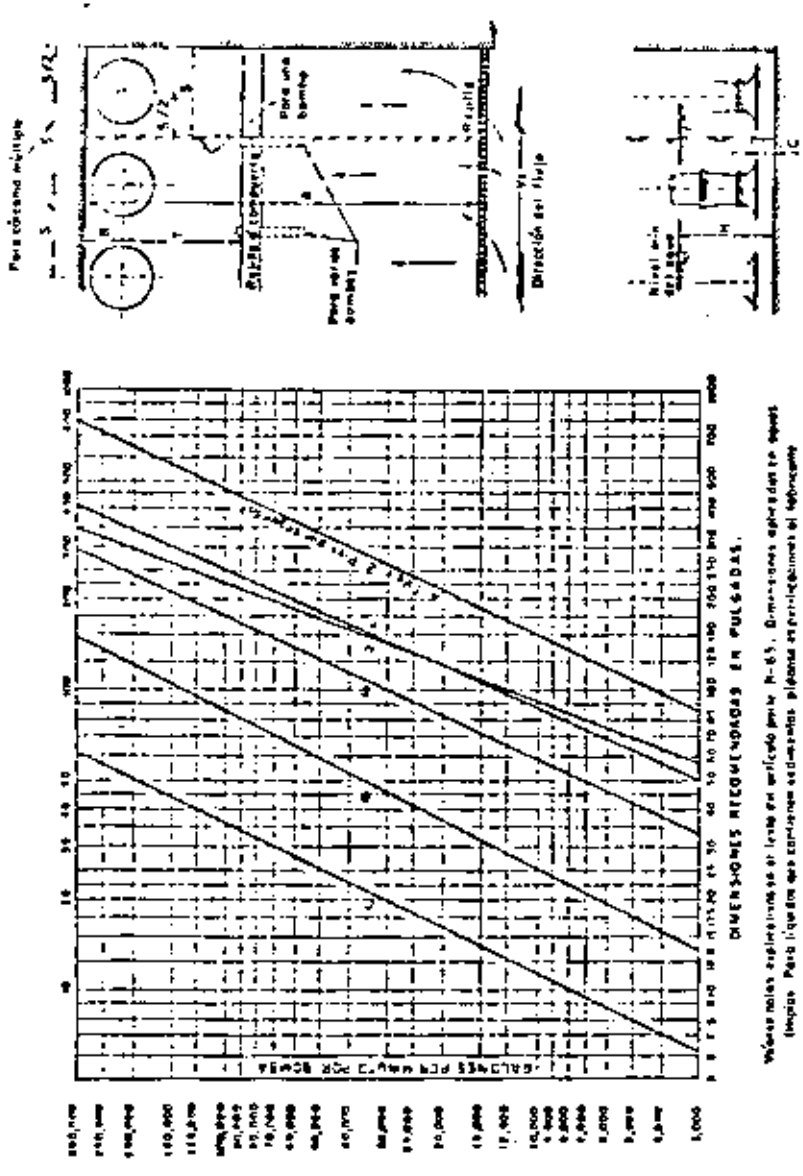


Fig. BF-36(II)

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA

DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO

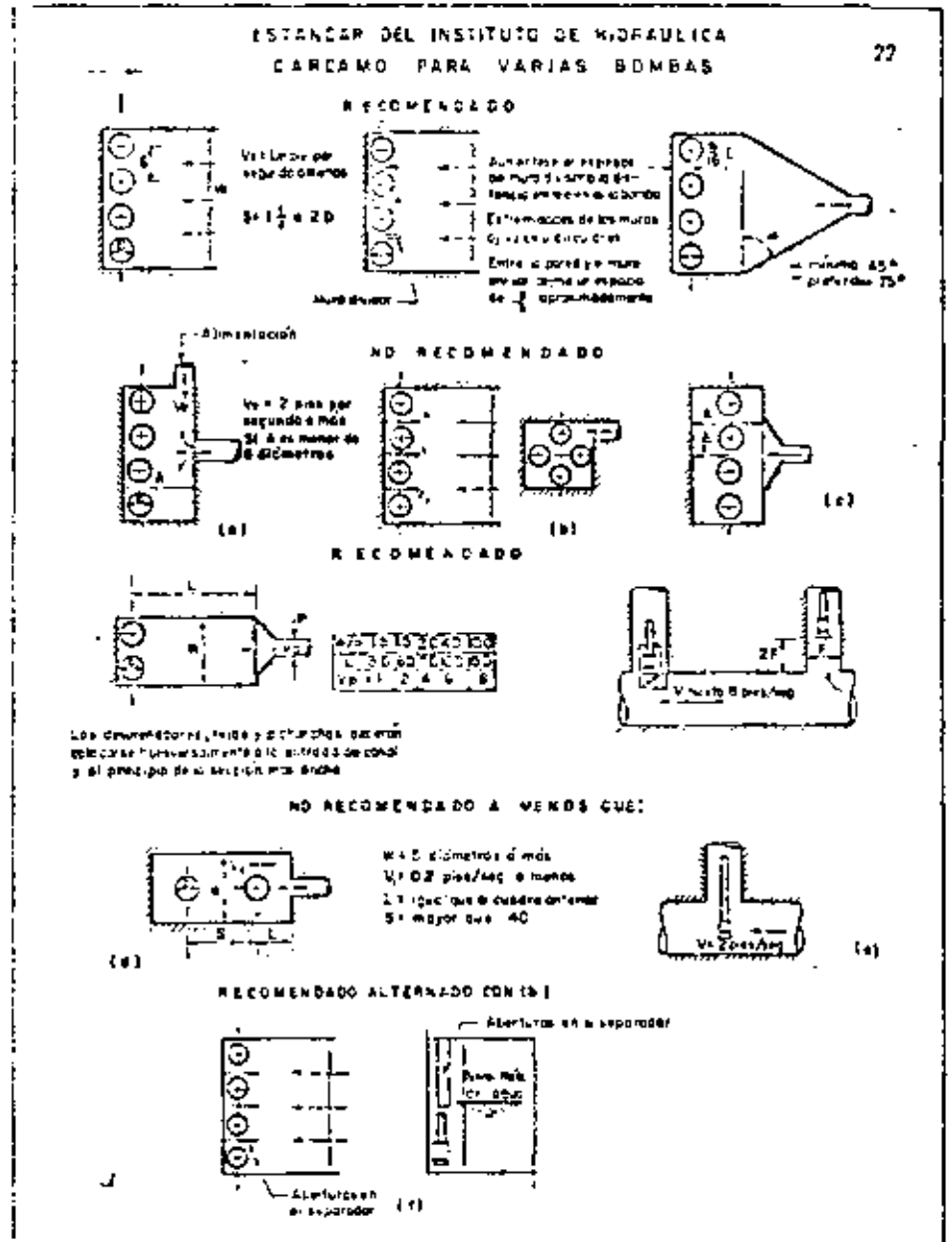


Fig. BF-37 (II)

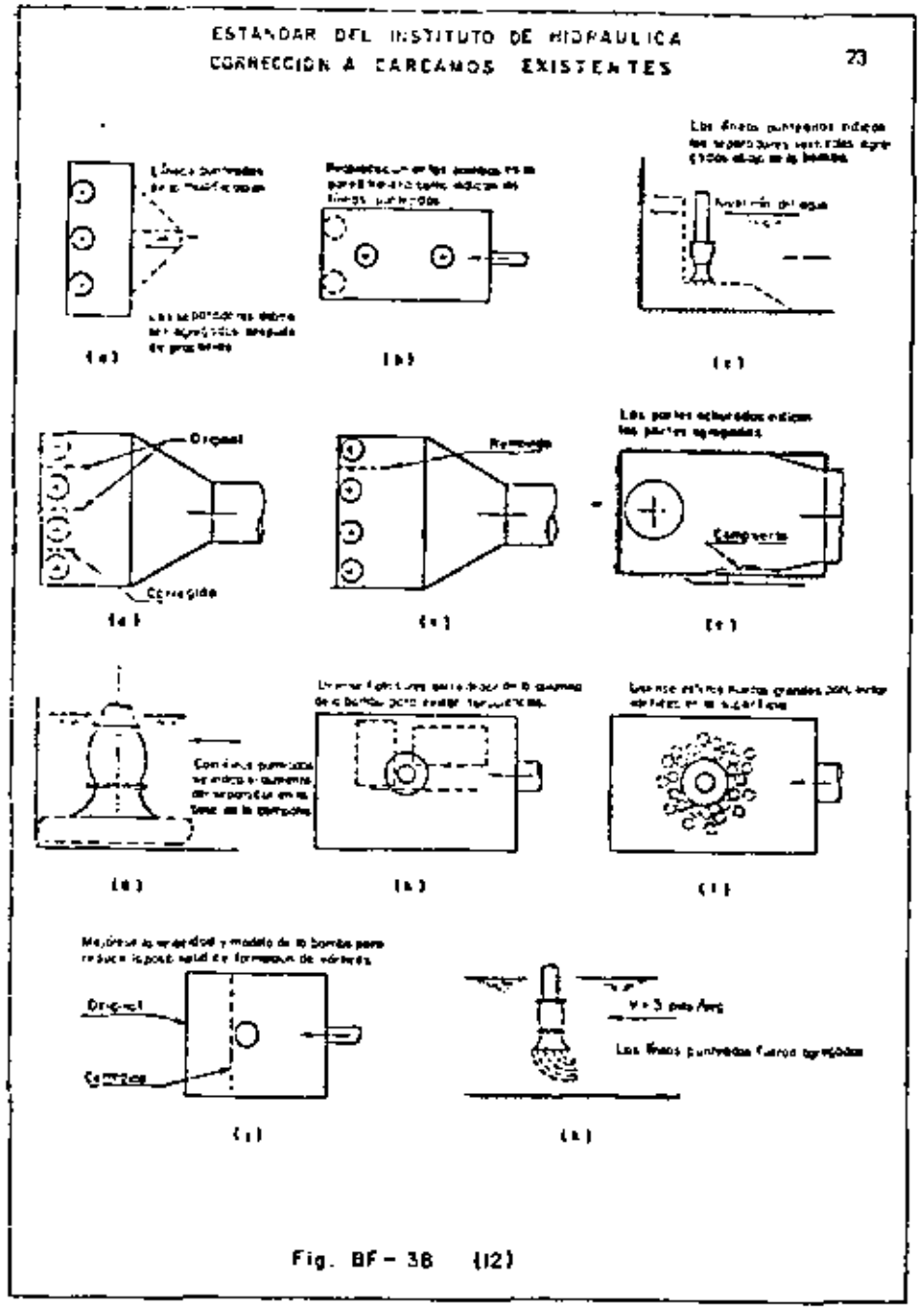


Fig. BF - 38 (12)

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 al 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 .

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 constituído 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 .

Físicamente 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 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 elge 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 contigencias ; 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 tube-- rías 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 .

Es 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, fierro 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-

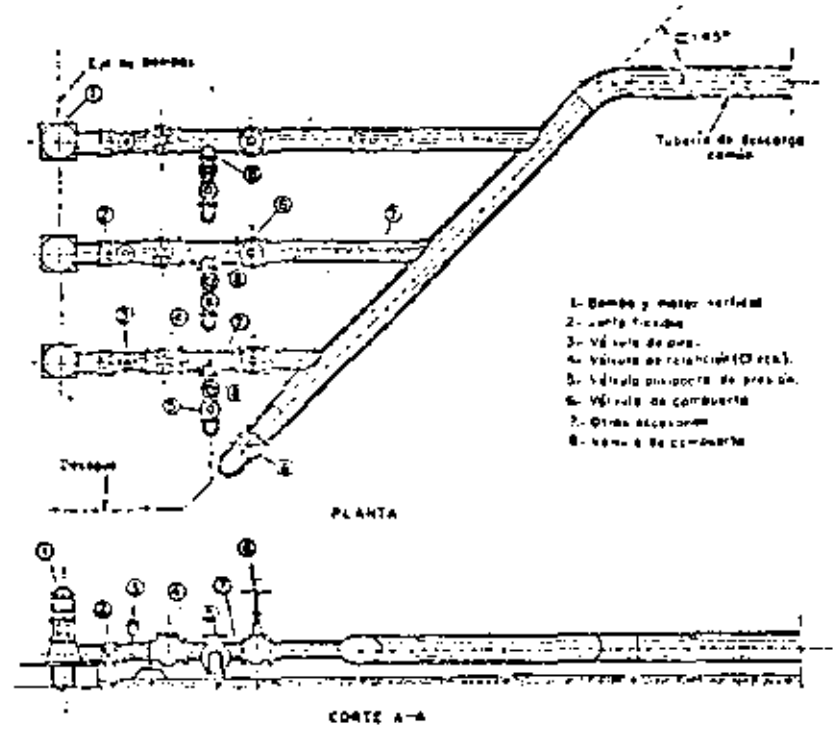


Fig. Nº 13- Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos, de control y protección.

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 esta Check es opativa 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 ellos en la figura No. 14-3-4-5. La primera representa la válvula Check tradicional y comunmente 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) compite 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 provea 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 azolves 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 desague, 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 desague 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. 14-7 y se caracteriza por ser bridad y con vástago saliente, es decir que éste 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 apertura 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 # 14-5 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.

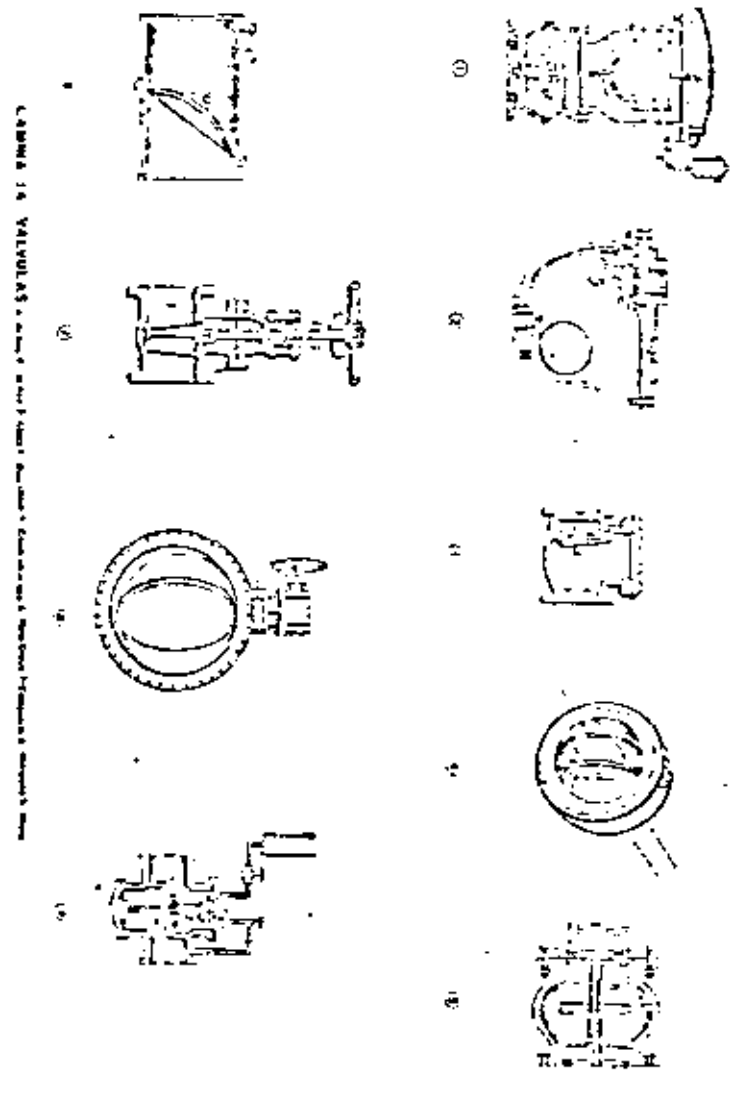
El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la descarga de una bomba, figura No. 14-8

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 aquélla con la que fué 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.



mediante una " T " de acero o fierro 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 fierro 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 retenida , 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 .

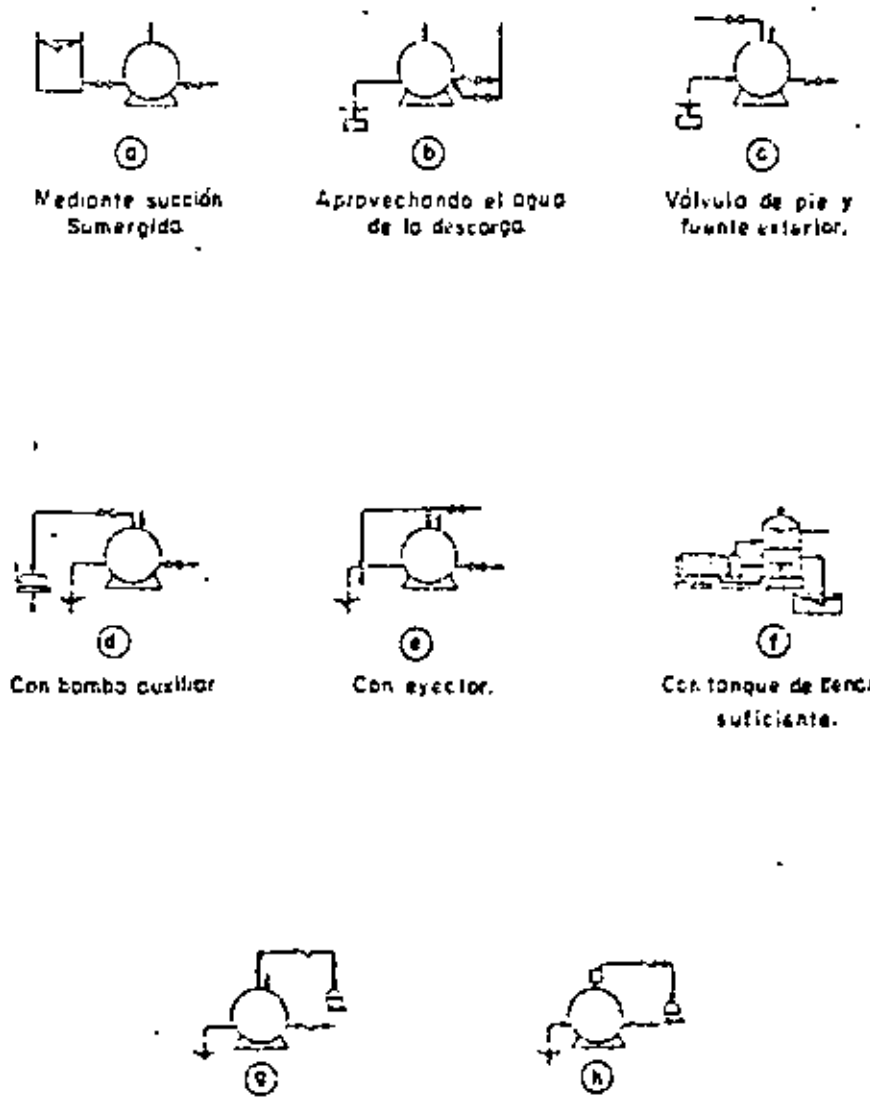


Fig. 15 Sistemas Típicos de Cebado Para Centrífugas

Instalaciones 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 rígidez 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 supeditados a los espacios necesarios para la instalación de motores y espacios requeridos para maniobras en la Casa de Máquinas.

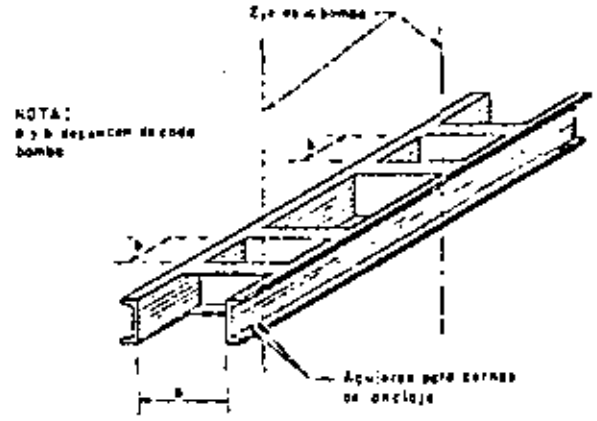


Fig. 16. Apoyo de bomba vertical

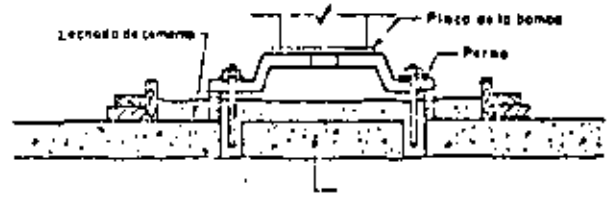


Fig. 17 Apoyo de bomba horizontal

Detalles Complementarios .

Dentro de los detalles complementarios pueden quedar incluídas la ubicación y diseño de elementos tales como : escaleras de acceso , atraques de válvulas , silletas 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 azolves 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 , anclada en el concreto del piso y con agujeros que se corresponden con los de las bridas del tubo y de la válvula : con ésto 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 silletas que se usan con frecuencia para el apoyo y atraques de las tuberías .

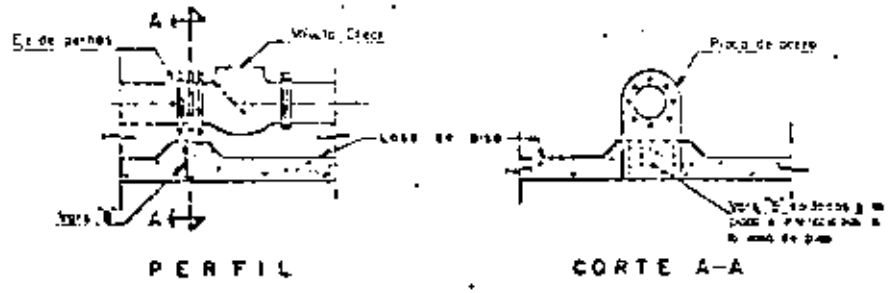


Fig. 18 Atraque para válvula check.

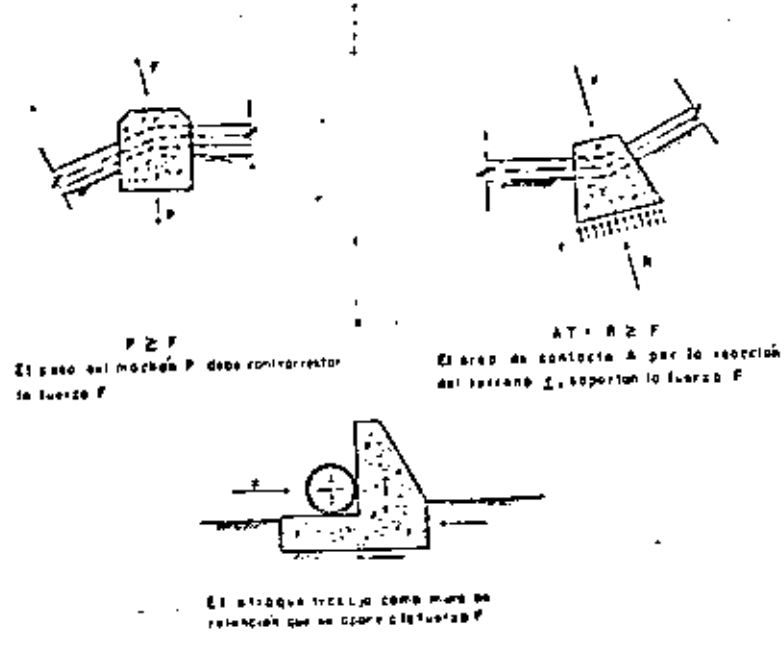


Fig. 19 — Atraques típicos en tuberías.

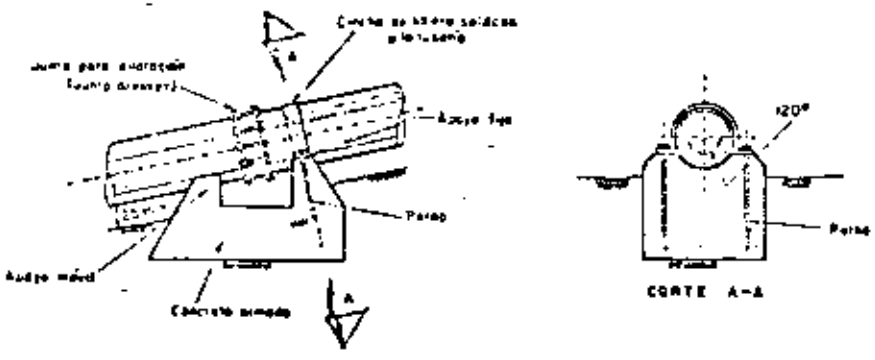


Fig.- 20 Silleta para apoyo fijo y móvil

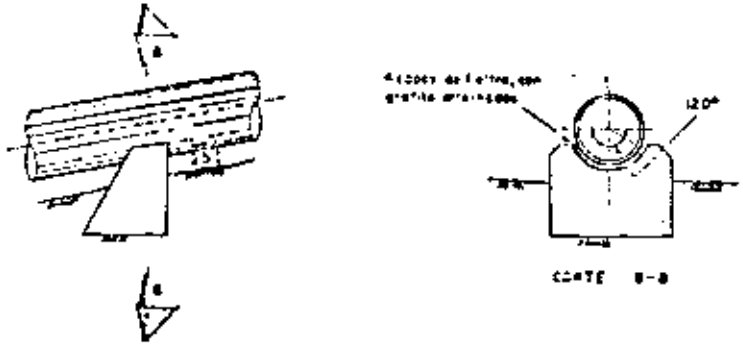


Fig.- 21 Silleta para apoyo móvil

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 ,

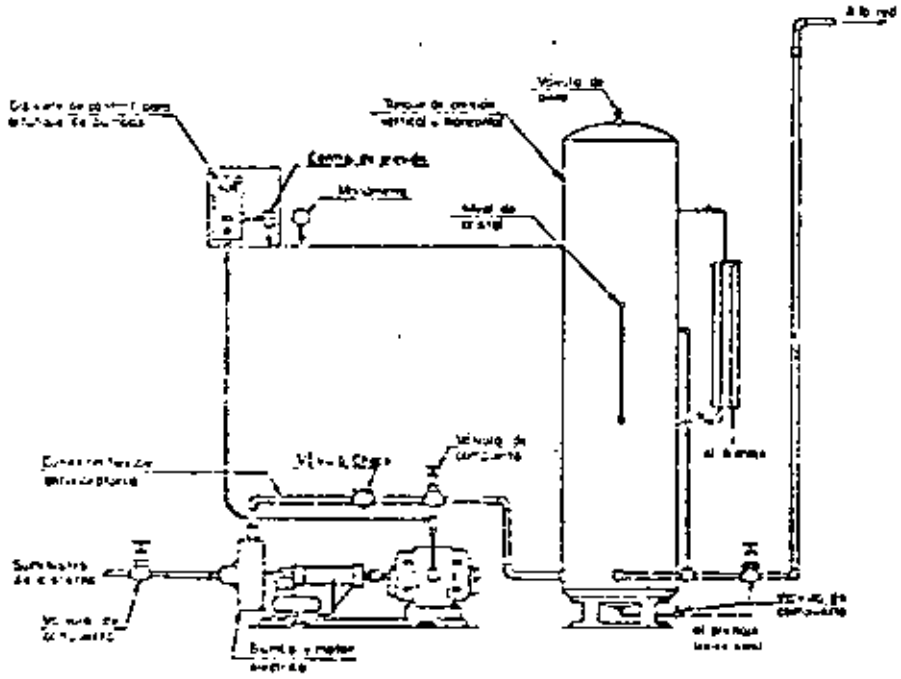


Fig.22 Sistema típico hidroneumático para abastecimiento de agua

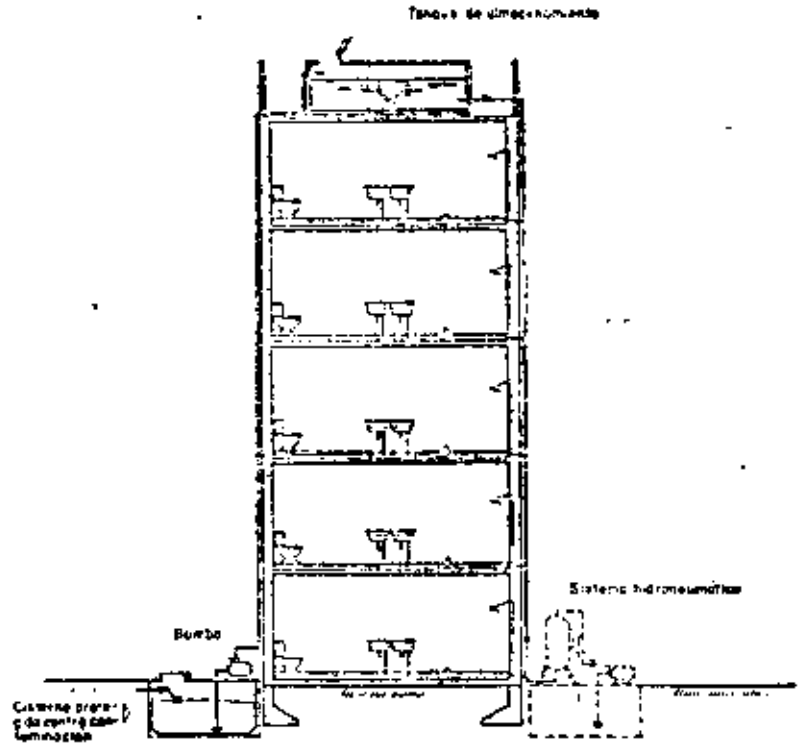


Fig.-23 Croquis de un abastecimiento de agua, indicando dos sistemas, hidroneumático y por gravedad

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.

Básicamente 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-

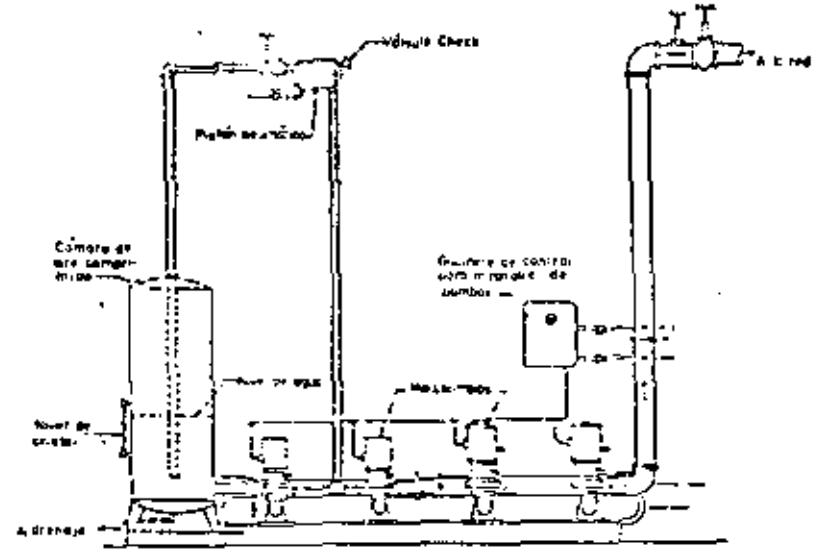


Fig.No.24.- Instalación típica de un sistema automático de bombeo programado.

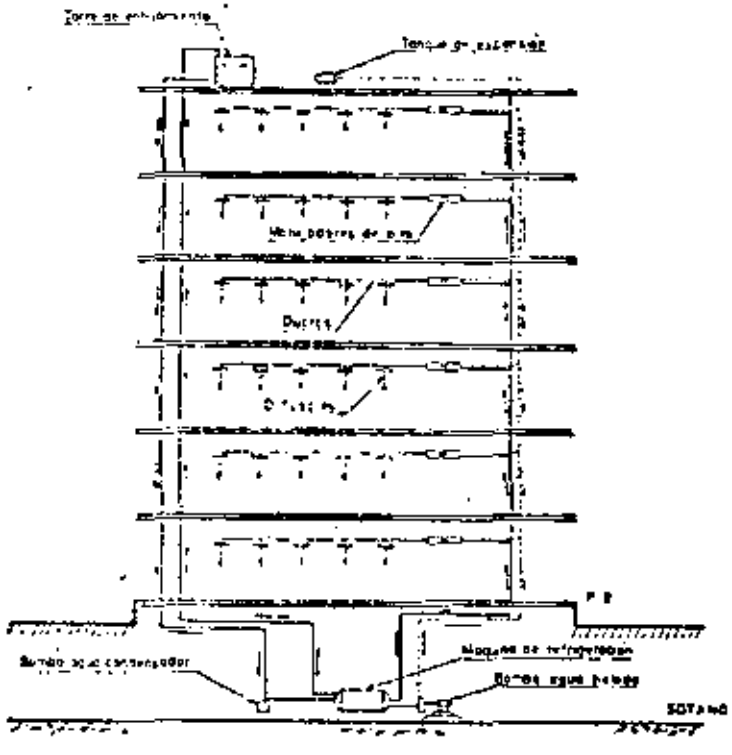


Fig. No. 25.- Instalación típica de un sistema central de acondicionamiento de aire

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 .

Así 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 chifión de los dos hidrantes más altos y en el chifión de los hidrantes más alejados con sus válvulas completamente abiertas .

*** *** ***

CLASIFICACION DE HIDRANTES

HIDRANTES																								
		BOMBAS			MANGUERA		TUBERIA		PRESION		CAPACIDAD DEL EMBALSE		GASTO		NUMERO DE CHORROS									
																					UNA		DOS	
DIAMETRO EN mm							DIAMETRO EN mm		Kg/cm²		m		lt/seg		VOLUMEN m³									
CHICOS 30	6	11	38	34	38	30	83	51	176	3.5	8	3	140	290	64	33.6	6.8	412						
MEDIANOS 45	51	11	3	6	51	30	76	63	3.5	3.5	6	3	240	480	14.4	57.6	24.8	96.7						
GRANDES 63	63	11	63	63	63	30	101	76	2.8	3.5	10	3	600	1200	33	126	78	312						
EQUIVALENCIA			1.00		11		15	25	10		30	20	30	6	45	70	10							
			0.25		1.75		1.5	1.75	2.5		1	1.75	1.50	2	2.12	3	4							

DISTRIBUCION DE HIDRANTES

TIPO DE EDIFICIO	SUPERFICIE PARA CADA HIDRANTE EN m²	RADIO DE ACCION EN m
Cuartos, consultorios médicos, bancos, hospitales y almacenes	500	30
Talleres de mantenimiento, fábricas de automóviles, mobiliario de oficinas, de papel, cartón y electrónicos	300	15
Fábricas de aceite, embarcaciones, pinturas, fábricas de productos de hule y materiales	200	15
Fábricas de telas de algodón, fabricación de guantes y fibras de lana, fábricas y aserraderos	150	12.5
En estos casos, la protección del edificio se hará comparando los radios de acción de los extinguidores y de los hidrantes, según convenga de acuerdo con el edificio específico que se estudia.		

Fig 26 Clasificación y distribución de hidrantes contra incendio.

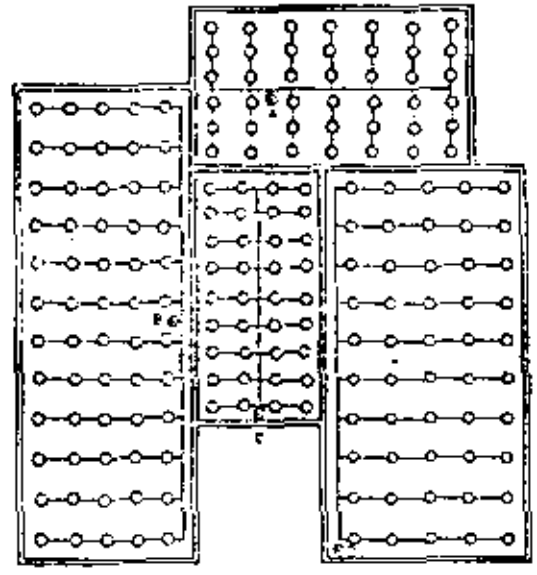


Fig. 27 Localización típica de rociadores contra incendio

A) Con tubo central de alimentación
B) Con tubo lateral
C) Con tubo en la colatera
D En la esquina
O Rociador

PRESION Y GASTO DE ROCIADORES	
PRESION	GASTO
1.406 Kg/cm^2	94.62 Lt/min.
1.757 "	105.99 "
2.460 "	126.65 "
3.515 "	155.18 "
5.272 "	189.25 "
7.030 "	219.53 "

DIAMETROS DE TUBERIAS PARA ALIMENTACION PRINCIPAL DE ROCIADORES		
De 25 mm ø	1 Pulg.	2 rociadores
De 32 mm ø	1 1/4 "	3 "
De 38 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 límite superior

Fig. 28 Datos relativos a rociadores contra incendio.

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

Julio 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

.1 Sistemas de bombeo y almacenamiento.

Puede definirse que un sistema de bombeo y almacenamiento es aquel que está constituído por una o varias estaciones o plantas 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 instalaciones de bombeo y almacenamiento sólo se ejemplificarán en base a dichos sistemas, teniendo en cuenta que el diseño básico 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 visto en otros temas de este curso.

Convencionalmente los sistemas de bombeo y almacenamiento utilizados generalmente en sistemas de abastecimiento pueden clasificarse en primarios y secundarios.

Los sistemas primarios son aquellos que toman el agua de alguna 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 gasto 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 hidráulico 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 menos complejo de tanques de almacenamiento y equipos de bombeo que permitan satisfacer las necesidades del problema por resolver.

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 directo o "sistema sin tanque" y con tanque a presión o sistema hidroneumático. Este último comúnmente sólo se utiliza para el suministro de agua a pequeños abastecimientos individuales 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 correspondientes:

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 tuvieran pozos dentro de la red de distribución, pero este caso puede asimilarse al presentado en la Fig. 10.2 con la condición adicional de que en estas ocasiones muchas veces conviene hacer el control de la operación de los pozos de acuerdo con las presiones que se tengan en la zona inmediata servida por éstos.

Debe recordarse que el diseño de las instalaciones compuestas por un sistema combinado de bombeo y de almacenamiento depende casi siempre en última instancia de un análisis económico comparativo, por lo que deberán estudiarse las diferentes soluciones que satisfagan las necesidades 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 para efectuar la regulación de los gastos o las presiones (Fig. 10.4) La variación en el gasto de demanda es absorbida 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 preestablecido de presión.

Estos sistemas generalmente son controlados en forma automática y si están diseñados y operados adecuadamente son bastante confiables, sin embargo, por sus mismas características, resultan costosos tanto en su instalación como en su operación. Por esta razón en nuestro país prácticamente no se usan, excepto en pequeñas instalaciones para servicio de emergencia.

3) Sistemas con tanques a presión o hidroneumáticos.

Estos sistemas, como antes se dijo, se emplean principalmente para abastecimientos individuales de tipo doméstico, 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.

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 horas de su máxima demanda.

e) Igualar el rendimiento de las bombas.

2) Para aguas residuales.

a) Permitir el trabajo adecuado de los equipos de bombeo en una estación de bombeo de este tipo de aguas.

b) Suministrar un gasto constante (hasta donde sea posible) a una planta de tratamiento.

c) Amortiguar los gastos excesivos de aguas residuales (pluviales principalmente) y entregar un gasto constante y mas pequeño en el punto de disposición, con el objeto de reducir la carga contaminante 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 presas 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 mas 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 relación 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 reciba 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 al 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 resultan 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 Hora inicial	Hora final	Porcentaje horario	Capacidad de regularización en porcentaje horario
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 porciento 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 coordenado tiempo-volumen acumulado y se hace que la ley de alimentación sea tangente a la demanda en sus puntos mas 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 coordenado 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 iniciandola en el origen de los ejes coordenados 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 metraje 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
De 50 a 200	1 de 31.6	Uno en la zona comercial o en el punto mas alejado de la red.
Mas de 200	2 de 31.6	Uno en la zona comercial y otro en el punto mas alejado al punto de alimentación.

La presión mínima en cualquier hidrante no será menor a 3 m y el diámetro mínimo deberá ser de 4".

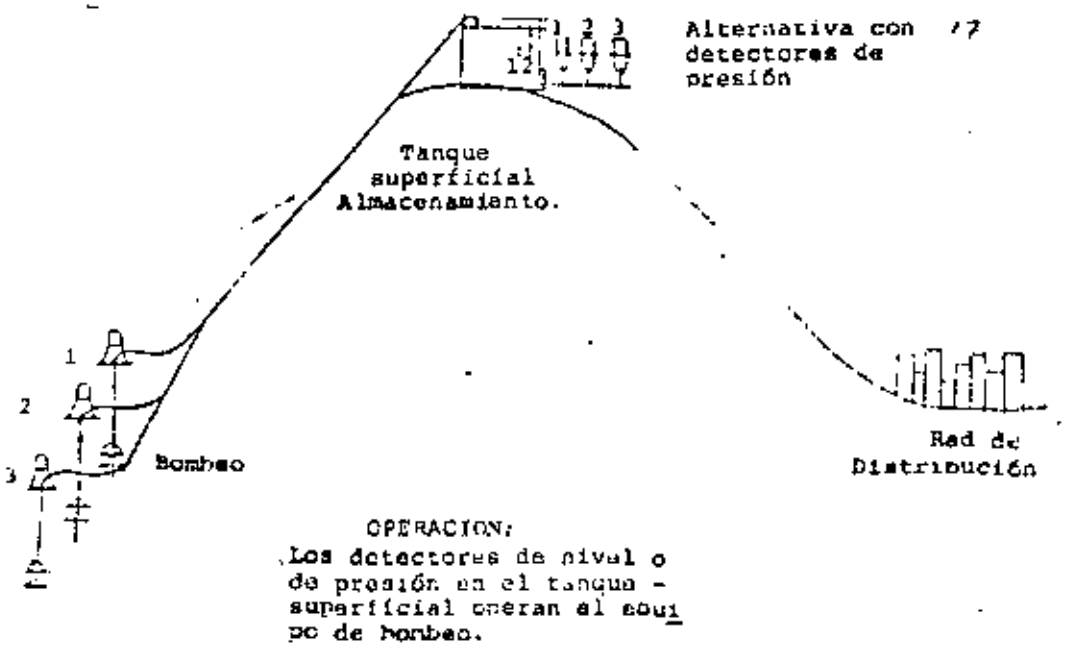


Fig. 10.3 Sistema de bombeo-almacenamiento con bombeo directo al tanque elevado (en este caso es superficial).

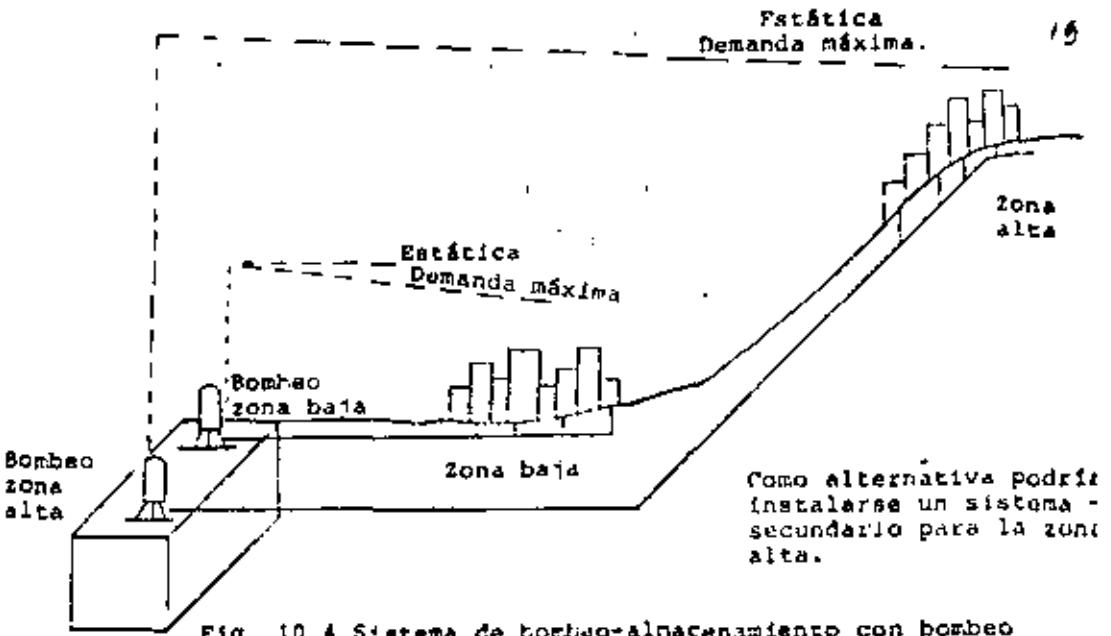


Fig. 10.4 Sistema de bombeo-almacenamiento con bombeo directo a la red de distribución.

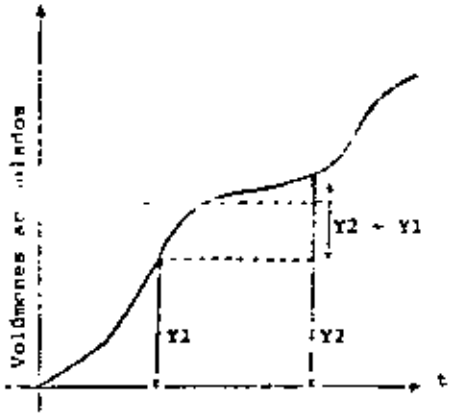


Fig. 10.10 Volumen escurrido en un intervalo de tiempo.

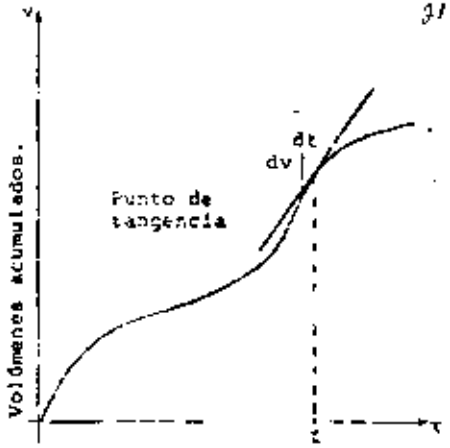


Fig. 10.11 La tendiente de la tangente en un instante de la curva masa representa el gasto en ese instante.

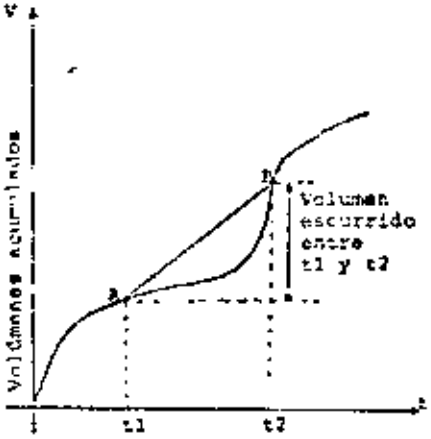


Fig. 10.12 La pendiente de la recta AB representa el gasto medio entre los instantes t_1 y t_2.

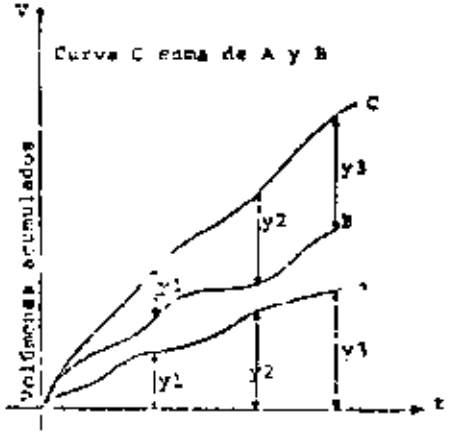


Fig. 10.13 Suma de curvas masa.

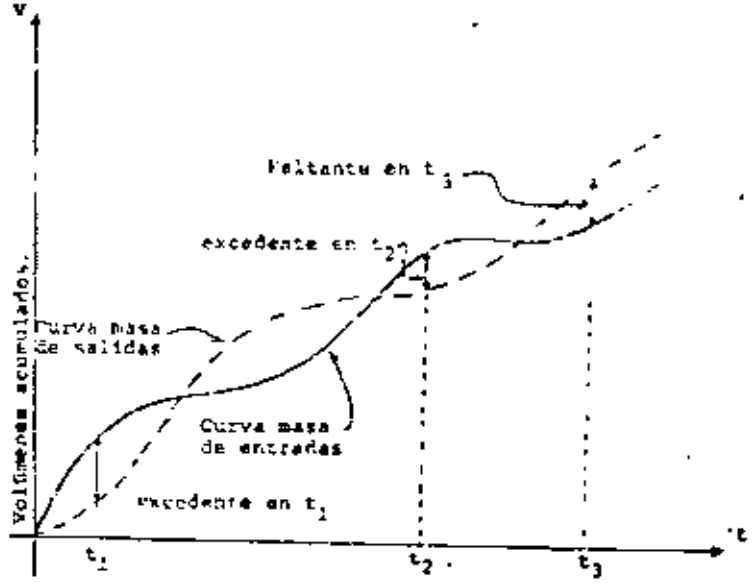


Fig. 10.14 Combinación de curvas masa de entradas y salidas

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 fluídos (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 fluídos que no taponen 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

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/cm2
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/cm2 trabaja con gran rango de temperaturas de -185° hasta 205°C

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 SOLIDOS EN SUSPENSION	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.-Diafragmas	SI	MUY GRANDES	< 30 cm	GASES, AGUA, LIQUIDOS NO MUY -- VISCOSOS SIN SOLIDOS EN SUSPENSION	No se deben usar en -- fluídos 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 -- fluídos con altas velocidades, pues presentan problemas de cavitación ni con sólidos, pues -- afecta el coeficiente de descarga. Requieren de tramos rectos de 10 a 400 antes de ellos y por lo menos 50 después de ellos mismos.

APARATO	AFECTAN EL FLUJO	PERDIDAS ORIGINADAS	DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA	TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN	OBSERVACIONES
10.-De codo	NO DIRECTAMENTE	POR CODO	ILIMITADO	ILIMITADO	

APARATO	AFECTAN EL FLUJO	PERDIDAS ORIGINADAS	DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA	TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN	OBSERVACIONES
6.2.-Presión diferencial disco oscilatorio	SI	REGULARES K=2	DESDE 25.4 mm (1") HASTA 2.74 m (108")	LIQUIDOS CORROSIVOS Y NO CORROSIVOS, ALGUNOS LIQUIDOS VISCOSOS, GASES CORROSIVOS Y NO CORROSIVOS.	Para gases o líquidos con gran rango de temperaturas desde -270° hasta 430°C y de alto costo.
7.- Magnéticos	SI	GRANDES	PARA DIAMETROS MAYORES A 0.91 m (36")	AGUA LIMPIA O TURBIA CON CONDUCTIVIDAD MAYOR DE 5 MICROMHS/CM	Rango de velocidades hasta 10 m/seg, muy caros.
8.- De Resonancia magnética.	NO	NO ESTAN EN CONTACTO CON EL LIQUIDO	NO TIENE LIMITANTE	SOLO EN FLUIDOS QUE CONTIENEN HIDROGENO O FLUOR EN CANTIDADES SUCEPTIBLES DE MEDICION.	Muy caros, su aproximación depende de la cantidad de hidrógeno o fluor
9.- flujo - ultrasónico	NO	NO ESTAN EN CONTACTO CON EL LIQUIDO	DE 25 mm (1") HASTA 1.52 m (60")	CUALQUIER TIPO DE LIQUIDO HOMOGENEO	Muy caros, representa el único medidor que puede utilizarse confiablemente en aguas negras temperaturas de -40°C hasta 65°C mide velocidades de 0 a 10 m/seg.

ANEXO 1

Aplicando la expresión de Bernoulli, se tiene

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad \ldots\ldots 1; \quad Q = A_1V_1 = A_2V_2 \quad \ldots\ldots 2$$

$$h = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} - Z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$$ que substituída en 1

nos resulta $h = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = \frac{1}{2g}(V_2^2 - V_1^2)$ pero $V_1 = \frac{A_2V_2}{A_1}$

$$H = \frac{V_2^2}{2g}\left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)$$ y de aquí $$V_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

y finalmente

$$Q = A_2V_2 = \frac{A_2\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

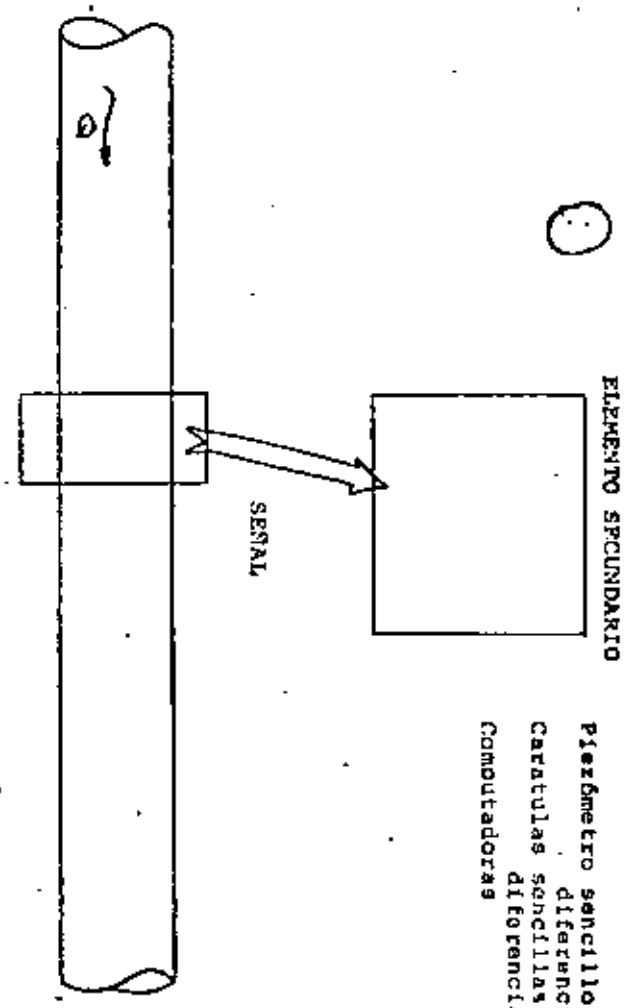
Con el objeto de tomar en cuenta las pérdidas originadas por la reducción y ampliación, se introduce un coeficiente que toma en cuenta las pérdidas provocadas quedando finalmente

$$Q = \frac{CdA_2\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

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



Badger Meter, Inc. Precision Products Division

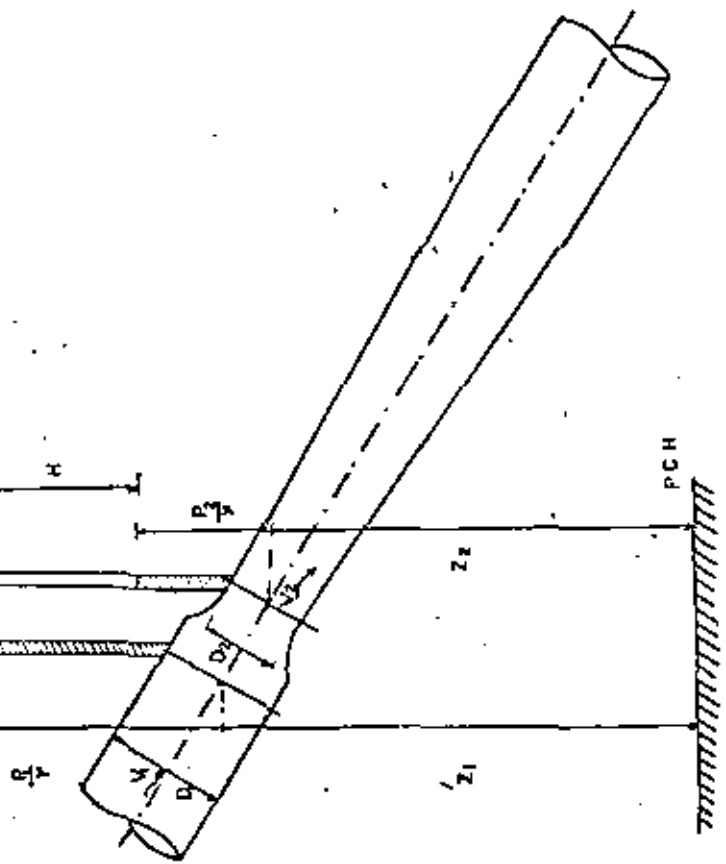
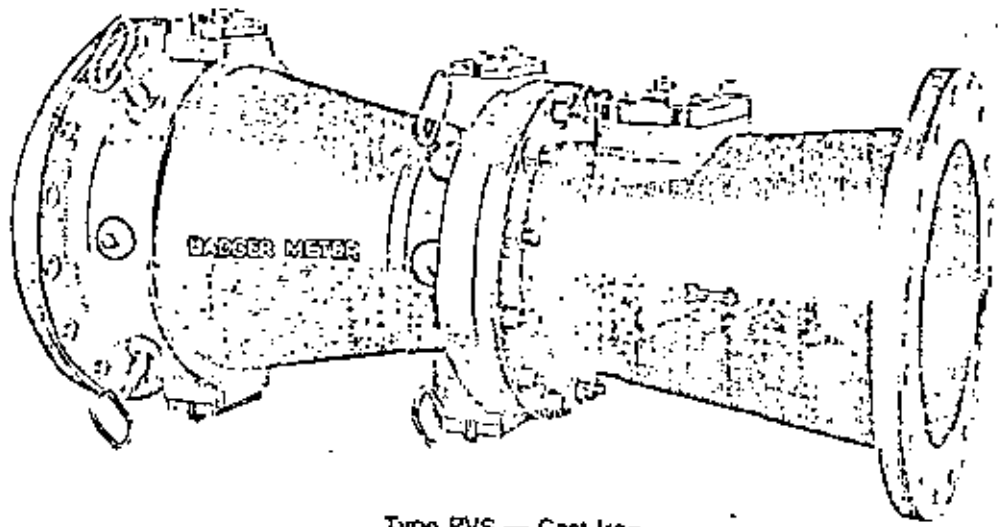


Fig. 2 Venturímetro



Type PVS — Cast Iron. Ends may be flanged, bell and spigot or plain for mechanical coupling.

Fig. 3 Venturímetro

Order No. 940074 Replaces MV4850, M and MV485

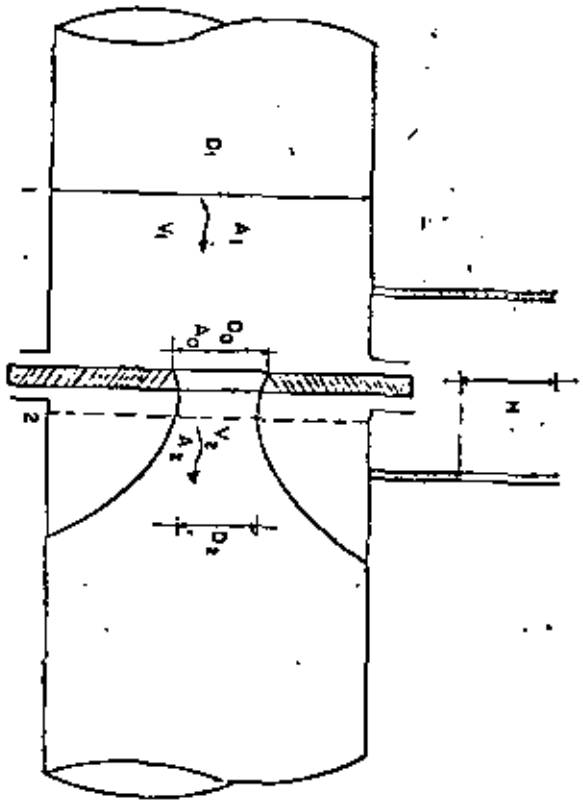


Fig. 5 Diafragmas

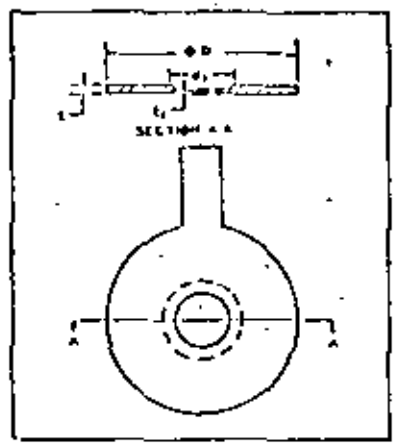


Figure 4 Orifice Plate Dimensions

ORIFICE PLATE OUTSIDE DIAMETERS (Inches)

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 13/16	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	8 3/8	9 3/8
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	14	16 1/2	16 3/8	17 7/8	20 3/8
14	17 3/8	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

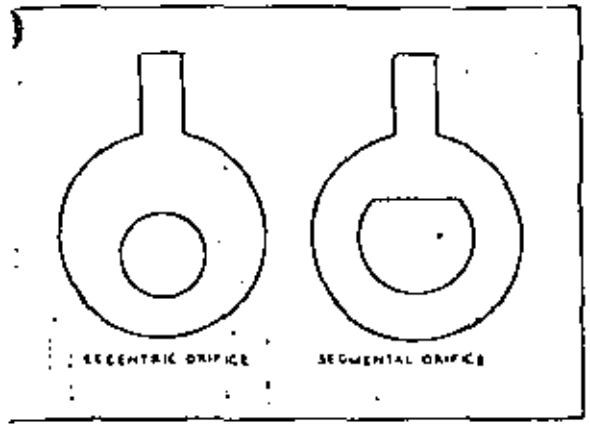


Figure 5 Eccentric and Segmental Orifices

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 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.

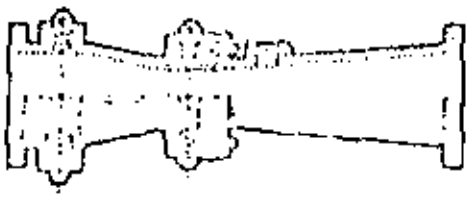
ORIFICE FLANGE UNIONS

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.

Fig. 6 Diafragmas

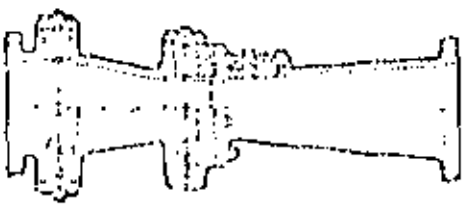
CAST IRON INSERT FABRICATED

TYPE PVW



For metering clean fluid, 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

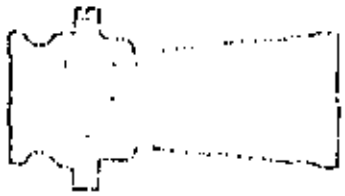


The type PVS with annular chambers and multi taps is recommended for metering gas, water and sewage. Piezometer cleanout rods, conditioners purge and or disconnect flushing pins the inspection openings, serve to keep the metering connections clean.

TYPE PVSL

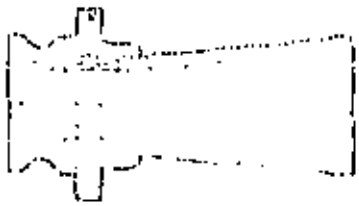
When metering slurries, slubbys and other solids bearing fluids with the type PVSL single tap, the annular chambers are omitted. Manually operated stainless steel cleanout rods are used to clean the piezometer openings. Continuous clear water purges are also used to keep the piezometers clear.

TYPE PVIT



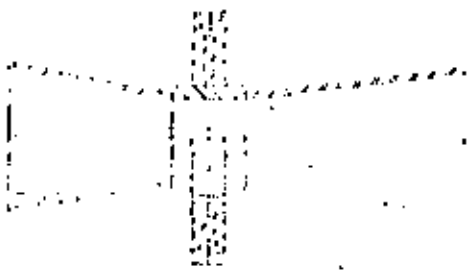
The PVIT design omits the main and throat meter sections, integral in the flanges, thus eliminating the necessity for the powder coated and carefully machine work required when flanges the main pipe bar wall.

TYPE PVI



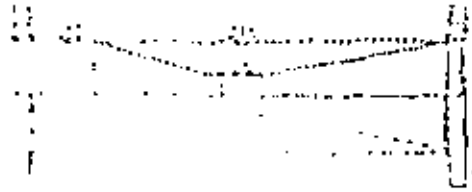
With operating conditions encountered in metering certain fluids, it is necessary to have the meter flush with the pipe wall. The PVI style is recommended for these applications. For the most accuracy, a tapped made filler piece is recommended to assure exact location and proper machining of upstream tap.

TYPE PVIF



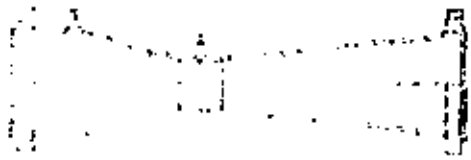
Insert style has the advantage of minimum weight, cost and laying length. Weld-in style made with minor modifications.

TYPE PVFS (SINGLE TAP)



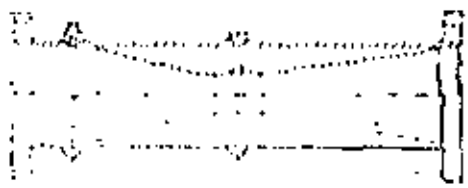
Recommended for metering solids-bearing fluids when used in conjunction with piezometer cleanout elements and or clean purges. Constructed in a close coupled design to minimize structural detail is required.

TYPE PVFU (SINGLE TAP)



Also recommended for solids-bearing fluids under conditions as described above (PVFS). The cased pipe shell is eliminated to reduce weight and cost, when structural strength is a major consideration.

TYPE PVFM (MULTI-TAP)



Multi piezometer holes at both pressure locations lead into overlapping annuli. Encased in pipe section for maximum structural strength.

Fig. 4 Diversos tipos de Venturímetros.

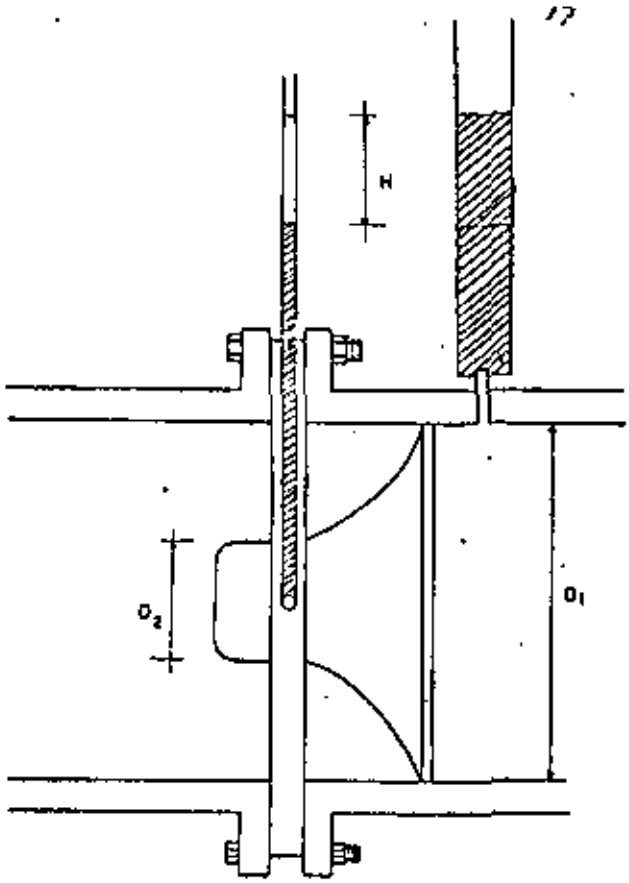


Fig. 8 Toberas

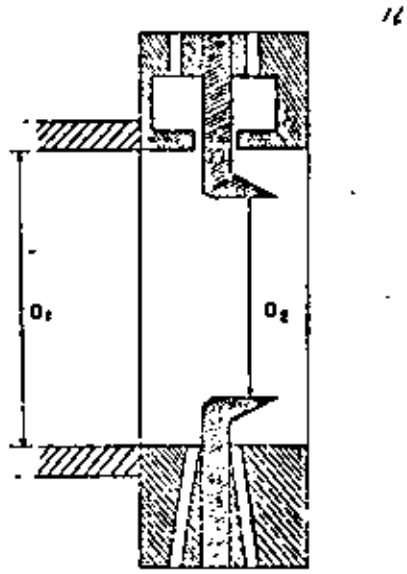
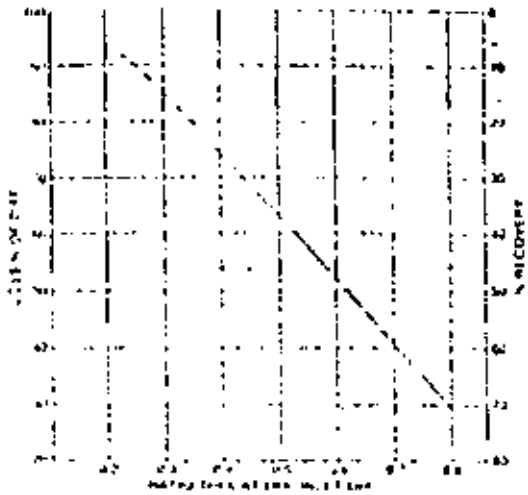


Fig. 7 Tobera

dger Meter flow nozzles are accurately calculated, signed and manufactured in accordance with ASME ndards for long radius flow nozzles. This assures imum performance. The nozzles are available for tallation in pipe sizes from 2" through 48" and can be ished with beta (throat-to-pipe diameter) ratios of 0.2 0.8.

dger'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 el, stainless steel and chrome molybdenum steel ing the most common.

FLOW NOZZLE CURVE

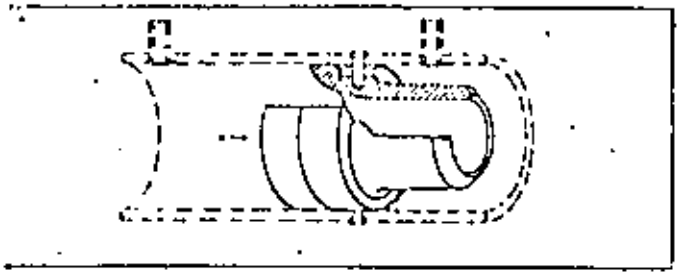


ODELS AVAILABLE

YLE F
nged Flow Nozzle

ipped with a flange at the entrance of the nozzle. This ows installation between pipe flanges with the nozzle st concentric to the inside of the pipe. May be furnished clamping between any series of raised face pipe flanges, ood face, tongue and groove, ring joint or any other style pecified.

YLE W
lding Holding Ring Type Flow Nozzle

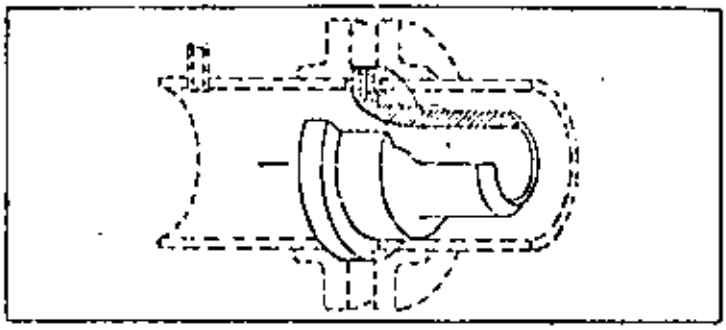


alls in a pipe without the use of flanges. Section of pipe elected carefully to eliminate boring. A welded holding permanently holds the nozzle in place.

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 flanged types.

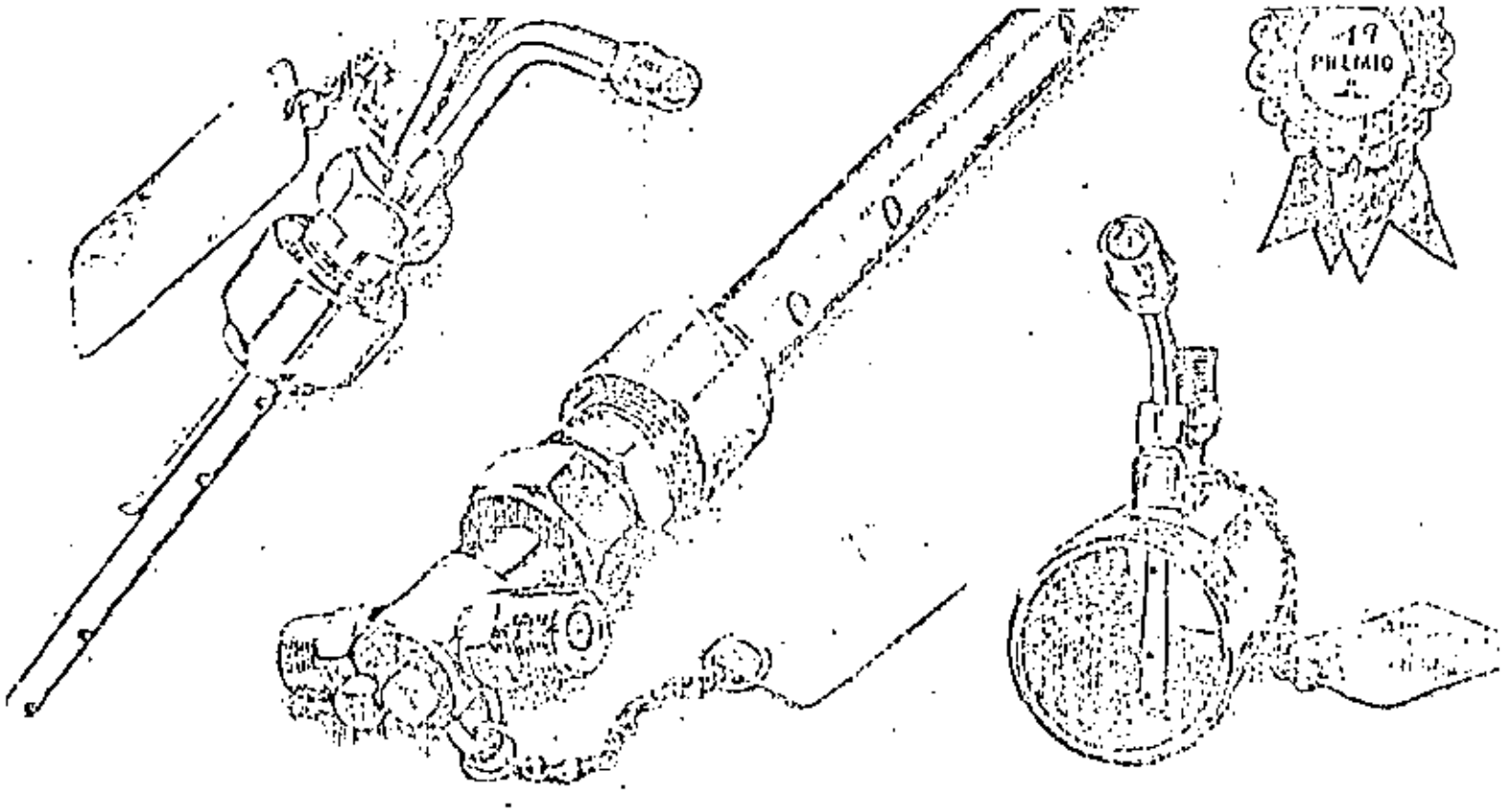
STYLE FT
Flanged Flow Nozzle



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.

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, confirió a los elementos primarios ANNUBAR, como una importante contribución hacia operaciones más eficientes y efectivas en industrias de proceso químico.

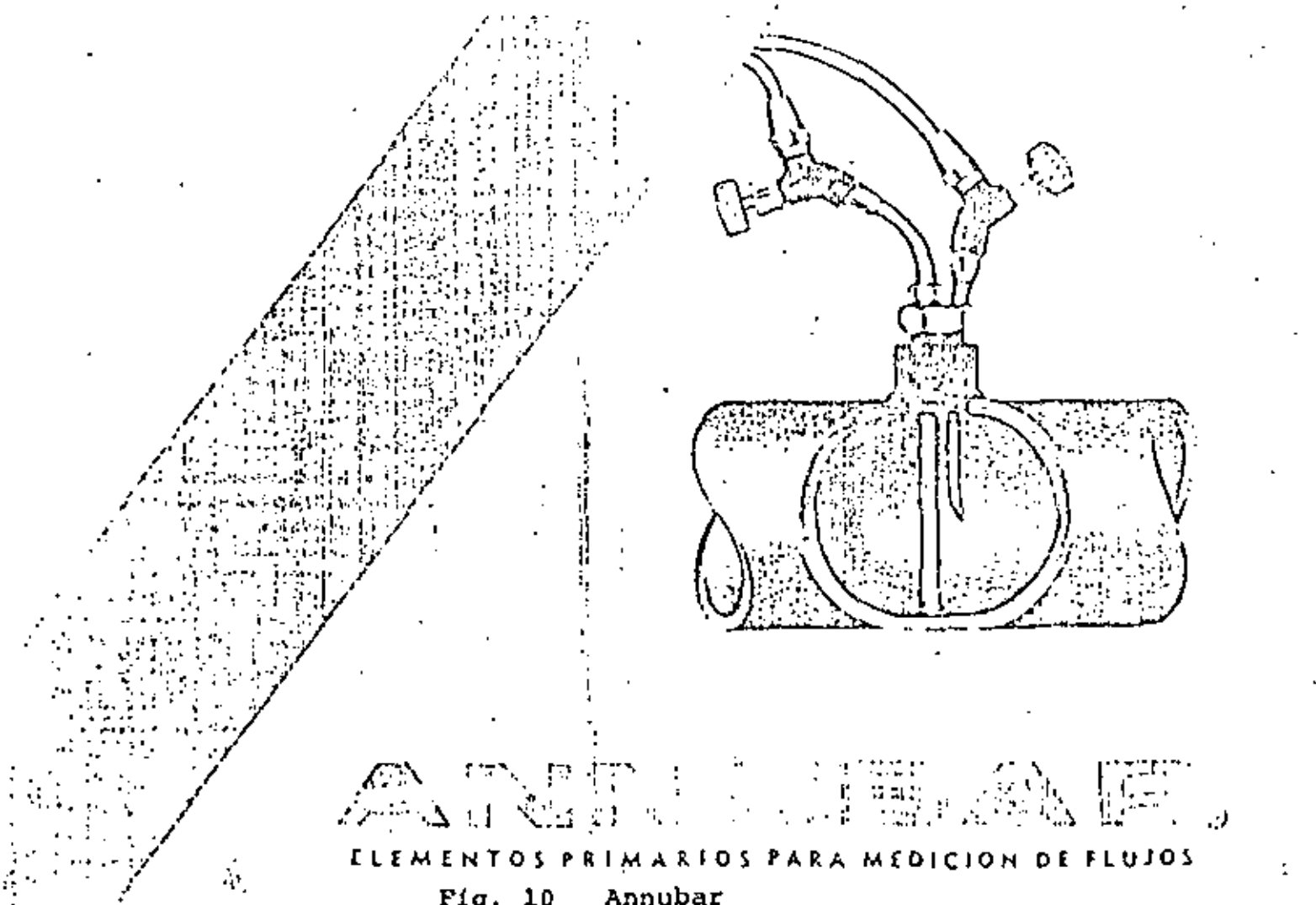
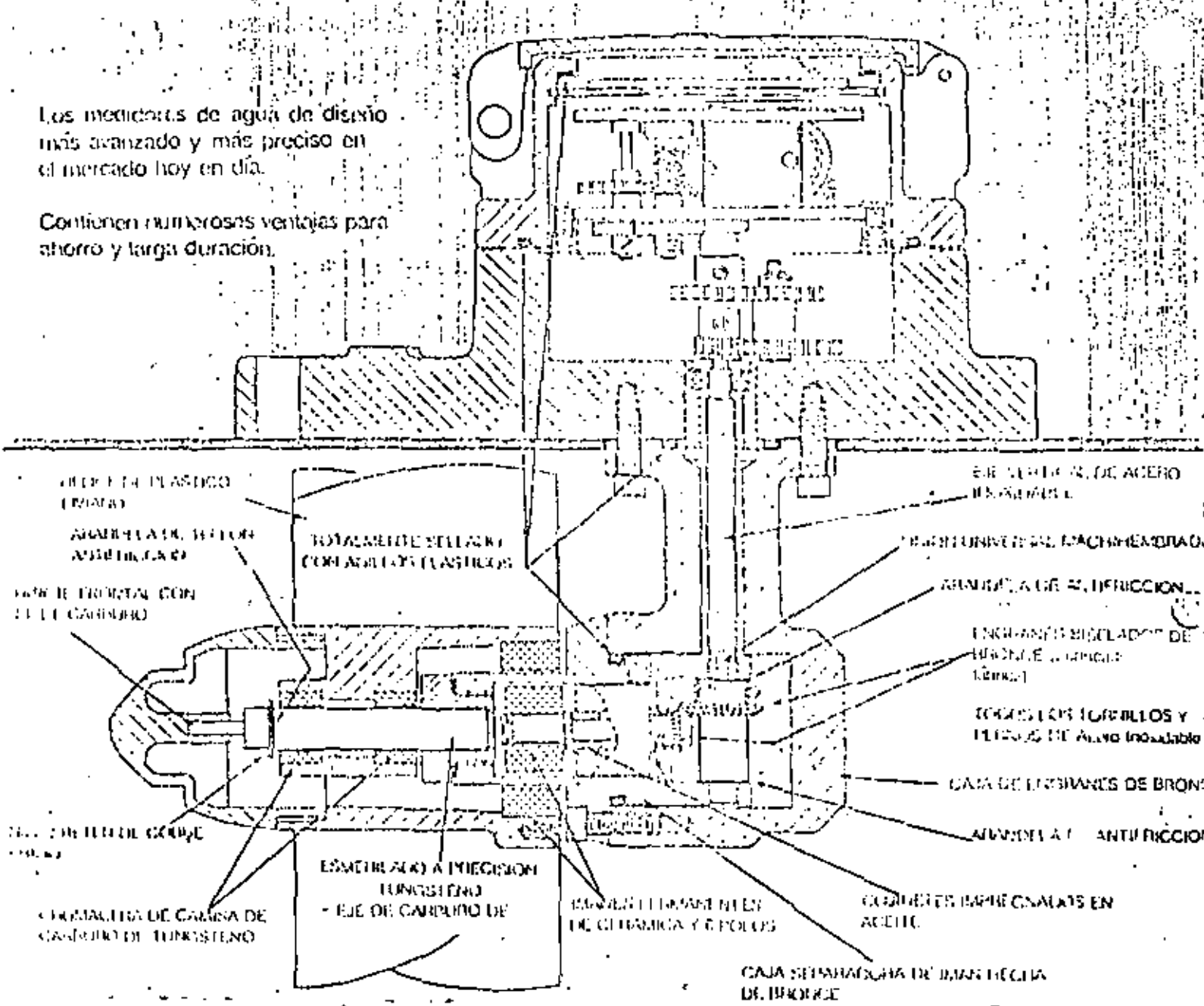


Fig. 10 Annubar

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.

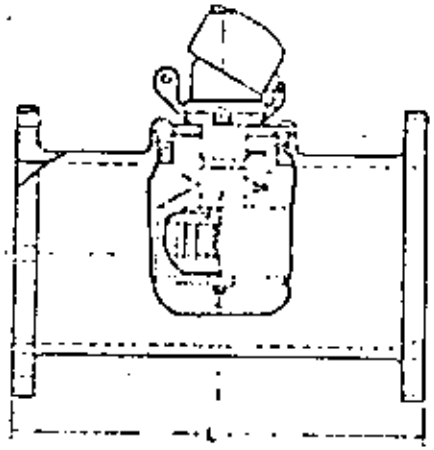


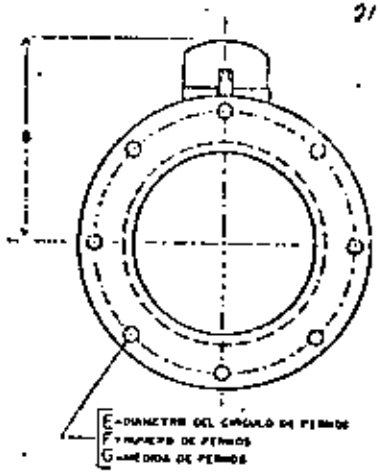
MEDIDORES INDUSTRIALES Y MEDICOS, S. A. DE C. V.

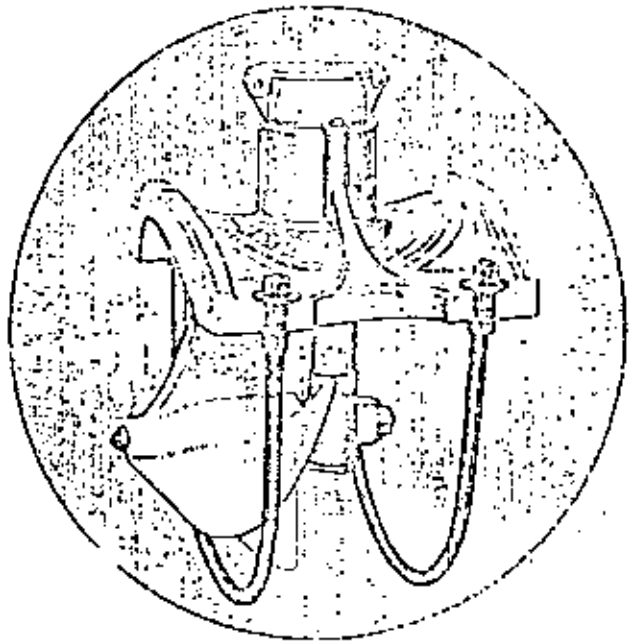
MUESCO, INC.
Apartado Postal 813239
Houston, Texas 77021
U.S.A.
Telefono: (713) 923-9111
TWX: 910 881-5533 MUESCO HOU

Fig. 11 Medidores de Hélice

MODELO MDIM-F
100-200 mm.
(4-10")







MODELO L P S

100-350 MM.

MODELO MLFT
51 – 100 mm.
(2", 3" y 4")

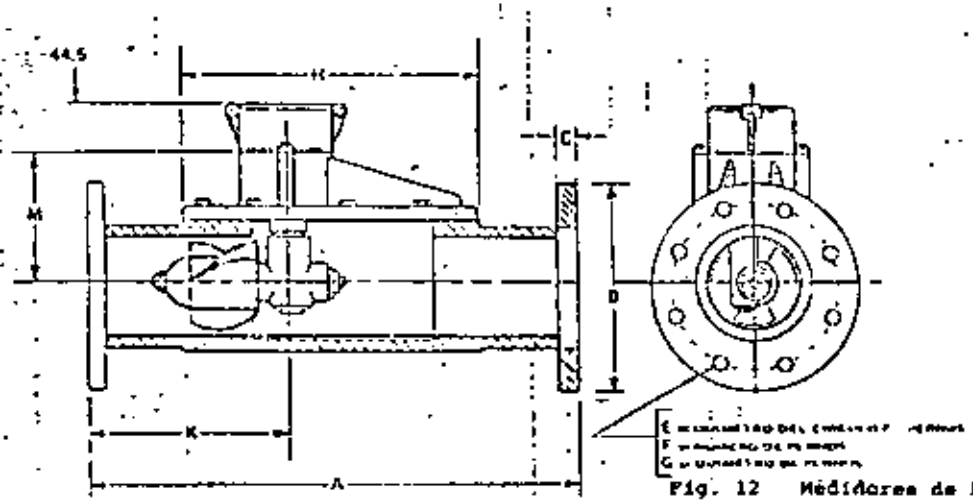


Fig. 12 Medidores de Hél

MODELO MLFST
50 - 350 mm.
(4 - 14")

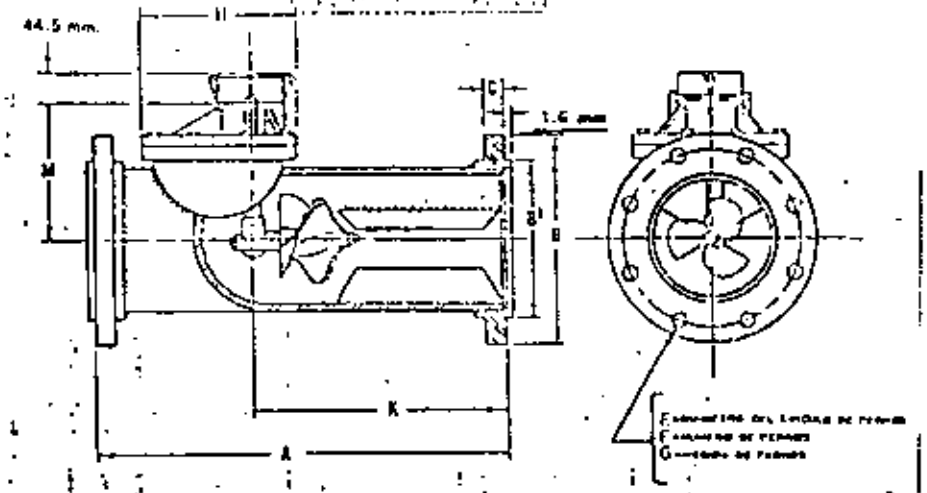
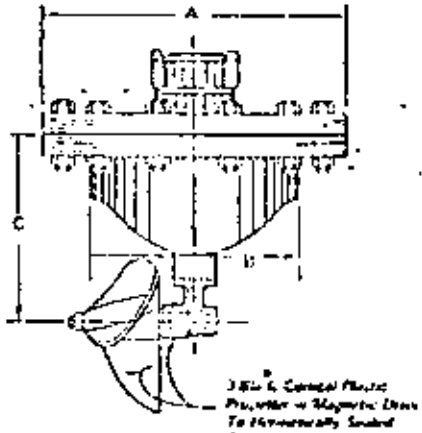
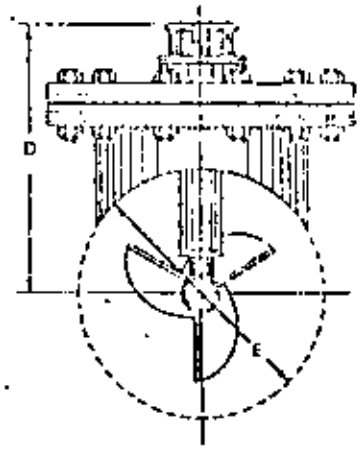


Fig. 13 Medidores de Hélice





METER SIZE	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	30"	36"
A	8 5/8"	11"	11"	11"	13 1/2"	13"	13"	13"	13"	13"	13"
B	6 5/8"	8 5/8"	8 5/8"	8 5/8"	10 3/4"	14"	14"	14"	14"	14"	14"
C	5 7/16"	6 1/16"	7 1/8"	8 1/8"	8 3/4"	10"	11"	12"	13"	13"	20"
D	8 1/2"	9 1/2"	10 3/4"	11 3/4"	13 1/4"	14 1/8"	15 1/8"	16 1/8"	18 1/8"	21 1/8"	24 1/8"
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	50 - 350	100 - 1200	125 - 1600	150 - 2250	2[illegible] - 3000	350 - 3600	450 - 4500	500 - 5500	700 - 8000	1250 - 12000	1500 - 15000

ACCURACY & HEAD LOSS CURVES

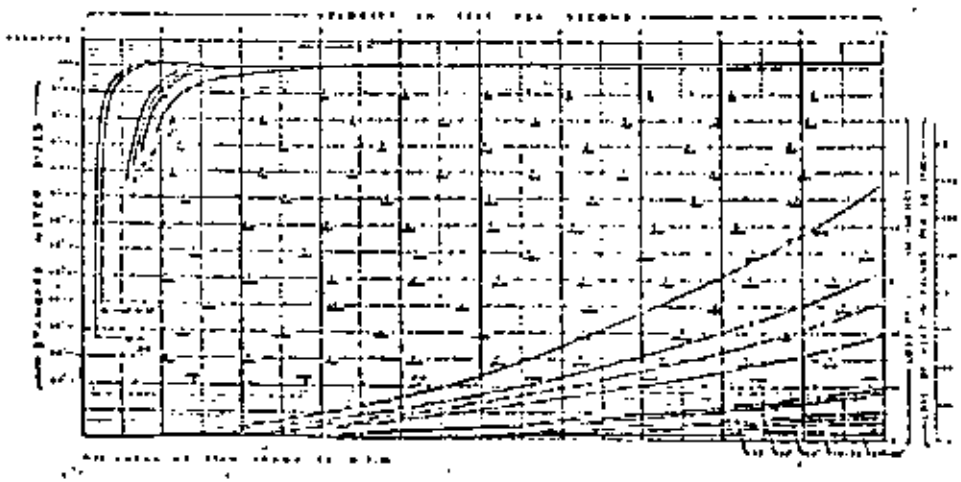
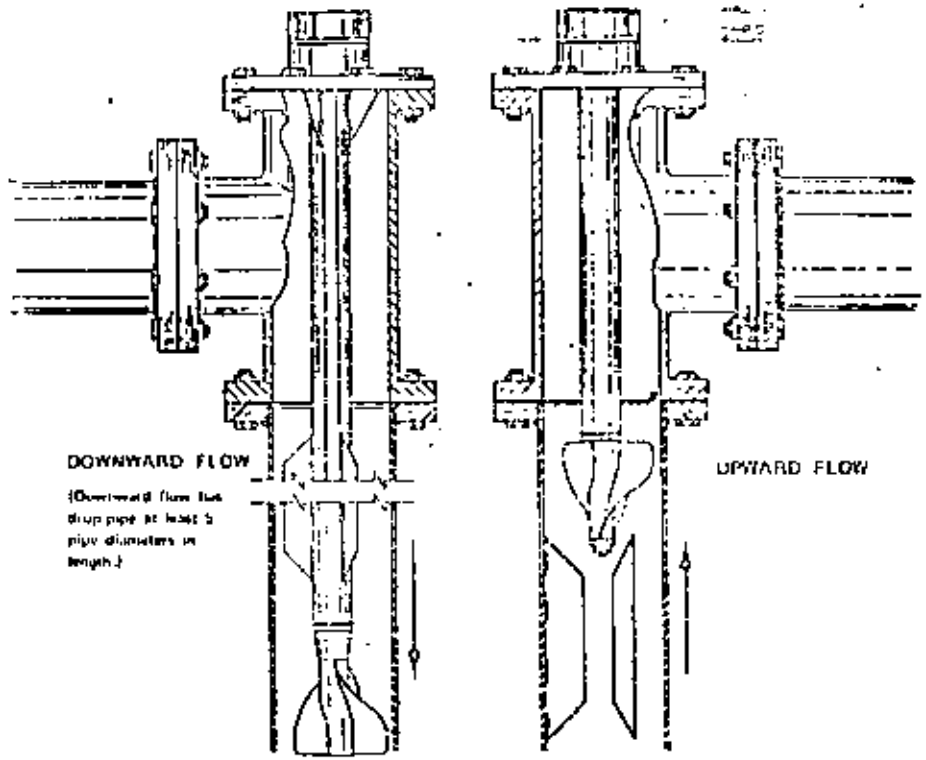


Fig. 14 Medidores de Hélice



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

TRANSDUCERS OF VORTEX SHEDDING

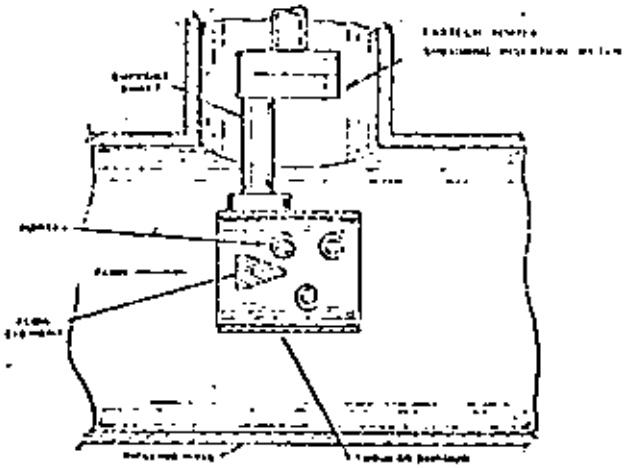
FLOW MEASUREMENT BY VORTEX SHEDDING

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.

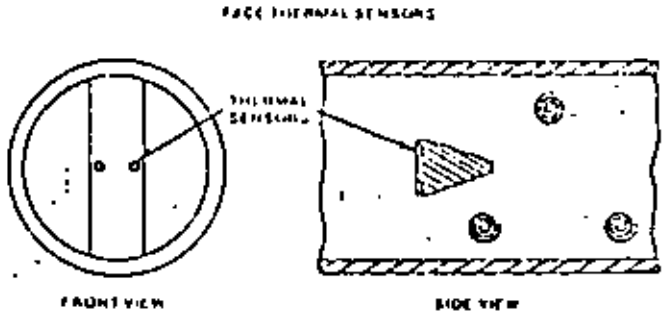


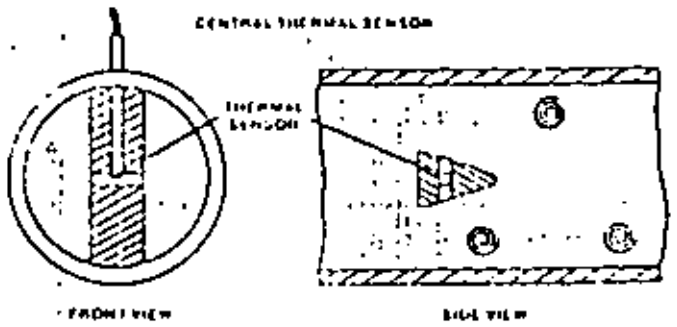
If the vortex-generating object is correctly shaped and placed in a circular shroud with the correct relative dimensions, it forms a primary flow element that generates pulse signals over very wide flow ranges at a frequency proportional to the velocity approaching it. Shown is a preferred geometry used 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, 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 2000 Series Flow Transmitters, sensing of the vortices is thermal and 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 clean wave form signal.





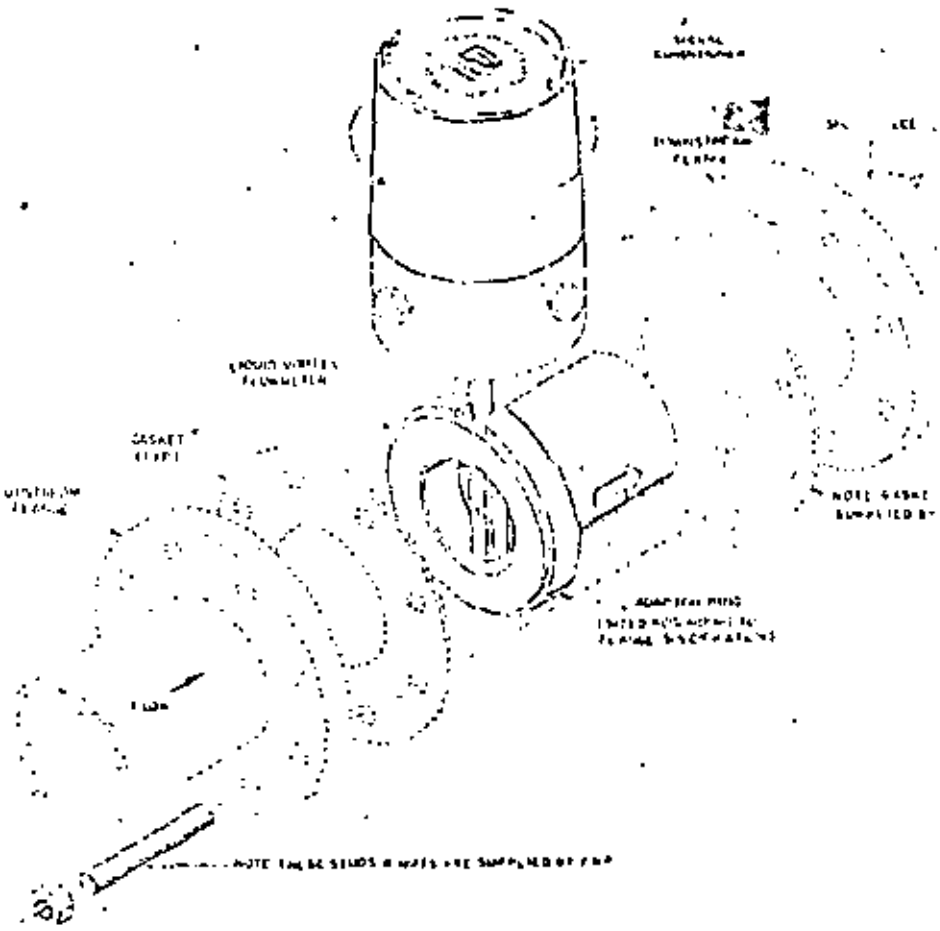
A second arrangement utilizes a passage through the flow element. The generation of the vortices alternately at either end of the passage causes flow to move back and forth across a single, glass coated sensor welded into a removable sensor assembly mounted through one end of the flow element. In this case, the differential action is provided by the flow itself and only a single channel of the preamplifier is required.

Fig. 16 Sensors Performance

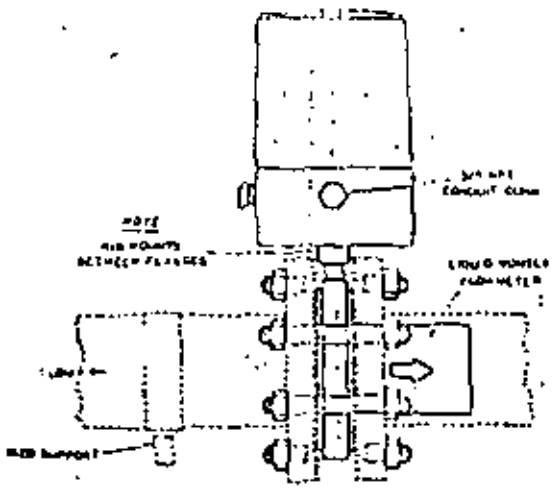
Fig. 2

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

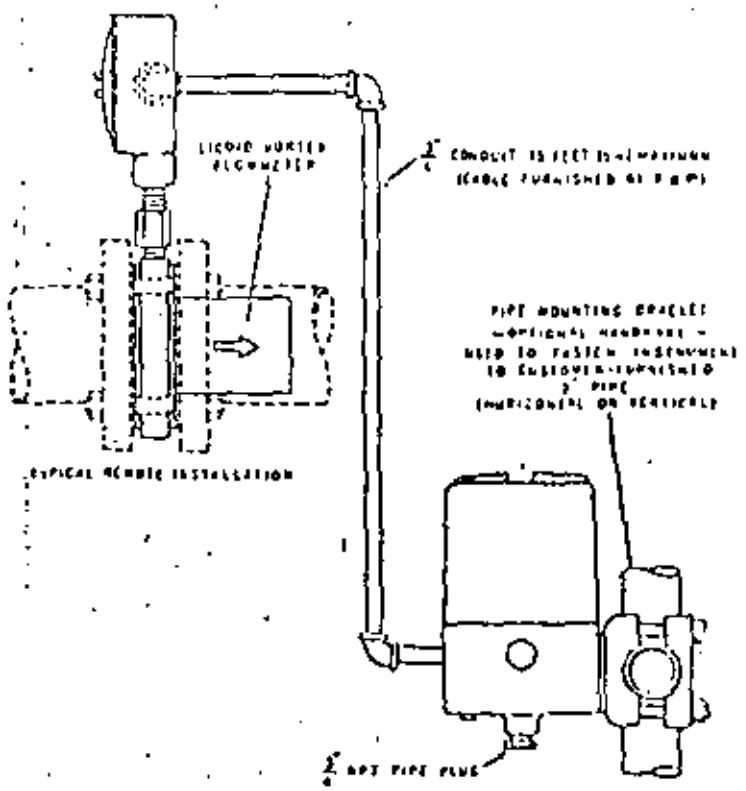


Fig. 17 Sensores Térmicos

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:

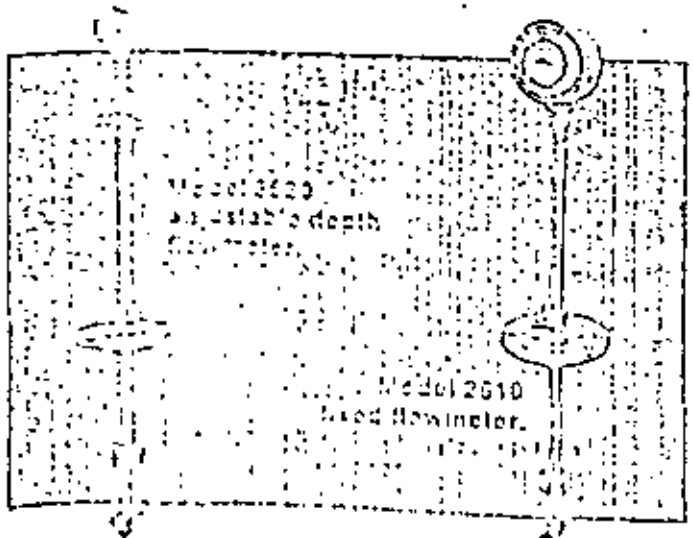
Type	2600 Series	3600 Series
Fixed	Model 2610	Model 3610
Adjustable, Hot Tap	Model 2620	Model 3620
High Pressure, Hot Tap	Model 2630	Model 3630
Adjustable	Model 2640	Model 3640

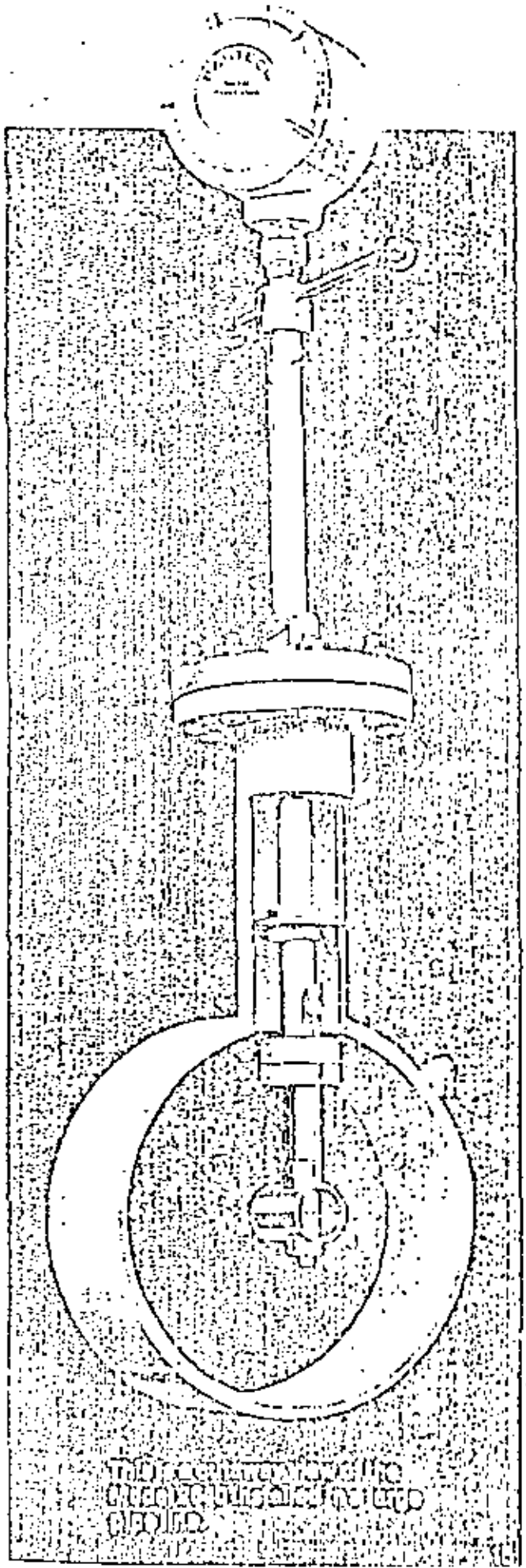
Key Specifications

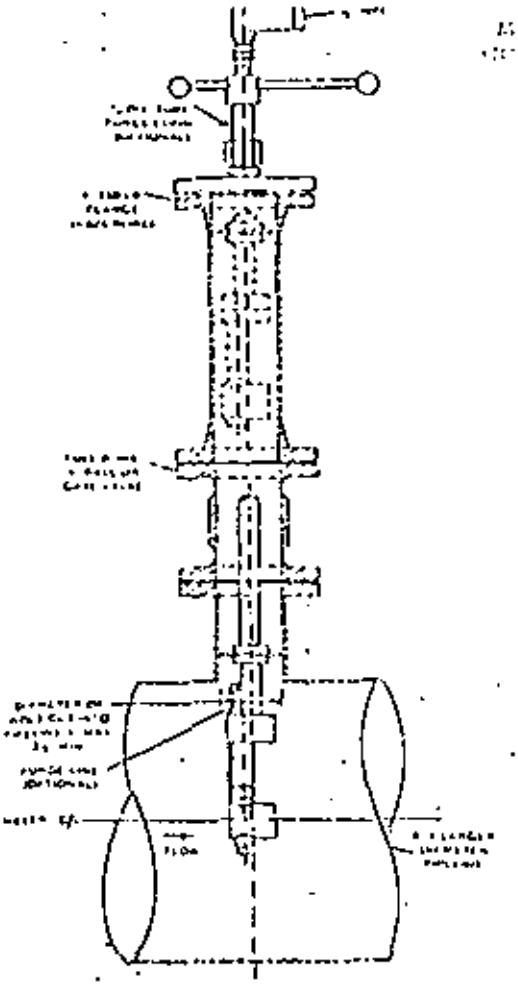
- Accuracy is ± 2% of reading for Reynolds numbers above 5,000 (based on shroud diameter).
- Repeatability is ± 0.1%.
- Calibration accuracy is ± 1%.
- For 2600 models, turndown ratios of 10 to 1 and 100 to 1 are standard, up to 200 to 1 optional. Series 3600 insertion meter provide 10 to 1 turndown.
- Fluid temperature range is -200° to +400°F (-185° to +205°C) for 2600 series meters, and -450° to +800°F (-270° to +430°C) for 3600 series meters.

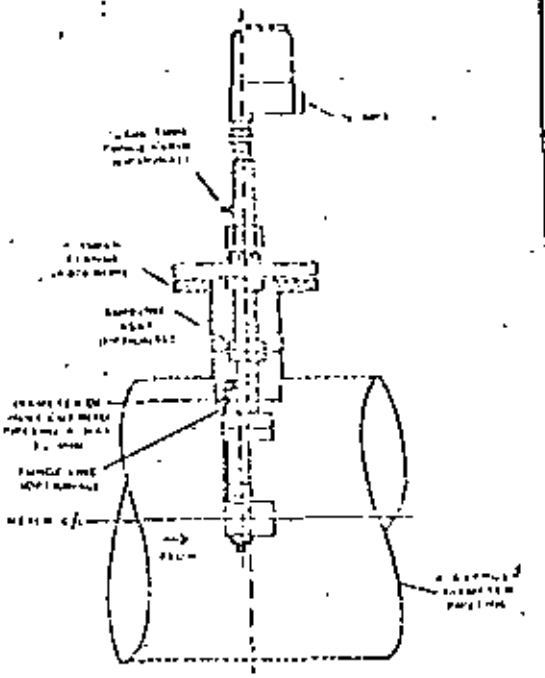
APPLICATIONS

Typical applications include process vent gas, custody water services, effluent discharge systems, cooling water systems, utilities and air monitoring systems.









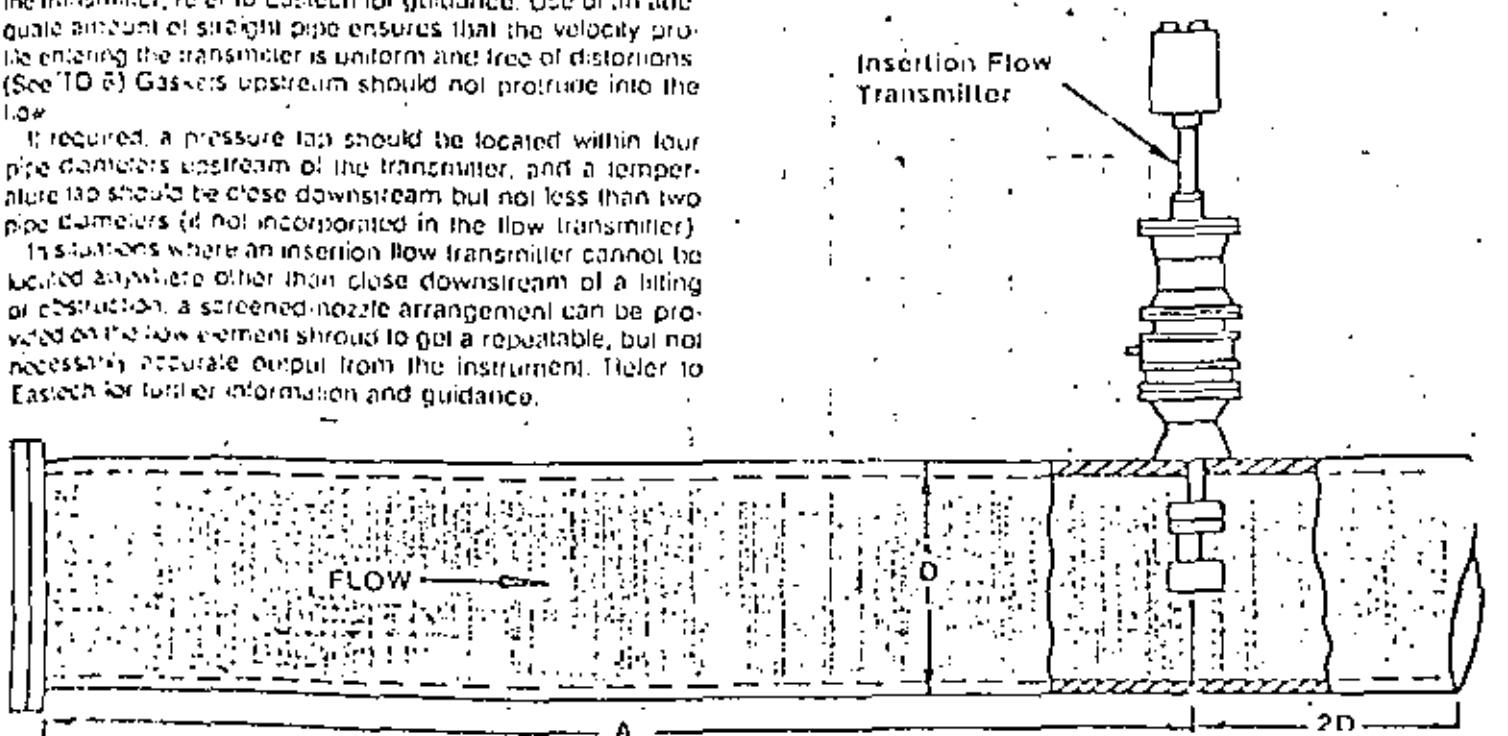
INSTALLATION RECOMMENDATIONS

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	Straight Length Dimension A
	Without Vanes
90° Elbow	20 D
Two 90° Elbows Same Plane	25 D
Two 90° Elbows Different Planes	40 D
Reduction in Pipe Diameter	30 D
Expansion in Pipe Diameter	40 D
Valve Partially Closed or Butterfly	50 D



PITOT-TYPE MAGNETIC FLOWMETER

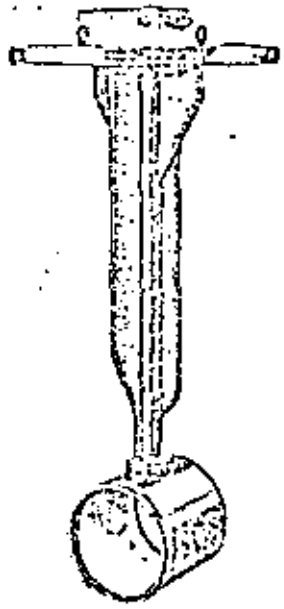
SPECIFICATION 10F1430*
File Section 10D

29

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 mAdc 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; ±1% 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).

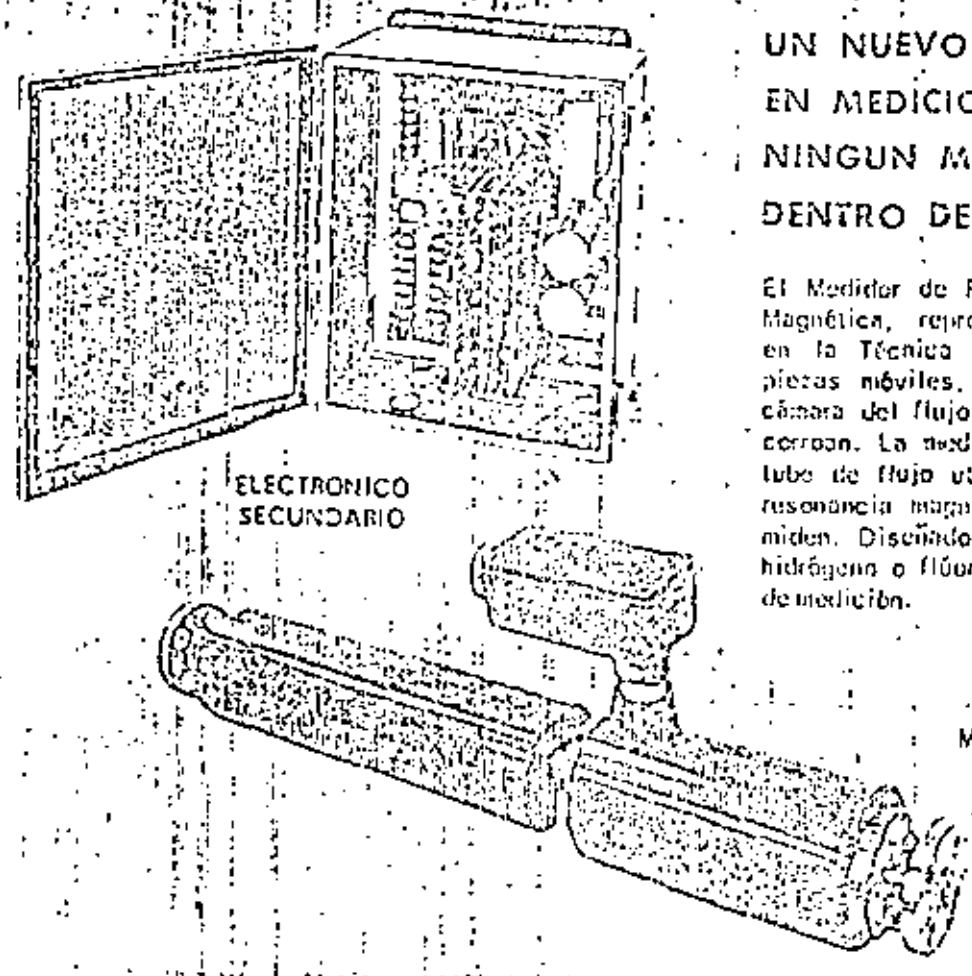
Support Suspension Length: 15 feet maximum (1 foot minimum).

Flange Size (for adaption to existing connection): 24", 150# ASA rated.

Fig. 20

SPECIFICATION 10F1430*
File Section 10D

MEDIDOR DE FLUJO DE RESONANCIA MAGNETICA

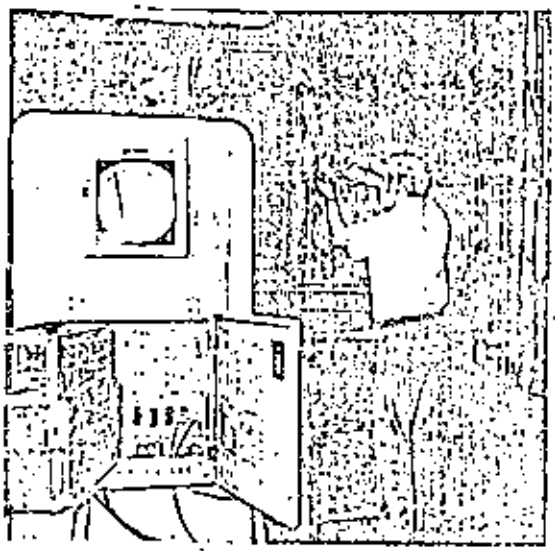


UN NUEVO CONCEPTO EN MEDICION . . . NINGUN MECANISMO DENTRO DEL FLUJO . . .

El Medidor de Flujo Badger, de Resonancia Magnética, representa un notable adelanto en la Técnica de medir líquidos. No hay piezas móviles, probadores o roteres en la cámara del flujo que se desgasten, ataren o corroan. La medición se hace por fuera del tubo de flujo utilizando las propiedades de resonancia magnética de los fluídos que se miden. Diseñado para fluídos que contienen hidrógeno o flúor en cantidades susceptibles de medición.

Fig. 21.

MEDIDOR DE FLUJO ULTRASONICO



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 pié o mayores. Con este tipo de medidor, dos probadores se insertan 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.

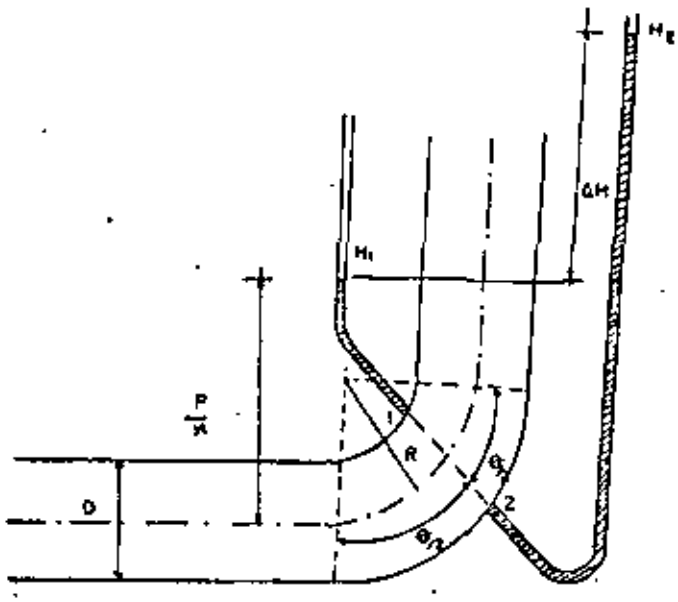


Fig. 24 Medidor de codo

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

EQUIPO DE BOMBEO
APLICACIONES PRACTICAS

Ing. Federico Alcaraz Lozano

Julio 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

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, automaticamente, el retorno del fluido. Las mas 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.

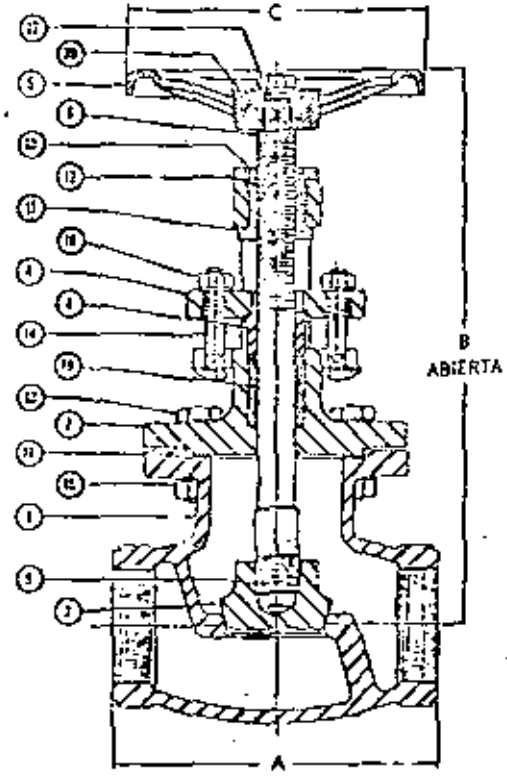
Estas válvulas son económicas y sirven también para controlar el flujo. Son muy recomendables, entre sus variedades se encuentra:

- 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

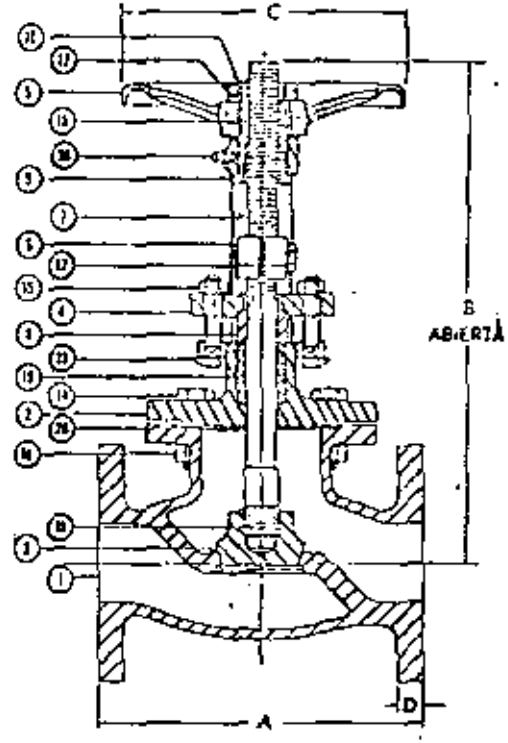


VALVULA DE GLOBO

Fig. 1.2.1 a

LISTA DE PARTES

1 CUERPO
2 BONETE
3 DISCO
4 PRENSA ESTOPA
5 VOLANTE
6 CUNERO
7 VASTAGO
8 ESTOPERO
9 YUGO
10 TUERCA DEL YUGO
11 DISCO PERNO
12 TORNILLO CUNERO
13 TORNILLO ESTOPERO
14 TORNILLO BONETE
15 TUERCA ESTOPERO
16 TUERCA BONETE
17 PRISIONERO
18 VOLANTE CUNERO
19 EMPAQUE
20 JUNTA

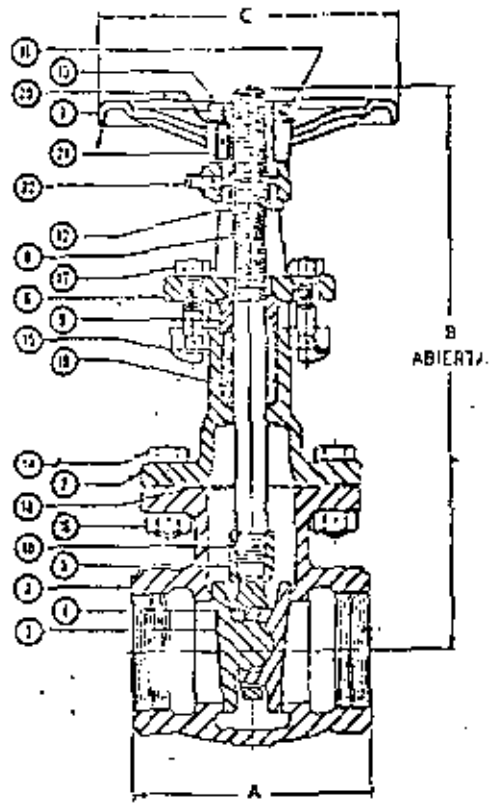


VALVULA GLOBO BRIDADA

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

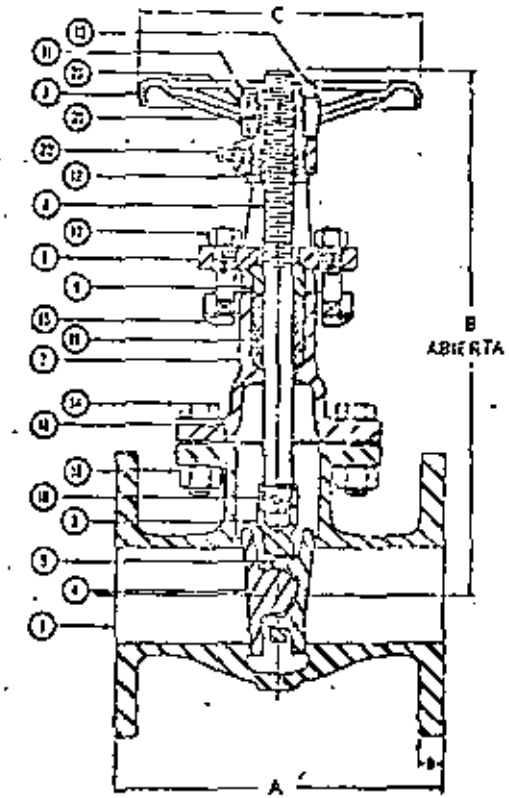


VALVULA DE COMPUERTA

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

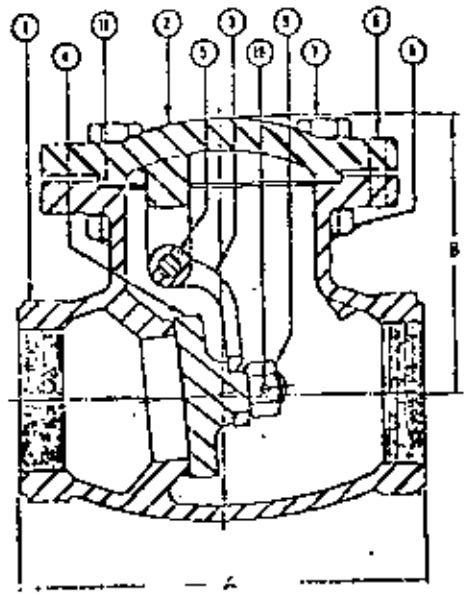


VALVULAS COMPUERTA BRIDADA

Fig. 1.2.2 b

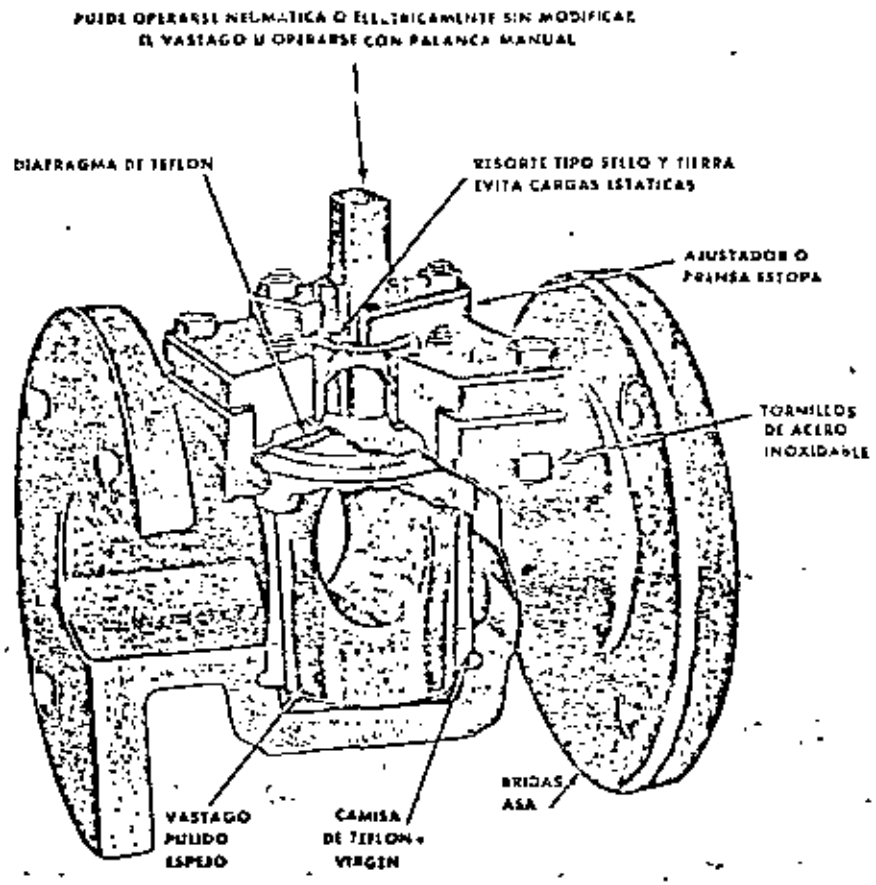
LISTA DE PARTES

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



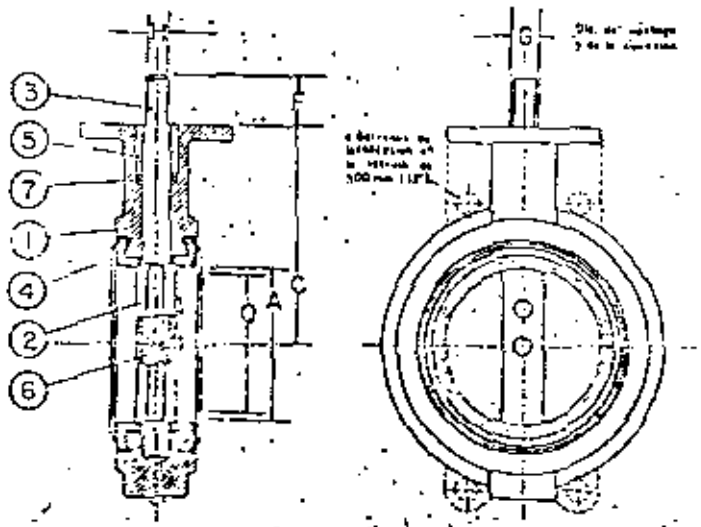
VALVULA DE RETENCION

Fig. 1.2.3



VALVULA MACHO

Fig. 1.2.4



PIEZA No.	DESCRIPCION	CANT.	PARTE No.	OBSERVACIONES
1	CUERPO	1	203 – 111	
2	DISCO	1	204 – 111	
3	VASTAGO	1	205 – 111	
4	ASIENTO	1	206 – 100	50 mm a 300 mm, 206 – 111
5	BUJE	1	207 – 111	
6	TORNILLO	2	905 – 111	300 mm 2 piezas
7	EMPAQUE	1	928 – 111	

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 5206.
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) Roderes 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 succion (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 eléctricos.

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 electroniveles 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 común 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.

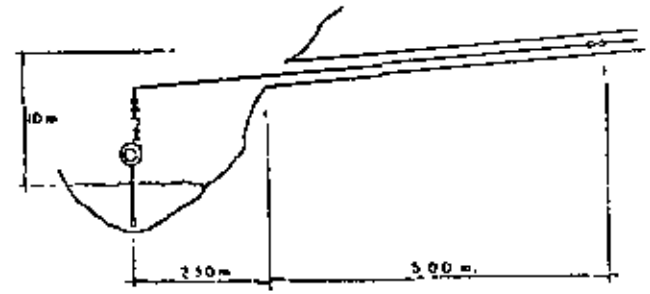
2) CALCULOS

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/cm^2

- Material: Cédula 80

- Longitud total:

Exterior:	230 m
Interior:	500 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 =	21.0 m
		45.6 m

Longitudes:

Tubería	730 m
Accesorios	45.6 m
	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 m/100 m

velocidad/ced. 40 = 1.22 m/seg

Corrección por diámetro:

diámetro tubería de 4":

cédula 40:	102.3 mm
cédula 80:	97.2 mm

$$hf/ced.\ 80 = 1.46 \left(\frac{102.3}{97.2}\right)^5 = 1.89\ m/100\ m$$

$$velocidad/ced.\ 80 = 1.22 \times \left(\frac{102.3}{97.2}\right)^2$$

velocidad/ced. 80 = 1.35 m/seg.

pérdidas totales por fricción:

$$hf = \frac{1.89 \times 775.6}{100} = 14.66\ m$$

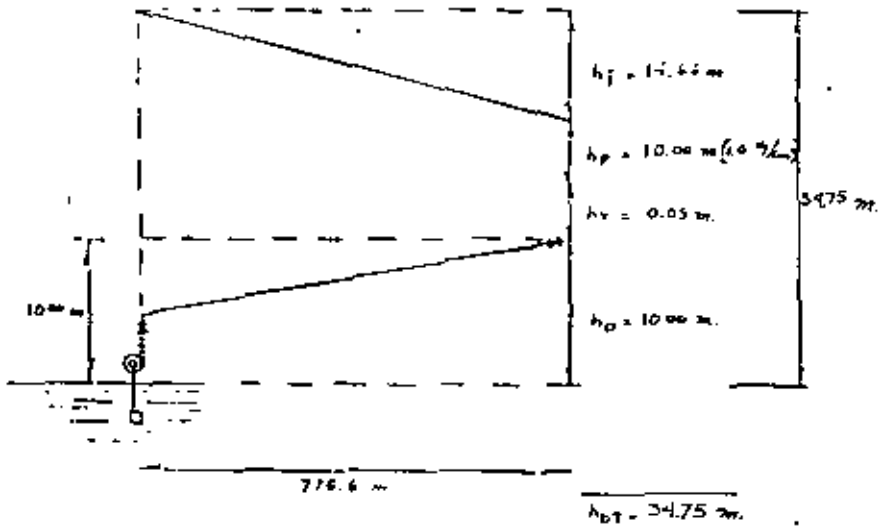
carga de velocidad:

$$hv = \frac{v^2}{2g} = \frac{(1.35)^2}{2 \times 9.81} = 0.09\ m$$

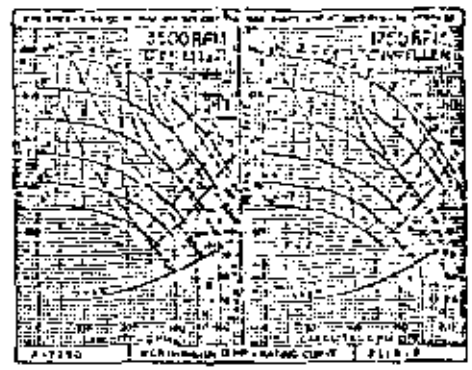
Para los 230 m. exteriores:

L =	230
1 válvula retención:	21.0
1 válvula compuerta:	1.8
3 codos de 90°:	21.0
	273.80

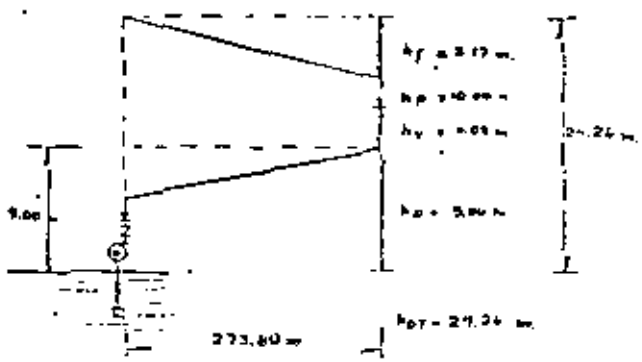
$$hf = \frac{1.89 \times 273.8}{100} = 5.17$$



CONDICION FINAL



- LA BOMBA DEBE SER EFICIENTE PARA BOMBEAR 10 l.p.s. CONTRA UNA ALTURA QUE VARIA ENTRE 25 y 35 m.

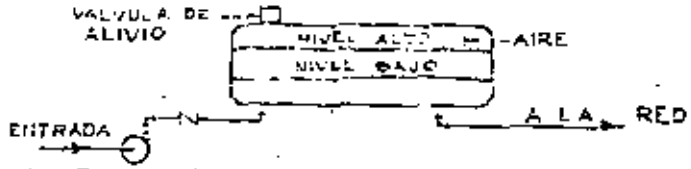


CONDICION INICIAL

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 ésto 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/cm2 (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.

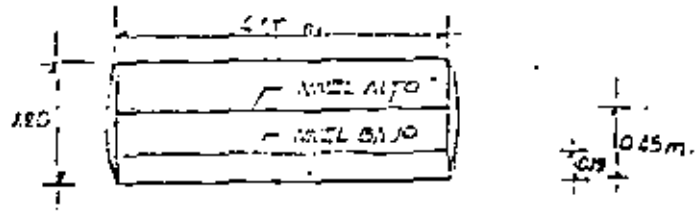
Así: 10 % equivale a 15.7 % del diámetro.
34 % equivale a 37.4 % del diámetro.

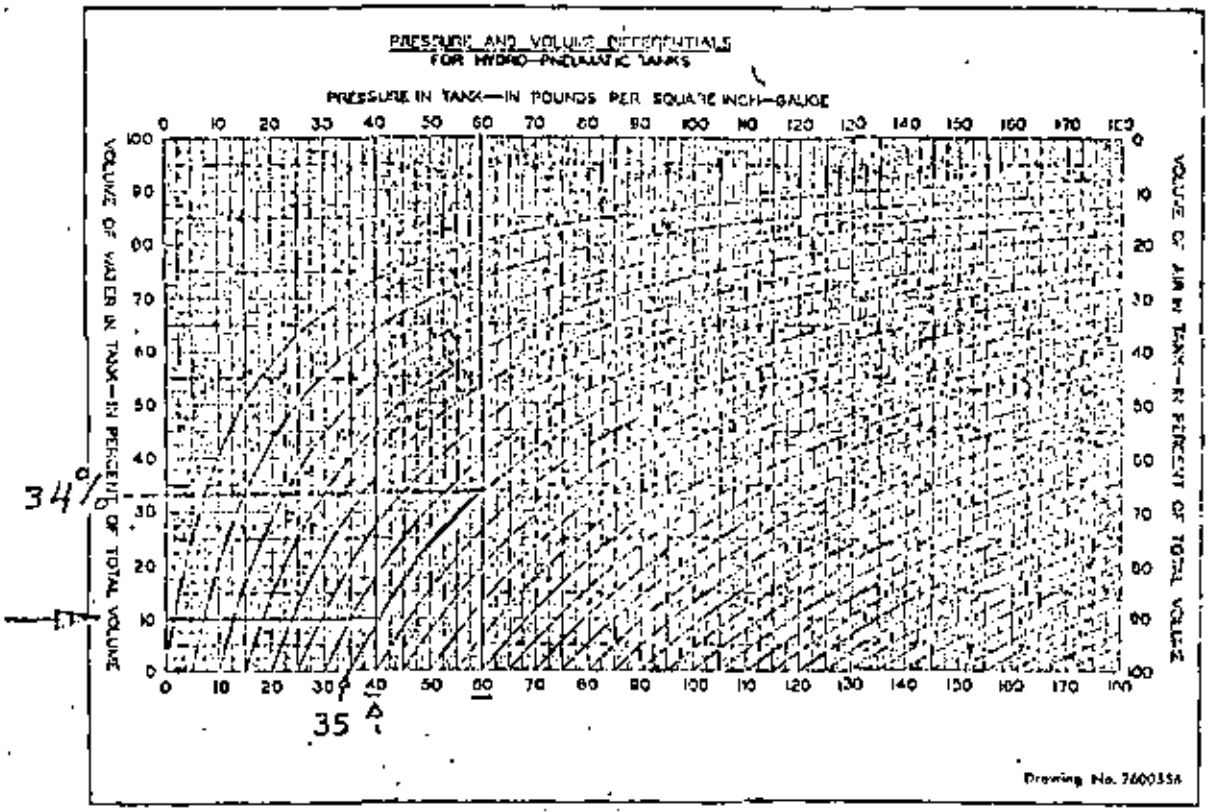
El tamaño del tanque depende de la relación entre el gasto de la bomba y el gasto requerido, y de el número de arranques por hora de la bomba (ciclos de bombeo). Entre más ciclos, menor es el tamaño del tanque ya que tiene que almacenar menos en cada ciclo, aunque es conveniente menos de 10 ciclos para evitar arranques frecuentes de la bomba.

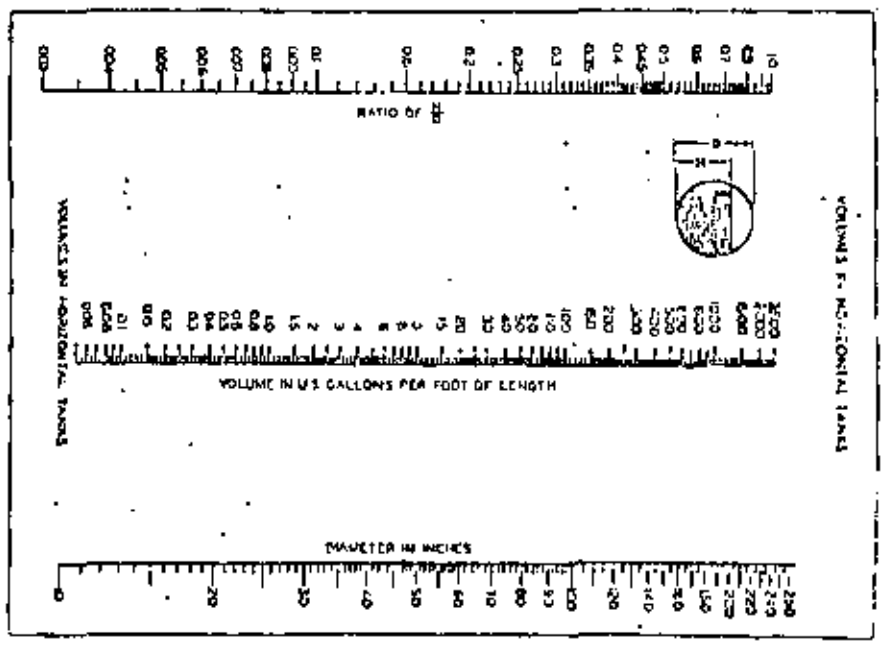
La gráfica 557 nos da el factor por el que tenemos que multiplicar el gasto (en litros por minuto) para obtener el tamaño del tanque. En nuestro ejemplo entramos con el volumen de bombeo de 24 % y bajamos hasta intersectar la curva del número de ciclos (hemos escogido 6), y de ahí seguimos horizontalmente 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 x 600 = 4560 lts.

Usaremos un tanque de 1.20 m de diámetro por 4.00 m de largo.

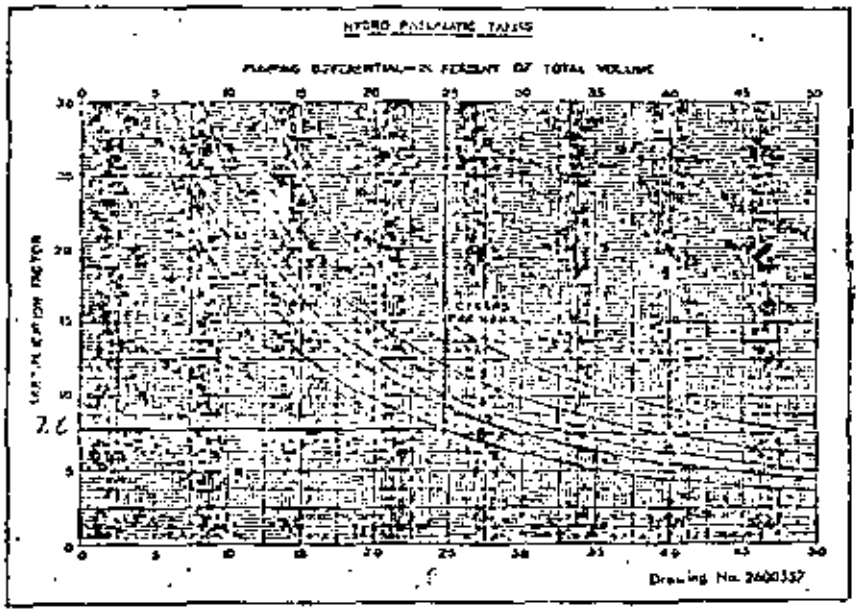
Nivel bajo : 0.157 x 1.20 = 0.19 m
Nivel alto : 0.374 x 1.20 = 0.45 m




PRESSURE AND VOLUME DIFFERENTIALS
FOR HYDRO-PNEUMATIC TANKS
PRESSURE IN TANK—IN POUNDS PER SQUARE INCH—GAUGE
VOLUME OF WATER IN TANK—IN PERCENT OF TOTAL VOLUME
VOLUME OF AIR IN TANK—IN PERCENT OF TOTAL VOLUME
34%
35
Drawing No. 7600356

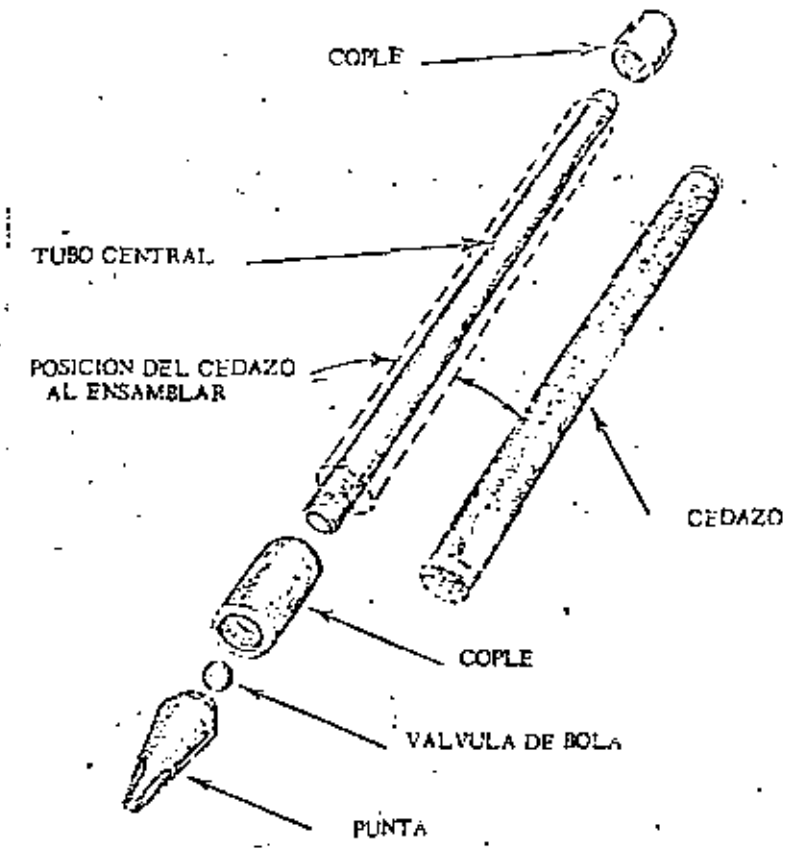

RATIO OF
VOLUMES IN HORIZONTAL TANKS
VOLUME IN U.S. GALLONS PER FOOT OF LENGTH
DIAMETER IN INCHES

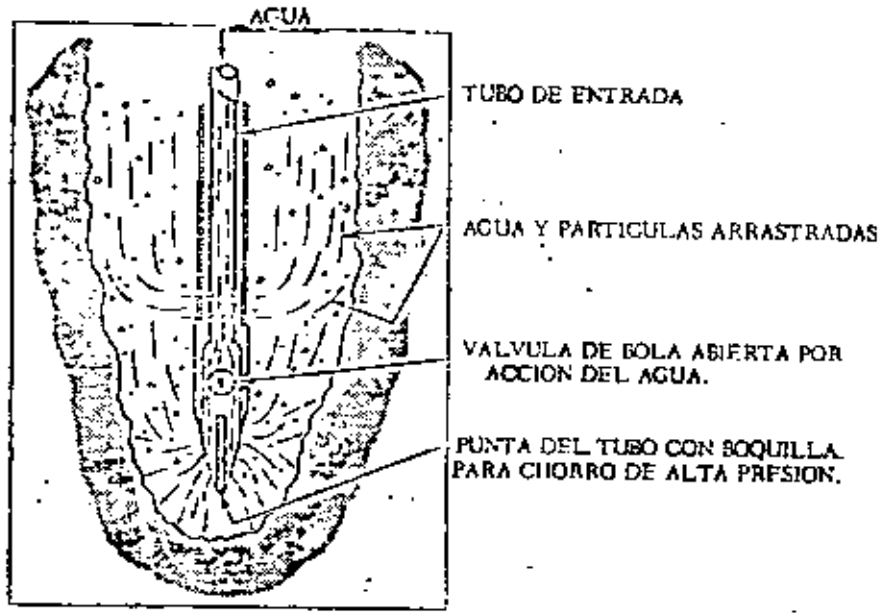
21



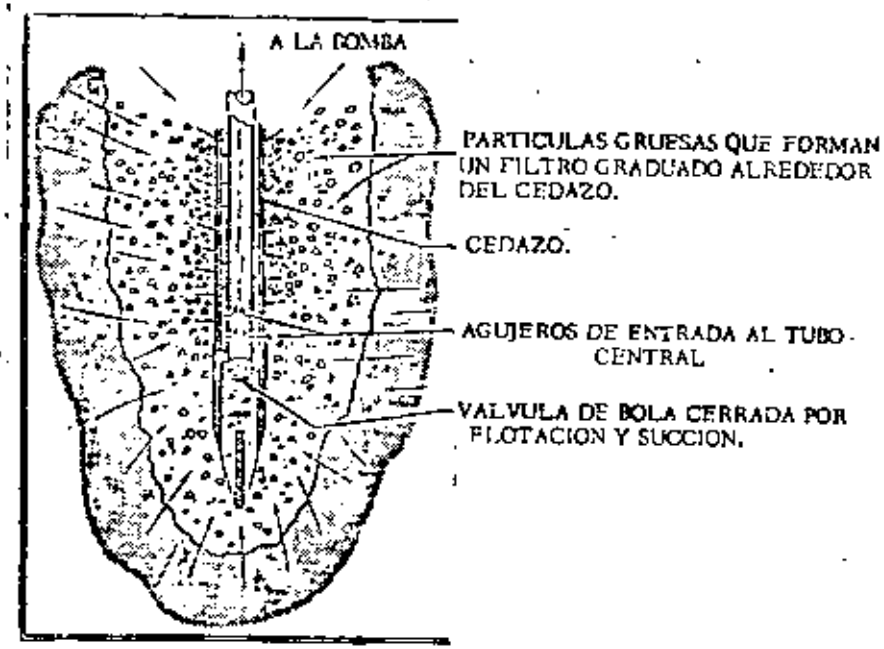
22

2.2.3) Well Points.

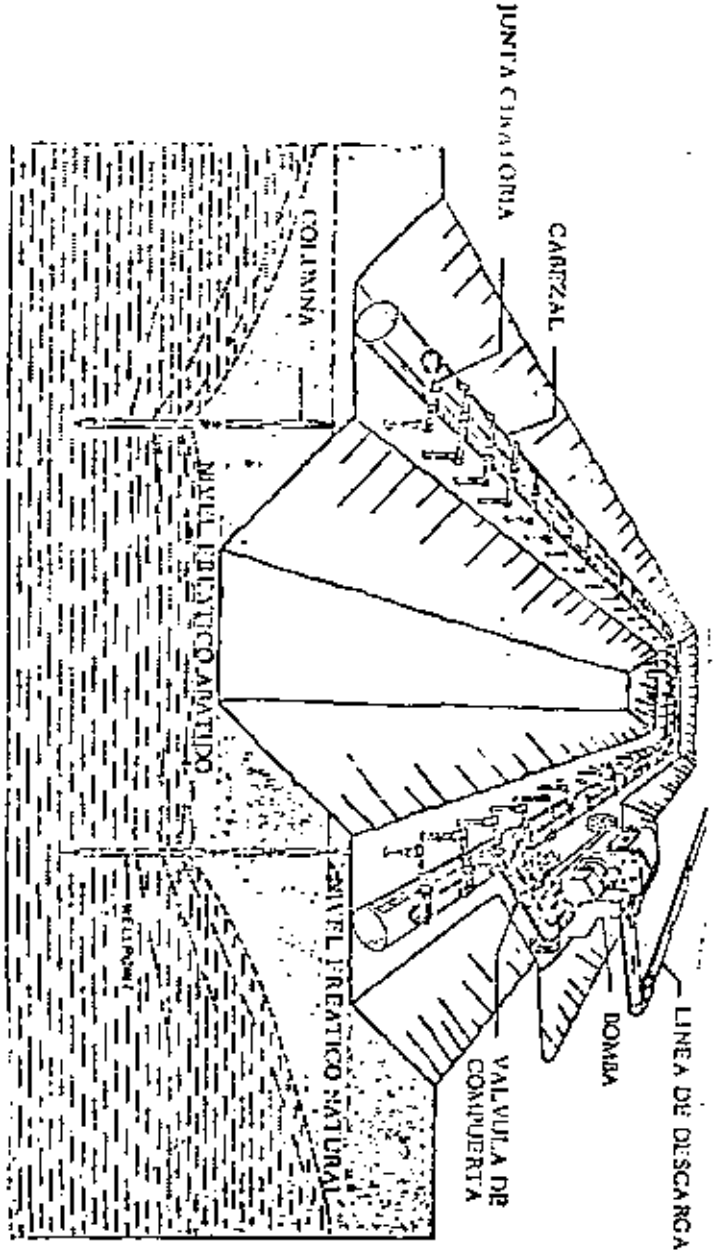




WELLPOINT AL CLAVARLO EN SITIO.

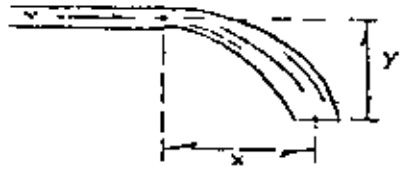


WELLPOINT EN FUNCIONAMIENTO.



2.2.4) DETERMINACION DEL GASTO DE UN CHORRO SALIENDO POR UN TUBO HORIZONTAL.

A) VELOCIDAD



$x = vt; \qquad t = \frac{x}{v}$

$y = \frac{gt^2}{2}; \qquad t = \sqrt{\frac{2y}{g}}$

$\frac{x}{v} = \sqrt{\frac{2y}{g}}; \qquad v = x\sqrt{\frac{g}{2y}}$

Tabla 1: Velocidad en metros por segundo.

y (m) \ x (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

27

8) 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).

Diámetro 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 m: v = 2.19 m/seg.

De la tabla 2:

para 4" : K = 8.2

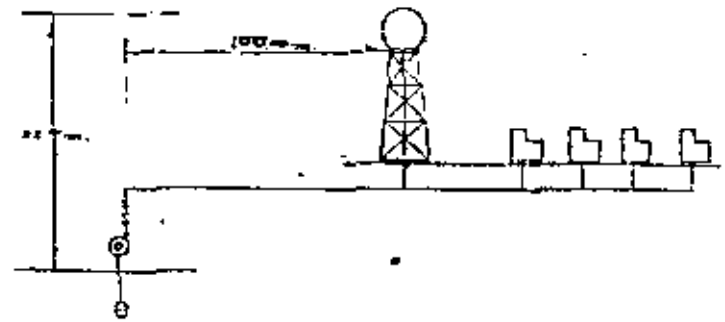
Por lo tanto:

Q = 8.2 x 2.19 = 18 lts/seg.

28

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

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
DIRECTOR GENERAL DE GRUPO
INGENIERIA INTEGRAL, S. A.
PROFESOR DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA DE LA U. N. A. M.

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 ésto 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 trabajando.

Se determina, entonces, el número r de entre n muebles que no trabajarán 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 trabajando 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

Servicio Público	U. M.
Excusado de fluxómetro	10
Excusado de tanque	5
Lavabo	2
Regadera	4
Fregadero de restaurant	4
Lavadero	4
Llave manguera	3
Servicio Doméstico	**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 apendice 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 finaccs. 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 x 16 = 1,920 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 :

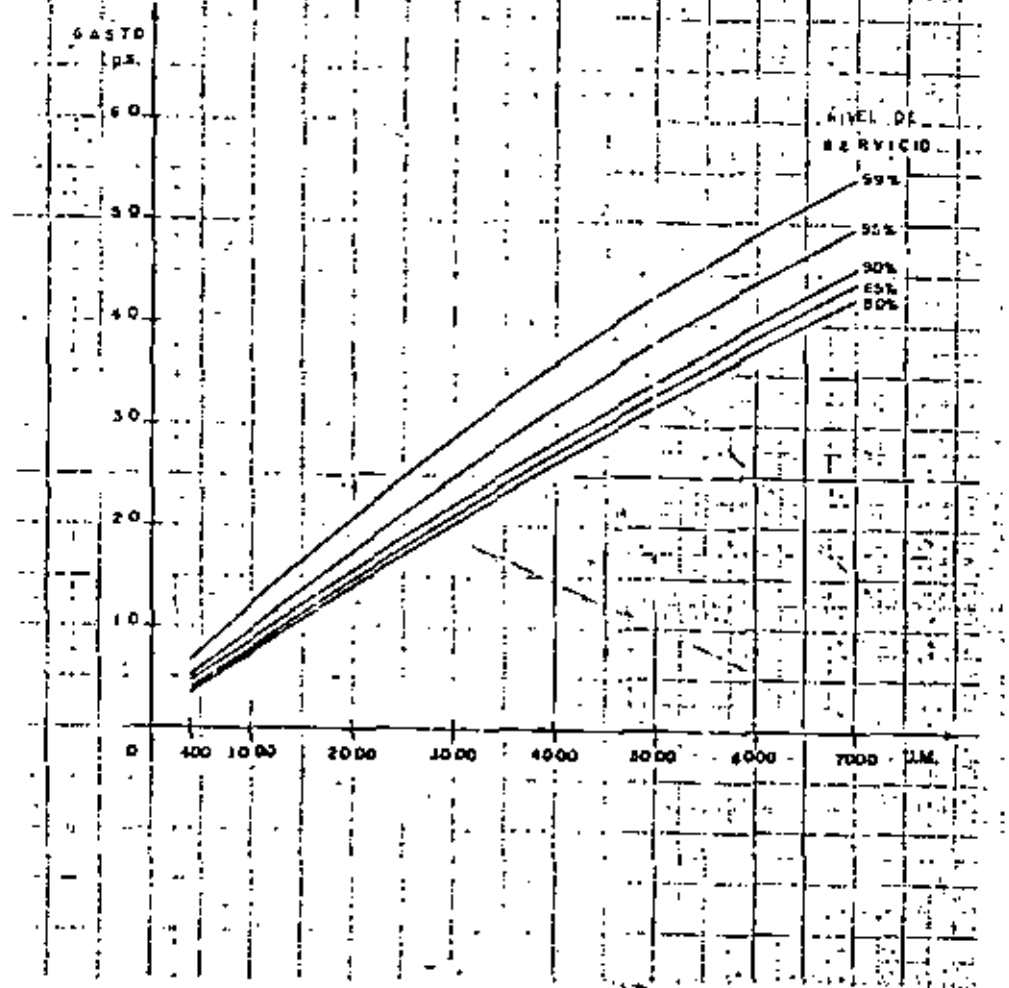
a) hacer intervenir las U.M. como una variable del sistema, lo que pudiera ser muy difícil de aplicar, ó

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.

GRUPO INGENIERIA INTEGRAL S.A.

GRAFICA 1

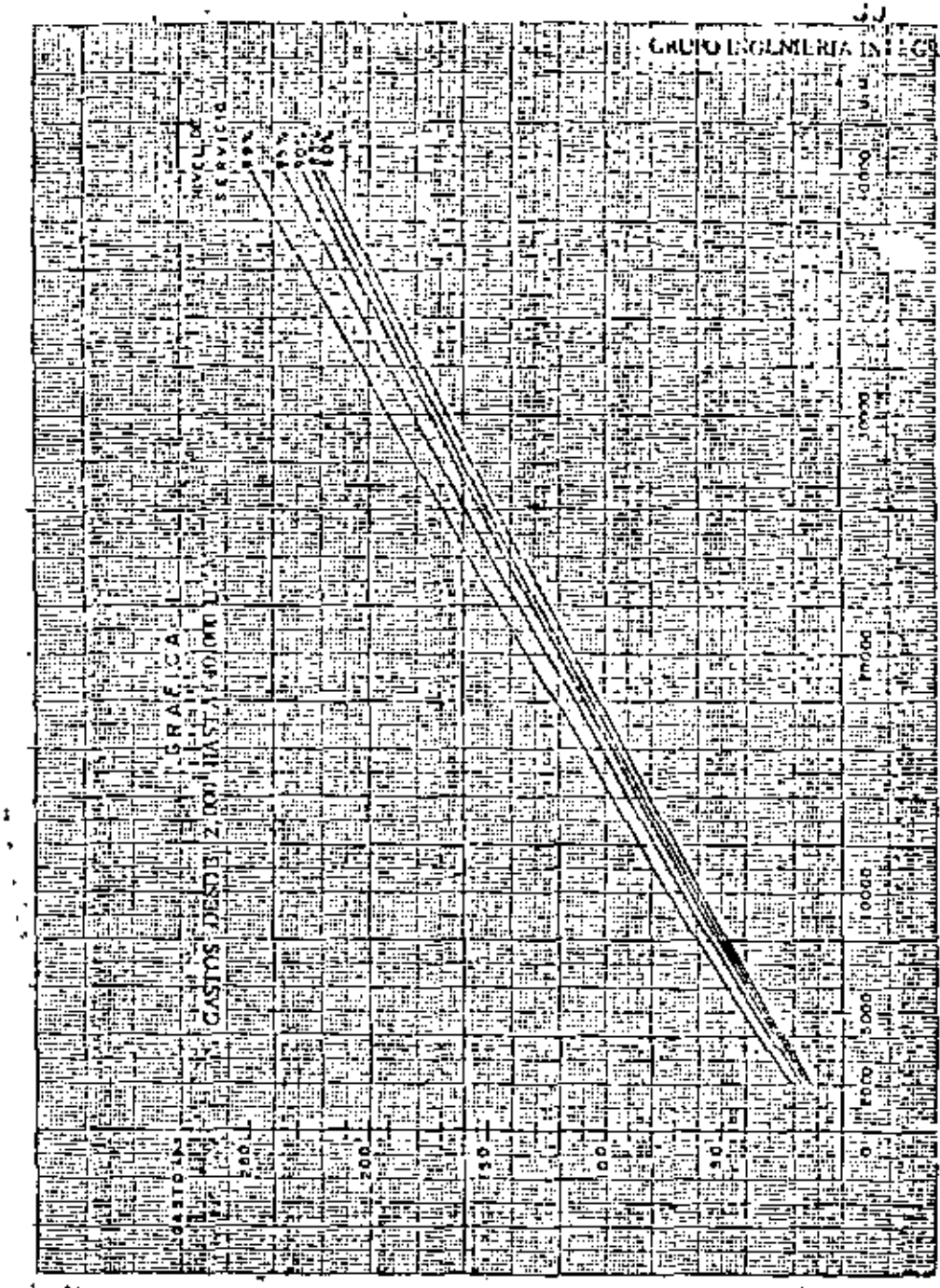
GASTOS DESDE 400 HASTA 7000 U.M.



GRUPO INGENIERIA INTEGRAL

GRAFICA 2

GASTOS DESDE 2,000 HASTA 40,000 U.M.



```
      C     PROGRAMA DE GASTOS DE SISTEMAS DE MUELLES (HUNTER)
            DIMENSION NDM1(40),NDM2(40),NFEC(40),GTOT(5,99)
            DIMENSION CONF(5),C(15),CS(5),NI(5),NMI(5),NMI(5,99)
            READ(2,5)M,II,NVE2,NCOM,NCOP
            READ(2,3)(CONF(I),I=1,II)
            READ(2,4)(CE(I),M=1,M)
            READ(2,4)(CS(M),M=1,M)
            READ(2,4)(NI(M),M=1,M)
            DO 15 NVE2=1,NVE2T
            READ(2,1)NDM1,NDM2,NFEC
            READ(2,2)PRO,DP,SPM
            PROD=DP/SPM
            Q=1.0-PRO
            WRITE(3,6)NDM1,NDM2,NFEC
            WRITE(5,7)
            WRITE(3,11)PRO,DP,PROD,SPM
            WRITE(3,12)
            X=ALOG(PRO)
            Y=ALOG(Q)
            J=0
            DO 50 M=1,M
            L1=L1(M)
            L2=L2(M)
            L3=L3(M)
            DO 35 N=L1,L2,L2
            J=J+1
            MD(1,J)=0
            NM(J)=N
            A=N
            SUM(1,J)=0.0
            DO 40 I=1,II
            IF (I-1)100,100,120
        120 SUM(I,J)=SUM(I-1,J)
            MD(I,J)=MD(I-1,J)
            GO TO 110
        100 IF (NM(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=MD(I,J)
            C=(A-B+1.0)/B
            COM=COM+ALOG(C)
        104 FP=MD(I,J)
            FQ=N-MD(I,J)
            P1=COM+(FP*X+FQ*Y)
            P2=EXP(P1)
            SUM(I,J)=SUM(I,J)+P2
        110 IF (SUM(I,J)-CONF(I))111,111,112
        111 MD(I,J)=MD(I,J)+1
            GO TO 100
        112 GTOT(I,J)=M+3
            WRITE(3,13)NM(J),CONF(I),MD(I,J),SUM(I,J),GTOT(I,J)
         40 CONTINUE
         55 CONTINUE
```

APENDICE I

DETERMINACION DEL VOLUMEN MINIMO DE UN TANQUE ELEVADO EN FUNCION DE LAS DEMANDAS Y FALLAS PROBABLES.

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO
DIRECTOR GENERAL DE GRUPO
INGENIERIA INTEGRAL, S.A.
PROFESOR DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA DE LA U. N. A. M.

INTRODUCCION.

En un fraccionamiento sin rinacos, 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)

***

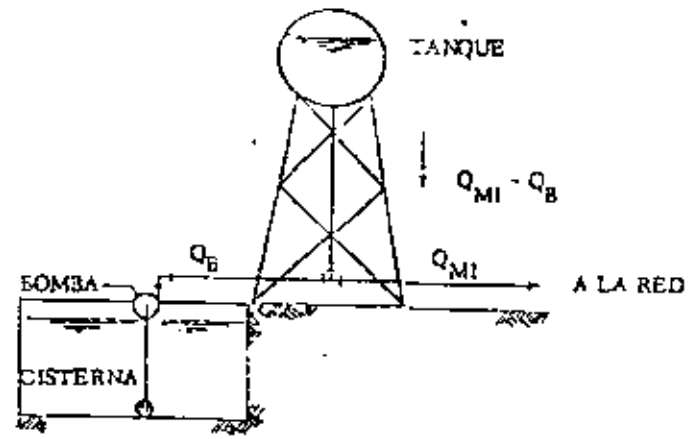


FIGURA I

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:

$$V\ (lts) = 3{,}600\ (Q_{MI} - Q_B) \qquad \ldots(1)$$

$$V\ (m3) = 3.6\ (Q_{MI} - Q_B) \qquad \ldots(2)$$

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 volúmen 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:

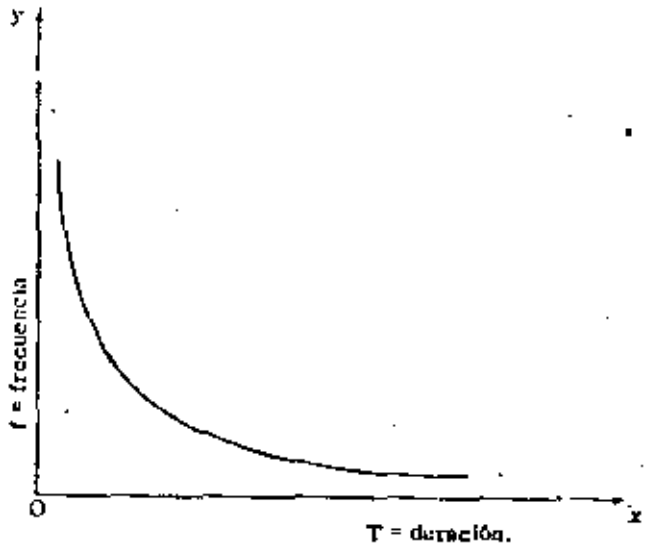
1.) El número de interrupciones siempre es positivo.

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-FRECUENCIA DE LAS INTERRUPCIONES DEL SERVICIO ELECTRICO.

FIGURA 2

###

TABLA I

CASOS A CONSIDERAR :

CASO	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:

$$y = Kx^a \qquad \ldots (3)$$

Si:

$y = f$ = Frecuencia (interrupciones por año).

$x = T$ = Duración de la interrupción (minutos).

entonces:

$$f = KT^a \qquad \ldots (4)$$

Suponiendo, por ejemplo, un gasto:

$Q_{MI} = 2$ m3/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 ($T = \frac{V_t}{Q_{MI}}$)

(c) La frecuencia de la interrupción con la fórmula (4).

Esta frecuencia corresponde al número de días al año que hay -

###

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, (diviendo 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 n= 98.8597 para T = 5 min.

Con ésto concluímos 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 I):

$$f = \frac{730}{T^{1.44}} \qquad \ldots (5)$$

De esta ecuación y siguiendo el procedimiento marcado en el estudio de los tres casos podemos deducir:

$$V = K \; Q_{MI} \qquad \ldots (6)$$

Donde:

V = volúmen del tanque (m3) para un nivel de confianza n.

K = Relación volúmen gasto:

$$K = 0.4233 \sqrt[1.44]{\frac{1}{100 - n}} \qquad \ldots (7)$$

Q_{MI} = Gasto máximo a la red (l.p.s.)

De las ecuaciones (6) y (2) se deduce:

$$Q_B = \frac{3.6 + K}{3.6} \; Q_{MI} \qquad \ldots (8)$$

(Ver apéndice 2)

CONCLUSIONES.

Con las ecuaciones (6), (7) y (8) calculamos la siguiente tabla de aplicación práctica:

TABLA 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}	0.67 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 x Gasto medio.

Entonces: Q_B (mínimo) = 0.5 Q_{MI}.

###

EJEMPLO : Un conjunto de 250 viviendas

Unidades Mueble/Vivienda	
Lavabo	1
W.C.	3
Regadera	2
Fregadero	2
Lavadero	1
Llave	1
TOTAL	10 U.M.

250 x 10UM= 2500 UM

De la Gráfica de Hunter:

Q_{MI} = 24.92 l.p.s.

= 25.00 l.p.s.

De la tabla 3:

Para n = 99.5%

Volúmen del tanque = V = $0.69\ Q_{MI}$

= 0.69 x 25 = 17.25 m3.

Gasto de Bomba = Q_B = $0.81 \times Q_{MI}$

= 0.81 x 25 = 20.25 l.p.s.

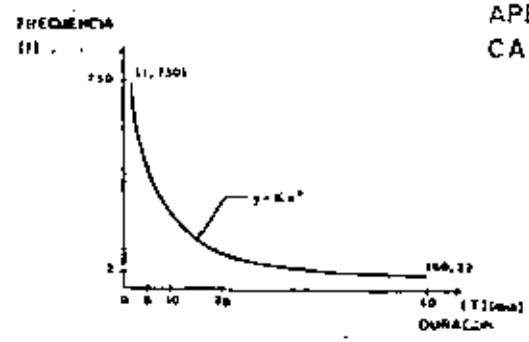
Para n = 99.9%

V = 2.09 x 25 = 52.25 m3.

Q_B = $0.50\ Q_{MI}$

= 0.50 x 25 = 12.50 l.p.s.

APENDICE 1
CASO I



$y = Kx^a$

$\boxed{\frac{730 \times K^1}{2 \times K 60^a}}$

$\frac{730}{2} = 365 = \left(\frac{1}{60}\right)^a \cdot 60^a$

$365 = 60^a$

$\log 365 = a \log 60$

$a = \frac{\log 365}{\log 60} = \log a = \log$

$K = 730$

$y = \frac{730}{x^{1.44}}$

$\boxed{f = \frac{730}{T^{1.44}}}$

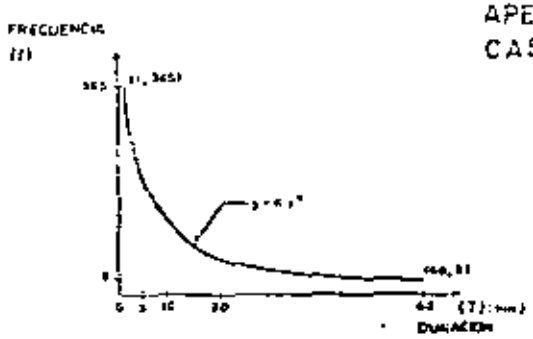
Duración de la lluvia (T)	Frecuencia
1 minuto	2 cada día (730 por año)
1 hora	2 por año

Q_{MI} = 33 l.p.s

Q_{MI} = 33 x 60 = 1980 ≈ 2000 l.p.m = 2 m³/min

							CALCULO
(a)	Vi	120 m³	80 m³	40 m³	20 m³	10 m³	
(b)	$T = \frac{Vi}{Q_{MI}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.	(a) ÷ 2 m³/min
(c)	frecuencia (días con interrupción de agua)	2.008	3.600	9.769	26.505	71.913	$\frac{730}{(b)^{1.44}}$
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.167	0.300	0.814	2.209	5.990	$\frac{(c)}{12}$
(e)	P probabilidad	0.0005	0.0008	0.0022	0.0061	0.0164	(d) ÷ 365
(f)	n nivel de conf.	99.954	99.918	99.777	99.395	98.356	(1000-(e))x100

APENDICE I
CASO II



$y = K x^n$

$\frac{365 \cdot K 1^n}{2 \cdot K 60^n}$

$\frac{365}{2} = 182.5 = \left(\frac{1}{60}\right)^n \cdot 60^n$

$n = b$

$182.5 = 60^b$

$\text{Log } 182.5 = b \text{ Log } 60$

$b = \frac{\text{Log } 182.5}{\text{Log } 60} = 1.27 \rightarrow n = -1.27$

$K = 365$

$y = \frac{365}{x^{1.27}}$

$f = \frac{365}{T^{1.27}}$

Duración de la falla (T)	Frecuencia
1 minuto	1 por día (365 por año)
1 hora	2 por año

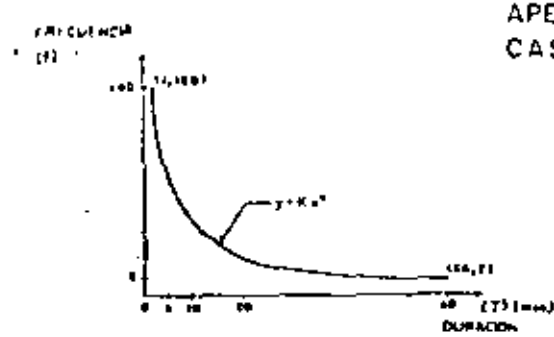
$Q_{ml} = 33$ l.p.s.

$Q_{ml} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000$ l.p.m. $= 2\ m^3/min$

CALCULO

(a)	V_i	$120\ m^3$	$80\ m^3$	$40\ m^3$	$20\ m^3$	$10\ m^3$	
(b)	$T = \frac{V_i}{Q_{ml}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.	(a) ÷ $2\ m^3/min$
(c)	frecuencia (días con interrupción al año)	2.014	3.370	8.128	19.602	47.272	$\frac{365}{(b)^{1.27}}$
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.168	0.281	0.677	1.634	3.939	$\frac{(c)}{12}$
(e)	P probabilidad.	0.00046	0.00077	0.00186	0.00448	0.0108	(d) ÷ 365
(f)	n nivel de conf.	99.954	99.923	99.814	99.552	98.921	(1.000-(e))x100

APENDICE I
CASO III



$y = K x^n$

$\frac{180 \cdot K 1^n}{2 \cdot K 60^n}$

$\frac{180}{2} = 90 = \left(\frac{1}{60}\right)^n \cdot 60^n$

$n = b$

$90 = 60^b$

$\text{Log } 90 = b \text{ Log } 60$

$b = \frac{\text{Log } 90}{\text{Log } 60} = 1.10 \rightarrow n = -1.10$

$K = 180$

$y = \frac{180}{x^{1.10}}$

$f = \frac{180}{T^{1.10}}$

Duración de la falla (T)	Frecuencia
1 minuto	1 cada 2 días (180 por año)
1 hora	2 por año

$Q_{ml} = 33$ l.p.s.

$Q_{ml} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000$ l.p.m. $= 2\ m^3/min$

CALCULO

(a)	V_i	$120\ m^3$	$80\ m^3$	$40\ m^3$	$20\ m^3$	$10\ m^3$	
(b)	$T = \frac{V_i}{Q_{ml}}$	60 min.	40 min.	20 min.	10 min.	5 min.	(a) ÷ $2\ m^3/min$
(c)	frecuencia (días con interrupción al año)	1.99	3.11	6.67	14.30	30.65	$\frac{180}{(b)^{1.10}}$
(d)	días con interrupción durante la máxima demanda	0.166	0.259	0.556	1.190	2.550	$\frac{(c)}{12}$
(e)	P probabilidad.	0.00045	0.00071	0.00152	0.00326	0.0070	(d) ÷ 365
(f)	n nivel de conf.	99.955	99.929	99.848	99.674	99.300	(1.000-(e))x100

APENDICE 2

En la fórmula (8):

$$Q_B = \frac{3.6 - K}{3.6} \quad Q_{MI}$$

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 $K \geq 3.6$, ($a = 99.954$).

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 GASTO DE 5 M³/SEGUNDO POR HORA

n = NUMERO DE BOMBAS
Q = GASTO DE CADA BOMBA (l p s)
V = VOLUMEN TOTAL DE ALMACENAMIENTO
① SE CONSIDERA UN 10% DE VOLUMEN DE FONDO

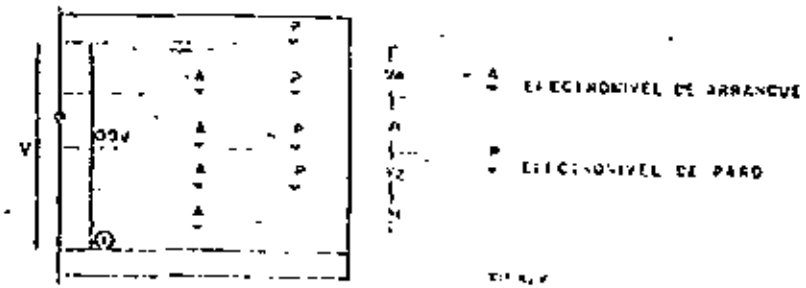


TABLA 1

	FACTOR					
	1	2	3	4	5	6
V_6						0.043
V_5					0.06	0.085
V_4				0.09	0.12	0.120
V_3			0.15	0.18	0.18	0.171
V_2		0.30	0.30	0.27	0.24	0.214
V_1	0.90	0.60	0.45	0.36	0.30	0.257

INGENIERIA INTEGRAL

CISTERNA
VOLUMENES MINIMOS

FORMA 5614
HOJA 1 DE 2

CALCULO DEL VOLUMEN DEL TANQUE (V), PARA m MINUTOS DE BOMBEO:

$$V = \frac{n(n+1)Q}{2 \times 0.9} \times 60 \times m \quad \text{lts.}$$

$$V = \frac{n(n+1)}{2 \times 0.9} \times 60 \times Q \times m \quad \text{lts.}$$

$$V = 33.33\, n(n+1) \times Q \times m \quad \text{lts}$$

Si $R = 33.33\, n(n+1)$

$$V = R\, Q\, m$$

Si $m = 6$ (para un máximo de 5 cargas por hora)

$$V = 6\, R\, Q \text{ lts} = \frac{6R}{1000} Q\, m^3 = J\, Q\, m^3$$

TABLA 2

VALORES DE J						
n	1	2	3	4	5	6
R	400	1200	2400	4000	6000	8400
J	0.4	1.2	2.4	4.0	6.0	8.4

Ejemplo. Se tiene 3 bombas de 500 lps

de la tabla 2: $V = J\,Q = 2.4 \times 500 = 1200\, m^3$

de la tabla 1: $v_1 = 0.15 \times 1200 = 180\, m^3$

$v_2 = 0.30 \times 1200 = 360\, m^3$

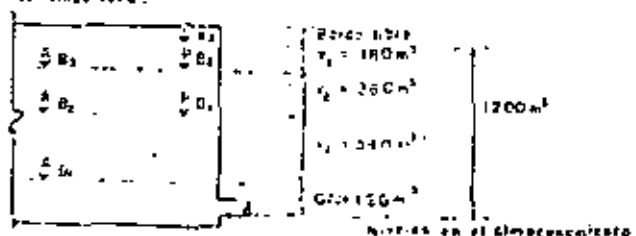
$v_3 = 0.45 \times 1200 = 540\, m^3$

$1080\, m^3$

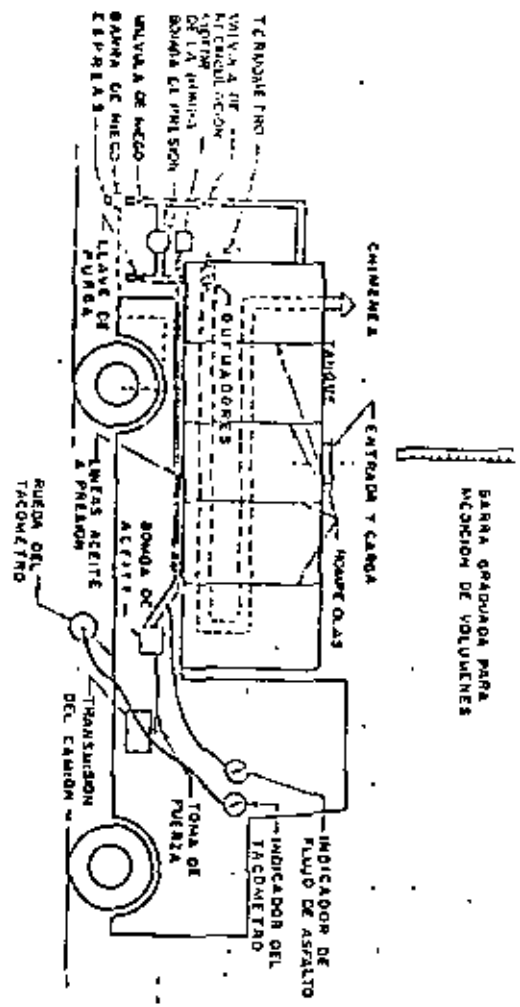
$0.10 \times 1200 = 120\, m^3$

$1200\, m^3$

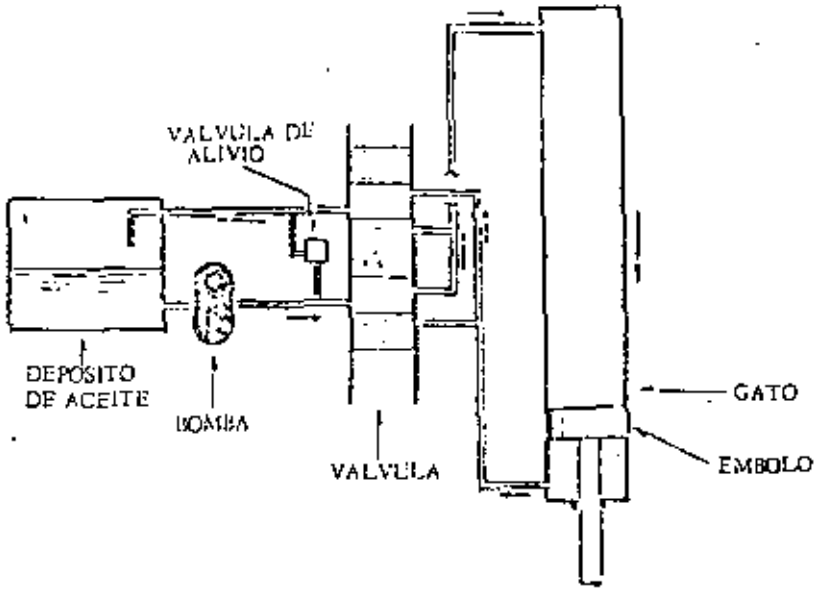
El esquema final será:

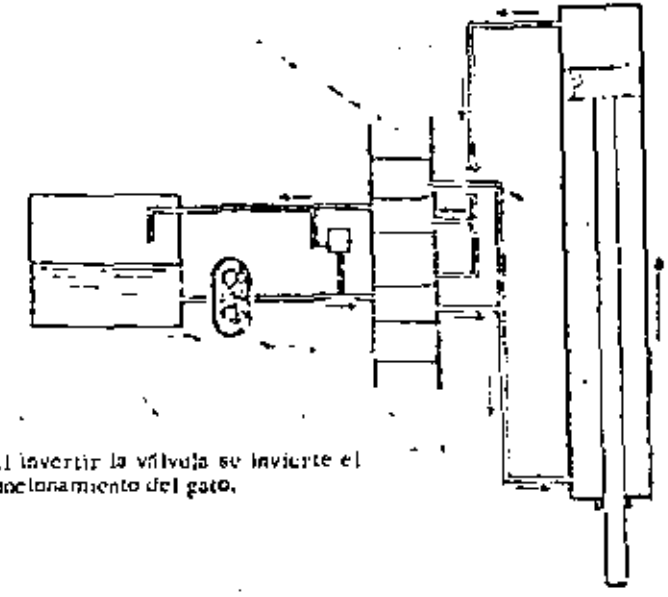


INGENIERIA INTEGRAL	CISTERNA	ACERMA 5614	REV
	VOLUMENES MINIMOS	HOJA 7 DE 2	



FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRAULICO EN EQUIPO DE CONSTRUCCION.





Nota: Al invertir la válvula se invierte el funcionamiento del gato.

PROYECTO: | AREA:

Identificación
Tipo | Tamaño
Fabricante | Modelo No.
No. de Pasos

DATOS DE OPERACION

Fluido Manejado

% Sólidos (Por) Tamaño Partícula Sólidos Abrasivo
Gravedad Esp. Consist. Esp. Sol. Secos | Temp. Bombeo °F
Pres. Vapor Pres. °F Viscosidad
Norma Mat. Mín.
Capacidad T.D.H.
Cabeza de Succión (PT Lb)(Pies)(Pulg.Hg) NPSH Disponible
Cabeza de Descarga (PT Lb)(Pies)
Cabeza de Descarga Est. Pérdida (Incluye de la Cabeza de la Bomba)
Vel. Bomba H.P. M. Vel. Perm. del Imp. PT/Vel.(Pies) Velocidad Esp.
Operación (Continua) (Intermitente) horas por Día (ON) (OFF)
Corrosión/Eros. Permisible
Altitud de Instalación Pies

CONSTRUCCION

UNIDAD	TIPO	MATERIAL	CONEXION	TAMAÑO	TIPO	POSICION
Carcaza			Succión			
Impulsor			Descarga			
Flecha			Vent			
Sello (Descarga)			Drenaje			
Anillos			Aux.			
Caja de Empaque			Salida			
Empaque						
Sello Mecánico						
Flecha						
Tipo Cojinete		Lub.				

ACCESORIOS

MOTOR ELECTRICO

Fbca. por: Fabr. por
Fabricado por: Modelo
Tipo Frame
Potencia
Enfriamiento
Fra. (Cerrado) Amb.
Cojinetes Lubricantes
Potencia Eléctrica (Volts) Fases(Ciclos)

Banda
Engrane
Variador de Vel.
Otros
Fbca. Por
Fabr. Por

MISC.
Placa Base
Copla
Guarda de Copla
Guarda de Bomba
Tubo Sello
Manómetro

No.	Fecha	REVISION	Por	Chec.	Aprob.	Fecha	No.	Fecha	REVISION	Por	Chec.	Aprob.	Fecha

INGENIERIA INTEGRAL

ESPECIFICACION DE BOMBAS

5610

REV

ANEXOS

AGUAS NEGRAS

AGUAS PLUVIALES

VENTILACION

AGUA FRIA

AGUA CALIENTE

RETORNO AGUA CALIENTE

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

SOBE O BAJA "T" (ACLARAR EN PLANO)

CRUZ

REDUCCION

REDUCCION EXCENTRICA

CONEXION "Y" O LATERAL

CRUCERO EN ARCO

JUNTA CON COPLE

JUNTA ROSCADA

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 DIBUJARAN DE LA SIGUIENTE MANERA.

VALVULA DE COMPUERTA BRIDADA

LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN:

VALVULA DE COMPUERTA SOLDADA

INGENIERIA INTEGRAL	SIMBOLOGIA	NORMA 5604 / REV.

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

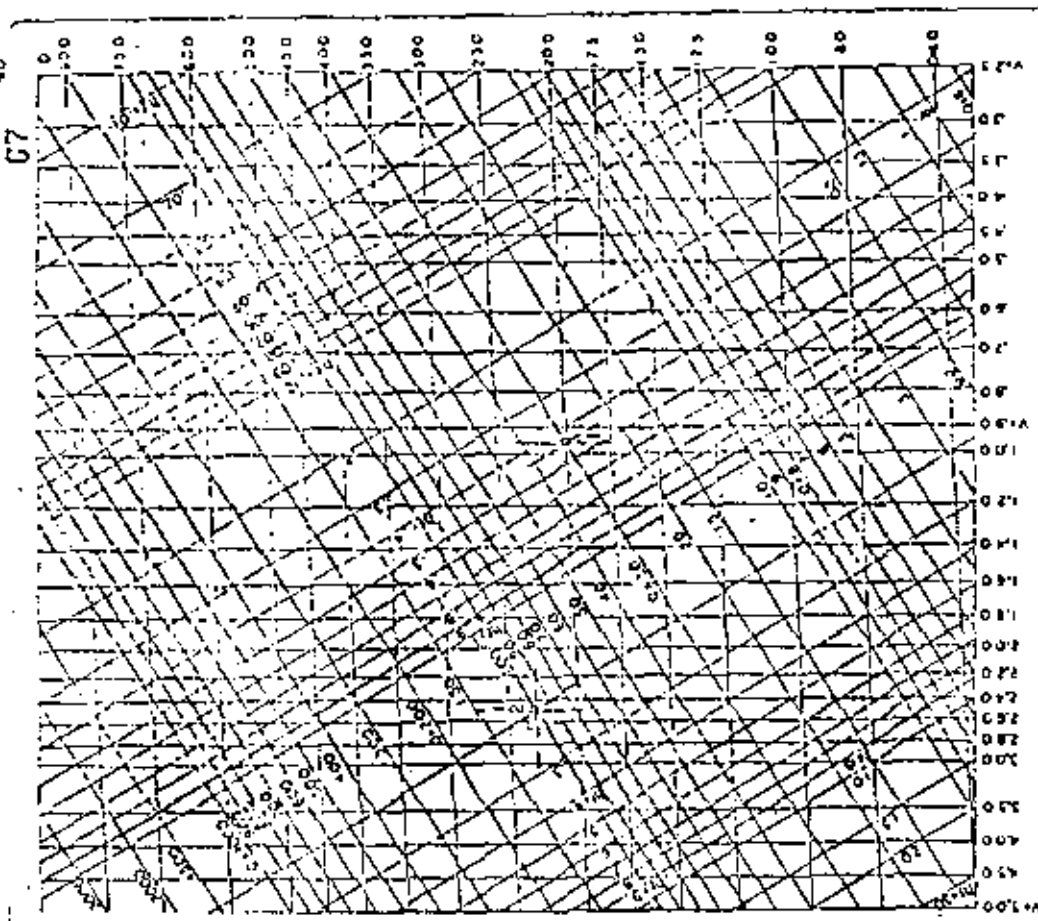
Q LITROS POR SEG	2" V M/SEG	2" hf FRICC. M/SEG	2½" V M/SEG	2½" hf FRICC. M/SEG	3" V M/SEG	3" hf FRICC. M/SEG	4" V M/SEG	4" hf FRICC.
1.00	.74	1.53						
1.50	.83	1.65						
2.00	.92	2.03						
2.50	1.02	2.40	.71	.88				
3.00	1.11	2.80	.76	1.16				
3.50	1.20	3.24	.81	1.36				
4.00	1.30	3.72	.87	1.55				
4.50	1.39	4.23	.92	1.75				
5.00	1.49	4.77	.98	1.96				
5.50	1.59	5.34	1.04	2.18				
6.00	1.68	5.93	1.10	2.41				
6.50	1.78	6.55	1.16	2.66				
7.00	1.88	7.19	1.22	2.92				
7.50	1.98	7.85	1.29	3.19				
8.00	2.08	8.53	1.35	3.47				
8.50	2.18	9.24	1.41	3.76				
9.00	2.37	9.97	1.47	4.06				
9.50	2.48	10.73	1.53	4.37				
10.00	2.54	11.51	1.59	4.69				
10.50	2.64	12.32	1.65	5.02				
11.00	2.75	13.15	1.71	5.36				
11.50	2.86	14.01	1.78	5.71				
12.00	2.97	14.89	1.84	6.07				
12.50	3.08	15.79	1.91	6.43				
13.00	3.19	16.72	1.97	6.81				
13.50	3.30	17.67	2.04	7.19				
14.00	3.41	18.64	2.11	7.59				
14.50	3.52	19.63	2.18	7.99				
15.00	3.63	20.64	2.25	8.41				
15.50	3.74	21.68	2.32	8.83				
16.00	3.85	22.73	2.39	9.26				
16.50	3.96	23.81	2.46	9.70				
17.00	4.07	24.91	2.53	10.15				
17.50	4.18	26.03	2.60	10.61				
18.00	4.29	27.17	2.67	11.08				
18.50	4.40	28.33	2.74	11.56				
19.00	4.51	29.51	2.81	12.04	2.39	3.39		
19.50	4.62	30.72	2.88	12.54	2.45	3.53		
20.00	4.73	31.95	2.95	13.05	2.51	3.68		
20.50	4.84	33.20	3.02	13.56	2.57	3.83		
21.00	4.95	34.47	3.09	14.08	2.63	3.98		
21.50	5.06	35.76	3.16	14.61	2.69	4.13		
22.00	5.17	37.07	3.23	15.15	2.75	4.29		
22.50	5.28	38.40	3.30	15.69	2.81	4.45		
23.00	5.39	39.75	3.37	16.24	2.87	4.61		
23.50	5.50	41.12	3.44	16.80	2.93	4.77		
24.00	5.61	42.51	3.51	17.37	2.99	4.93		
24.50	5.72	43.92	3.58	17.94	3.05	5.09		
25.00	5.83	45.35	3.65	18.53	3.11	5.26		
25.50	5.94	46.80	3.72	19.12	3.17	5.43		
26.00	6.05	48.27	3.79	19.72	3.23	5.60		
26.50	6.16	49.76	3.86	20.33	3.29	5.77		
27.00	6.27	51.27	3.93	20.95	3.35	5.95		
27.50	6.38	52.80	4.00	21.58	3.41	6.13		
28.00	6.49	54.35	4.07	22.21	3.47	6.31		
28.50	6.60	55.92	4.14	22.85	3.53	6.49		
29.00	6.71	57.51	4.21	23.50	3.59	6.68		
29.50	6.82	59.12	4.28	24.16	3.65	6.87		
30.00	6.93	60.75	4.35	24.83	3.71	7.06		
30.50	7.04	62.40	4.42	25.51	3.77	7.25		
31.00	7.15	64.07	4.49	26.20	3.83	7.45		
31.50	7.26	65.76	4.56	26.90	3.89	7.65		
32.00	7.37	67.47	4.63	27.61	3.95	7.85		
32.50	7.48	69.20	4.70	28.33	4.01	8.06		
33.00	7.59	70.95	4.77	29.06	4.07	8.27		
33.50	7.70	72.72	4.84	29.80	4.13	8.48		
34.00	7.81	74.51	4.91	30.55	4.19	8.69		
34.50	7.92	76.32	4.98	31.31	4.25	8.91		
35.00	8.03	78.15	5.05	32.08	4.31	9.13		
35.50	8.14	80.00	5.12	32.86	4.37	9.35		
36.00	8.25	81.87	5.19	33.65	4.43	9.58		
36.50	8.36	83.76	5.26	34.45	4.49	9.81		
37.00	8.47	85.67	5.33	35.26	4.55	10.04		
37.50	8.58	87.60	5.40	36.08	4.61	10.28		
38.00	8.69	89.55	5.47	36.91	4.67	10.52		
38.50	8.80	91.52	5.54	37.75	4.73	10.76		
39.00	8.91	93.51	5.61	38.60	4.79	11.01		
39.50	9.02	95.52	5.68	39.46	4.85	11.26		
40.00	9.13	97.55	5.75	40.33	4.91	11.51		

Q LITROS POR SEG	5" V M/SEG.	5" hf FRICC. M/SEG	6" V M/SEG.	6" hf FRICC. M/SEG	8" V M/SEG	8" 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	1.80	2.00	1.08	.51
40	3.10	6.57	2.14	2.61	1.24	.67
45	3.40	8.23	2.41	3.25	1.39	.84
50	3.87	10.03	2.68	3.93	1.55	1.00
55	4.26	12.10	2.95	4.74	1.70	1.12
60	4.65	14.40	3.22	5.58	1.86	1.41
65	5.04	16.87	3.49	6.55	2.01	1.65
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	2.73
90			4.83	12.25	2.79	3.04
95			5.10		2.94	3.40
100			5.37		3.10	3.75
110			5.91		3.41	4.51
120			6.44		3.72	5.32
130			6.98		4.03	6.19
140			7.51		4.34	7.14
150			8.05		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: GASTO EN LITROS POR SEGUNDO.
V: VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO.
hf: PERDIDAS DE CARGA EN METROS/100 METROS
D: DIAMETRO EN PULGADAS

EJEMPLO 1: UN TUBO DE 203 mm (8"), CON UN GASTO DE 30 lps, TENDRA UNA PERDIDA de 1.43 m/100m, CON UNA VELOCIDAD DE 0.93 m/seg.

EJEMPLO 2: PARA UN GASTO DE 100 lps CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 200 m, PODRIAMOS USAR UN TUBO DE 250 mm, USARIAMOS 10" CON UNA VELOCIDAD DE 2.43 m/seg.

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

5 3 1 2

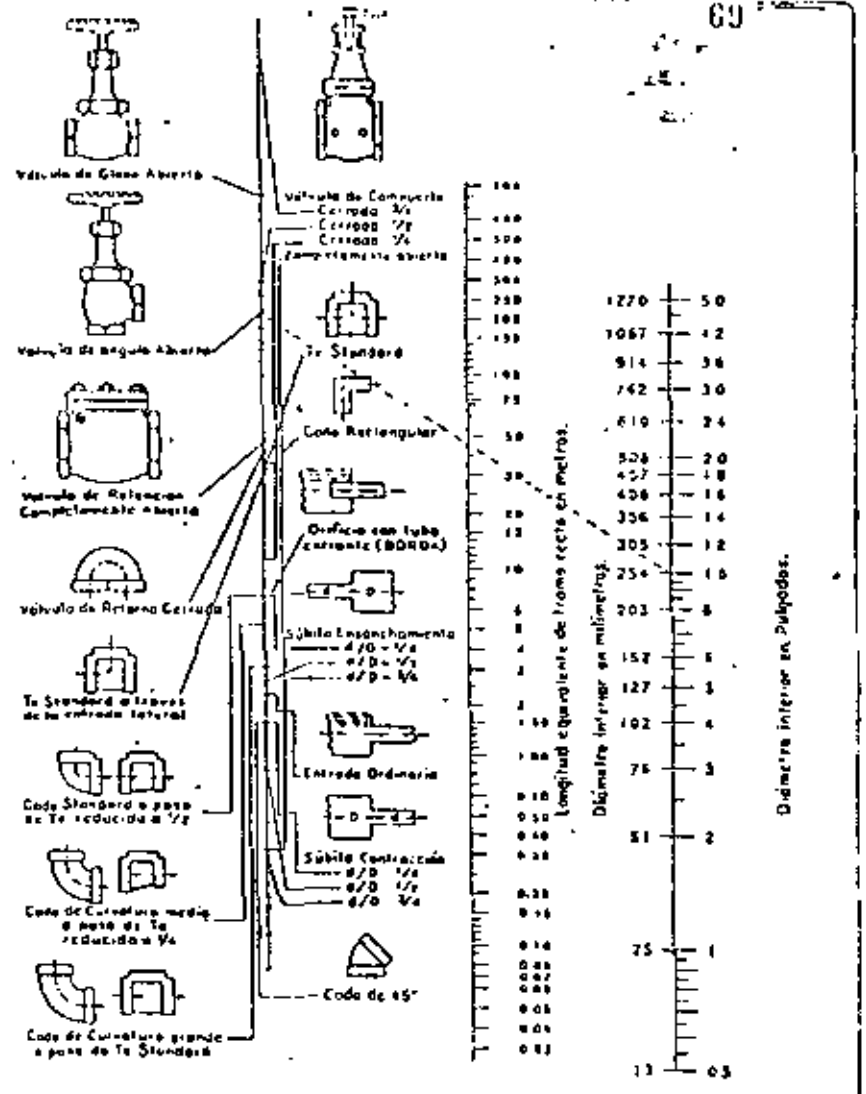
Q LITROS POR SEG.	2" V M/SEG	2" hf FRICC.	2½" V M/SEG	2½" hf FRICC.	3" V M/SEG.	3" hf FRICC
1.50	.76	1.50				
2.00	1.02	2.51	.71	1.05		
2.50	1.27	3.74	.88	1.56		
3.00	1.53	5.18	1.06	2.16	.68	.74
3.50	1.78	6.83	1.24	2.85	.79	.98
4.00	2.04	8.66	1.42	3.62	.90	1.24
4.50	2.30	10.71	1.59	4.47	1.02	1.53
5	2.55	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	23.65	2.48	9.85	1.58	3.32
8	4.09	30.01	2.83	12.51	1.81	4.29
9	4.60	37.05	3.18	15.44	2.04	5.29
10	5.11	44.74	3.54	18.65	2.26	6.33
15			5.32	38.33	3.40	13.20
20					4.54	22.09
25					5.67	32.94

Q LITROS POR SEG	4" V M/SEG	4" hf FRICC	5" V M/SEG	5" hf FRICC	6" V M/SEG.	6" 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	11.46	2.44	3.93	1.69	1.64
35	4.46	15.12	2.85	5.18	1.98	2.16
40	5.10	18.21	3.26	6.58	2.26	2.74
45			3.67	8.12	2.54	3.38
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

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

5 3 1 2



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.

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN CONEXIONES

5314

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC

RD-26

5313

Q LITROS POR SEG	2" V m/SEG	2" hf FRICC	2 1/2" V m/SEG	2 1/2" hf FRICC	3" V m/SEG	3" hf FRICC	4" V m/SEG	4" hf FRICC
.8	.55	.27						
1.0	.41	.42						
1.2	.49	.55						
1.4	.57	.72	.39	.33				
1.6	.65	.91	.45	.42				
1.8	.74	1.12	.50	.48				
2.0	.82	1.37	.56	.57	.34	.18		
2.5	1.03	2.03	.70	.81	.42	.27		
3.0	1.23	3.1	.84	1.08	.51	.34	.26	
3.5	1.44	3.8	.98	1.35	.60	.42	.31	
4.0	1.64	5.0	1.12	1.96	.68	.52	.35	.17
4.5	1.85	6.3	1.26	2.5	.76	.66	.40	.20
5.0	2.05	8.0	1.40	3.3	.85	.82	.44	.25
5.5	2.26	9.4	1.54	3.8	.94	.98	.49	.30
6.0	2.46	10.4	1.68	4.3	1.03	1.15	.53	.35
6.5	2.67	12.0	1.82	5.0	1.12	1.33	.58	.40
7.0	2.87	13.6	1.96	5.6	1.22	1.50	.62	.45
7.5	3.08	15.5	2.10	6.3	1.31	1.71	.67	.51
8.0	3.28	17.4	2.24	7.0	1.40	1.92	.71	.57
8.5	3.49	19.4	2.38	8.0	1.49	2.14	.76	.63
9.0	3.69	21.0	2.52	8.5	1.59	2.37	.80	.70
9.5	3.90	22.5	2.66	9.5	1.68	2.61	.85	.77
10			2.80	10.5	1.78	2.86	.89	.84
11			3.08	12.5	1.87	3.12	.94	.91
12			3.36	14.5	1.96	3.40	.98	.99
13			3.64	16.5	2.06	3.68	1.03	1.07
14			3.92	19.0	2.15	3.97	1.08	1.15
15					2.24	4.27	1.12	1.24
16					2.34	4.57	1.17	1.33
17					2.43	4.88	1.22	1.42
18					2.52	5.20	1.26	1.52
19					2.62	5.53	1.31	1.62
20					2.71	5.87	1.36	1.73
25					3.14	7.6	1.58	2.3
30					3.57	9.5	1.80	2.9
35					4.00	11.8	2.02	3.6
40					4.43	14.4	2.25	4.3
45					4.86	17.4	2.47	5.1
50					5.29	20.7	2.69	6.0
55					5.72	24.3	2.92	6.9
60					6.15	28.2	3.14	7.9
65					6.58	32.4	3.36	9.0
70					7.01	36.9	3.59	10.1
75					7.44	41.7	3.81	11.3
80					7.87	46.8	4.03	12.6
90					8.73	58.2	4.48	15.3
100					9.59	70.8	4.93	18.2
110					10.45	84.6	5.37	21.3
120					11.31	99.6	5.82	24.6

Q LITROS POR SEG	5" V m/SEG	5" hf FRICC	6" V m/SEG	6" hf FRICC	8" V m/SEG	8" hf FRICC
5	.35	.09				
6	.42	.14	.32	.06		
7	.48	.18	.37	.08		
8	.54	.23	.43	.11		
9	.61	.30	.48	.13		
10	.71	.37	.53	.16	.31	.05
15	1.06	.75	.79	.32	.47	.11
20	1.41	1.28	1.06	.55	.62	.19
25	1.76	1.9	1.32	.83	.78	.31
30	2.12	2.7	1.58	1.2	.93	.40
35	2.47	3.2	1.85	1.6	1.09	.48
40	2.82	4.2	2.11	2.1	1.24	.62
45	3.18	5.3	2.38	2.8	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	3.9
110					3.42	4.0
120					3.73	4.8

CALCULADAS CON FORMULAS DE HAZEN WILLIAMS.

LONGITUDES EQUIVALENTES DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA.

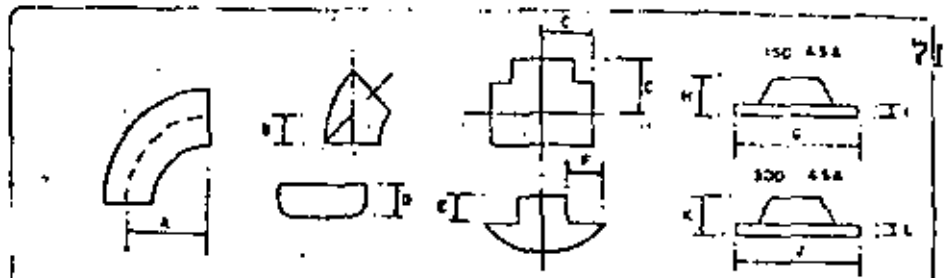
VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4

INGENIERIA INTEGRAL

DIMENSIONES Y PROPIEDADES DE TUBOS DE ACERO ESPECIFICACION ASA-B36.10 Y API 5-5L TIPO ERW GRADO B

5101

TIPO	CEDULA 40								CEDULA 80							
DIAM. NOM. PLG.	DIAM. EXTERIOR MM.	DIAM. INTERIOR MM.	ESPESOR PARED MM.	DIAM. INT. AL CUADRADO CM²	AREA SECC. METALICA CM²	AREA SECC. TRANSV. INT. CM²	MOMENTO DE INERCIA CM⁴	MODULO DE SECCION CM³	RADIO DE GIRO CM.	PESO TUBO SIN AGUA KG/ML.	PESO TUBO LLENO AGUA KG/ML.	DIAM. EXTERIOR MM.	DIAM. INTERIOR MM.	ESPESOR PARED MM.	DIAM. INT. AL CUADRADO CM²	AREA SECC. METALICA CM²	AREA SECC. TRANSV. INT. CM²	MOMENTO DE INERCIA CM⁴	MODULO DE SECCION CM³	RADIO DE GIRO CM.	PESO TUBO SIN AGUA KG/ML.	PESO TUBO LLENO AGUA KG/ML.
1/8	10.3	5.8	1.73	0.33	0.405	0.263	0.0010	0.0196	0.5	0.246	0.368	10.3	5.8	1.73	0.33	0.405	0.263	0.0010	0.0196	0.5	0.246	0.368
1/4	13.7	9.2	2.24	0.66	0.540	0.413	0.0026	0.0381	0.7	0.425	0.635	13.7	9.2	2.24	0.66	0.540	0.413	0.0026	0.0381	0.7	0.425	0.635
3/8	17.1	12.5	2.31	1.23	0.675	0.612	0.0053	0.0616	0.9	0.531	0.794	17.1	12.5	2.31	1.23	0.675	0.612	0.0053	0.0616	0.9	0.531	0.794
1/2	21.3	15.8	2.77	2.49	0.846	0.785	0.0122	0.1144	1.2	0.833	1.245	21.3	15.8	2.77	2.49	0.846	0.785	0.0122	0.1144	1.2	0.833	1.245
3/4	26.7	20.9	2.87	4.36	1.058	0.955	0.0243	0.1820	1.5	1.050	1.571	26.7	20.9	2.87	4.36	1.058	0.955	0.0243	0.1820	1.5	1.050	1.571
1	33.4	26.6	3.38	7.07	1.320	1.197	0.0530	0.3175	1.9	1.679	2.513	33.4	26.6	3.38	7.07	1.320	1.197	0.0530	0.3175	1.9	1.679	2.513
1 1/4	42.2	35.1	3.56	12.32	1.669	1.557	0.1163	0.5502	2.5	2.093	3.132	42.2	35.1	3.56	12.32	1.669	1.557	0.1163	0.5502	2.5	2.093	3.132
1 1/2	48.3	40.9	3.68	16.73	1.900	1.824	0.1726	0.7155	2.9	2.371	3.548	48.3	40.9	3.68	16.73	1.900	1.824	0.1726	0.7155	2.9	2.371	3.548
2	60.3	52.5	3.91	27.56	2.375	2.333	0.3092	1.0270	3.6	3.048	4.557	60.3	52.5	3.91	27.56	2.375	2.333	0.3092	1.0270	3.6	3.048	4.557
2 1/2	73.0	62.7	5.16	39.30	4.192	3.848	0.6499	1.7810	4.4	5.161	7.720	73.0	62.7	5.16	39.30	4.192	3.848	0.6499	1.7810	4.4	5.161	7.720
3	88.9	77.9	5.49	60.70	5.490	5.153	1.1533	2.5980	5.4	6.828	10.211	88.9	77.9	5.49	60.70	5.490	5.153	1.1533	2.5980	5.4	6.828	10.211
3 1/2	101.6	90.1	5.74	81.13	6.283	6.381	1.7180	3.3860	6.2	8.376	12.528	101.6	90.1	5.74	81.13	6.283	6.381	1.7180	3.3860	6.2	8.376	12.528
4	114.3	102.3	6.02	104.65	7.125	7.922	2.4500	4.2900	7.0	9.940	14.866	114.3	102.3	6.02	104.65	7.125	7.922	2.4500	4.2900	7.0	9.940	14.866
5	141.3	128.2	6.55	164.35	8.709	9.635	4.5400	6.4300	8.8	13.600	20.342	141.3	128.2	6.55	164.35	8.709	9.635	4.5400	6.4300	8.8	13.600	20.342
6	168.3	154.1	7.11	237.50	10.370	11.810	7.8500	9.3400	10.6	17.900	26.771	168.3	154.1	7.11	237.50	10.370	11.810	7.8500	9.3400	10.6	17.900	26.771
8	219.1	202.7	8.18	411.00	13.400	15.500	19.800	18.100	13.8	28.300	42.300	219.1	202.7	8.18	411.00	13.400	15.500	19.800	18.100	13.8	28.300	42.300
10	273.0	254.5	9.27	647.50	16.900	19.700	40.500	29.700	17.2	42.100	62.900	273.0	254.5	9.27	647.50	16.900	19.700	40.500	29.700	17.2	42.100	62.900
12	323.8	303.2	10.31	919.00	19.900	23.200	79.000	48.800	20.3	58.000	86.700	323.8	303.2	10.31	919.00	19.900	23.200	79.000	48.800	20.3	58.000	86.700
14	355.6	333.4	11.13	1110.00	23.000	26.800	114.000	64.200	22.2	75.000	112.000	355.6	333.4	11.13	1110.00	23.000	26.800	114.000	64.200	22.2	75.000	112.000
16	406.4	381.0	12.70	1450.00	29.000	34.200	187.000	92.200	25.4	96.000	143.000	406.4	381.0	12.70	1450.00	29.000	34.200	187.000	92.200	25.4	96.000	143.000
18	457.2	428.6	14.27	1830.00	36.000	43.200	297.000	130.000	28.6	122.000	182.000	457.2	428.6	14.27	1830.00	36.000	43.200	297.000	130.000	28.6	122.000	182.000
20	508.0	476.2	15.09	2270.00	40.000	47.800	409.000	161.000	31.8	150.000	224.000	508.0	476.2	15.09	2270.00	40.000	47.800	409.000	161.000	31.8	150.000	224.000
22	558.8	523.8	15.88	2740.00	44.000	52.800	540.000	193.000	34.9	179.000	267.000	558.8	523.8	15.88	2740.00	44.000	52.800	540.000	193.000	34.9	179.000	267.000
24	610.0	571.5	16.66	3250.00	48.000	57.400	692.000	227.000	38.1	210.000	314.000	610.0	571.5	16.66	3250.00	48.000	57.400	692.000	227.000	38.1	210.000	314.000
26	660.4	619.1	17.45	3820.00	52.000	62.000	862.000	261.000	41.3	244.000	364.000	660.4	619.1	17.45	3820.00	52.000	62.000	862.000	261.000	41.3	244.000	364.000
30	762.0	714.3	19.05	4500.00	60.000	71.800	1200.000	315.000	47.6	315.000	470.000	762.0	714.3	19.05	4500.00	60.000	71.800	1200.000	315.000	47.6	315.000	470.000
36	914.4	857.2	21.44	5800.00	72.000	86.200	1800.000	394.000	57.2	406.000	606.000	914.4	857.2	21.44	5800.00	72.000	86.200	1800.000	394.000	57.2	406.000	606.000

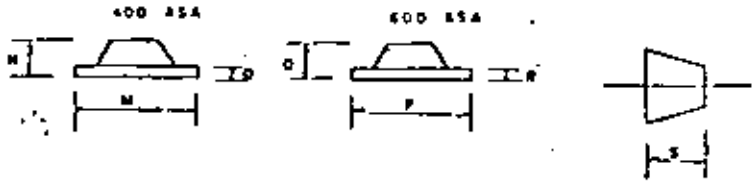


(Ø")	Ø mm	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
(1/4")	8												
(1/2")	13	38	16	25				89	48	11	95	52	14
(3/4")	19	29	11	28				98	52	13	117	57	16
(1")	25	38	22	38	38			108	56	14	124	62	17
(1 1/4")	32	48	25	48	38			117	57	16	133	65	19
(1 1/2")	38	57	29	57	38			127	62	17	150	68	21
(2")	51	76	33	64	38	37	34	152	64	19	165	70	22
(2 1/2")	64	95	44	76	38	41	34	178	70	22	191	76	25
(3")	76	114	51	86	51	44	37	191	70	24	210	79	29
(3 1/2")	89	133	57	95	64	44	37	216	71	24	229	81	30
(4")	102	152	64	105	64	44	44	229	76	24	254	86	32
(5")	127	191	75	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	452	267	152	241		152	48	914	168	70
(28")	660	991	406	483	267								
(30")	762	1143	470	559	267								
(36")	914	1372	565	673									

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA
DIMENSIONES DE ACCESORIOS

NORMA 5102



(Ø")	Ø mm	M	N	O	P	Q	R
(1/4")	6						
(1/2")	13	95	52	14	95	52	14
(3/4")	19	117	57	16	117	57	16
(1")	25	124	62	17	124	62	17
(1 1/4")	32	133	67	21	133	67	21
(1 1/2")	38	156	70	22	156	70	22
(2")	51	165	75	25	165	75	25
(2 1/2")	64	191	79	29	191	79	29
(3")	76	210	83	32	210	83	32
(3 1/2")	89	229	86	35	229	86	35
(4")	102	254	89	35	273	102	38
(5")	127	279	102	38	330	114	44
(6")	152	318	103	41	356	117	46
(8")	203	381	117	48	419	133	54
(10")	254	445	124	54	508	152	64
(12")	305	521	137	57	559	156	67
(14")	356	584	149	60	603	165	70
(16")	406	648	152	64	686	178	76
(18")	457	711	165	67	743	184	83
(20")	508	775	168	70	813	191	89
(22")	559						
(24")	610	914	175	76	940	203	102
(26")	660						
(30")	762						
(36")	914						

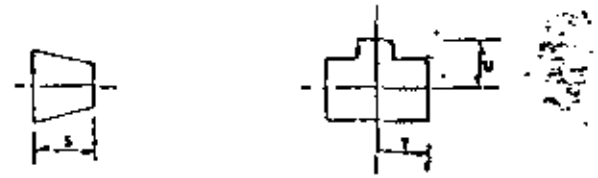
Ø"	S	Ø"	S	Ø"	S
3/4 x 3/8	36	3 1/2x3	102		
3/4 x 1/2	36	4x1	102		
1x3/8	31	4x1 1/4	102		
1x1 1/2	31	4x1 1/2	102		
1x3/4	31	4x2	102		
1 1/4x1 1/2	31	4x2 1/2	102		
1 1/4x3/4	31	4x3	102		
1 1/4x1	31	4x3 1/2	102		
1 1/2x1/2	64	5x2	127		
1 1/2x3/4	64	5x2 1/2	127		
1 1/2x1	64	5x3	127		
1 1/2x1 1/4	64	5x3 1/2	127		
2x3/4	72	5x4	127		
2x1	72	6x2	140		
2x1 1/4	72	6x2 1/2	140		
2x1 1/2	72	6x3	140		
2 1/2x1	89	6x3 1/2	140		
2 1/2x1 1/4	89	6x4	140		
2 1/2x1 1/2	89	6x5	140		
2 1/2x2	89	8x3	152		
3x1	89	8x3 1/2	152		
3x1 1/4	89	8x4	152		
3x1 1/2	89	8x5	152		
3x2	89	8x6	152		
3x2 1/2	89	10x3	178		
3 1/2x1 1/4	102	10x4	178		
3 1/2x1 1/2	102	10x5	178		
3 1/2x2	102	10x6	178		
3 1/2x2 1/2	102	10x8	178		

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

NORMA 5102 REV

HOJA 2 DE 4



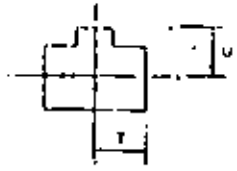
Ø"	S	Ø"	S	Ø"	T	U	Ø"	T	U
12x4	203	26x20	610	1/2 x 1/4	25	25	3 1/2 x 2 1/2	85	89
12x5	203	26x22	610	1/2 x 3/8	25	25	3 1/2 x 3	98	92
12x6	203	26x24	610	3/4 x 3/8	29	29	4 x 1 1/2	105	86
12x8	203	28x20	610	3/4 x 1/2	29	29	4 x 2	105	89
12x10	203	28x22	610	1 x 3/8	38	38	4 x 2 1/2	105	95
14x6	330	28x24	610	1 x 1/2	38	38	4 x 3	105	98
14x8	330	28x26	610	1 x 3/4	38	38	4 x 3 1/2	108	102
14x10	330	30x20	610	1 1/4 x 1/2	48	48	5 x 2	124	105
14x12	330	30x22	610	1 1/4 x 3/4	48	48	5 x 2 1/2	124	108
16x8	356	30x24	610	1 1/4 x 1	48	48	5 x 3	124	111
16x10	356	30x26	610	1 1/2 x 1/2	57	57	5 x 3 1/2	124	114
16x12	356	30x28	610	1 1/2 x 3/4	57	57	5 x 4	124	117
16x14	356	36x20	610	1 1/2 x 1	57	57	6 x 2	143	121
18x10	381	36x24	610	1 1/2 x 1 1/4	57	57	6 x 2 1/2	143	121
18x12	381	36x30	610	2 x 3/4	64	44	6 x 3	143	124
18x14	381			2 x 1	64	51	6 x 3 1/2	143	127
18x16	381			2 x 1 1/4	64	57	6 x 4	143	130
20x12	508			2 x 1 1/2	64	60	6 x 5	143	137
20x14	508			2 1/2 x 1	76	57	8 x 3	178	152
20x16	508			2 1/2 x 1 1/4	76	64	8 x 3 1/2	178	152
20x18	508			2 1/2 x 1 1/2	76	67	8 x 4	178	156
22x14	508			2 1/2 x 2	76	70	8 x 5	178	158
22x16	508			3 x 1	86	67	8 x 6	178	158
22x18	508			3 x 1 1/4	86	70	10 x 3	216	184
22x20	508			3 x 1 1/2	86	73	10 x 4	216	184
24x16	508			3 x 2	86	76	10 x 5	216	191
24x18	508			3 x 2 1/2	86	83	10 x 6	216	194
24x20	508			3 1/2 x 1 1/2	95	79	10 x 8	216	205
26x18	610			3 1/2 x 2	95	83	12 x 4	254	216

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

NORMA 5102 REV

HOJA 3 DE 4



D"	T	U	D	T	U
12 x 5	254	216	22 x 20	419	408
12 x 6	254	219	24 x 10	432	384
12 x 8	254	228	24 x 12	432	397
12 x 10	254	231	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

HOJA 2 DE 2

REV

INGENIERIA INTEGRAL

TUBO DE COBRE

HOJA 1 DE 2

5103

REV

DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS DEL TUBO DE COBRE

DIAMETROS NOMINALES Pulg.	DIAMETROS NOMINALES mm	TIPO K Diám. Exterior cm (1)	TIPO K Superficie Exterior m²/m	TIPO K Espesor mm	TIPO K Diám. Interior mm	TIPO K Peso Teór. kg/m (2)	TIPO L Espesor mm	TIPO L Diám. Interior mm	TIPO L Peso Teór. kg/m (2)	TIPO M Espesor mm	TIPO M Diám. Interior mm	TIPO M Peso Teór. kg/m (2)
1/8	3	0.320	0.0084	0.813	4.724	0.128	0.813	5.080	0.102	0.635	5.008	0.102
1/4	6	0.635	0.0199	0.813	7.886	0.199	0.762	8.001	0.188	0.635	8.255	0.159
3/8	10	1.270	0.0399	1.245	10.210	0.400	0.889	10.922	0.325	0.635	11.430	0.215
1/2	13	1.905	0.0599	1.245	13.386	0.511	1.016	13.843	0.424	0.711	14.453	0.303
3/4	19	1.050	0.0998	1.245	19.050	0.872	1.067	19.913	0.558	0.762	17.526	0.515
1	25	2.223	0.0698	1.651	18.923	0.954	1.143	19.939	0.877	0.813	20.599	0.488
1 1/4	32	2.535	0.0998	1.651	23.273	1.278	1.270	26.035	0.974	0.889	26.797	0.651
1 1/2	40	3.825	0.1197	1.651	31.623	1.543	1.397	32.131	1.316	1.067	32.791	1.014
2	50	4.775	0.1497	1.829	37.617	2.024	1.524	38.227	1.701	1.245	38.785	1.359
2 1/2	65	5.715	0.1796	2.108	49.759	3.071	1.778	50.419	2.607	1.473	51.029	2.113
3	80	6.675	0.2095	2.413	61.849	4.355	2.032	62.611	3.809	1.651	63.373	3.015
3 1/2	90	7.625	0.2394	2.769	73.837	5.552	2.286	74.803	4.949	1.829	75.717	3.883
4	100	8.575	0.2693	3.048	85.979	7.521	2.540	86.995	6.187	2.108	87.655	5.327
5	125	10.775	0.3392	3.404	97.587	9.880	2.794	99.187	8.005	2.413	98.948	6.857
6	150	13.175	0.4090	4.064	122.047	14.394	3.175	123.825	11.325	2.769	124.587	9.804
8	200	15.875	0.4988	4.877	145.821	20.641	3.556	146.453	15.183	3.048	148.577	13.204
10	250	20.575	0.6886	5.893	182.905	29.557	4.064	184.219	20.720	4.318	187.756	24.504
12	300	25.375	0.8785	6.350	240.003	39.941	4.572	244.475	34.735	5.283	244.405	38.080
		30.175	0.9683	7.112	287.401	48.008	5.080	293.751	45.095	4.432	295.021	54.538

DIAMETRO INTERIOR PULGADAS	DIAMETRO INTERIOR MILIMETROS	A-5 DIAMETRO EXTERIOR TORNEADO EN MM.	A-5 DIAMETRO EXTERIOR EN BRUTO EN MM.	A-5 PESO TUBO KG/M.L.	A-5 PESO COPLE KG.	A-5 PESO JUEGO DE ANILLOS KG.	A-5 PESO TUBO CON JUNTA KGS/M.L.	A-7 DIAMETRO EXTERIOR TORNEADO EN MM.	A-7 DIAMETRO EXTERIOR EN BRUTO EN MM.	A-7 PESO TUBO KG/M.L.	A-7 PESO COPLE KG.	A-7 PESO JUEGO DE ANILLOS KG.	A-7 PESO TUBO CON JUNTA KGS/M.L.	A-10 DIAMETRO EXTERIOR TORNEADO EN MM.	A-10 DIAMETRO EXTERIOR EN BRUTO EN MM.	A-10 PESO TUBO KG/M.L.	A-10 PESO COPLE KG.	A-10 PESO JUEGO DE ANILLOS KG.	A-10 PESO TUBO CON JUNTA KGS/M.L.	A-14 DIAMETRO EXTERIOR TORNEADO EN MM.	A-14 DIAMETRO EXTERIOR EN BRUTO EN MM.	A-14 PESO TUBO KG/M.L.	A-14 PESO COPLE KG.	A-14 PESO JUEGO DE ANILLOS KG.	A-14 PESO TUBO CON JUNTA KGS/M.L.
3	75	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
4	100	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
6	150	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
8	200	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
10	250	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
12	300	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
14	350	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
16	400	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
18	450	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
20	500	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
24	600	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
30	750	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]												
36	900	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]												

INGENIERIA INTEGRAL

PESO Y DIMENSIONES DE
TUBERIA CON JUNTA BIFLEX
ASBESTO-CEMENTO

PLANO 5115

PRESIONES

CLASE DE LA TUBERIA	DE TRABAJO		DE PRUEBA			
			EN FABRICA		EN OBRA	
	KGS./CM.2	LBS./PG.2	KGS./CM2	LBS./PG.2	KGS./CM.2	LBS./PG.2
A - 5	5	75	17.5	250	8.5	125
A - 7	7	100	24.5	350	10.5	150
A - 10	10	150	35.0	500	13.5	200
A - 14	14	200	49.0	700	17.5	250

PRUEBA DE IMPERMEABILIDAD

PRESION DE PRUEBA		FUGAS PERMISIBLES EN LTS. POR CM. DE DIAMETRO POR KM. DE TUBERIA POR HORA
KGS./CM.^{2}	LBS./PG.^{2}	
10.5	150	3.875
8.5	125	3.542
7.0	100	3.166
5.0	75	2.708
3.5	50	2.250

INGENIERIA INTEGRAL

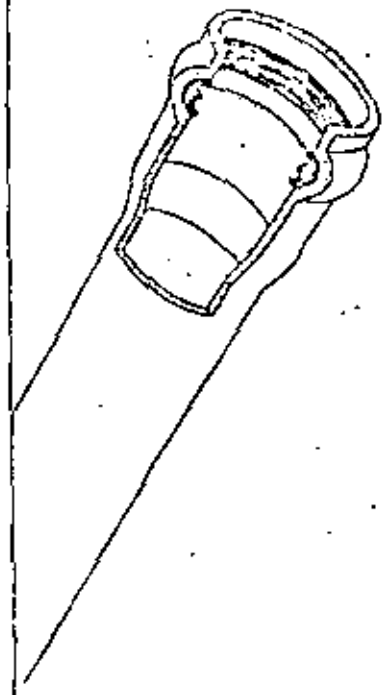
TUBERIA DE ASBESTO
PRESIONES Y PRUEBAS DE
IMPERMEABILIDAD

PLANO 5116

REV

HOJA DE

tubo PVC HIDRAULICA con campana integral "Anger" 78



diametro mm.	nominal pulg.	rd	diametro exterior mm.	espesor
25	1	26	32.5	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
80	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	6.5
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/cm²
RD-32.5	9.0	kg/cm²
RD-41	7.1	kg/cm²

longitud util de suministro 6. M. L.

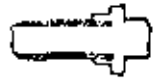
INGENIERIA INTEGRAL

DIMENSIONES Y PRESIONES EN TUBERIAS DE P.V.C.

NORMA 5120 REV

HOJA DE

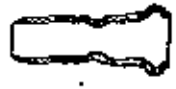
adaptador espiga



diametro 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

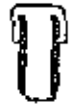
79

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

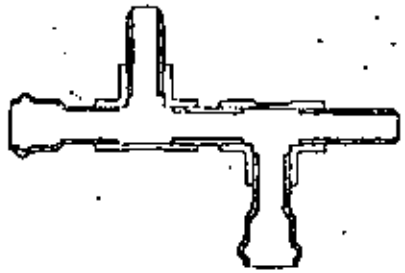
INGENIERIA INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

NORMA 5121 REV

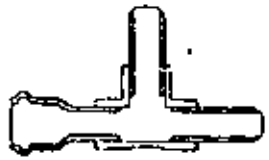
HOJA DE 5

cruz



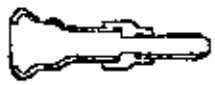
diametro mm	diametro pulg
25 x 25	1 x 1
32 x 25	1 1/4 x 1
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4
40 x 32	1 1/2 x 1 1/4
40 x 40	1 1/2 x 1 1/2
50 x 40	2 x 1 1/2
50 x 50	2 x 2
60 x 50	2 1/2 x 2
60 x 60	2 1/2 x 2 1/2
75 x 50	3 x 2
75 x 60	3 x 2 1/2
75 x 75	3 x 3
90 x 60	3 1/2 x 2
90 x 75	3 1/2 x 3
90 x 90	3 1/2 x 3 1/2
100 x 75	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
100 x 100	4 x 4
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 150	6 x 6
200 x 150	8 x 6
200 x 200	8 x 8

e



diametro mm	diametro pulg
25 x 25	1 x 1
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4
40 x 25	1 1/2 x 1
40 x 32	1 1/2 x 1 1/4
40 x 40	1 1/2 x 1 1/2
50 x 25	2 x 1
50 x 40	2 x 1 1/2
50 x 50	2 x 2
60 x 40	2 1/2 x 1 1/2
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
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 150	6 x 6
200 x 150	8 x 6
200 x 200	8 x 8

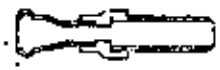
reducción campana



diametro mm	diametro pulg.
32 x 25	1 1/4 x 1
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4
40 x 32	1 1/2 x 1 1/4
40 x 40	1 1/2 x 1 1/2
50 x 40	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 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 75	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
100 x 100	4 x 4
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 125	6 x 5
150 x 150	6 x 6
200 x 150	8 x 6
200 x 200	8 x 8

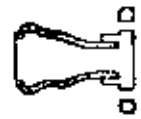
INGENIERIA INTEGRAL	PIEZAS DE PVC	NORMA 5121	REV
		HOJA 2 DE 5	

reducción espiga



diametro mm	diametro pulg
32 x 25	1 1/4 x 1
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4
40 x 32	1 1/2 x 1 1/4
40 x 40	1 1/2 x 1 1/2
50 x 40	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 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 75	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
100 x 100	4 x 4
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 125	6 x 5
150 x 150	6 x 6
200 x 150	8 x 6
200 x 200	8 x 8

extremidad. campana

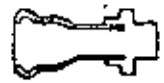


25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

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

INGENIERIA INTEGRAL	PIEZAS DE PVC	NORMA 5121	REV
		HOJA 3 DE 5	

codo 90°

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

82

codo 45°

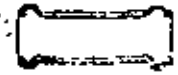
Diámetro mm.	pulg
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

codo 22°

Diámetro mm.	pulg
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 | NORMA 5121 | HOJA 3 DE 5 | REV

cople de reparación



diametro 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

83

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

INGENIERIA INTEGRAL | PIEZAS DE PVC. | NORMA 5121 | HOJA 5 DE 5 | REV

TABLA I

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
16	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	2.13	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:

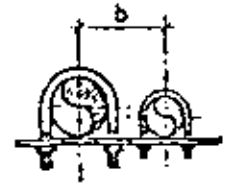
— PARA TUBOS DE VARIOS DIAMETROS EN EL MISMO SOPORTE USE LA MENOR DISTANCIA.

— EN TUBERIA DE ASBESTO-CEMENTO DEBERA COLOCARSE UN SOPORTE EN CADA UNION, ADICIONALMENTE A LO INDICADO.

INGENIERIA INTEGRAL	SEPARACION ENTRE SOPORTES Y TUBERIAS	NORMA 5201	REV
		HOJA 1 DE 2	

TABLA II

DISTANCIA b (mm) MINIMA ENTRE CENTROS DE TUBERIAS DE DIFERENTES DIAMETROS.



Dia.	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	84	84	88	92	97	116	124	137	150	178	203	246	284
3/4"		83	84	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 252 mm. COMO MINIMO.

INGENIERIA INTEGRAL	SEPARACION ENTRE SOPORTES Y TUBERIAS	NORMA 5201	REV
		HOJA 2 DE 2	

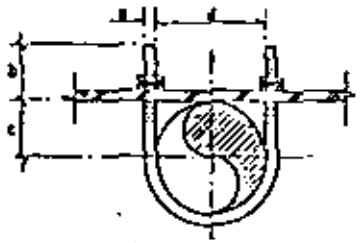


FIGURA I

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	555
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	1	92	229	460	4500
20		92	254	511	
24		92	305	613	

MARCA GRINNEL FIG.137 ó SIMILAR

INGENIERIA INTEGRAL

SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

5202

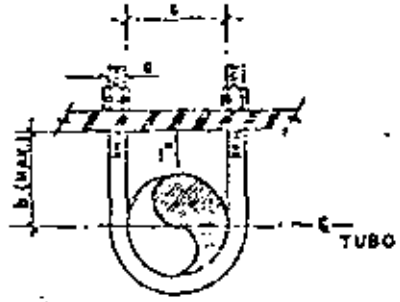


FIGURA - 2

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	555
1 1/2"		49	51	
2"		71	62	
2 1/2"	1/2"	62	75	1025
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"	1"	254	460	4500
20"		279	511	
24"		330	613	

MARCA : GRINNELL FIG. 137 ó SIMILAR

INGENIERIA INTEGRAL

SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

5203

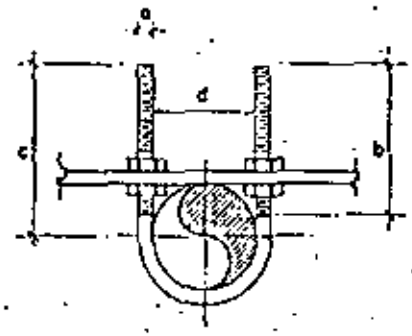


FIG. 3

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	555
1 1/2"		64	76	60	
2"			83	71	
2 1/2"	1/2"	76	95	87	1025
3"			101	103	
4"			114	129	
5"			127	156	
6"	5/8"	95	156	187	1645
8"			181	238	
10"	3/4"	101	222	295	2460
12"	7/8"	108	245	349	3420
14"			260	381	
16"			286	432	
18"	1"	121	321	486	4500
20"			346		
24"			397		

MARCA

FIG 157 ó SIMILAR

INGENIERIA INTEGRAL

SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

NORMA 5204

HOJA 1 DE 1

REV.

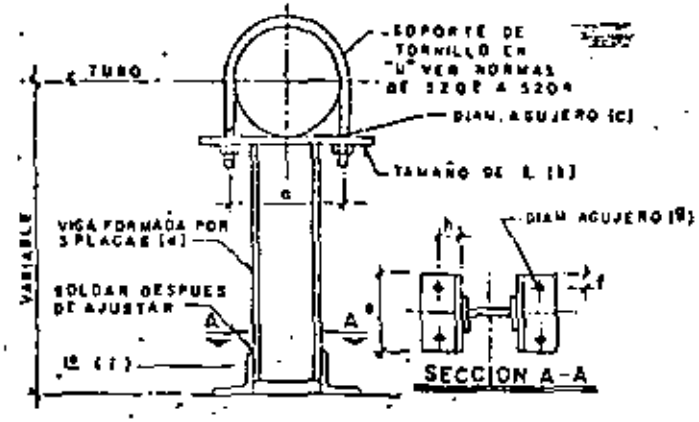


FIG. 1

DIAMETRO TUBERIA	a mm.	b mm.	c pulg.	d	e mm	f mm.	g pulg	h mm.	i pulg
4"	129	229×101×10	5/8"		203	32	15/16"	43	≅ 3"
5"	156	229×101×10	5/8"						
6"	187	305×101×10	3/4"						
8"	238	305×101×10	3/4"						
10"	295	432×101×10	7/8"						
12"	349	432×101×10	1"						
14"	381	457×152×13	1"		254				
16"	432	508×152×13	1"						
18"	486	584×152×13	1 1/8"						
20"	537	635×203×13	1 1/8"		305	38	1 1/16"	64	≅ 4"
24"	638	736×203×13	1 1/8"						

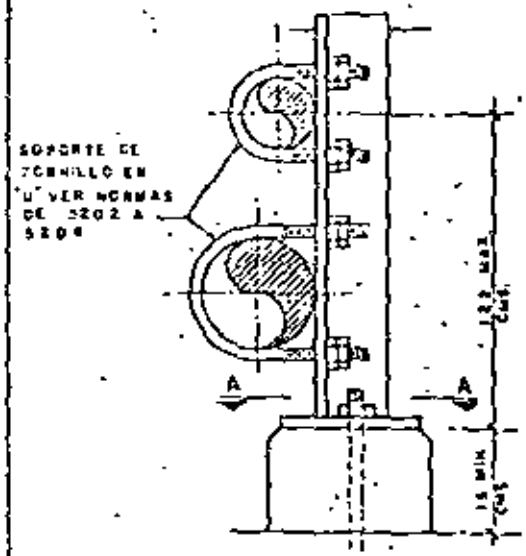
INGENIERIA INTEGRAL

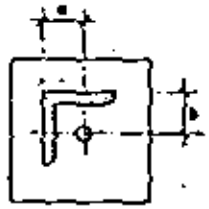
SOPORTE DE TUBERIA EN "U"

NORMA 5205

HOJA 1 DE 1

REV.



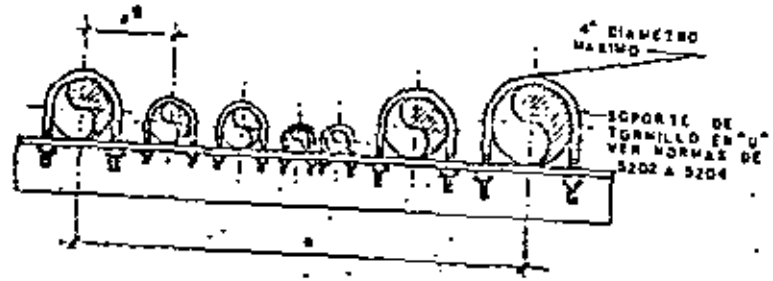


SEC A-A

DIAMETRO DE TUBO MAYOR (PULG)	TAMAÑO ANGULO W POSTE (PULG)	TAMAÑO PLACA BASE (mm)	#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" x 25"	51	51
12"	5"x3"x5/16"	254x254x13	1"	30 x 30	76	51

NOTA: EL ESPACIAMIENTO ENTRE POSTES SE HARA DE ACUERDO A LA TABLA I DE NORMA 5201 CON LA TUBERIA DE DIAMETRO MAYOR

INGENIERIA INTEGRAL	SOPORTE DE TUBERIA PARALELA VERTICAL	NORMA 5206	REV
		HOJA DE	



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:

*1).- LA DISTANCIA (a) SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

EL ESPACIAMIENTO ENTRE CADA ANGULO DE SOPORTE SERA DE 12'-0" MAXIMO.

INGENIERIA INTEGRAL	SOPORTE DE TUBERIA PARALELA HORIZONTAL	NORMA 5207	REV.
		HOJA DE	

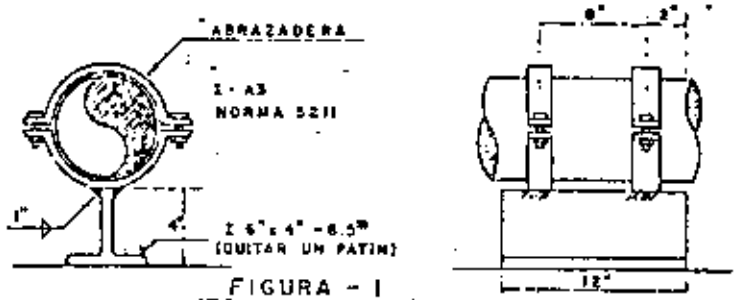


FIGURA - 1

PARA TUBERIA DE 8" Y MENOR

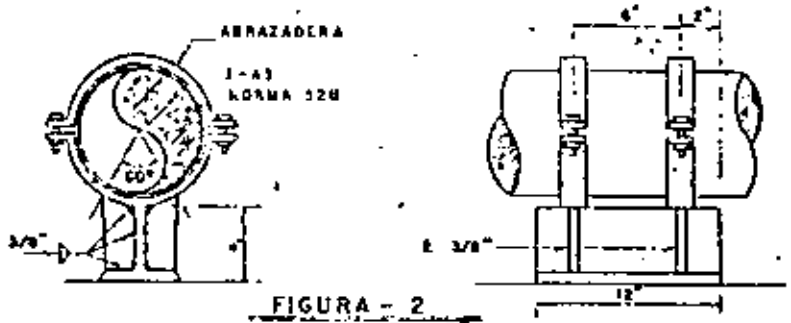


FIGURA - 2

PARA TUBERIA DE 10" A 12"

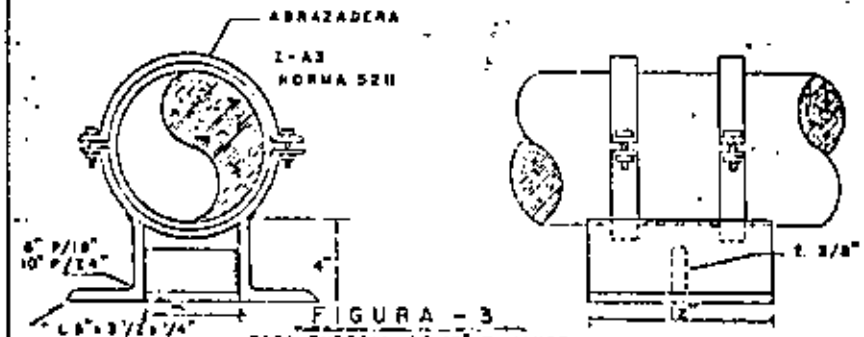


FIGURA - 3

PARA TUBERIA DE 18" Y MAYOR

INGENIERIA INTEGRAL	SOPORTE DE TUBERIA ABRAZADERAS REMOVIBLES	NORMA 5208 / REV / HOJA DE

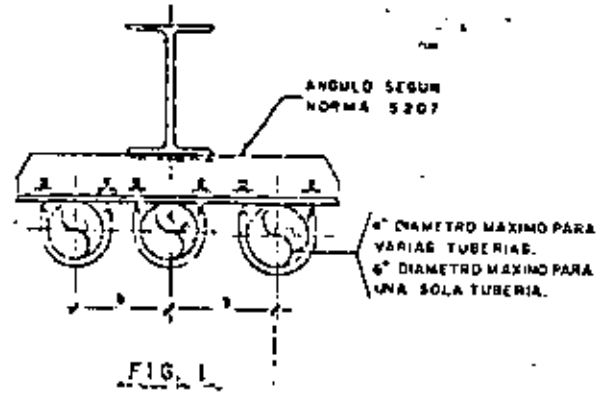


FIG. 1

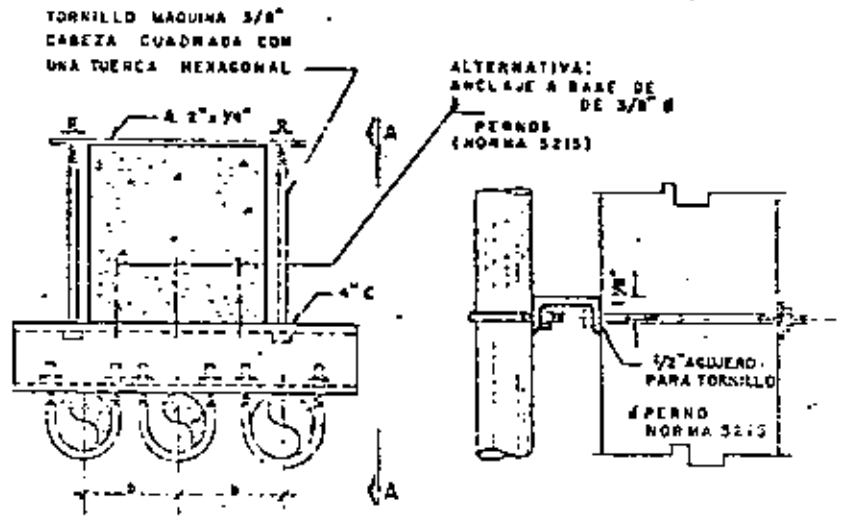


FIG. 2

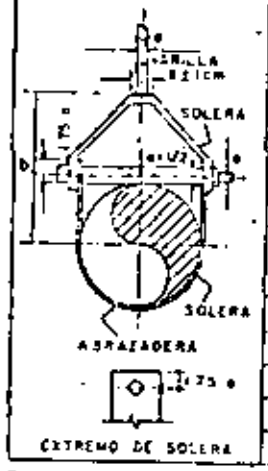
SEC. A-A

NOTA:

* LA DISTANCIA b SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

INGENIERIA INTEGRAL	SOPORTES DE TUBERIA A COLUMNAS DE ACERO Y CONCRETO.	NORMA 5209 / REV / HOJA DE

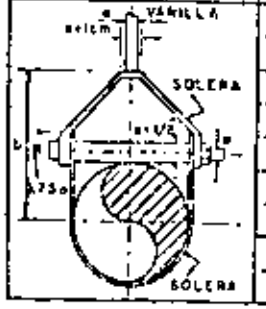
I A1 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO PESADO



DIAMETRO	a	b mm	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"		146		
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"	289	3" x 1/4"	1200
10"		349		
12"		399		
14"	1"	457	3 1/2" x 1/4"	4000
16"		487		
18"	1 1/4"	546	> 4" x 1/4"	5000
20"	1 1/4"	600	4 1/2" x 1/4"	6600

EL a DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

I A2 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO LIGERO

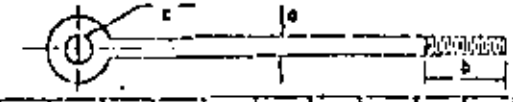


DIAMETRO	a	b mm	SOLERA	MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS.
3/8"	3/8"	70	1 1/4" x 1/4"	100
1/2"		75		
3/4"		80		
1"		87		
1 1/2"		102		
2"		114		
2 1/2"	1/2"	132	1 3/4" x 1/4"	230
3"		146		
4"		179		

EL a DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

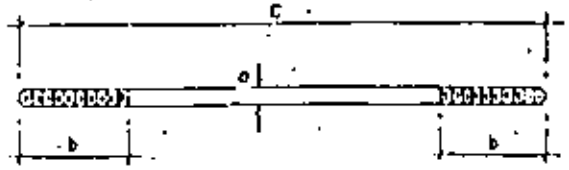
INGENIERIA INTEGRAL	ABRAZADERAS FORJADAS PARA SERVICIO PESADO Y LIGERO	NORMA 5210	REV
		HOJA DE	

I-C-1 VARILLA DE OJO PARA SOPORTE (MAX. TEMP. 650°F)



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 STD. (E) 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-1 VARILLA RECTA PARA SOPORTE



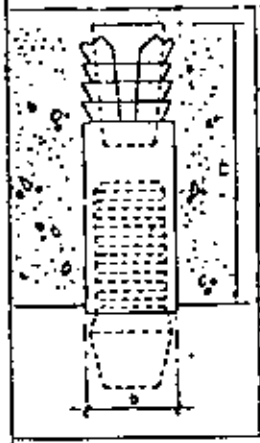
TAMAÑO VARILLA (a)	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"
LONGITUD DE ROSCA STD (b) mm	64	64	64	64	76	88	102	115	127	152
MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KG	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

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-8 DE ESTA MISMA ESPECIFICACION TOMANDO EN CONSIDERACION LA CARGA MAXIMA RECOMENDADA EN KG.

INGENIERIA INTEGRAL	VARILLA RECTA PARA SORTE	NORMA 5213	REV
		HOJA DE	

I-B-4 PERNO PASADOR O ASEGURADOR PARA CONCRETO



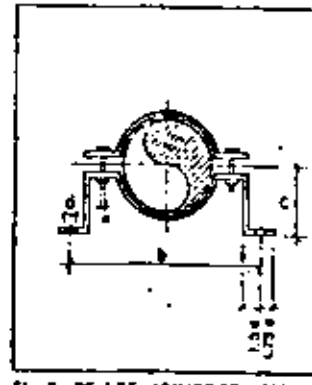
DIAMETRO VARILLA	DIAMETRO PERNO (b)	ALTURA (c) mm	MAXIMA CARGA EN KGS. TENSION	CORTANTE
1/4"	3/8"	28	1816	616
3/8"	9/16"	39	2801	1562
1/2"	13/16"	51	4200	3110
5/8"	15/16"	55	5787	5515
3/4"	1-7/32"	63	6017	7492
7/8"	1-13/32"	84	8619	8535

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	NORMA 5215	REV
		HOJA DE	

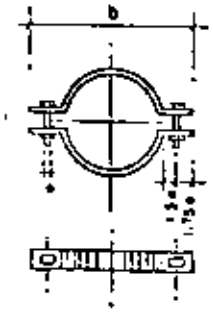
I-F-5: ABRAZADERA DE ESTRIBOS PARA ATORNILLAR.



DIAMETRO TUBERIA	LONG. c mm.	LONG. b mm.	DIAMETRO PERNO "a"	SOLERA
3/4"	64	206	5/16"	1 1/4"x1/4"
1"	67	213		
1 1/4"	71	222		
1 1/2"	73	228		
2"	81	240		
2 1/2"	87	265		
3"	95	305		1 3/4"x1/4"
3 1/2"	101	318	7/16"	2 1/4"x1/4"
4"	108	330		
5"	120	357		2 1/2"x1/4"
6"	135	384		
8"	160	435		3"x1/4"

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 MAXIMA RECOMENDADA EN KG
3/4"	234	1 1/4"x1/4"	5/16	250
1"	244			
1 1/4"	254			
1 1/2"	264			
2"	273			
2 1/2"	283	1 3/4"x1/4"		
3"	305			
3 1/2"	330	2 1/4"x1/4"	7/16	500
4"	343			
5"	369	2 1/2"x1/4"		
6"	384			
8"	430	3 1/4"	1/2	700
10"	527			
12"	578			
14"OD	610	3 1/2"x1/4"	3/4	1550
16"OD	640			
18"OD	741	4"x1/4"		
20"OD	762	4 1/2"x1/4"		

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

INGENIERIA INTEGRAL	ABRAZADERA DE ESTRIBOS Y ABRAZADERA DE PISO PARA TUBERIA VERTICAL	NORMA 5219	REV
		HOJA DE	

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ACERO

Q LITROS POR SEG	2" V M/SEG	2" hf FRICC.	2 1/2" V M/SEG.	2 1/2" hf FRICC.	3" V M/SEG	3" hf FRICC.	4" V M/SEG.	4" hf FRICC.
1.60	.74	1.33						
1.80	.83	1.63						
2.00	.92	2.03						
2.20	1.02	2.40	.71	.88				
2.40	1.11	2.80	.78	1.16				
2.60	1.20	3.23	.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	5.73	1.13	2.33	.73	.78		
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	3.38	.89	1.15		
4.50	2.08	9.20	1.46	3.77	.94	1.27		
4.75	2.19	10.25	1.54	4.15	.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	15.88	1.94	6.43	1.26	2.16	.73	.96
6.50	3.00	18.47	2.10	7.55	1.36	2.54	.79	.88
7	3.23	21.42	2.27	8.55	1.47	2.88	.85	.75
8	3.70	27.58	2.59	11.47	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	12.86	1.83	3.15
20					4.20	21.44	2.43	5.48
25					5.23	33.46	3.04	8.31
30							3.65	11.76
35							4.26	15.87
40							4.87	20.77

Q LITROS POR SEG.	5" V. M/SEG.	5" hf FRICC.	6" V M/SEG.	6" hf FRICC	8" V M/SEG	8" hf FRICC
10	.74	.46				
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	3.70	1.60	1.50	.93	.38
35	2.71	5.05	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	12.00	2.95	4.74	1.70	1.19
60	4.65	14.10	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

99

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ACERO

Q LITROS POR SEG	1" V M/SEG.	1" hf FRICC	1 1/4" V M/SEG.	1 1/4" hf FRICC.	1 1/2" V M/SEG	1 1/2" hf FRICC.
.40	.72	2.99				
.45	.81	3.61				
.50	.90	4.48				
.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	16.18	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	9.82	1.22	5.98
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	85.90	2.48	21.75	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	32.85	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	79.50	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	52.50
6.00					4.57	56.67
6.50					4.95	66.02

Q LITROS POR SEG	1/4" V M/SEG	1/4" hf FRICC.	3/8" V M/SEG.	3/8" hf FRICC.	1/2" V M/SEG.	1/2" hf FRICC.	3/4" V M/SEG	3/4" hf FRICC.
.05	.73	12.48						
.06	.90	17.27						
.07	1.05	23.51						
.08	1.20	29.81						
.09	1.35	36.34	.75	8.13				
.10	1.50	44.36	.81	9.91				
.15	2.26	94.96	1.22	20.44	.77	5.48		
.20	3.01	165.25	1.63	35.51	1.02	11.17		
.25	3.76	254.17	2.04	53.80	1.28	16.78	.73	4.13
.30	4.51	359.93	2.44	75.32	1.53	23.33	.87	5.72
.35			2.85	100.87	1.79	31.20	1.02	7.38
.40			3.26	131.25	2.04	40.75	1.17	9.90
.45			3.67	164.04	2.30	50.56	1.31	12.82
.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	286.07	3.06	87.43	1.75	20.99
.65					3.32	101.70	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	189.89	2.62	45.16
1.00					5.10	230.81	2.92	55.25
1.20							3.50	77.87
1.40							4.08	103.80
1.60							4.66	136.03

- 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

98

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ACERO

5311

Q LITROS POR SEGUNDO	CED 30" ZO V M/SEG	CED 30" ZO hf FRICC	36" D.I. V M/SEG	36" D.I. hf FRICC	42" D.I. V M/SEG	42" D.I. hf FRICC	48" V M/SEG	48" hf FRICC
300	.70	.046						
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	.206	.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	1.788	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. V M/SEG	54" D.I. hf FRICC	60" D.I. V M/SEG	60" D.I. hf FRICC	72" D.I. V M/SEG	72" D.I. 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	.84	.027		
2000	1.35	.080	1.10	.047	.76	.018
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	.383	2.28	.152
7000	4.73	.872	3.84	.513	2.66	.205
8000			4.39	.670	3.03	.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 ZO
36" a 72" DIAMETRO INTERIOR.

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 3 DE 3

D.I. = DIAMETRO INTERIOR

101

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ACERO

5311

Q LITROS POR SEGUNDO	16" V M/SEG	16" hf FRICC.	18" V M/SEG	18" hf FRICC	20" V M/SEG	20" hf FRICC	24" V M/SEG	24" 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	.26	.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	.13		
200	1.75	.60	1.39	.33	1.12	.17	.77	.08
225	1.97	.75	1.56	.41	1.25	.21	.86	.10
250	2.19	.90	1.73	.50	1.39	.29	.94	.12
300	2.63	1.28	2.08	.71	1.67	.41	1.15	.18
350	3.07	1.72	2.42	.95	1.95	.55	1.33	.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	.83	1.73	.36
500	4.38	3.42	3.46	1.89	2.79	1.09	1.93	.43
550	4.82	4.14	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	3.24	1.20
900					5.02	3.42	3.47	1.34
950							3.66	1.49
1000							3.86	1.64
1100							4.24	1.99
1200							4.63	2.31
1300							5.01	2.74

Q LITROS POR SEGUNDO	10" V M/SEG	10" hf FRICC.	12" V M/SEG	12" hf FRICC.	14" V M/SEG	14" 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	.85	.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	3.11	2.34	2.58	1.45
250	4.91	6.94	3.46	2.87	2.86	1.76
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	5.37

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 3 DE 3

102

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 céd. 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 céd. 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 ACERO	NORMA 5311 HOJA 5 DE 5	REV

INGENIERIA INTEGRAL	PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO	NORMA 5312 HOJA 5 DE 5	REV

Q LITROS POR SEG.	2" V m/seg	2" hf fricc. m/100 m	2½" V m/seg	2½" hf fricc. m/100 m	3" V m/seg	3" hf fricc. m/100 m
1.0	.51	4.74	.35	1.65	.22	.62
2.0	1.02	17.93	.71	5.92	.44	2.20
3.0	1.53	37.92	1.06	12.51	.66	4.65
4.0	2.04	64.58	1.42	21.31	.88	7.92
5.0	2.55	97.61	1.77	32.20	1.10	11.97
6.0	3.06	136.84	2.12	45.15	1.32	16.78
7.0	3.57	182.03	2.48	60.09	1.54	22.33
8.0	4.08	233.03	2.83	76.97	1.76	28.60
9.0	4.59	289.71	3.18	95.69	1.98	35.55
10.0	5.11	352.05	3.54	116.21	2.20	43.16
15.0	7.66	744.74	5.31	245.63	3.30	91.22
20.0	10.22	1269.00	7.08	418.50	4.40	155.45
25.0	12.77	1918.00	8.85	632.50	5.50	234.90

Q LITROS POR SEG.	4" V m/seg	4" hf fricc. m/100 m	5" V m/seg	5" hf fricc. m/100 m	6" V m/seg	6" hf fricc. m/100 m
6	.76	.64				
7	.89	.85				
8	1.02	1.09				
9	1.14	1.35	.73	.46		
10	1.27	1.61	.81	.55		
15	1.91	3.32	1.22	1.14	.84	.47
20	2.54	5.65	1.63	1.90	1.13	.79
25	3.18	8.50	2.04	2.84	1.41	1.18
30	3.82	11.88	2.44	3.93	1.69	1.64
35	4.46	15.82	2.85	5.16	1.98	2.15
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

Q LITROS POR SEG	20" V M/SEG.	20" hf FRICC.	24" V M/SEG	24" hf FRICC.	30" V M/SEG	30" hf FRICC.	36" V M/SEG	36" hf FRICC.
150	.76	.090						
200	1.01	.151	.70	.063				
250	1.26	.229	.88	.094				
300	1.52	.318	1.05	.130	.68	.042		
350	1.77	.412	1.23	.172	.79	.055		
400	2.03	.523	1.40	.218	.90	.073		
500	2.53	.760	1.76	.325	1.12	.111	.77	.045
600	3.04	1.040	2.11	.450	1.35	.154	.93	.064
700	3.55	1.424	2.46	.583	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	.318	1.40	.135
1000	5.07	2.696	3.52	1.124	2.25	.385	1.56	.160
1100			3.87	1.335	2.47	.457	1.71	.190
1200			4.22	1.567	2.70	.534	1.87	.222
1300			4.58	1.787	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	1.869	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.

INGENIERIA INTEGRAL

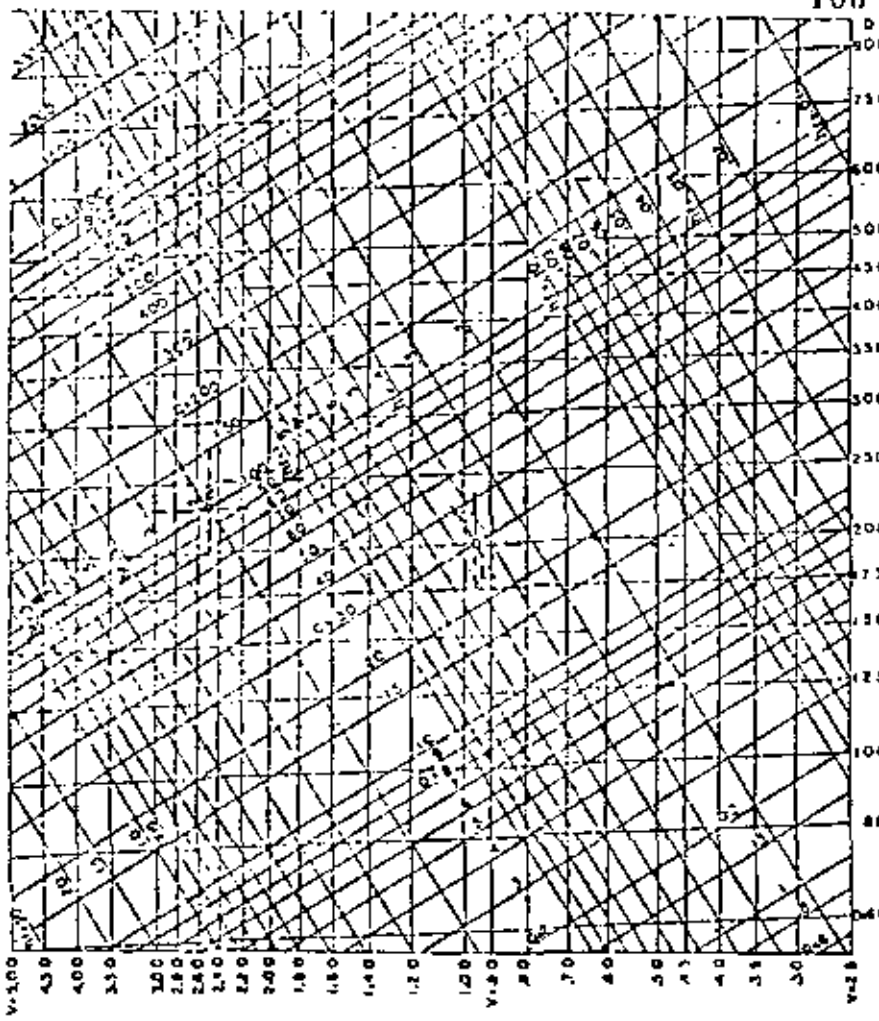
PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE A. C.

NORMA 5312 HOJA 3 DE 5 REV

Q LITROS POR SEG	8" V M/S	8" hf FRICC.	10" V M/S	10" hf FRICC.	12" V M/S	12" hf FRICC.
20	.63	.38				
25	.79	.58				
30	.95	.41				
35	1.11	.54	.72	.19		
40	1.27	.69	.82	.24		
45	1.43	.85	.91	.28		
50	1.59	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	.97	.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	2.65	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	3.05	2.54	2.11	1.05
200			4.07	4.21	2.82	1.78
250			5.09	6.20	3.53	2.62
300					4.24	3.63
350					4.94	4.78
400					5.65	6.07

Q LITROS POR SEG	14" V M/S	14" hf FRICC.	16" V M/S	16" hf FRICC.	18" V M/S	18" hf FRICC.
70	.73	.13				
75	.78	.14				
80	.82	.15				
85	.87	.16				
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	.15
200	2.07	.84	1.58	.44	1.25	.23
250	2.58	1.25	1.98	.66	1.55	.37
300	3.11	1.75	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= GASTO EN LITROS POR SEGUNDO.
V= VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO.
h_f = PERDIDAS DE CARGA EN METROS/100 METROS.
D = DIAMETRO EN MILIMETROS.

EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 203mm (8"), CON UN GASTO DE 50 l/s, TENDRA UNA PERDIDA h_f = 0.43m/100m, CON UNA VELOCIDAD DE 0.95 m/seg.

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 100 l/s CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 200m., DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 250mm, USAREMOS 10" CON UNA VELOCIDAD DE 2.65 m/seg.

INGENIERIA INTEGRAL	PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO	NORMA 5312	REV
		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:

$$h_f = 3.55 \times \left(\frac{115.}{100}\right)^2 = 4.69 \text{ m./100 m.}$$

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 en nomograma de la norma 5314

INGENIERIA INTEGRAL	PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO	NORMA 5312	REV
		HOJA 5 DE 5	

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD-26

5313

Q LITROS POR SEG	2" V M/SEG	2" hf FRICC	2 1/2" V M/SEG	2 1/2" hf FRICC	3" V M/SEG	3" hf FRICC	4" V M/SEG	4" hf FRICC
.6	.33	.27						
1.0	.41	.42						
1.2	.49	.55	.34	.22				
1.4	.57	.72	.39	.35				
1.6	.65	.91	.45	.42				
1.8	.74	1.12	.50	.44	.34	.18		
2.0	.82	1.37	.56	.57	.38	.20		
2.5	1.03	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	1.35	.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	5.6	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	3.6	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	5.6	1.37	1.6
14			3.92	19.0	2.64	7.5	1.60	2.0
16					3.02	9.1	1.83	2.6
18					3.40	11.0	2.04	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" V M/SEG	5" hf FRICC	6" V M/SEG	6" hf FRICC	8" V M/SEG	8" hf FRICC
5	.35	.09				
6	.42	.14	.32	.06		
7	.49	.18	.37	.09		
8	.56	.23	.42	.11		
9	.64	.30	.48	.13		
10	.71	.37	.53	.16	.31	.05
12	1.06	.75	.79	.37	.47	.11
20	1.41	1.2	1.06	.55	.62	.18
25	1.76	1.8	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	1.55	.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

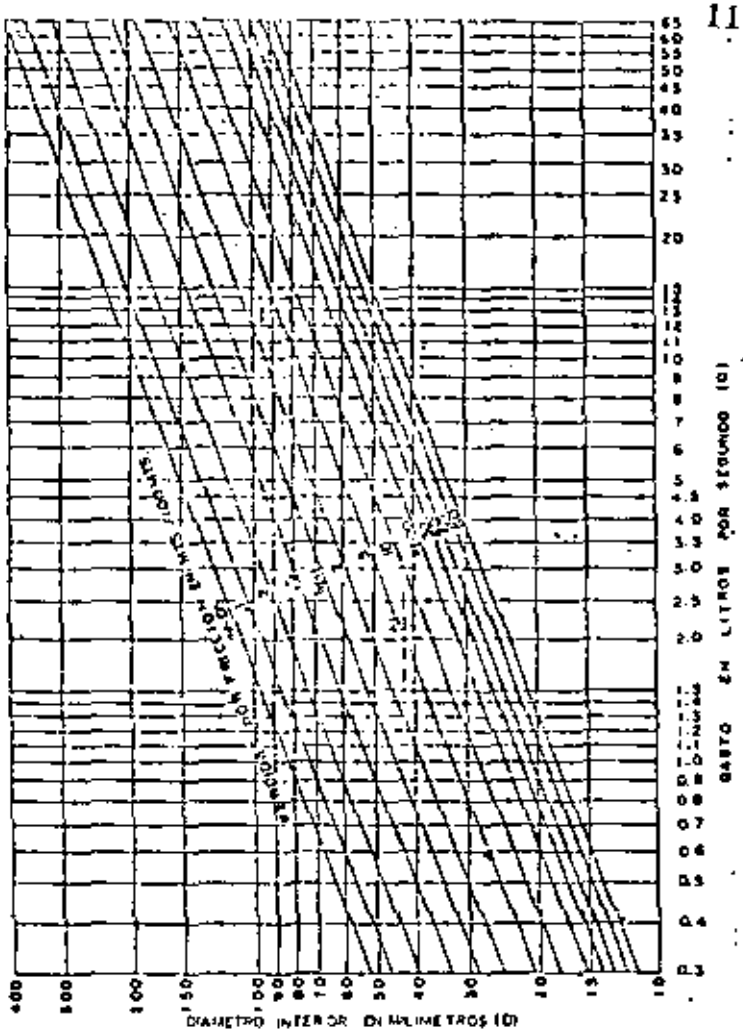
INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD - 26

5313

Q LITROS POR SEG.	3/8" V M/S	3/8" hf FRICC.	1/2" V M/S	1/2" hf FRICC.	3/4" V M/S	3/4" hf FRICC.	Q LITROS POR SEG.	1" V M/S	1" hf FRICC.	1 1/4" V M/S	1 1/4" hf FRICC.	1 1/2" V M/S	1 1/2" hf FRICC.
.03	.32	1.0					2.0	.30	.62				
.06	.38	1.3					.30	.45	.76				
.07	.45	1.8					.40	.59	1.35	.32	.4		
.08	.51	2.3	.31	7.0			.50	.74	2.0	.42	.6	.32	.3
.09	.58	3.3	.35	8.0			.60	.89	3.2	.50	.8	.38	.4
.10	.64	4.0	.39	9.3			.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	2.1	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	16.1	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	8.7	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	2.3
.80			3.11	39.6	1.84	13.6	2.00	2.97	23.2	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	39.8	2.18	11.4	1.67	6.8
1.20					2.77	28.8	2.80			2.34	14.6	1.80	8.9
1.30					3.00	30.7	3.00			2.51	16.2	1.93	7.5
1.40					3.23	38.6	3.30			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	13.1
1.70					3.92	46.3	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.



EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 101mm (4"), CON UN GASTO DE 12 lps TENDRA UNA PERDIDA DE 1.2 m/100m

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 20 lps CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 9m ; DEBEMOS USAR UN TUBO DE 42mm, USAREMOS 1 ½"

INGENIERIA INTEGRAL	PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD — 26	NORMA 5313 HOJA 3 DE 4	REV

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.

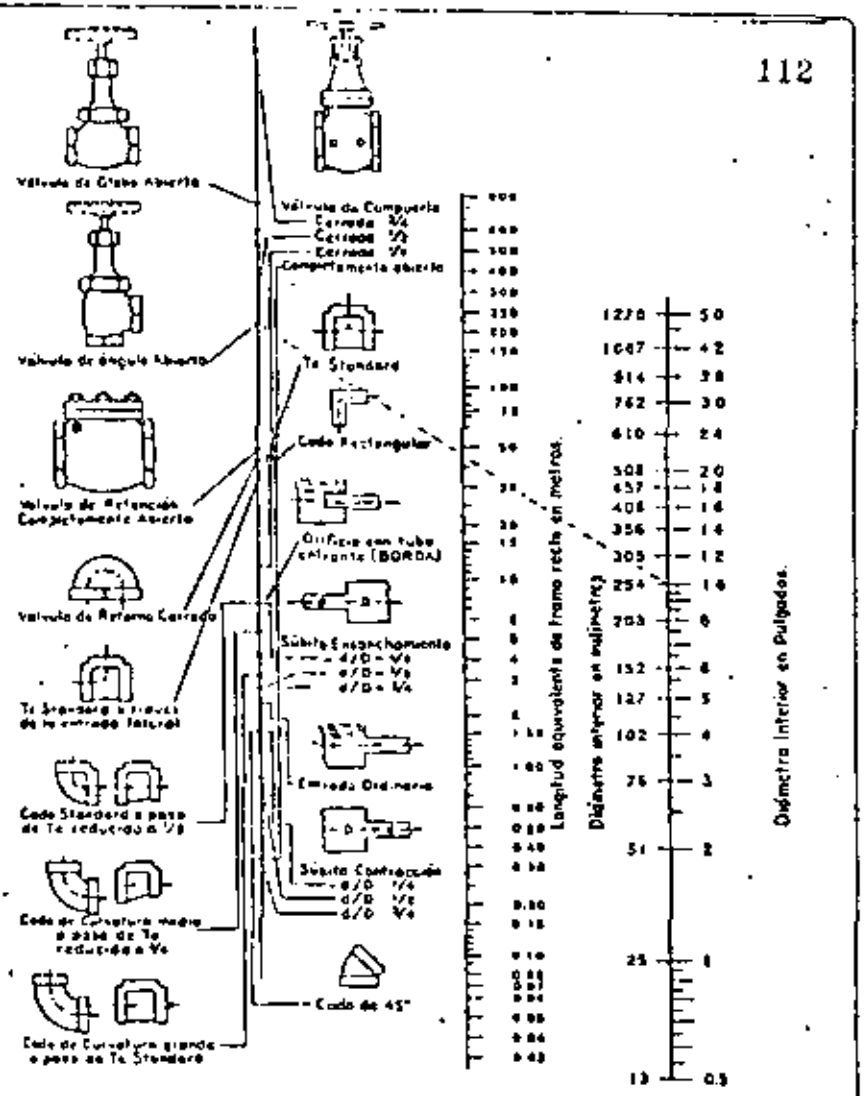
Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción h_f para 100 mts. de tubería, de 6" clase RD-41, con un gasto de 50 l.p.s.

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:

$$h_f = 3.5 \times \left(\frac{115.3}{160.1}\right)^5 = 3.01 \text{ m/100 m.}$$

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

INGENIERIA INTEGRAL	PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD—26	NORMA 5313 HOJA 4 DE 4	REV



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.

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN CONEXIONES

NORMA 5314 REV

HOJA 02

AGUAS NEGRAS
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
CODO DE 90°
CODO DE 45°
CODO SUBIENDO O BAJANDO (DOBLE ACLARARCE EN PLANOS)
CODO DE RADIO LARGO
"T"
SUBE "T" BAJA "T" (ACLARAR EN PLANO)
CRUZ
REDUCCION
REDUCCION ECCENTRICA
CONEXION "Y" O LATERAL
CRUCERO EN ANCO
JUNTA CON COPLE
JUNTA BRIDADA
JUNTA ATORNILLADA
JUNTA SOLDADA
JUNTA CON ESTAÑO Y SOPLETE
BRIDA CON JUNTA DE EMP.
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 MARIPOSA
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

INGENIERIA INTEGRAL

SIMBOLOGIA

NORMA 5604 REV

HOJA 00

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

MOTORES

Ing Jorge Amezcua García

Julio, 1981

cio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

CAPITULO 6.- MOTORES

INTRODUCCION.

6.- MOTORES.

INTRODUCCION

En la actualidad, la gran mayoría de las plantas de bombeo son accionadas por energía eléctrica. Las grandes ventajas que proporciona la corriente alterna para ser transportada desde los centros de generación hasta los puntos de consumo la hacen insustituible. Por otra parte, el uso de la electricidad, además de ser una fuente de energía de absoluta pureza, representa el medio más confiable en eficacia y continuidad a los menores costos de operación que cualquier otro energético, máxime si consideramos que en los últimos tiempos se aprovechan más las posibilidades hidrológicas para su generación. Solo en casos contados se impulsan equipos de bombeo por medio de motores de combustión interna y es por esta razón que en el presente apartado se tratará solo de plantas de bombeo accionadas por motor eléctrico.

No terminan aquí las funciones de la energía eléctrica en plantas de bombeo, se le usa también como medio de señalización y operación remotas de las estaciones de bombeo pudiéndose en la actualidad, manejar a distancia y desde una sola central de mando, complicados sistemas hidráulicos con el auxilio de minicomputadoras.

En el presente capítulo se tratarán en forma general los elementos básicos que intervienen en las plantas de bombeo desde el punto de vista eléctrico.

03

6.1.- Aspectos generales.

6.1.1.- Naturaleza de la electricidad.- Como todos sabemos, el átomo está compuesto de un núcleo que contiene protones, de carga eléctrica positiva; neutrones que son partículas eléctricamente neutras compuestas de un protón y un electrón unidos entre sí y electrones, que tienen carga eléctrica negativa y que giran en torno al núcleo.

El número de electrones que giran alrededor del núcleo siempre es igual al número de protones libres que están dentro de él.

En los átomos, los electrones que están más cerca al núcleo son fuertemente atraídos por este, no se pueden liberar fácilmente y se les llama electrones fijos. Los electrones más alejados al núcleo son atraídos por éste con menor fuerza, se les puede liberar fácilmente y se les denomina como electrones libres.

La corriente eléctrica es producida por el movimientos de estos electrones libres.

Estas características se presentan en los metales como la plata, el cobre y el aluminio que tienen una fuerza de atracción muy débil entre el núcleo y los electrones libres por lo que se les llama materiales conductores; en cambio, materiales como el vidrio, plásticos, lana y arcillas cocidas, tienen una fuerza de atracción muy elevada por lo que se les llama materiales aislantes; en estos últimos se requiere un campo eléctrico muy poderoso para poder provocar que sus electrones abandonen a sus átomos.

La electricidad puede producirse por magnetismo, por acción química, por luz, por calor, por presión o por frotamiento. En todos los casos, si se permite un flujo de corriente, su dirección es del punto donde se tiene exceso de electrones (-) al punto donde se tiene déficit de electrones (+). Sin embargo, el flujo de corriente convencional que se sigue tomando en los textos es de (+) a (-); esto es simplemente por pura conveniencia.

6.1.2.- Términos eléctricos más usuales en sistemas de bombeo y sus unidades.

1.- La corriente eléctrica (I) se mide en Amperes (A ó Amps.). El Ampére es una corriente de tal intensidad, que cuando circula por dos conductores rectos y paralelos de longitud definida y sección transversal despreciable, distanciados entre sí un metro y colocados en el vacío, se produce entre ambos conductores una fuerza de 2×10^{-7} newtons por cada metro de su longitud.

2.- La tensión(V ó E), diferencia de potencial o fuerza electromotriz se mide en Volts (V. ó Volts). El volt es la diferencia de potencial eléctrica entre

dos puntos (o entre dos superficies equipotenciales) de un conductor recorrido por una corriente constante de un amperio, cuando la potencia disipada entre los dos puntos referidos de este conductor es de un watt.

3.- La resistencia eléctrica (R) se mide en Ohms (Ω). El Ohm es la resistencia eléctrica entre dos puntos de un conductor cuando, al mantener entre ellos una diferencia de potencial constante de un volt, circula por el mismo una corriente de un amperio, siempre y cuando el conductor no sea origen de una fuerza electromotriz.

4.- La potencia eléctrica (P) se mide en watts (w) y es la cantidad de energía eléctrica que se transporta o consume en la unidad de tiempo.

Por definición $\varphi = ei$ = watts.

Esta expresión se refiere a valores instantáneos de la tensión y de la corriente. En sistemas de corriente continua, tanto la tensión como la intensidad son constantes durante períodos de tiempo apreciables. Durante estos intervalos, la potencia es constante y se pueden medir por separado la tensión y la corriente. Su producto será la potencia.

En los circuitos de corriente alterna, la corriente y la tensión varían rápidamente, su variación suele ser

sinusoidal y no pasan simultaneamente por los valores máximos y mínimos. La potencia en corriente alterna pueden tener valores positivos y negativos en cada período. En realidad solo será siempre positiva cuando la corriente y la tensión estén exactamente en fase. Si el desfase es de 90° ya sea en adelanto o en atraso y la corriente pasa por cero cuando la tensión es máxima, la potencia tendrá semiondas positivas y negativas iguales y el valor medio de la potencia será cero.

El valor medio de la potencia en corriente alterna, para tensiones y corrientes sinusoidales, está dado por:

$$P = EI \cos\varphi = \text{Watts.}$$

donde: P = Potencia media

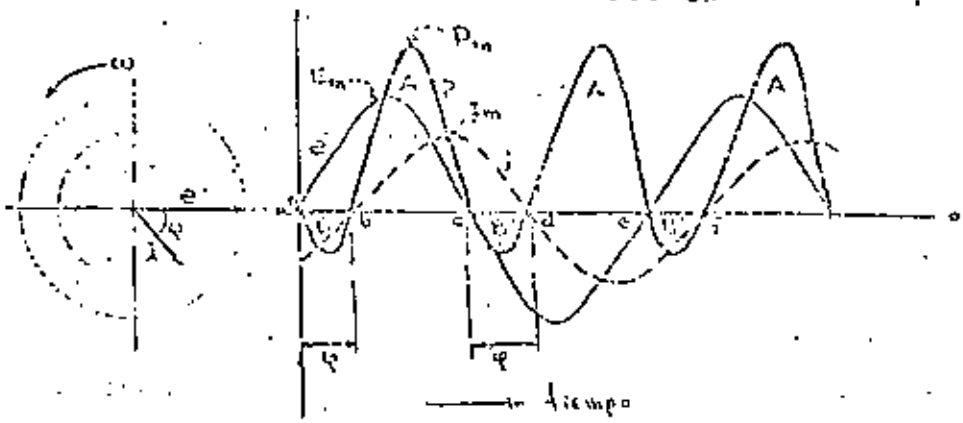
E = tensión eficaz media en volts.

I = intensidad eficaz media en Amps.

φ = ángulo de fase o el desplazamiento en el tiempo entre la corriente y la tensión expresado en grados eléctricos (un período completo representa 360° eléctrico).

El valor $\cos\varphi$ recibe el nombre de factor de potencia del circuito.

P es la potencia verdadera



La curva de potencia tiene por expresión:

$$p = (E_m \operatorname{sen} \omega t)[I_m \operatorname{sen}(\omega t - \varphi)]$$

Que desarrollada es:

$$p = E_m I_m (\operatorname{sen}^2 \omega t \cos\varphi - \operatorname{sen}\omega t \cos\omega t \operatorname{sen}\varphi)$$

$$= \frac{E_m I_m}{2}\left[(1-\cos 2\omega t)\cos\varphi - \operatorname{sen} 2\omega t \operatorname{sen}\varphi\right]$$

La potencia media es el área dividida por el tiempo T, o sea:

$$P = \frac{1}{T}\int_0^T p\,dt = \frac{E_m I_m}{2T}\left[t\cos\varphi - \frac{\operatorname{sen} 2\omega t}{2\omega}\cos\varphi + \frac{\cos 2\omega t}{2\omega}\operatorname{sen}\varphi\right]\Big|_0^T =$$

$$= \frac{E_m I_m}{2T} T \cos\varphi = \frac{E_m}{\sqrt{2}} \cdot \frac{I_m}{\sqrt{2}} \cos\varphi = E I \cos\varphi$$

(El valor máximo de e y de i : E_m, I_m, corresponden a un valor eficaz de $\frac{E_m}{\sqrt{2}} = E$ y de $\frac{I_m}{\sqrt{2}} = I$; para una curva sinusoidal, el valor máximo es $\sqrt{2}$ ó 1.414 del valor eficaz)

EI es la potencia aparente y se da en voltamperes (VA)

El factor de potencia tiene por valor:

$$\cos \varphi = \frac{Watts}{VA} = \frac{P}{EI} < 1$$

Cuando $\varphi = 0°$ (intensidad y tensión en fase)

$P = EI$

Cuando $\varphi = 90°$ su coseno= 0 y P = 0 (intensidad y tensión en cuadratura).

5.- Energía.- La energía en corriente alterna es igual al producto de la potencia por el tiempo. La unidad de trabajo eléctrico es el watt.- segundo llamado también julio (joule) y es el trabajo suministrado por segundo por una corriente de 1A. en una resistencia entre cuyos extremos hay una diferencia de potencial de 1V. En la práctica se toma como unidad de potencial el kilowatt hora = KWh = 1000x3600 = 3 600 000 Julios.

Potencia = 745 watts = 1HP

Trabajo = 1KWh = 1.36 HP x hora

6.- Consecuencias del Bajo Factor de Potencia

Cuando una industria opera con Bajo Factor de Potencia (menos de 85%), tiene que pagar a la Compañía suministradora de energía eléctrica, una cantidad mayor que el valor del consumo real.

El bajo factor de Potencia, resulta debido a que en una instalación, un equipo para operar necesita cierta cantidad de energía magnética, como es el caso de los motores, transformadores, reactores de las lámparas fluorescentes, etc., esta energía varía de un 10% a 20% de la energía realmente aprovechada, o sea, tiene un factor de potencia de 80% a 90%.

Para cuando los equipos operan perfectamente, o sea, cuando están operando al 100% de su carga y en forma constante, el factor de potencia será entre 80% y 90%, pero habrá ocasiones en las cuales los equipos operen casi en vacío, en estos últimos casos, es cuando ofrecen una reacción muy poderosa el paso débil de las corrientes eléctricas, que varían entre 30% y 50%, o más de cargas reactivas comparadas con las efectivas en este caso, cuando el factor de potencia baja a 70% y 50%, el bajo factor de potencia motiva un aumento de intensidad de corriente y caídas de voltaje en las líneas alimentadoras de la Compañía Suministradora, que de persistir ésto, obliga a la compañía a aumentar su capacidad en la planta generadora de electricidad; por lo que se ha convenido que cuando esto suceda con algún consumidor, éste pague un sobreprecio por el bajo factor de potencia mínimo permitido (85%) entre el factor de potencia promedio mensual medido, por ejemplo: si el factor de potencia es de 42.5% el sobreprecio sería:

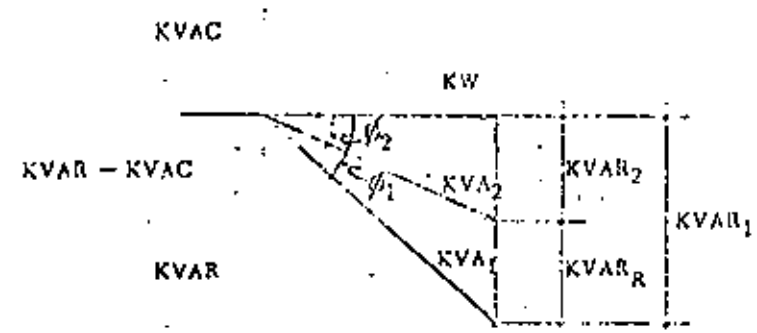
$$\frac{85}{42.5} = 2$$

o sea, el doble de la facturación normal.

El factor de potencia, es el coseno del ángulo que forma el vector voltaje y el vector corriente, esto se debe a que en un circuito de corriente alterna, el voltaje y la corriente no adquieren sus valores máximos en el mismos instante, excepto cuando la carga es puramente resistiva: en el caso de que la carga sea puramente inductiva, la corriente se atrasa 90° y cuando la carga es puramente capacitiva, la corriente se adelanta 90°. Ahora bien, la combinación de cargas inductivas, capacitivas y resistivas, hacen que el valor de la corriente se atrase o se adelante al voltaje; a esto se debe la formación del ángulo de los vectores de valores eficaces de la corriente y el voltaje cuyo coseno es lo que se conoce como el factor de potencia. Se ha convenido que el factor de potencia mínimo permitido sea de 85%. El bajo factor de potencia puede corregirse instalando un banco de condensadores (Capacitores).

7.- Frecuencia (f) es el número de períodos ejecutados por la corriente durante un segundo. La unidad es el período o ciclo por segundo y se le da el nombre de Hertz en honor del Físico Alemán Enrique Hertz (1857 - 1894) que descubrió estas ondas eléctricas.

La frecuencia usada prácticamente en todo el mundo para



Lo que necesitamos conocer son los $KVAR_R$:

$$KVAR_R = KVAR_1 - KVAR_2 \qquad (1)$$

Si $\text{Tang}\ \phi_1 = \frac{KVAR_1}{KW}$:

$$KVAR_1 = KW\ \text{Tang}\ \phi_1 \qquad (2)$$

$\text{Tang}\ \phi_2 = \frac{KVAR_2}{KW}$:

$$KVAR_2 = KW\ \text{Tang}\ \phi_2 \qquad (3)$$

Sust. (2) y (3) en (1) :

$$KVARR = KW\ \text{Tang}\ \phi_1 - KW\ \text{Tang}\ \phi_2$$

$$= KW\ (\text{Tang}\ \phi_1 - \text{Tang}\ \phi_2) \qquad (4)$$

Fórmula para calcular el tamaño del capacitor requerido.

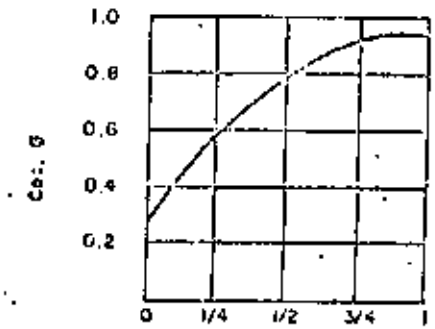
CORRECCION DE FACTOR DE POTENCIA

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	1.132	0.982	0.850
52	1.643	1.314	1.158	1.023	0.873	0.761
54	1.558	1.229	1.073	0.938	0.788	0.676
56	1.518	1.189	1.031	0.870	0.749	0.634
58	1.479	1.150	0.994	0.859	0.709	0.597
60	1.404	1.075	0.919	0.784	0.634	0.522
62	1.332	1.004	0.848	0.713	0.563	0.451
63	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	1.140	0.811	0.655	0.548	0.418	0.266
66	1.110	0.810	0.654	0.519	0.389	0.237
68	1.058	0.749	0.593	0.458	0.328	0.196
70	1.020	0.691	0.535	0.400	0.270	0.154
72	0.964	0.635	0.479	0.344	0.214	0.002
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	0.484	0.156				
92	0.426	0.097				
94	0.363	0.034				
95	0.329					

Ejemplos

Si 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 al deseado de 85%. Por lo tanto 0.400 x 500 = 200 K V A capacitivos, es la respuesta.



Carga operación motor.

Fig. No. 6. Factor de potencia típico de un Motor de Inducción.

el consumo normal de electricidad, es la de 60 Hertz habiéndose abolido la de 50 Hertz. La principal ventaja de la frecuencias más elevadas es que los transformadores requieren menos hierro y cobre y por esto son más ligeros y menos caros.

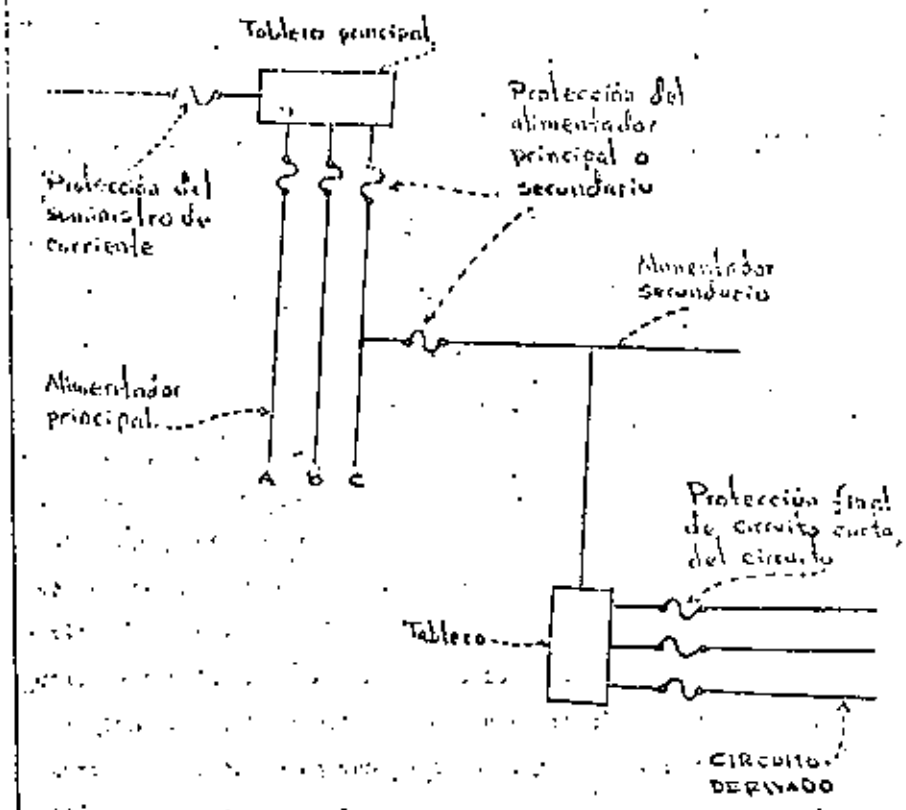
6.1.3.- Sistemas eléctricos en corriente alterna.- Antes de pasar a los sistemas eléctricos debe entenderse que es un circuito derivado y qué alimentadores.

En toda la instalación eléctrica, se tiene una acometida o alimentación por parte de la Cía. suministradora de energía eléctrica. Según el caso, ésta acometida puede ser en alta o en baja tensión, esto depende de la demanda de energía por parte del usuario.

En cualquier forma, ya sea con subestación reductora o directamente al voltaje de suministro, el usuario realiza una distribución de la energía eléctrica en su local por medio de circuitos que en algunos casos resultan muy complicados. Lo que se requiere es transferir la energía eléctrica desde la fuente de suministro hasta el circuito derivado. Este sistema es un esquema del equipo que provee las correctas cantidades de corriente y valores de voltaje a cada salida de alimentación; puede constar de uno o más alimentadores principales y de uno o más alimentadores secundarios o subalimentadores.- Ahora bien el circuito derivado es aquella porción del sistema del alambrado que se extiende a partir del último aparato de protección de sobrecorriente y que es aprovechado como

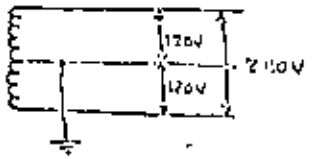
protección del circuito derivado. Las protecciones térmicas o de sobre corriente de los motores no deben considerarse como protecciones del circuito derivado.

El tamaño de un circuito derivado se determinan por el tamaño de la protección de sobrecorriente y nunca por el tamaño del conductor.

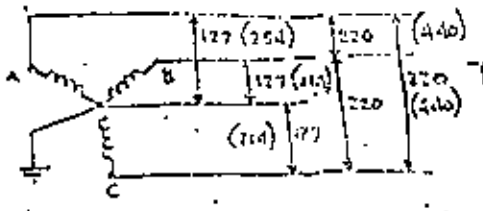


ESQUEMA QUE ILUSTRA LA DEFINICION DE CIRCUITO DERIVADO

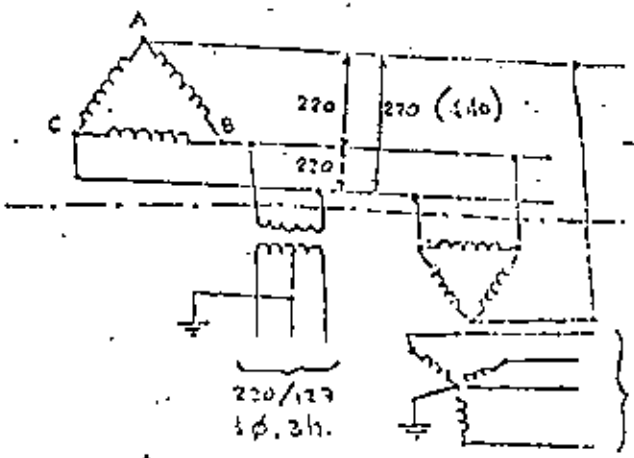
Los sistemas eléctricos modernos usan cuatro tipos básicos para los servicios de utilización del voltaje, tanto en la distribución secundaria como en los circuitos derivados para la alimentación de cargas de motores o de alumbrado. Estos sistemas son los que se indican gráficamente a continuación:



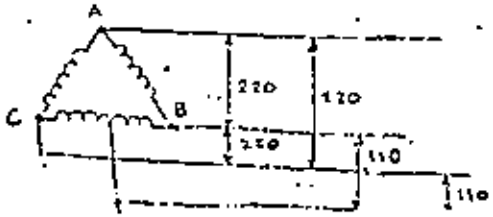
Una fase, tres hilos.



Tres fases, cuatro hilos. Conexión Estrella.



Tres fases, tres hilos Conexión Delta.



Tres fases, cuatro hilos (Hecho de una fase derivada a aislada).

Fórmulas para determinar Amps, KW, KVA, Potencia en la flecha y cos φ en los sistemas eléctricos.

Concepto	Corriente Continua.	Corriente Alterna. Monofásica	Corriente Alterna. Trifásica.
Amps. Conocidos HP	$\frac{HP \times 746}{V \times N}$	$\frac{HP \times 746}{V \times N \times \cos\varphi}$	$\frac{HP \times 746}{1.73 \times V \times N \times \cos\varphi}$
Amps. Conocidos KW	$\frac{KW \times 1000}{V}$	$\frac{KW \times 1000}{V \times \cos\varphi}$	$\frac{KW \times 1000}{1.73 \times V \times \cos\varphi}$
Amps. Conocidos KVA	———	$\frac{KVA \times 1000}{V}$	$\frac{KVA \times 1000}{1.73 \times V}$
KW	$\frac{I \times V}{1000}$	$\frac{I \times V \times \cos\varphi}{1000}$	$\frac{I \times V \times \cos\varphi \times 1.73}{1000}$
KVA	———	$\frac{I \times V}{1000}$	$\frac{I \times V \times 1.73}{1000}$
Potencia en la flecha HP	$\frac{I \times E \times N}{746}$	$\frac{I \times V \times N \times \cos\varphi}{746}$	$\frac{I \times V \times 1.73 \times N \times \cos\varphi}{746}$
Factor de Potencia.	Unitario	$\frac{W}{V \times I}$	$\frac{W}{1.73 \times V \times I}$
Potencia en la flecha de una bomba que maneja agua limpia.		$HP = \frac{Q \times H_T}{76 \times N_b}$	

Donde:

I = Corriente en Amps.
V = Voltaje en Volts.
N = Eficiencia del motor eléctrico.
N_b = Eficiencia de la bomba.
HP = Potencia en Horse Power.

cos φ = Factor de potencia.
KW = Kilowatts = KVA × cos φ
KVA = Kilovoltamps = $\frac{KW}{\cos\varphi}$
W = Watts.
Q = Caudal en litros por seg.
H_T = Carga dinámica total.

6.1.4.- Caída de voltaje.- Todo sistema eléctrico debe ser diseñado de tal manera, que mantenga el voltaje de proyecto igual en todos los puntos de conexión a las cargas, dentro de ciertos límites aceptables. El Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas (ROIE) de la República Mexicana especifica caídas de voltaje máximas tolerables de 4% para cargas de aparatos y motores y de 3% para cargas de alumbrado (Fracción 6-1 del Artículo 6). Es por tanto necesario calcular las caídas de voltaje para cada alimentador y/o circuito derivado. El voltaje que debe mantenerse en el punto de conexión del aparato, debe ser el de placa del citado aparato.

La caída de voltaje se debe a la resistencia que opone todo conductor al paso de la corriente eléctrica, esta resistencia varía en razón directa de la longitud del conducto y en razón inversa al área del mismo, es decir:

$$R = \frac{\ell}{S}$$

Donde: R = Resistencia en Ohms

ℓ = Longitud

S = Área

Para un cálculo aproximado y práctico, solo hay que tomar en cuenta el defasaje entre las tensiones y las intensidades de corriente que producen las cargas conectadas en los sistemas

y se suelen tomarse en cuenta los efectos inductivos y capacitivos entre los propios conductores de la energía.

Al computar las corrientes que deberán transportar los alimentadores, es muy importante tomar en cuenta los factores de corrección por agrupamiento (forma de instalar los conductores) y de temperatura ambiente principalmente. Estos factores normalmente los proporciona el fabricante de los conductores y se basan en el tipo de construcción del conductor y del tipo de aislamiento usado.

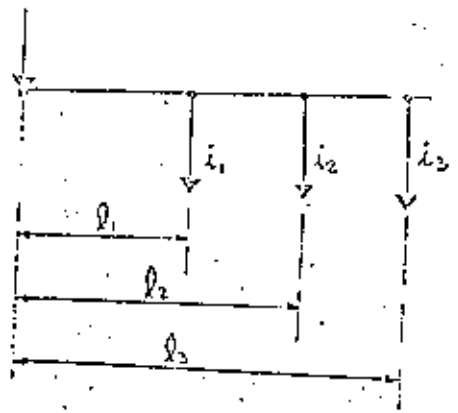
Las fórmulas aproximadas para determinar la sección de un conductor que deberá pasar una corriente determinada a una caída de voltaje fijada, son:

1.- Para línea monofásica:

$$S = \frac{2\rho}{\delta} \sum (i \cos\varphi\, \ell)$$

$$\delta = \frac{V \times e\%}{100}$$

$\rho = \frac{1}{56}$ para el Cu:



Donde: S = sección en mm^2

i = intensidad en Amps.

l = distancia en metros

V = voltaje de alimentación a la carga

$e\%$ = caída de tensión admisible, en %

δ = caída de voltaje en volts.

2.- Para línea trifásica:

$$S = \frac{\rho}{\delta} \sqrt{3} \sum (i \cos\varphi \, l)$$

NOTA:.- Las galgas de los conductores se dan en el estándar A.W.G. (American Wire Gauge) y en C.M. (Circular Mills) al encontrar la sección en mm^2 basta con ver en las tablas de conductores a qué calibre AWG corresponde. Si se desea saber a cuantos C.M. corresponde, aproximadamente:

$$1 \ mm^2 = 2000 \ C.M.$$

En la práctica se acostumbra mucho el Mil C.M. que se escribe: MCM.

6.- El motor eléctrico.

6.2.1.-Clases de motores eléctricos para sistemas de bombeo.- Prácticamente todas las bombas que se operan en la actualidad son impulsadas por motor eléctrico de corriente alterna. En esta rama se distinguen dos clases: motor síncrono y motor de inducción. El funcionamiento del primer tipo se basa en la rotación del inducido cuyos conductores son atravesados por corriente alterna, sobre un inductor cuyos polos estan excitados por corriente continua y por consiguiente con polaridad fija. Esto hace que la velocidad del inducido sea constante pues los conductores deben pasar de un polo al siguiente durante cada semiperiodo para que el motor gire de una manera continua. El motor síncrono como tal, no arranca por sí solo, debe ser llevado antes a un valor próximo a su velocidad síncrona lo que se logra con la excitatriz que va acoplada directamente al eje del motor o por medio de un motor de inducción acoplado directamente o por engranes, aunque este último método casi no se usa.

En el motor de inducción, el estator suele estar conectado a la línea y recibe corriente alterna que crea un campo magnético rotativo alrededor del devanado del estator. Este flujo rotativo corta las barras o los devanados del rotor, induciendo en ellos una corriente

secundaria: La reacción entre el flujo de las corrientes del rotor y el del campo rotativo del estator produce el par motor (Regla de Fleming o de la mano derecha).

Hasta hace pocos años el motor síncrono se imponía en tamaños medios y grandes a partir de 1800 r.p.m. (4 polos) por su alta eficiencia, factor de potencia prácticamente unitario, y por que el motor de inducción tenía mucho deslizamiento (Diferencia de rotación con respecto a su velocidad síncrona). Sin embargo, en los últimos años se logran diseños de motores de inducción que presentan muchas ventajas al haber mejorado su eficiencia y su factor de potencia y con un deslizamiento mínimo. Por otra parte, su bajo costo comparado con el del motor síncrono y su fácil control, aunado a que el motor de inducción puede proporcionar los pares de arranque y de marcha de casi todo tipo de carga.(incluidas todas las bombas centrífugas) hacen que el motor de inducción sea cada día más aceptado que el tipo síncrono. La última decisión debe basarse en un estudio cuidadoso del tipo de carga a mover.

En la figura número 6.1 se da una tabla de las aplicaciones de los motores síncronos y de inducción recomendables, conforme a su tamaño en HP y su velocidad de rotación.

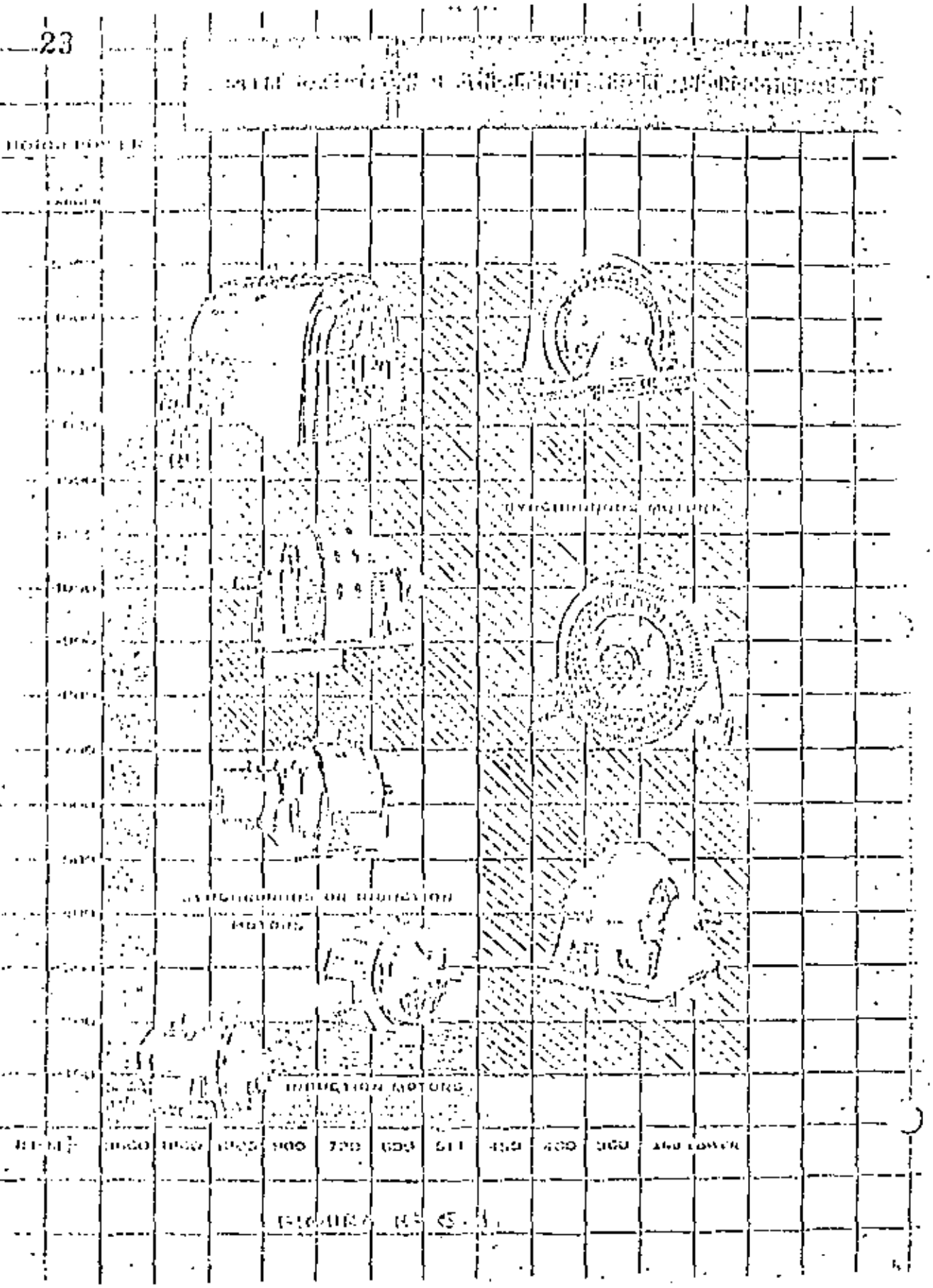


FIGURE 15-5

En la siguiente tabla se hace una comparación de motores síncronos Vs motores de inducción para tratar de normar el criterio de selección de acuerdo a su operación en bombas y para motores mayores de 1000 HP.

CONCEPTO	MOTOR SINCRONO	MOTOR DE INDUCCION
Velocidad	Constante	Variación máxima 0.75
Eficiencia %	96 a 96.5	95 a 95.5
Factor de potencia	0.9 a 1.0 Capacitivo	0.9 a 0.91 Inductivo
Sistema de arranque.	Elaborado	Simple
Fallas de bombeo por problemas de arranque	Mayores	Menores
KVA de arranque por HP	Varía por variación de HP., v, f.p., par de arranque, WR^2 de la carga.	4 a 5
Momento de inercia.	Menor	Mayor
Costo del motor	Mayor	Menor
Costo de los controles.	Mayor	Menor
Costo de la instalación.	Mayor	Menor

Las conclusiones son que el motor de inducción impone su uso en la mayoría de las aplicaciones y prácticamente en todas las instalaciones de bombas.

De acuerdo con esto, se hablará aquí solo de este tipo de motores.

6.2.2.- Características para selección del motor eléctrico.- La selección de un motor de inducción depende básicamente de los siguientes factores:

1.- Características de la carga que será impulsada por el motor:

1.1.- Potencia requerida en la flecha de la carga.

1.2.- Velocidad de rotación.

1.3.- Par requerido, tanto en el arranque como en velocidad de operación.

2.- Características del motor eléctrico:

2.1.- Potencia del motor.

2.2.- Par que puede proporcionar en el arranque y en la aceleración hasta llegar a su velocidad normal.

2.3.- Voltaje, amperaje, frecuencia y número de fases.

3.- Condiciones del medio ambiente en que operará el motor:

3.1.- Temperatura.

3.2.- Elevación sobre el nivel del mar

3.3.- Instalación interior o a la intemperie.

4.- Sistema de control y arranque.

4.1.- Protecciones y control.

4.2.- Caída de voltaje.

4.3.- Arranque a tensión plena o a tensión reducida.

6.2.3.-Potencia requerida en la carga.

En los sistemas de bombeo, el fabricante de la bomba normalmente proporciona el caballaje requerido (HP). En otra forma, los HP de la bomba se pueden determinar por la fórmula:

$$HP = \frac{HQ}{76 \times \eta_b}$$

En donde: H = altura total de bombeo incluidas las pérdidas en m. de columna de agua.

Q = caudal manejado por la bomba en l.p.s.

η_b = eficiencia de la bomba en decimales.

Si el valor de los HP se desea conocer en KW basta multiplicar por el factor: 1HP = 0.746 KW.

6.2.1.-Velocidad de rotación.- En los sistemas de bombeo las bombas son impulsadas acopladas directamente al motor, es decir, sin engranes ni sistemas de poleas. Por esta razón la velocidad de los motores eléctricos es la misma que la de las bombas.

La velocidad síncrona de un motor de inducción está dada por la expresión:

$$R.P.M. = \frac{120f}{P}$$

donde: f = frecuencia de la corriente alterna en Hertz.

P = número de polos del motor eléctrico.

Las velocidades para las frecuencias más usuales, son:

No. de Polos	R.P.M. a f=50 Hz	R.P.M. A f=60Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720
12	500	600

Estas velocidades representan la velocidad síncrona del motor

de inducción. Sobre estos valores se debe descontar el deslizamiento del motor (debido al deslizamiento del campo magnético del inductor sobre el inducido). En motores pequeños el deslizamiento puede ser del 3% al 5% de la velocidad síncrona; en los motores grandes de un 0.7% a 1.5%.

Si: N = Velocidad síncrona del motor en R.P.M.

N_o = Velocidad de operación en R.P.M.

El deslizamiento vale: $d = \frac{N-N_o}{N} \times 100$ (En %)

6.2.5.- Par requerido.- El par requerido por la carga, desde que ésta es llevada de su estado de reposo hasta su velocidad de régimen debe ser siempre cubierta por el par que pueda entregar el motor en el mismo lapso de aceleración. De otro modo, el motor no podrá tomar su velocidad de operación. Por esto es importante conocer la curva del par requerido por la bomba cuando se va a seleccionar un motor o a cambiarlo por otro. Estas curvas del par de la bomba las debe proporcionar el fabricante.

6.2.6.- Potencia del motor.- La determinación de la potencia del motor para su aplicación a una bomba dada se determina mediante la misma fórmula ya expresada para la potencia de la bomba pero haciendo intervenir la eficiencia propia del motor o sea los HP que este

gastará en sus pérdidas eléctricas (Cobre o fierro) y en sus pérdidas mecánicas (fricción de los rodamientos básicamente). La expresión es entonces:

$$HP = \frac{HQ}{76 \times \eta_b \times \eta_m}$$

Donde η_b = eficiencia de la bomba

η_m = eficiencia del motor

Debían tomarse algunas previsiones al seleccionar el tamaño comercial del motor de los HP calculados, aplicando el mejor criterio para cada caso. Si por ejemplo, el cálculo determina 96 HP, no conviene usar un motor de 100 HP por la poca tolerancia de 2 HP que puede ser insuficiente para cubrir un error en los parámetros de cálculo y la realidad, o para cubrir el envejecimiento de la bomba. En este caso se recomendaría el motor comercial inmediato superior de 125 HP. Pero si la bomba fuera tal que requiriera 980 HP, un motor de 1000 HP podría ser peligroso usarlo y uno de 1250 HP (que es el tamaño comercial que le sigue) demasiado costoso.

Lo que en estos casos se recomienda es usar motor con factor de servicio. El factor de servicio (f.s.) permite a un motor proporcionar más que la carga nominal de placa durante un lapso determinado o en forma continua, sin menoscabo de su vida útil. El f.s. puede valer: 1.10 y 1.15 sobre la poten -

cia nominal. El f.s. vale 1.00 cuando el motor sólo puede entregar su potencia de placa. En nuestro ejemplo el f.s. recomendable sería de 10%: 1000 x 1.10 = 1100 HP con una tolerancia de 11000 - 980 = 120 HP suficiente para absorver imprevistos a más bajo costo que el de un motor de 1250 HP con f.s. = 1.00.

6.2.7.- Par del motor de inducción.- El par en un motor es la fuerza rotacional que éste puede proporcionar en su flecha. En la figura número 6.2 se muestra la curva típica par-velocidad de un motor de inducción. El punto (1) representa el par a rotor bloqueado o par de arranque que es el que desarrolla el motor en el momento en que es energizado (velocidad cero).

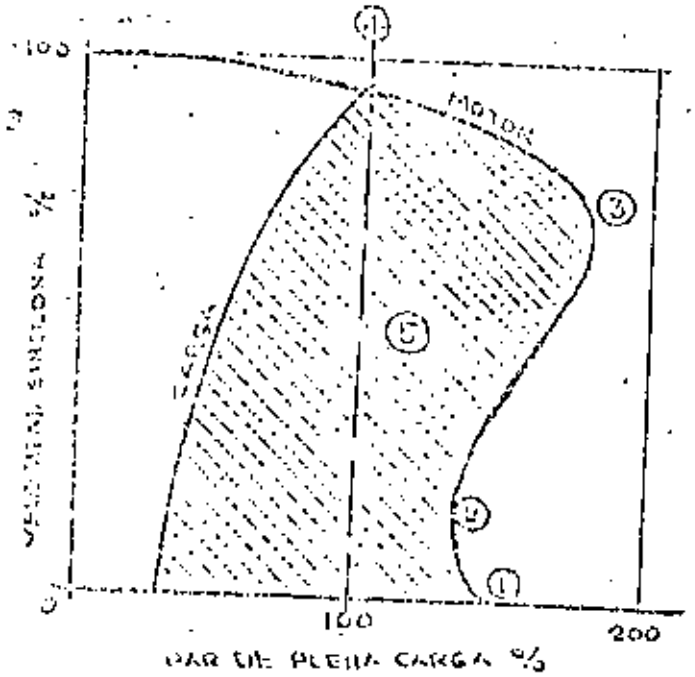
En el punto (2) se tiene el par mínimo que sigue al arranque.

El punto (3) muestra el par máximo que puede desarrollar el motor y que generalmente lo desarrolla el motor al 80% de su velocidad.

Finalmente, el punto (4) muestra el par a plena carga y que corresponde al de la potencia de placa o nominal a la velocidad especificada.

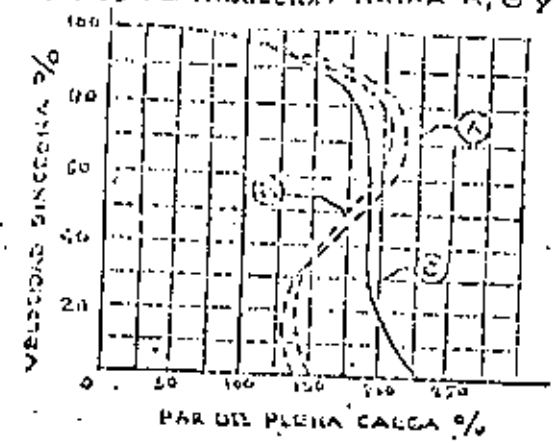
En esta misma figura se ha sobrepuesto una curva par-velocidad de una carga supuesta. La diferencia o exceso de pares entre los desarrollados por el motor y los demandados por la

GRAFICA 5.1.- CURVA PAR-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCION.



(1).- Par de arranque.
(2).- Par mínimo.
(3).- Par máximo.
(4).- Par de plena carga.
(5).- Par de aceleración.

GRAFICA 5.2.- CURVA PAR-VELOCIDAD DE MOTORES DE INDUCCION TIPO A, B Y C.



carga es el par de aceleración, el área delimitada por la curva par velocidad del motor y la curva par-velocidad de la carga es proporcional a la potencia en exceso desarrollada por el motor para acelerar la carga.

En tanto que la curva par-velocidad de la carga permanezca dentro o a la izquierda de la curva par-velocidad del motor, no se tendrán dificultades para acelerar y mover la carga. Pero si alguna porción de la característica de par de la carga se sale a la derecha de la curva del motor, deberá seleccionarse otro motor de mayor capacidad.

6.2.8.- Condiciones del medio ambiente.

1.- Temperatura.- El diseño de los motores se basa en sobre elevaciones de temperatura de 55°C sobre un ambiente de 40°C (95°C totales). Si las condiciones de temperatura ambiente son mayores, deberá recurrirse a aislamientos especiales, como el F para 155°C totales o el H para 180°C, totales.

2.- Altura sobre el nivel del mar.- Para motores que operan hasta 1000 m.s.n.m. no hay problema de altitud. A mayores alturas, la densidad del aire se reduce disminuyendo su capacidad refrigerante. Los motores que operan a grandes alturas deben especificarse para tal fin aunque tomando en cuenta

que las temperaturas del medio ambiente decrecen con el incremento de altura.

3.- La localización del motor también es muy importante pues de ello depende su construcción. Debe tenerse mucho cuidado al cambiar un motor de una localidad a otra cuyo medio ambiente difiera.

En la siguiente tabla se da una selección de motores en función de las condiciones del medio ambiente.

Motor localizado en	Tipo de motor
Fábricas y oficinas limpias, almacenes, fosas de elevadores, cuartos aislados para motores, plantas generadoras y toda clase de aplicación donde la atmósfera sea limpia y seca.	Standard a prueba de goteo.
En interiores o exteriores con alta humedad y vapores o salpicaduras químicas.	Motor totalmente cerrado con ventilación, tipo químico.
En interiores o exteriores con polvo abrasivo y vapores o gases químicos en edición.	

Aplicaciones polvosas y húmedas con materiales como polvos y pulpa que pueden obstruir los ductos de ventilación de un motor abierto.	
Condiciones tropicales	
En interiores con polvo metálico (máquinas herramientas para trabajo pesado, industria automotriz etc.)	Motor totalmente cerrado con ventilación
En interiores o exteriores con polvo abrasivo.	
Polvos secos con explosivos.	
Atmósferas explosivas.	Motor totalmente cerrado con ventilación y a prueba de explosión.

6.2.9._ Protección, alimentación y arranque de motores eléctricos.

1.- Protecciones.- Un aspecto de vital importancia en las instalaciones de equipo de bombeo es sin duda el sistema

de protección y control del motor eléctrico. A través de su tablero se acostumbra controlar y proteger no solo al motor sino también a la bomba y a su equipo auxiliar.

Así por ejemplo a las bombas se les instalan protecciones contra alta temperatura de las chumaceras, bajo nivel en la succión, alto en la descarga si son del tipo centrífuga de voluta y en algunas ocasiones protecciones contra vibraciones. También se pueden proteger las bombas contra válvula de succión cerrada, fallas de las válvulas de descarga y contra muchas otras condiciones según sea el tipo de instalación. Todas estas señalizaciones que se detectan en el campo, van a operar contactores auxiliares que pueden hacer que el motor de la bomba se pare o no arranque.

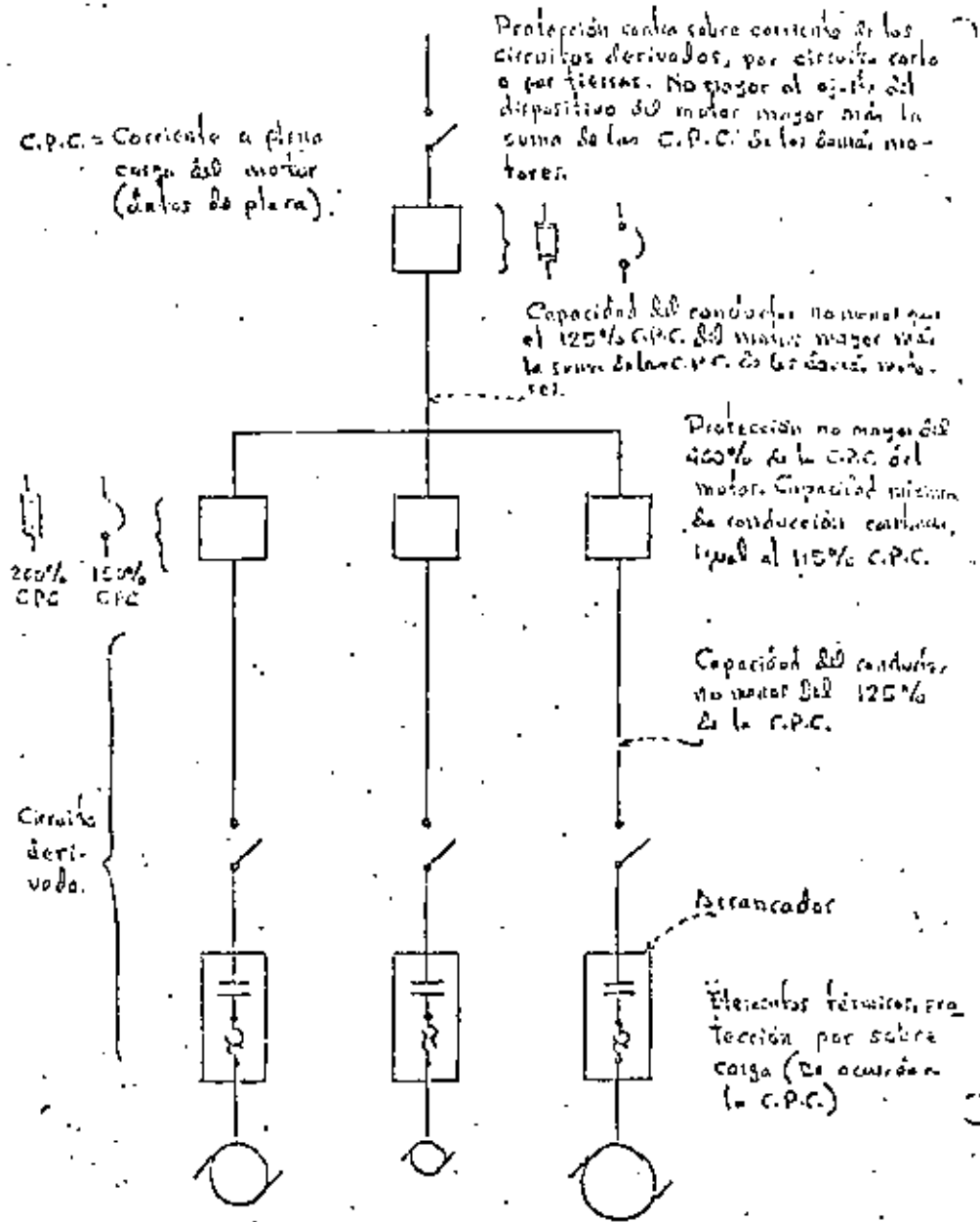
Por lo que respecta al motor en sí, el diagrama ilustrativo de la forma de conectar un motor se muestra en la figura número 6.3. En esta figura, se muestra el medio principal de desconexión y protección contra sobrecorriente del alimentador general, el cual debe tener una capacidad no menor al del circuito derivado que tenga la protección mayor más la suma de las corrientes a plena carga de los motores en los demas circuitos derivados. Despues se tiene la protección contra sobre corriente del circuito derivado el cual puede ser por fusible o interruptor termomagnético el cual no debe exceder del 400% de la corriente a plena carga del motor.

Los interruptores automáticos para la protección del circuito derivados para motor, deberá tener capacidad para conducir -- continuamente no menos del 115% de la corriente a plena carga de los motores. Finalmente se tiene el arrancador y medio de protección contra sobre corriente del motor. El primero es -- obvio que deberá ser apropiado para el tamaño en HP del motor. El segundo es un medio de protección contra circuito corto -- del motor o su alimentación. Su capacidad debe de ser de - - aproximadamente un 150% de la corriente a plena carga si se - usa interruptor del tipo termomagnético y de 200% si es de fusibles. Para la sobrecarga se usan elementos térmicos que van instalados en el propio arrancador del motor de acuerdo a su - corriente nominal.

2.- Los conductores alimentadores para los motores eléctricos deben ser capaces de soportar continuamente un 125% del valor de la corriente a plena carga. La caída de tensión en un conducto alimentador de motores no debe ser mayor al 4% - para motores y 3% para alumbrado del voltaje de placa del -- motor o equipo.

No tomando en cuenta los efectos de inducción y capacidad entre conductores, la sección en mm^2 de un conductor se calcula con:

Fig. 6.3._ Protección de motores.



REFERENCIA: ROSE Artículo Nº 28.

Para línea monofásica :

$$S = \frac{2\rho}{\delta}\left(I \cos\varphi\, l\right)$$

Para línea trifásica :

$$S = \frac{\rho}{\delta}\sqrt{3}\left(I \cos\varphi\, l\right)$$

Siendo: S = sección en mm^2 ($1\ mm^2 = 2000$ c.m.)

I = corriente en amps.

l = distancia en metros.

$\rho = \frac{1}{56}$ para el cobre

δ = caída de voltaje = $\frac{E \times e\%}{100}$ volts

$\cos\varphi$ = factor de potencia (0.8 a 0.85)

$e\%$ = caída de tensión en %

E = voltaje nominal del sistema.

3.- Arranque de motores.- Siempre y cuando la capacidad de la línea alimentadora lo permita, un motor eléctrico puede ser arrancado directo a la línea, es decir a tensión plena. El arranque a tensión plena permite aprovechar al máximo el par del motor. Sin embargo, en la gran mayoría de los casos el arranque a tensión plena es impráctico por las molestias que representan a la fuente de suministro, a la línea y a otros usuarios de energía que se alimentan del mismo sistema donde se hace el arranque

del motor.

Por esta razón, el arranque de los motores eléctricos se hace a tensión reducida. Los siguientes son los métodos de arranque a tensión reducida que se usan en la actualidad.

1.- Devanado partido.- Proporciona un buen par de arranque pero se limita a motores de 50HP en B.T. y 150 H.P. en A.T.

2.- Autotransformador.- Es el sistema más usado; intercala un autotransformador en la línea durante el arranque. Las derivaciones en el autotransformador permiten un ajuste de la corriente y el par de arranque. Puede ser de transición abierta o transición cerrada, esta última tiene la ventaja de que el motor nunca queda fuera de la línea.

La relación de la derivación y los KVA de arranque y par son:

Tap. de voltaje	KVA de arranque	Par
80%	64%	64%
65%	42%	42%
50%	25%	25%

3.- Arranque con reactor.- Da muy bajo par de arranque por KVA. No se recomienda para bombas aunque es de bajo costo comparado con el autotransformador.

4.- Estrella - Delta.- Se comporta como el arranque con autotransformador suponiendo a éste trabajando en un tap equivalente al 57%; tiene un par muy bajo.

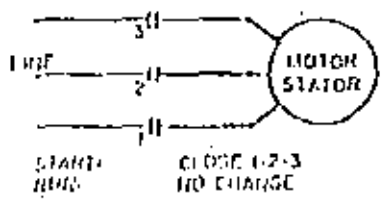
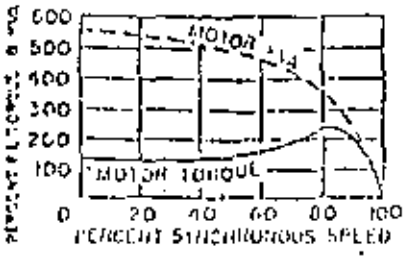
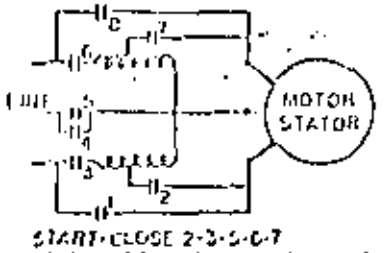
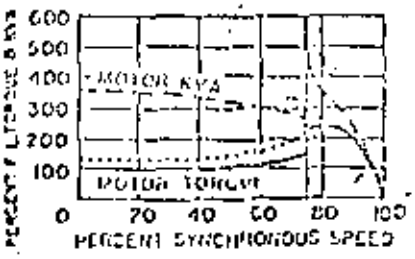
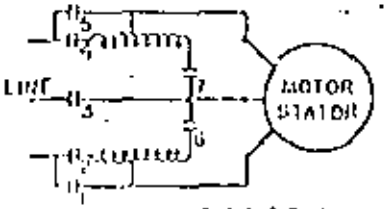
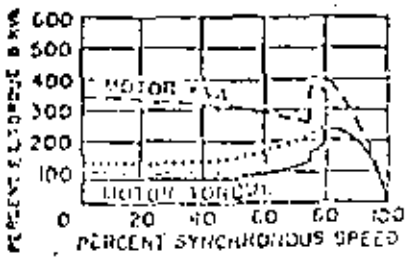
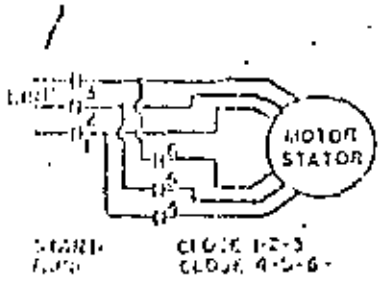
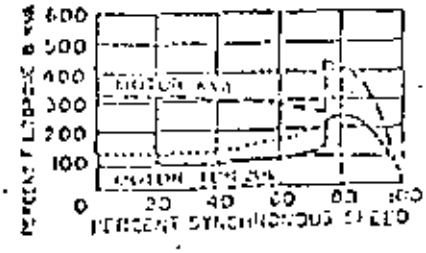
5.- Resistencia en serie.- Se recomienda solo para sistemas de baja tensión por el alto costo que tendría una resistencia en alta tensión. Proporciona un par muy pobre.

En las figuras 6.3 a 6.9 se dan los diagramas de conexión para los sistemas de arranque de motores y sus curvas par velocidad y KVA-velocidad características.

6.2.10.- Ubicaciones especiales.- Lugares peligrosos.

El equipo que se va a instalar en un local, debe solicitarse en forma que su construcción garantice la seguridad de su operación, tanto para el propio equipo como para el personal de operación y mantenimiento.

De acuerdo con los materiales peligrosos específicos que contienen, los lugares se clasifican como sigue:

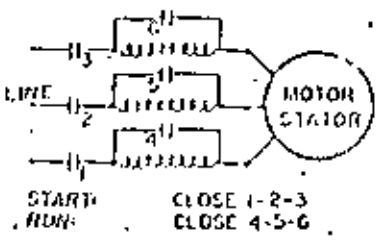
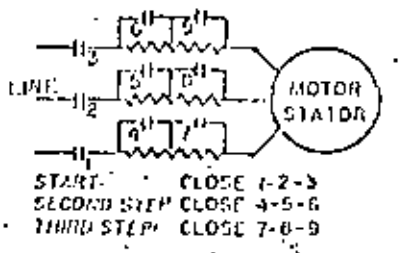
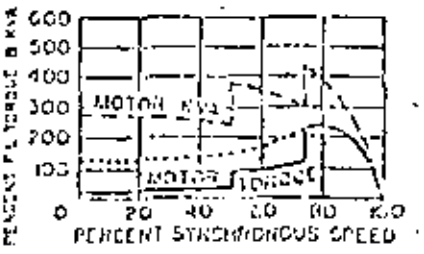
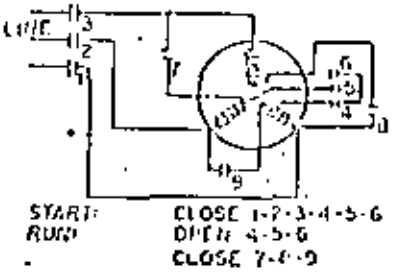
STARTING METHOD	STARTING DIAGRAM PRIMARY CONNECTIONS	TYPICAL KVA AND TORQUE CURVES FOR SQUIRREL-CAGE INDUCTION MOTORS
Figure 3 | 6-3 FULL VOLTAGE STARTING [illegible]		
Figure 4 | 6-4 [illegible] [illegible]		
Figure 5 | 6-5 [illegible] STARTING [illegible]		
Figure 6 | 6-6 [illegible] [illegible]		

OBVIOUSLY THE METHOD OF STARTING may have an important effect on the amount of voltage drop so a knowledge of the available methods and of their characteristics is desirable.

Figures 7-9, below and on opposite page illustrate the starting methods described and provide typical curves of torque and kva values plotted against speed.

Full Voltage Starting — Due to its extreme simplicity and initially low first cost, across-the-line, full voltage starting, Figure 3, is used whenever system capacity and mechanical shock considerations permit.

Reduced Voltage (auto-transformer) start is the most common means of securing reduction in starting kva and torque. The simplest arrangement (open circuit transfer, Figure 4, from reduced to full voltage. However this may cause severe electrical or mechanical disturbances. As a result closed transition, Figure 5, (often referred to as Korndorfer) reduced voltage start is becoming

STARTING METHOD	STARTING DIAGRAM PRIMARY CONNECTIONS	TYPICAL KVA AND TORQUE CURVES FOR SQUIRREL-CAGE INDUCTION MOTORS
Figure 7 | 6-7 **REACTOR STARTING** Reactor starting, used for large motors, has advantages of simplicity and electrical stability, but gives lower starting torque per kva drawn than the low than with auto transformer starting.		
Figure 8 | 6-8 **SISTOR STARTING** Resistor starting is occasionally used for smaller motors where voltage tolerable where several steps of starting are required and the quantity of motor current between steps is allowed.		
Figure 9 | 6-9 **STAR-DELTA STARTING** Star-delta starting requires no auto transformer, reactor or resistor. The motor starts as a star-connected motor and runs delta connected.		

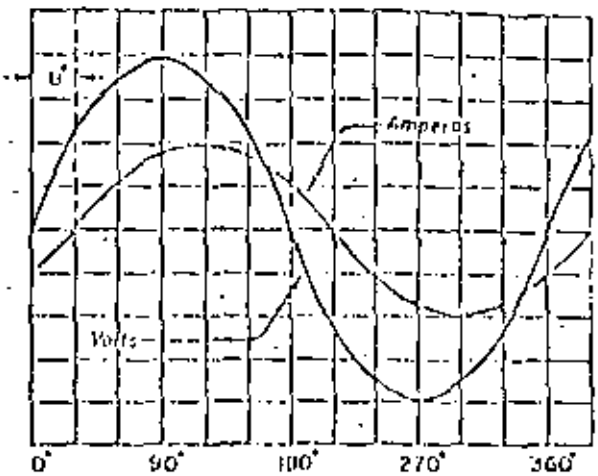


Figure 13 | Volts leading amperes by 90 degrees, rectangular representation.

[illegible] popular. This provides closed transition, resulting in minimized electrical disturbance and in continuous positive torque during transfer to full voltage.

Part Winding start, Figure 6, is practicable when a motor can be wound two or more circuits, with the windings properly slipped in to provide steps of reduced kva and torque. This automatically provides closed transition. In the case of induction motors the torque obtained on part winding are frequently indeterminate and the motor may not start until all the windings are energized. This is also frequently referred to as increment start.

Series Reactor, Figure 7, may be used to provide two-step, reduced voltage and full voltage) starting, with closed transition, but has the disadvantage of a low torque-to-kva ratio.

Resistance Starting, Figure 8, has similar characteristics but is not limited to only reduced voltage steps.

Star-Delta, Figure 9, starting is frequently used abroad and is becoming more popular here. It requires no external transformer, reactor or resistors and utilizes a simple motor connection, which is being brought out; the starter requires 3 - 3POST contactors. However this method has the following disadvantages:

1. Open transition from wye start to delta run.

2. Limited to torque and kva values equivalent to 33% of full voltage values.

3. Must operate on delta connection, which is usually discouraged.

Table I, below, lists various starting methods with typical values of voltage, kva and torque.

TABLE I

Starting Method	% Volts Applied	% F.V. Kva	% F.V. Torque
Full Voltage	100	100	100
Reduced Voltage	80 or 65	64* 42*	64 42
Series Reactor or Resistor	80 or 65	80 65	64 42
Part Winding (typical)	—	70†	70†
Star-Delta	57	33	33

*The calculated kva should be increased by an amount equal to 25% of the motor full load kva rating to compensate for the magnetizing kva required by the auto transformer.

†Various values of kva and torque are frequently needed to particularly on large, low voltage, medium or low speed motors where a multiplicity of parallel circuits may be available. However induction motors may not develop sufficient torque to start or accelerate until all circuits are energized.

Section 3 | Starting KVA

[illegible] range from a low of [illegible] to a high of [illegible] depending on the [illegible] to [illegible] to [illegible]. Thus [illegible] of a wide variety [illegible] with [illegible] to number, size, location, and material of bars. Starting kva may range from a low of 250% of full load kva for an large, [illegible] 1200%, on a high speed, high torque motor. Standard [illegible] starting kva values have not been standardized by NEMA.

Clase I.- Son aquellos que pueden tener presentes gases o vapores inflamables en cantidades suficientes para producir mezclas explosivas o inflamables.

Clase II.- Los lugares de la clase II son aquellos que son peligrosos debido a la presencia de polvo combustible.

Clase III.- Los lugares de la clase III son aquellos que son peligrosos debido a la presencia de fibras y volátiles inflamables, pero en los cuales no es probable que dichas fibras o volátiles se hallen en suspensión en el aire en cantidades suficientes para producir mezclas inflamables.

6.4.2.- Los diferentes tipos de caja o gabinete, de acuerdo a su construcción y lugar de instalación, según normas NEMA de E.U. y CONNIE de México, son:

Tipo 1.- Usos generales.- Diseñado para interiores y áreas comunes.

Tipo 2.- A prueba de goteo.- Diseñado para proteger al equipo contra goteo de líquidos.

Tipo 3.- Servicio intemperie.- Diseñado para exteriores, contra tolvaneras y aire húmedo.

Tipo 3R.- A prueba de lluvia.- Uso exterior y prueba de lluvia.

Tipo 4.- Hermético al agua y al polvo.- Diseñado contra salpicaduras de agua o chorro directo de manguera.

Tipo 5.- Hermético al polvo.- Protección contra el polvo.

Tipo 6.- Sumergible, hermético al agua y al polvo.

Tipo 7.- A prueba de gases explosivos.- Atmósferas clase I equipo en aire.

Tipo 8.- A prueba de gases explosivos.- Diseñado para el mismo fin que el tipo 7 pero con el equipo sumergido en aceite.

Tipo 9.- A prueba de polvos explosivos.- Atmósferas clase II, equipo encerrado en aire.

Tipo 10.- Para uso en minas.- Atmósferas que contienen mezclas de metano - aire.

Tipo 11.- Resistente a la corrosión.- Equipo encerrado en aceite.

Tipo 12.- Uso industrial, hermético al polvo y goteo.- Construido para uso interior con protección contra fibras, insectos, pelusas, polvos, goteos y condensaciones extremas de líquidos.

Tipo 13.- Uso industrial, hermético al aceite y al polvo.- Usos interiores principalmente en gabinetes de dispositivos piloto para máquinas herramientas.

Clasificación de motores.- De acuerdo con las normas de la National-Electrical Manufacturers Association (NEMA), los motores se clasifican designándolos mediante letras.

1. Letras de código.-. Las letras marcadas en las placas de los motores para indicar la potencia absorbida con el rotor bloqueado, estarán de-acuerdo con la tabla siguiente:

Letra de código.	KVA por HP con rotor en corto circuito.
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 en adelante.

Aunque esta tabla da la potencia en KVA absorbida por el rotor por HP de potencia útil, los valores son los mismos que la rela-

ción entre la intensidad de la corriente de arranque y la nominal para motores trifásicos si se supone una eficiencia de 85 % y un factor de potencia de 88 %.

2. Clases de motores.- Existen seis clases que se distinguen con las letras A, B, C, D, E, F.

Clase A.- Par normal de arranque alrededor de 150 % del de régimen; clasificación de letras de código de F a R; tensión de arranque reducida.

Aplicaciones: Máquinas herramienta, bombas centrífugas, grupos motor generador, ventiladores, aspiradores, equipos que requieren un par de arranque bajo.

Clase B.- Par normal de arranque 150 % del nominal; clasificación de letras de código B a E; arranque a plena tensión.

Aplicaciones: Las mismas de la clase A pero más usada. Muchos fabricantes hacen sólo motores clase B.

Clase C.- Elevado par de arranque, 225 % del nominal; letras de código B a E.

Aplicaciones: Bombas de movimiento alternativo, equipos que requieren un gran par de arranque.

Clase D.- Alta resistencia, elevado par de arranque, 275 % del nominal.

Aplicaciones: Centrífugas de azucareras, máquinas con volante.

Aislamiento.- Aislante eléctrico es toda substancia de tan baja conductividad, que el paso de corriente a través de ella puede ser despreciado.

Los aislamientos que se emplean en los devanados de los motores son de varias clases. A continuación se citan las más usadas y sus principales características.

Aislamiento clase A:

a) Algodón, seda, papel o substancia orgánica semejante que haya sido impregnada o sumergida en un líquido dieléctrico.

b) Materiales moldeados o laminados con relleno de celulosa, resinas fenólicas o de otro tipo o de otro tipo que tengan propiedades similares.

c) Barnices orgánicos (esmalte) sobre los conductores.

Aislamiento clase B:

Mica, asbesto, fibra de vidrio (fiberglas) y otras substancias inorgánicas similares conglutinadas con material orgánico.

Aislamiento clase F:

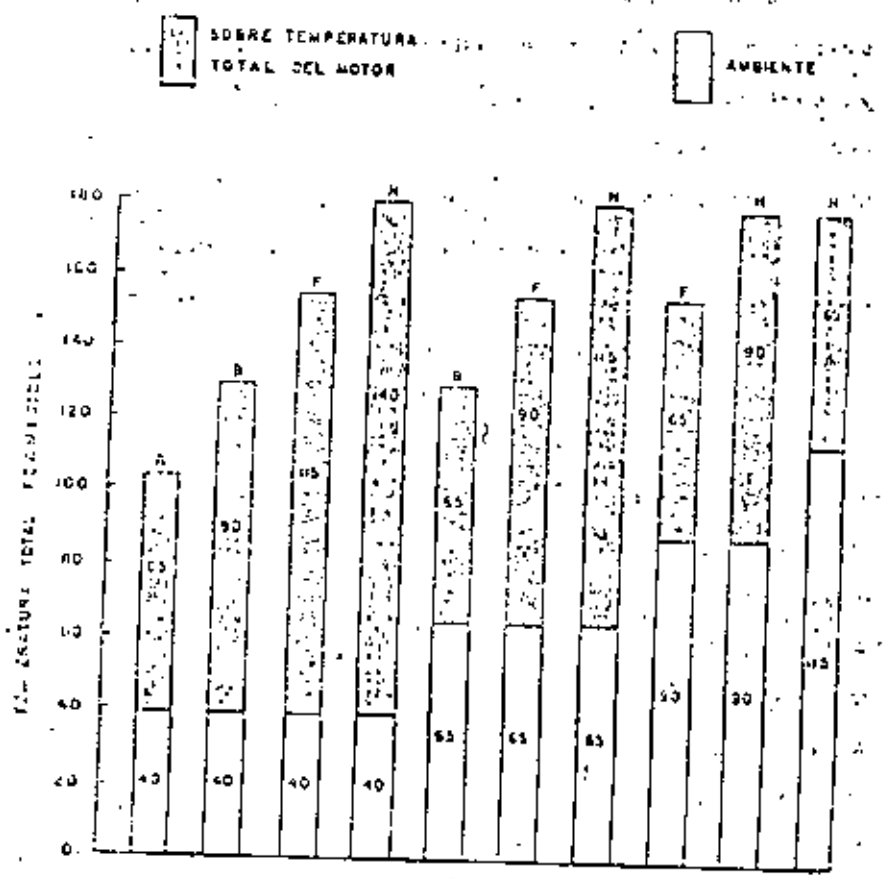
Mylamm, fibra de vidrio, poliester, dacron y resinas epóxicas.

Aislamiento clase H:

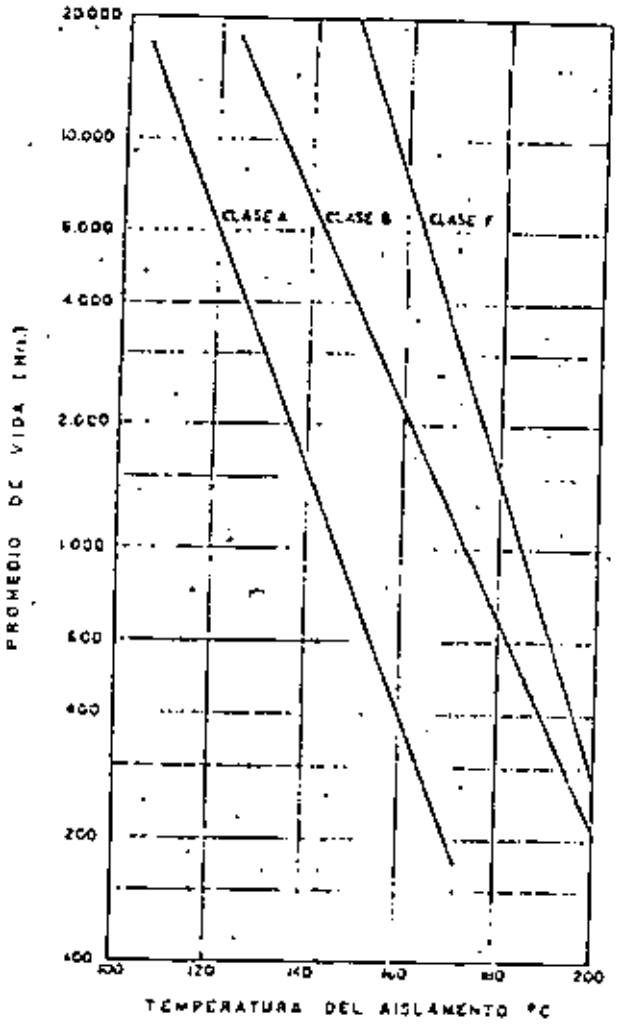
a) Mica, asbesto, fibra de vidrio y otros materiales inorgánicos similares conglomerados con substancias a base de compuestos de silicona o de materiales cuyas cualidades son equivalentes a las de éstos.

b) Compuestos de silicona de consistencia semejante a la de caucho o a las resinas o materiales de propiedades equivalentes a las de estos.

Las temperaturas totales permisibles para cada una de las clases anteriores son:



TEMPERATURA PERMISIBLE POR AMBIENTE Y CLASE DE AISLAMIENTO (A,B,F y H)



PROMEDIO DE VIDA DEL DEVANADO EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL AISLAMIENTO

Clase de aislamiento	Temperatura total permisible.
A	105° C (221° F)
B	130° C (266° F)
F	155° C (311° F)
H	180° C (356° F)

La temperatura total permisible es la suma de las temperaturas ambiente y la generada por el motor.

Protección mecánica de los motores.- Esta protección va encaminada a proteger la parte interna del motor como son: el rotor, el embobinado, etc.

Existen varios tipos de protección mecánica para los motores, los cuales están de acuerdo con el uso del motor.

Los más usuales son:

Motor a prueba de goteo.- Tiene aberturas de ventilación en tal forma que las gotas de algún líquido o partículas que caigan sobre el motor a un ángulo no mayor a 15° sobre la vertical, no puedan penetrar al motor.-

Motor a prueba de explosión.- Están diseñados específicamente para reducir al mínimo el peligro de cualquier explosión interna, calor o chispa que pudiera inflamar los gases circundantes, o sea, en locales donde existan gases inflamables, vapores de gasolina, hidrógeno o éter, los cuales se consideran más peligrosos. Esencialmente esta protección se basa en encerrar herméticamente toda la parte interna del motor.

6.2.11.- ANOMALIAS Y CORRECCION DE FALLAS COMUNES EN MOTORES ELECTRICOS DE INDUCCION Y ARRANCADORES MANUALES.

En la actualidad un equipo ocioso, es un equipo que no produce y si no produce, afecta económicamente a la industria a la cual pertenece ; lo mismo sucede con un equipo en mal estado, el cual se encuentra más tiempo en un taller que en su lugar de operación, por tal motivo, es importante conocer el funcionamiento de ellos, con el fin de detectar cualquier anomalía que exista y poder repararse, evitando en esta forma, males mayores.

Para nuestro caso, es necesario tener en la planta de bombeo, una persona idónea, la cual amén de operar y mantener los equipos integrantes de la planta de bombeo en buen estado de funcionamiento, conozca estos equipos y su operación.

A continuación se presenta un cuadro, en el que aparecen algunos de los problemas que se presentan durante la operación de los motores y arrancadores usados con más frecuencia en estos tipos de obras, así como su posible causa y solución inmediata para su corrección.

CUADRO DE ALGUNAS ANOMALIAS, LA CAUSA Y SU CORRECCION EN MOTORES DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA C.A. Y ARRANCADORES

MOTORES		
ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El motor se para.	Motor sobrecargado, voltaje muy bajo, circuito abierto.	Disminúyase la carga, mantenga el voltaje indicado, examine los fusibles, examine el relevador de sobrecarga, el arrancador y los botones de arranque.
Motor se atranca	Tiene una fase abierta, puede estar sobrecargado.	Vea que no haya ninguna fase abierta. Disminúyase la carga.
	Conexiones de control equivocado	Comprobar las conexiones con el esquema de conexiones del control
	Conexión floja entre borne y conductor	Apretar las conexiones.
	Circuito abierto en los devanados del rotor o estator.	Localizar los circuitos abiertos.
	Corto circuito en el devanado del estator.	Localizar la bobina en cortocircuito.
	Contacto a tierra en el devanado	Localizar el devanado con contacto a tierra
	Cojinetes duros	Arreglar la falla o cambiar el cojinete.
	Grasa demasiado dura	Emplear lubricante apropiado.
El motor se calienta y se detiene del relevador	Voltaje demasiado bajo, debido a caída en la línea	Utilice voltaje más alto en los terminales del transformador o disminúyase la carga.
	Carga muy alta para el arranque	Compruebese la carga que el motor puede soportar al arranque.

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El motor tarda mucho en acelerar.	Demasiada carga, rotor defectuoso.	Disminúyase la carga, repóngase el rotor.
Rotación invertida.	Fases en secuencia errada.	Invíertase las conexiones en el motor o en el tablero.
El motor se recalienta.	Véase si tiene sobrecarga	Disminúyase la carga.
	Los sopladores y desviadores de aire pueden ser inapropiados o obstruídos y no permiten buena ventilación	Cuando hay buena ventilación, sale un chorro constante del motor. Si este no es el caso, consulte con el fabricante
	El motor puede tener una fase abierta.	Véase que todos los terminales estén bien conectados.
	Desequilibrio de voltaje en los terminales y frecuencia inadecuada.	Busque los terminales defectuosos, revise las conexiones y los transformadores. Comprobar datos de placa.
	Conexión defectuosa.	Indicada por alta resistencia.
	Alto voltaje	Úsese un voltímetro y compruébese en los terminales.
	Bajo voltaje	Úsese un voltímetro y compruébese en los terminales.
	El rotor roza con el estator.	Compruebe alineación y cambiese cojinetes.
El motor vibra.	Motor mal alineado.	Realínéese
	Bases débiles.	Refuércense.
	Cojinetes de bolas defectuoso o desalineado.	Remplácese y alínéese
Motor ruidoso.	El motor funciona con una sola fase.	Parar el motor y arrancar de nuevo y verá que esto no será posible. Ver si hay circuitos abiertos.

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
	Golpeados en la flecha.	Comprobar la alineación.
	Vibración.	(Véase el caso anterior).
	Laminaciones flojas, rotor flojo.	Apretar los pernos de sujeción.
	El motor se ha aflojado de la base	Apretar los pernos de sujeción.
Recalentamiento de cojinetes	Flecha torcida.	Enderezar la flecha
	Grasa excesiva.	Emplear la apropiada.
	Insuficiente aceite.	Añadir aceite.

ARRANCADORES

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El contactor ó relevador no se cierra.	Botón, pedal, manual o relevador que no hacen buen contacto.	Ajústese para que haga presión apropiada.
	Conexión floja o rota.	Revise el circuito.
	Botón mal conectado.	Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.
	El contacto del relevador de sobrecarga está abierto.	Ajústese el relevador.
El contactor ó relevador no se cierra.	Botón mal conectado	Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.
	El cobre del circuito magnético puede estar gastado y deja que el magnetismo remanente, mantenga la armadura cerrada.	Reemplácese el cobre.
Excesiva corrosión de los contactos. Los contactos se funden y se pegan o se calientan demasiado.	Los resortes de los contactos no ejercen suficiente presión, lo cual hace que estos se calienten o produzca arcos al cerrarse.	Ajústese para aumentar la presión de contacto, reemplácese estos si es necesario.
	La superficie de los contactos está áspera y sólo deja pasar corriente por un área muy reducida.	Líjense los contactos con papel de lija o una lima de grano fino, reemplácense estos si están muy gastados.
	Las condiciones de funcionamiento son anormales.	Compárese la capacidad con la carga.
	Los contactos vibran producidos por vibraciones fuera del gabinete del arrancador.	Compruébese la presión del resorte del contacto para ver si es suficiente, apríetese todas las conexiones.

9.1.- Mediciones eléctricas en plantas de bombeo.- La naturaleza pone en nuestras manos elementos tangibles que podemos apreciar con nuestros sentidos y hasta medir en forma aproximada con algo de experiencia.- Así, podemos calcular sin mucho error, el volumen de agua contenida en un recipiente semi vacío, o el peso de un trozo de metal con solo sostenerlo en las manos. Pero el fluido eléctrico, aún cuando sentimos su presencia al tocar imprudentemente un cable con corriente, o al ver una lámpara encendida o un motor eléctrico en marcha, no podemos cuantificar su magnitud por mucha experiencia que tengamos.

Los instrumentos eléctricos de medida son los ojos y los sentidos con los que podemos cuantificar este misterioso fluido. Es por tanto de especial interés el contar con los aparatos correctos que nos permitan evaluar las magnitudes de la electricidad que se manejan en cualquier instalación donde ésta se utiliza.

Aquí nos referimos a las principales mediciones eléctricas que se deben hacer en las plantas de bombeo.

9.1.1.- Precisión.- Generalmente, la precisión necesaria en las plantas de bombeo es del orden de 1% al 2.5%. - Comparativamente en laboratorio se requieren precisiones del 0.1 al 0.5%

6.3.2.- Tamaño de los instrumentos eléctricos.- Los instrumentos de medición pueden ser de carátula circular o la más aceptada en los tableros modernos, de carátula rectangular. Son para embutir o sobreponer y en los E.U.A. se fabrican preferentemente de 124x124 mm (4 1/2" x 4 1/2") con longitud de escala de 130 mm. (5.1"); en Europa se prefieren los de 144 x 144 mm - con longitud de escala de 133 mm.

6.3.3.- Instrumentos.- Los instrumentos de medida adquieren su nombre según la unidad que miden:

Abreviatura	UNIDAD	INSTRUMENTO	MIDE
A	Ampere	Amperímetro	Corriente o amperaje.
V	Volt	Vóltmetro	Potencial, tensión o voltaje.
VA	Vol-Ampere	Voltamperímetro	Potencia aparente (cos φ = 1)
W	Watt	Wáttmetro	Potencia activa.
VAR	Voltampere-Reactivo.	Vármetro	Potencia reactiva.
Hz	Hertz	Frecuencímetro	Ciclos por segundo.
Cos φ	¹	Fasímetro	El coseno del ángulo de fase entre corriente y tensión.
Wh	Watt-hora.	Watt-horímetro	Consumo de energía.
VARh	Voltampere-reactivo hora	Medidor	Consumo de energía reactiva.

4.- Instrumentos principales.- En general, los instrumentos de medida se basan en la desviación que sufre una aguja por el efecto del paso de una corriente eléctrica.

Entre las principales variantes de construcción se tienen:

A.- Imán fijo y bobina móvil.- Se usan como Amperímetros y como Vóltmetros, tienen escala lineal o uniforme. Se aplican para mediciones en sistemas de corriente continua o en corriente alterna, esta última con rectificador que los hacen más costosos.

B.- Instrumentos con bobina fija y metal móvil.- Es el tipo más usual para corriente alterna en Amperímetros o en Vóltmetros. En estos instrumentos la escala es logarítmica.

C.- Instrumentos con una bobina fija y otra bobina móvil.- Son conocidos como instrumentos electrodinámicos, pueden funcionar en corriente continua o alterna como Amperímetros o Vóltmetros con escala logarítmica pero su aplicación principal está en usarlos como Wáttmetros o Vármetros con escalas lineales.

6.3.5.- Conexión de los instrumentos.- Para la conexión de los instrumentos, se requiere del uso de transformadores de corriente en los Ampérmetros. El primario es el conductor cuya intensidad de corriente se quiere medir y el secundario es un embobinado conectado al instrumento, el cual se fabrica para recibir un rango de 5 Amps. máximos. Debe tenerse mucho cuidado que el secundario de un transformador de corriente no quede abierto pues la relación de espiras entre primero y secundario es tan grande que se tendrá alta tensión en las puntas lo cual significa grave peligro.

En los Vóltmetros se requiere del uso de transformadores de potencial solo en el caso de mediciones en Alta tensión.

Entre la fuente a medir y el instrumento, tratándose de Ampérmetros y Vóltmetros y en sistemas trifásicos, se recomienda instalar conmutadores de cuatro posiciones, en el AM, para medir las fases 1,2,3 y una posición "fuera" que evita el chicoteo de la aguja en el arranque del motor y en el VM, las posiciones: fases 1-2, 2-3, 3-1 y "fuera" esta última para poder calibrar la aguja en "cero".

En los Wáttmetros se requiere de una toma de corriente con un transformador de corriente y de una toma

de tensión.

Todos los aparatos eléctricos, por norma, llevan una placa de datos en la que el fabricante imprime las características eléctricas con las que debe trabajar.

Así por ejemplo como mínimo, un motor eléctrico lleva los siguientes datos de placa:

Tipo de motor.	Diseño	R.P.M.
Modelo.	Aislamiento	Factor de potencia
HP	Temp. máx.	Diagrama de conexiones.
Armazón	Volts.	Clave
Serie	Fases	Rodamientos (aceite y tipo si son lubricados).
	Amps. Plena Carga.	

Con estos datos y con instrumentos bien seleccionados es fácil checar el funcionamiento del motor o de cualquier aparato eléctrico, y detectar de inmediato alguna anomalía antes que se presenten daños mayores.

Muchas veces pueden detectarse anomalías de la carga movida através de las mediciones sobre el motor eléctrico, o fallas en el suministro de la energía. Por eso es tan importante que en toda planta de bombeo se lleve en la bitácora, un registro cuidadoso de las mediciones eléctricas.

6.4.- El motor de combustión interna.

En nuestros días, el uso de la energía eléctrica para producir trabajo se ha impuesto sobre los motores de combustión, calderas y otros medios, gracias a que su transportación es fácil y económica ya que su uso no contamina al medio ambiente. En sistemas de bombeo, definitivamente la energía eléctrica puede considerarse en general, como único medio para mover bombas.

Sin embargo hay casos particulares donde resulta necesario el uso de motores de combustión interna. Podemos citar los siguientes como más comunes:

1.- Equipos de bombeo en localidades rurales no electrificadas.

2.- Equipos de bombeo usados en la construcción.

3.- Equipos de bombeo de organizaciones de salvamento.

4.- Plantas de bombeo donde se requiere contar con un respaldo en caso de falla de la fuente de suministro normal de energía eléctrica.

Este es el caso más común e importante de uso de motores de combustión interna, en sistemas de bombeo. El motor se acopla directamente a un alternador síncrono para generar energía eléctrica de emergencia, que será usada en los motores eléctricos de los equipos de bombeo.

5.- Uso de motores de combustión con el fin secundario de aprovechar algún combustible subproducto de un proceso. Tal es el caso de la utilización del gas metano producido en la digestión

de lodos de las plantas de tratamiento de aguas residuales.

Podemos agregar que en costos de operación, el motor eléctrico tiene la gran ventaja de su alta eficiencia, mayor vida útil y poco mantenimiento en comparación con el motor de combustión interna. Mientras que un motor eléctrico puede llegar a tener hasta 98 % de eficiencia, uno de combustión interna difícilmente llega a 36 %.

6.4.1. Tipos de ciclos en motores de combustión interna.- El proceso de combustión en los motores, se lleva a cabo principalmente a: Volumen constante, presión constante o por una combinación sucesiva de estos dos procedimientos.

Ciclo Otto.- Es el ciclo de encendido por chispa y su proceso es de volumen constante.

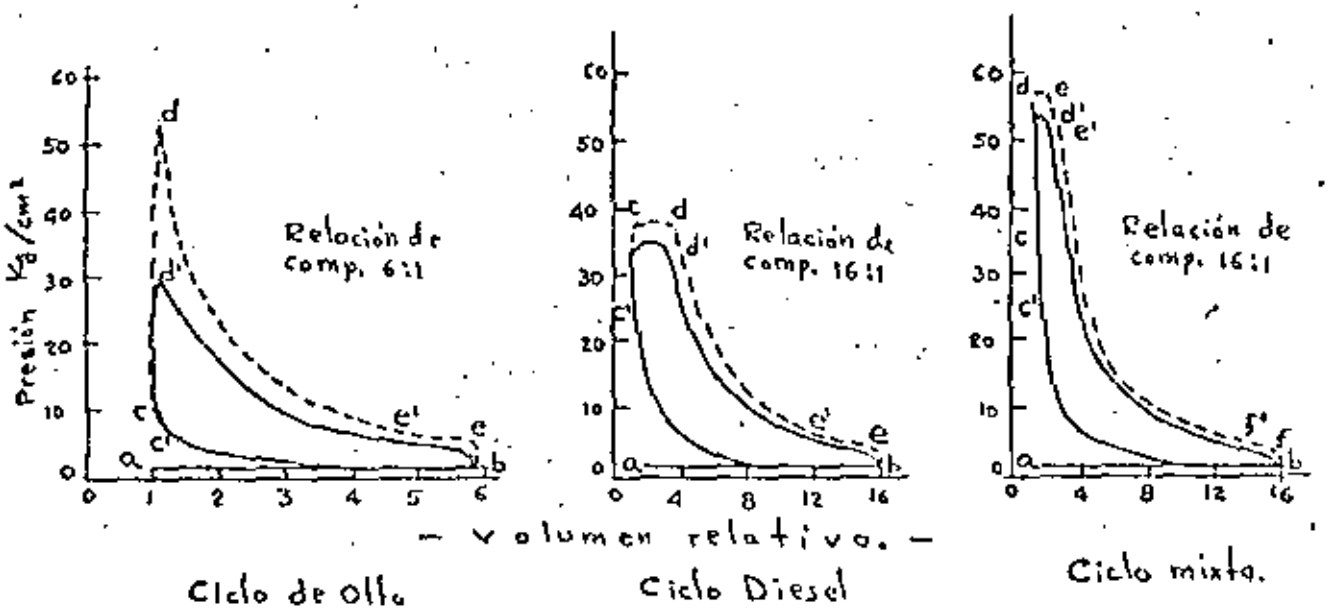
Ciclo Diesel.- Es el ciclo de encendido por compresión y su proceso es de presión constante.

Ciclo Mixto.- Si es de volumen y presión constante se le llama ciclo mixto, de combinación o de presión limitada.

Otra diferencia fundamental en los ciclos Otto y Diesel es la forma de mezclar el aire y el combustible: en el ciclo Otto es antes de la compresión y en el ciclo Diesel, generalmente es cerca del final de la compresión.

Relación de compresión.- Es un valor que generalmente se especifica y corresponde a la relación del desplazamiento más el volumen del espacio muerto dividido entre el volumen del espacio muerto.

Este valor es el nominal y resulta mucho mayor a la relación de compresión real debido al retardo del cierre de la válvula de admisión.



Ciclo de Otto — Ciclo Diesel — Ciclo mixto.

Ciclo ideal = - - - - - - Ciclo real = ———

PROCESOS DEL CICLO IDEAL

a-b.. Carrera de aspiración. Admisión de la carga	a-b.. Carrera de aspiración. Admisión del aire.	a-b.. Carrera de aspiración Admisión del aire.
b-c.. Carrera de compresión. en c: Encendido de la carga comprimida	b-c.. Compresión del aire	b-c.. Compresión del aire.
c-d.. Combustión (Explosión)	c-d.. Inyección y combustión del combustible.	c-d.. Encendido y combustión a volumen constante.
d-e.. Expansión en e: Se abre la válvula de escape.	d-e.. Expansión: en e: Se abre la válvula de escape.	d-e.. Combustión a presión constante. e-f.. Expansión. en f: Comienza el escape.
b-a.. Carrera de escape.	b-a.. Carrera de escape.	b-a.. Carrera de escape.

La presión de compresión real se mide con un manómetro que atrapa los gases por medio de una válvula de retención indicando así la presión máxima en las condiciones de trabajo.

Los motores de ciclo Otto consumen combustibles del tipo de líquidos volátiles o gases. Comunmente usan gasolina, tienen relación de compresión entre 4:1 y 12:1 y presiones de compresión desde menos de 7 hasta 21 Kg/cm^2; usan carburadores, válvulas para la mezcla de los gases o sistemas de inyección del combustible. Las presiones de combustión son de 3.5 a 5 veces las presiones de compresión.

Los motores de ciclo Diesel consumen combustibles líquidos de baja volatilidad. Sus relaciones de compresión se encuentran entre 11.5:1 y 22:1 y sus presiones de compresión de 28 a 40 Kg/cm^2. En estos motores no se usan dispositivos de encendido, la velocidad y la carga se regulan variando la cantidad de combustible inyectado. Como resultado de una relación de compresión más alta en los motores de ciclo Diesel, se tiene en ellos un consumo de combustible más bajo que en los motores de ciclo Otto. Si en un motor Diesel la relación es de 17:1, significa que el volumen en el cilindro cuando el émbolo está al final de la carrera (momento de la combustión) es de 1/17 del volumen en el cilindro al principio de la carrera en cambio, en un motor de ciclo Otto equivalente, con una razón de compresión que sería de 7:1, la mezcla de combustible y aire se comprime a 1/7 de su volumen original, esto hace menos eficiente al motor de este tipo.

TABLA No. 6.4.2.-1.

DATOS COMPARATIVOS DE COMPORTAMIENTO

Dato.	Unidad.	Gasolina.	Diesel.
Dimensiones de cilindro.	mm	117.5 x 139.7	117.5 x 139.7
Número de cilindros.		6	6
Relación de compresión.		6:1	17:1
Desplazamiento.	cm^3	9 047	9 047
Consumo de combustible.	gr./CVef/hora	268	201
Consumo de combustible.	lt/CVef/hora	0.36	0.24
Eficiencia total.	%	24	29
Presión media efectiva.	Kg/cm^2.	6.05	6.28
Revoluciones por minuto.	R.P.M.	1 980	1 920
Caballos.	CV.	121.7	121.7
Peso de la máquina.	Kg.	622.7	900
Peso de la máquina.	Kg/CV.	5.12	7.33
Combustible.	Cal/lt.	8 320	9 293
Combustible.	Cal/Kg.	11 261	10 667

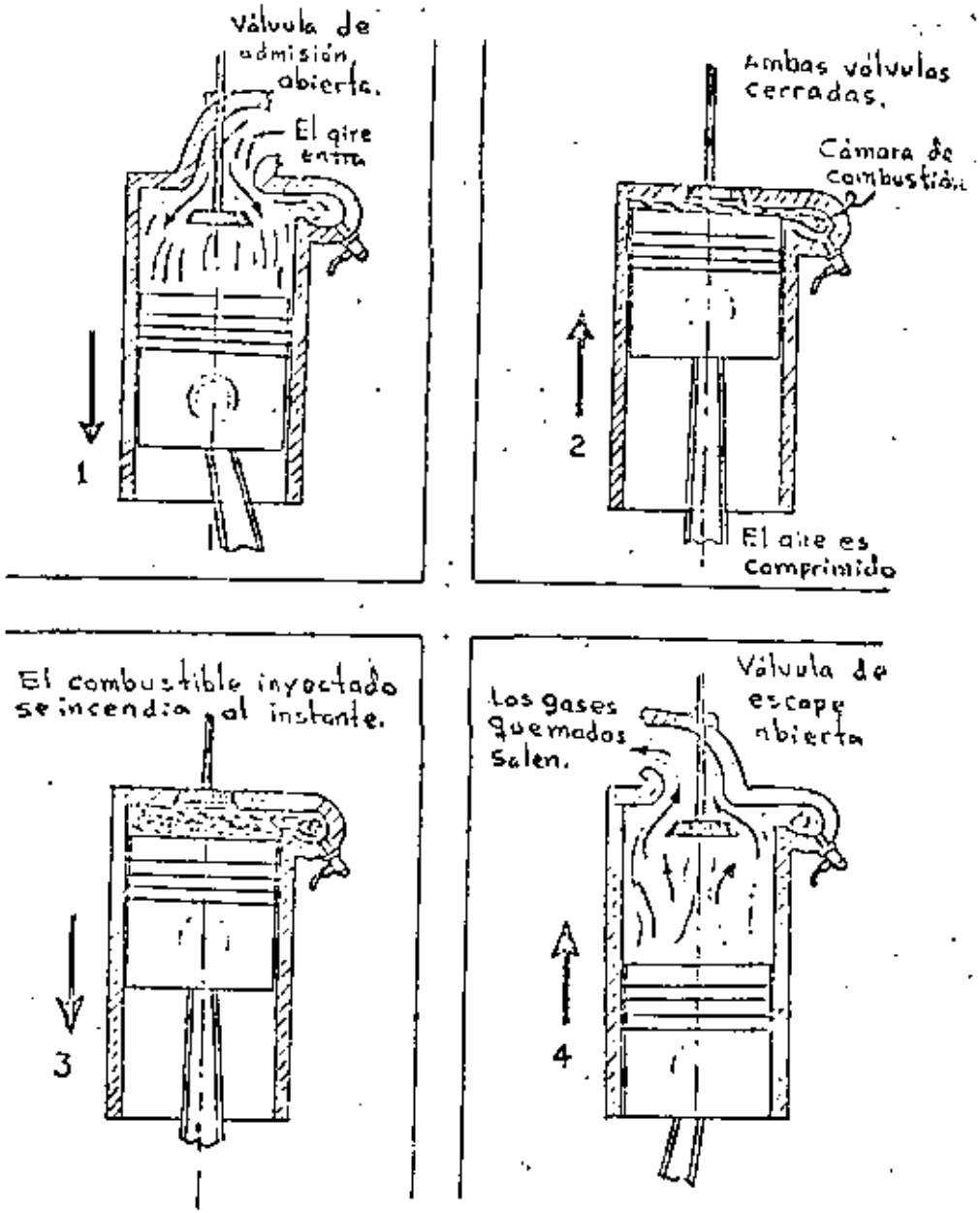
Fuente: The Texas Co.

TABLA No. 6.4.2-2.

INFLUENCIA DE LA RAZON DE COMPRESION.

Razón de compresión	Eficiencia Total %	Economía del Combustible. lts/C.V.ef/hora	Compresión Presión Kg/cm^2	Compresión Temperatura ° C
4	25.2	0.276	4.92	282
6	30.8	0.228	9.16	342
8	33.9	0.205	13.73	399
10	36.0	0.193	18.66	437
12	37.4	0.187	23.94	471
14	38.1	0.182	29.57	499
16	38.5	0.180	35.56	521
18	38.6	0.179	41.55	543
20	39.1	0.176	47.10	560.

Fuente: The Texas Co.



CICLO DIESEL DE 4 TIEMPOS

6.4.2. El motor Diesel.- El bajo costo de operación del motor Diesel lo ha colocado en ventaja comparado con el motor de gasolina o ciclo Otto a pesar de su mayor costo de adquisición. En sistemas de bombeo el motor Diesel es mucho más usado que el de gasolina con excepción de motores muy pequeños donde el motor de gasolina tiene gran ventaja por su baja inversión inicial, más aún si son equipos móviles donde se busca poco peso. En este apartado trataremos sobre el motor Diesel haciendo algunas comparaciones más con el motor Otto.

En la tabla 6.4.2-1 se dan datos comparativos de comportamiento de motores de Gasolina, ciclo Otto y Diesel, sacados como promedio de varios fabricantes para dos motores de iguales dimensiones.

En la tabla número 6.4.2-2 se indican los efectos de la relación de compresión sobre la economía.

6.4.3. Arranque del motor Diesel. El motor Diesel requiere condiciones más duras para su arranque que las que requiere un motor de gasolina:

1.- El motor de arranque debe ser capaz de hacer girar la máquina contra una presión de compresión mayor a 35 Kg/cm^2.

2.- El combustible deberá tener una temperatura de autoencendido menor de la que existe en las condiciones de arranque de la máquina.

La puesta en marcha de los motores Diesel se hace en formas muy variadas. Se puede hacer por medio de aire comprimido, el cual se almacena en cilindros por medio de compresores; por medio de motores de arranque, eléctricos, de corriente directa, accionados por ba

torías; en motores pequeños se suele usar una bujía de encendido para hacerlos arrancar como si fueran a explosión, una vez en marcha normal se elimina el sistema de ignición y pasa a funcionar como Diesel.

Cuando se tienen problemas de baja temperatura ambiente, algunas máquinas están equipadas con calentadores eléctricos dentro de la cámara de combustión, facilitando en esta forma el encendido. También suelen usarse combustibles que tienen temperaturas bajas de encendido para el arranque.

6.4.4. Combustión del Diesel.- La combustión del aceite Diesel se efectúa en dos etapas:

1a. Ignición retardada.

2a. Inflamación de la mezcla combustible-aire.

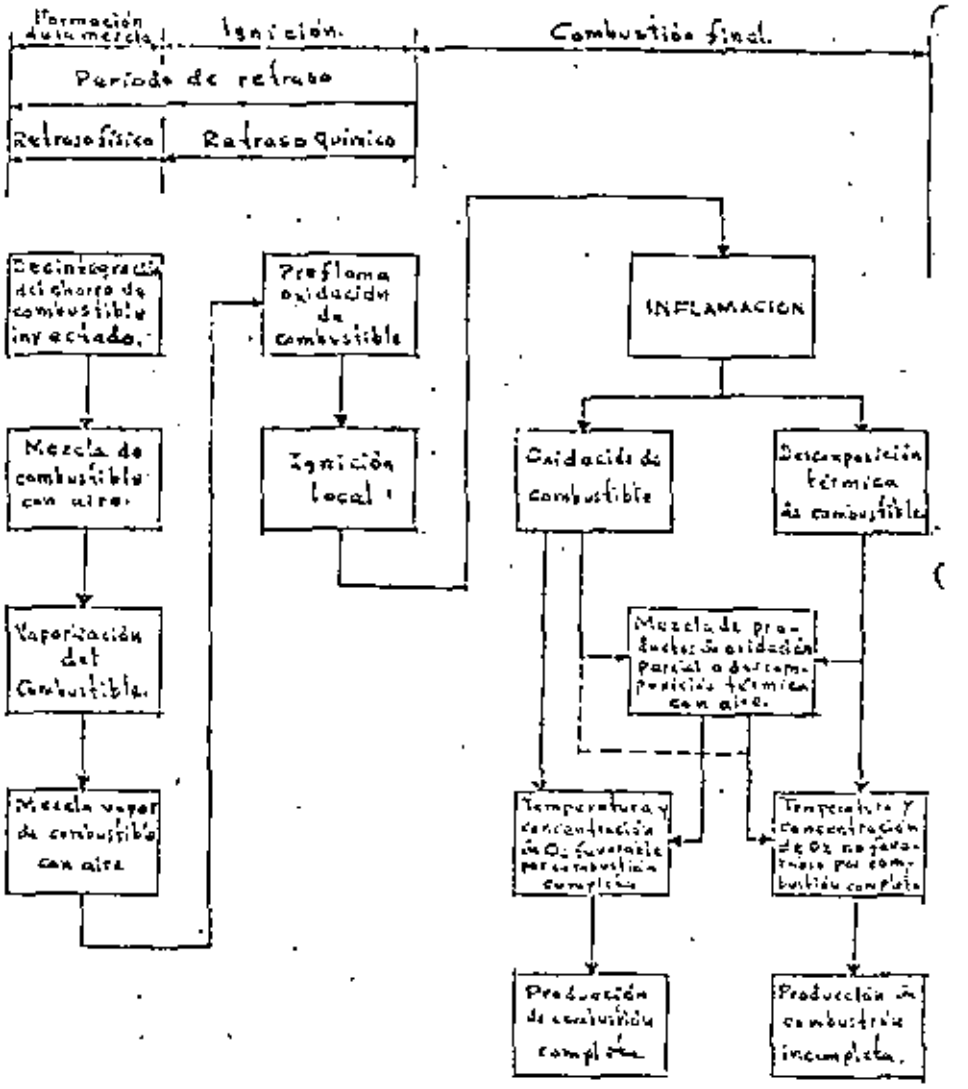
Este proceso de combustión es sumamente compleja y se explica en el diagrama de las acciones que se producen en cada etapa.

El período de retraso puede ser de muy poco duración (microsegundos) sin embargo, tiene mucha influencia en la operación de la máquina con efectos tales como: detonación, arranque, productos de la combustión y suavidad de operación.

6.4.5. Tiempos.- Las máquinas Diesel tienen dos o cuatro tiempos del pistón por ciclo. En el ciclo de cuatro tiempos, los procesos de admisión, compresión, expansión y escape, se verifican en un tiempo cada uno:

1.- En la primera embolada hacia abajo, el cilindro se lleva con aire fresco.

ESQUEMA DEL PROCESO DE COMBUSTION EN UN MOTOR DIESEL.



DATOS PRACTICOS.

La mayoría de los fabricantes recomiendan disminuir la potencia como sigue:

Gasolina: 1% por cada 100 m.s.n.m.
Diesel : 1% por cada 100 m.s.n.m. arriba de 600 m. } POR ALTITUD

Gasolina o Diesel: 1% por cada 2°C que sobrepase los 30°C } POR TEMPERATURA.

terías; en motores pequeños se suele usar una bujía de encendido para hacerlos arrancar como si fueran a explosión, una vez en marcha normal se elimina el sistema de ignición y pasa a funcionar como Diesel.

Cuando se tienen problemas de baja temperatura ambiente, algunas máquinas están equipadas con calentadores eléctricos dentro de la cámara de combustión, facilitando en esta forma el encendido. También suelen usarse combustibles que tienen temperaturas bajas de encendido para el arranque.

6.4.4. Combustión del Diesel.- La combustión del aceite Diesel se efectúa en dos etapas:

1a. Ignición retardada.

2a. Inflamación de la mezcla combustible-aire.

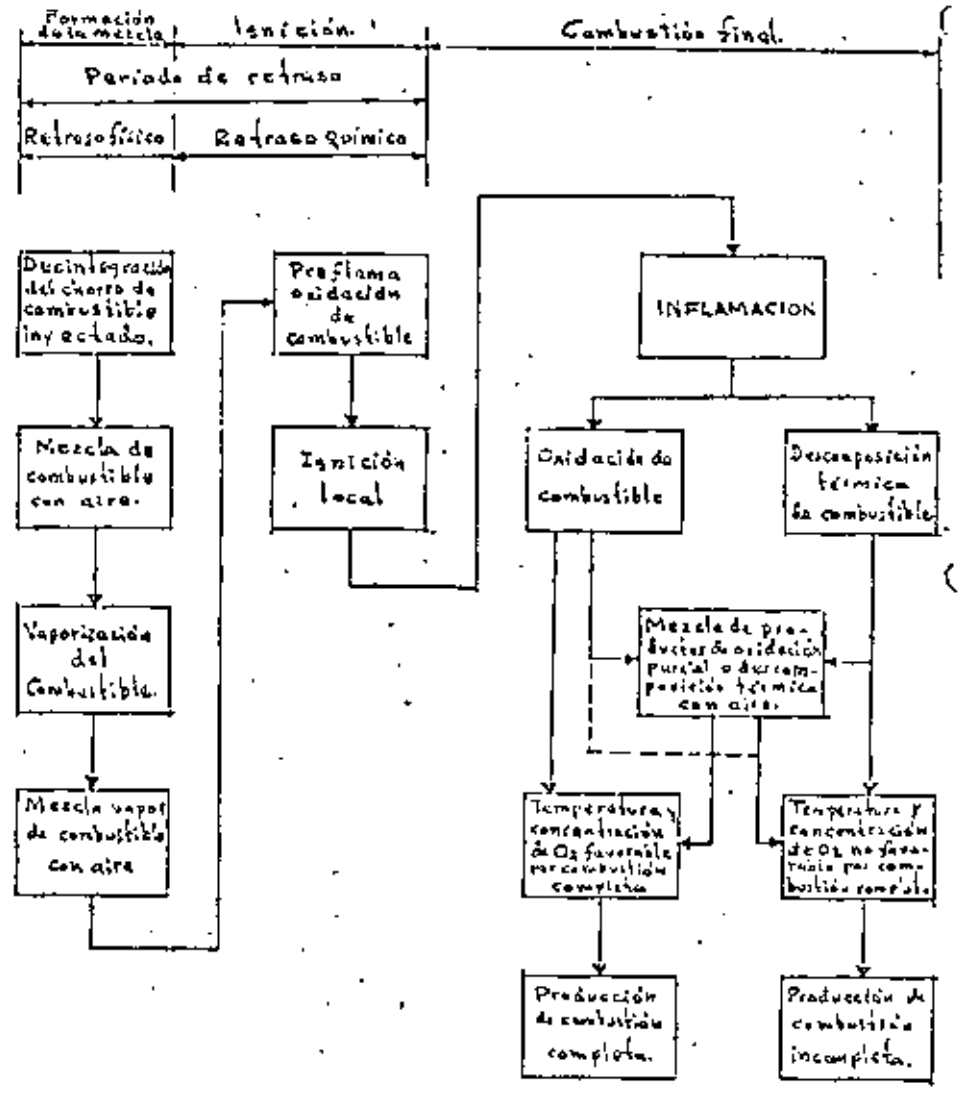
Este proceso de combustión es sumamente compleja y se explica en el diagrama de las acciones que se producen en cada etapa.

El período de retraso puede ser de muy poco duración (microsegundos) sin embargo, tiene mucha influencia en la operación de la máquina con efectos tales como: detonación, arranque, productos de la combustión y suavidad de operación.

6.4.5. Tiempos.- Las máquinas Diesel tienen dos o cuatro tiempos del pistón por ciclo. En el ciclo de cuatro tiempos, los procesos de admisión, compresión, expansión y escape, se verifican en un tiempo cada uno:

1.- En la primera embolada hacia abajo, el cilindro se lleva con aire fresco.

ESQUEMA DEL PROCESO DE COMBUSTION EN UN MOTOR DIESEL.



DATOS PRACTICOS.

La mayoría de los fabricantes recomiendan disminuir la potencia como sigue:

Gasolina: 1% por cada 100 m.s.n.m.
Diesel: 1% por cada 100 m.s.n.m. arriba de 600 m. } POR ALTITUD

Gasolina o Diesel: 1% por cada 2°C que sobrepase los 30°C } POR TEMPERATURA.

2.- En la embolada hacia arriba, el aire es comprimido. Casi al final de la embolada del combustible es inyectado y se enciende espontáneamente debido al calor de la compresión.

3.- En la siguiente embolada hacia abajo se regula la inyección de combustible, de modo que la combustión que fuerza al pistón hacia abajo está también sometida a control.

4.- Al ascender el émbolo los gases quemados se eliminan del cilindro.

En el ciclo de dos tiempos, las carreras de admisión y escape se eliminan y en su lugar estas dos operaciones ocurren al final de la carrera de expansión. En las máquinas de dos tiempos, cuando el pistón ha recorrido 3/4 partes de la carrera de expansión, descubre lumbreras en las paredes del cilindro por las cuales sale el aire forzando a los gases de escape a salir por una válvula o por lumbreras normales a la pared del cilindro. En el segundo tiempo, conforme el pistón se mueve hacia arriba, las lumbreras de admisión y escape quedan cubiertas, la compresión ocurre y el combustible se inyecta al final de la carrera.

APENDICE

6.4.8.- GUIA DE OPERADORES DE MAQUINAS PARA ELIMINAR DIFICULTADES

1. ATASCAMIENTO DE ANILLOS

1. Pistones o cilindros torcidos.
2. Altas o bajas temperaturas de la chaqueta de agua.
3. Pistones desgastados.
4. Anillos desgastados o débiles.
5. Insuficiente juego lateral de los anillos.
6. Alto grado de alimentación de aceite a los cilindros.
7. Alto vacío en el cárter.
8. Alto nivel del aceite en el cárter.
9. Aceite de calidad pobre.
10. De funcionamiento a sobrecarga continua.

2. DESGASTE EN LOS ANILLOS Y CILINDROS

1. Mal filtrado del aire, combustible o aceite.
2. Agua en el combustible o en el aceite.
3. Combustible corrosivo.
4. Aceite de baja viscosidad.
5. Aceite insuficiente.
6. Baja temperatura de la chaqueta de agua.
7. Fugas.
8. Pistones o cilindros torcidos.
9. Frecuentes arranques en frío.
10. Juego excesivo del pistón.

3. CAMARA DE COMBUSTION Y DEPOSITOS

1. Mal filtrado del aire.
2. Gas húmedo o corrosivo.
3. Mal filtrado del combustible Diesel.
4. Mala combustión.
5. Alta alimentación de aceite a los cilindros.
6. Alto vacío en el cárter.
7. Alto nivel del aceite en el cárter.
8. Anillos desgastados o débiles.
9. Baja temperatura de la chaqueta de agua.
10. Funcionamiento a sobrecarga continua.

4. DEPOSITOS EN EL CARTER

1. Mal filtrado del aceite.
2. Mala combustión.
3. Alta temperatura del aceite.
4. Baja temperatura del aceite.
5. Fugas.
6. Condensación.
7. Fugas del la chaqueta de agua.
8. Excesiva atomización de aceite.
9. Respiradero o ventilador del cárter tapado.
10. Mal enfriamiento de los pistones.

5. DESGASTE O FALLA DE LOS COJINETES

1. Juego excesivo de los cojinetes.
2. Juego insuficiente de los cojinetes.
3. Cojinetes desalineados.
4. Cigüeñal torcido.
5. Insuficiente aceite.
6. Baja viscosidad del aceite.
7. Aceite contaminado.
8. Aceite corrosivo.
9. Agua en el aceite.
10. Construcción deficiente de los cojinetes.

6. ALTO CONSUMO DE ACEITE

1. Alto grado de alimentación de aceite a los cilindros.
2. Alto vacío en el cárter.
3. Alto nivel del aceite en el cárter.
4. Fugas.
5. Anillos desgastados o atascados.

6. Control ineficaz de los anillos de aceitado.
7. Pistones o cilindros desgastados.
8. Excesivo juego de los cojinetes.
9. Alta presión del aceite.
10. Baja viscosidad del aceite.

7. ALTA TEMPERATURA DEL ACEITE

1. Enfriador de aceite tapado.
2. Líneas de aceite tapadas.
3. Cárter con mucho sedimento.
4. Funcionamiento a sobrecarga continua.
5. Insuficiente enfriamiento de la chaqueta de agua.
6. Cojinete sobrecalentado.
7. Incorrecta viscosidad del aceite.
8. Aceite insuficiente en el colector o en el cárter.
9. Insuficiente circulación de aceite.
10. Regulación de encendido inadecuada.

8. FALTA DE POTENCIA

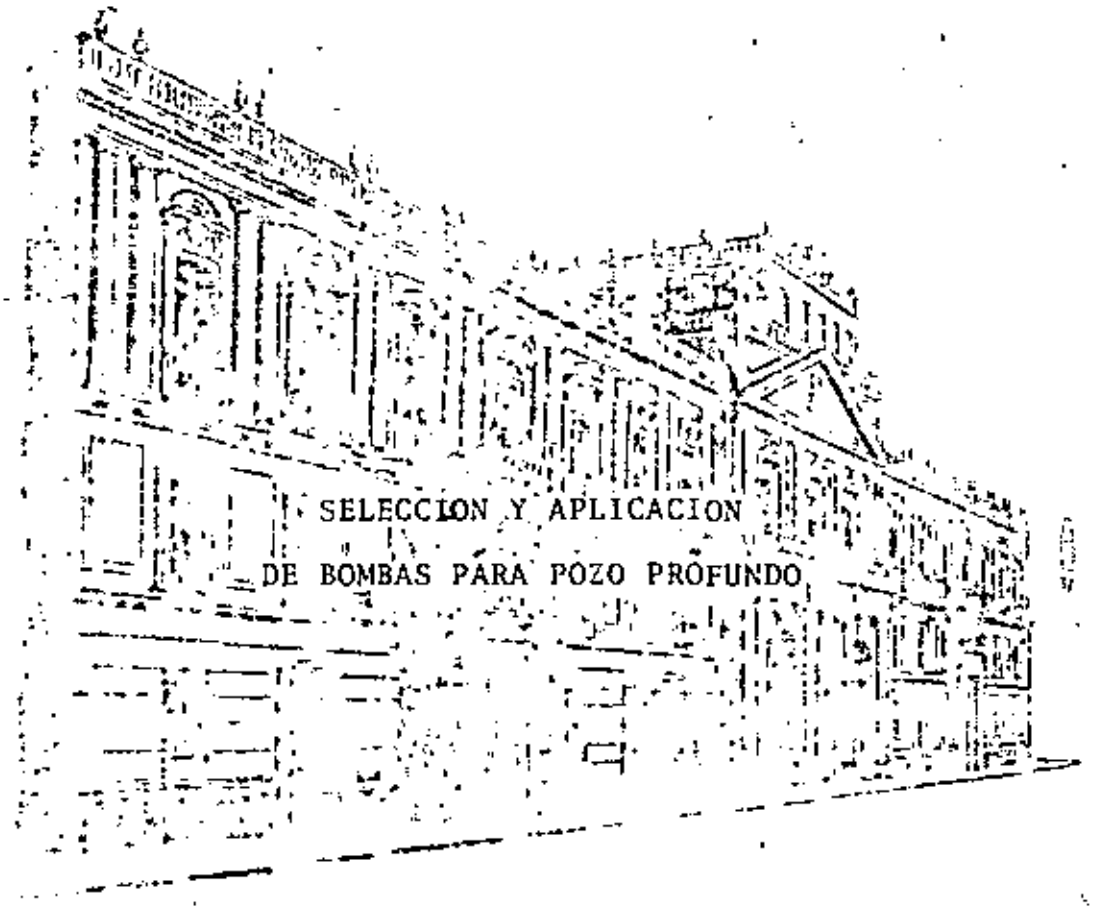
1. Mala combustión.
2. Aire insuficiente.
3. Alta contrapresión.
4. Combustible de bajo poder calorífico.
5. Baja presión de compresión.
6. Fugas en a válvula de escape.
7. Cojinetes apretados.
8. Lubricación inadecuada.
9. Fugas en los inyectores.
10. Retraso de la chispa.

9. COMBUSTION INADECUADA

1. Carga desequilibrada en el cilindro.
2. Inyectores que se atascan, derraman o se tapan.
3. Combustible inadecuado.
4. Baja presión de inyección.
5. Incorrecta regulación de la inyección.
6. Insuficiente aire.
7. Baja presión de compresión.
8. Válvulas de admisión o de escape que derraman o se atascan.
9. Carga baja.
10. Baja temperatura de la chaqueta.

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



Ing Jaime Revilla Fajardo

Julio, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

SELECCION Y APLICACION DE BOMBAS PARA POZO PROFUNDO

POR: ING. JAIME A. REVILLA F.

DEFINICIONES:

PLANO DE REFERENCIA

ES EL PLANO HORIZONTAL SOBRE EL CUAL ASIENTA EL CABEZAL DE DESCARGA, LLAMADO A VECES PISO DE MAQUINAS. ALGUNAS VECES LA LINEA DE CENTROS DE LA DESCARGA SE USA COMO REFERENCIA Y ES ACEPTABLE.

NIVEL ESTATICO (NE)

EN LA DISTANCIA VERTICAL, ENTRE LA REFERENCIA Y LA SUPERFICIE DEL AGUA CUANDO NO ESTA OPERANDO LA BOMBA.

NIVEL DINAMICO (ND)

ES LA DISTANCIA VERTICAL, ENTRE LA REFERENCIA Y LA SUPERFICIE DEL AGUA CUANDO LA BOMBA ESTA EN OPERACION.

ABATIMIENTO (A)

ES LA DIFERENCIA ENTRE EL NIVEL ESTATICO Y EL NIVEL DINAMICO.

CAPACIDAD (GASTO) (Q)

EN EL VOLUMEN DE LIQUIDO BOMBEADO EN UNIDAD DE TIEMPO.

CARGA DE DESCARGA (H_D)

ES LA DISTANCIA VERTICAL QUE EL LIQUIDO DEBE SER ELEVADO SOBRE LA REFERENCIA MAS LA SUMA DE PERDIDAS POR FRICCION EN LA LINEA DE DESCARGA, INCLUYENDO LAS PERDIDAS MENORES:

$$H_D = H_{ED} + \Sigma H_{FD}$$

EN DONDE:

H_{ED} = ALTURA GEOMETRICA DE DESCARGA POR ENCIMA DE LA REFERENCIA.

ΣH_{FD} = PERDIDAS POR FRICCION TOTALES.

CARGA DE VELOCIDAD (H_V)

EN LA ENERGIA CINETICA DEL LIQUIDO, EN UNIDADES DE LONGITUD POR UNIDAD DE PESO.

PERDIDAS POR FRICCION EN LA COLUMNA (H_{FC})

SON LAS PERDIDAS POR FRICCION A TRAVES DE LA COLUMNA DE DESCARGA Y DEPENDEN DIRECTAMENTE DEL GASTO, LONGITUD, DIAMETRO DE TUBO DE COLUMNA Y FLECHA SELECCIONADA. ESTAS PERDIDAS ESTAN DETERMINADAS POR LOS FABRICANTES DE ESTOS EQUIPOS Y SE PUBLICAN EN "TABLAS DE PERDIDAS POR FRICCION EN LA COLUMNA". (VER TABLA NO.)

PERDIDAS POR FRICCION EN CABEZAL DE DESCARGA (H_{FCD})

USUALMENTE ESTAS PERDIDAS PUEDEN SER MUY PEQUEÑAS Y SE DESPRECIAN, SIN EMBARGO, LOS FABRICANTES PUBLICAN ESTAS TABLAS. (VER TABLA NO.)

CARGA DINAMICA TOTAL (CDT)

ES LA CARGA QUE SUMINISTRA EL CUERPO DE TAZONES Y ES IGUAL A:

$$CDT = \text{NIVEL DINAMICO} + \text{CARGA DE DESCARGA} + \text{PERDIDAS POR FRICCION EN LA COLUMNA} + \text{PERDIDA EN EL CABEZAL} + \text{CARGA DE VELOCIDAD}$$

ES DECIR:

$$CDT = ND + H_D + H_{FC} + H_{FCD} + H_V$$

EFICIENCIA DE LOS TAZONES (O DE LABORATORIO) (E_T)

ES LA EFICIENCIA INDICADA EN LA CURVA DE OPERACION DEL TAZON, APLICANDO LAS CORRECCIONES.

GRAVEDAD ESPECIFICA (GE)

ES LA RELACION (ADIMENSIONAL) DEL PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO QUE SE BOMBEA AL PESO ESPECIFICO DEL AGUA A 39.2°F.

ENTONCES:

$$GE = \frac{\gamma}{\gamma_{H_2O}} = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}}$$

EL AGUA TIENE GE = 1.00

POTENCIA DE LOS TAZONES (O DE LABORATORIO) (P.T.)

ES LA POTENCIA REQUERIDA POR LA FLECHA DEL CUERPO DE TAZONES Y SE OBTIENE POR LA RELACION SIGUIENTE:

$$P.R. = \frac{\text{CARGA DINAMICA TOTAL} \times \text{CAPACIDAD}}{C \times \text{EFICIENCIA DE LOS TAZONES}} \times \text{GRAV. ESPECIFICA}$$

EN DONDE:

C = 3960 CUANDO CDT ESTA EN PIES. Y Q EN G.P.M. Y

C = 76 CUANDO CDT ESTA EN METROS Y Q EN L.P.S.

PERDIDAS MECANICAS (FLECHA DE TRANSMISION)(P.M.)

SON LAS PERDIDAS MECANICAS POR FRICCION ENTRE LAS CHUMACERAS Y LA FLECHA, MEDIDAS EN H.P. ESTAS PERDIDAS ESTAN DETERMINADAS.

POTENCIA AL FRENO (O DE CAMPO) (P.F.)

ES LA POTENCIA REQUERIDA EN LA FLECHA DE TRANSMISION SUPERIOR Y ES IGUAL A LA POTENCIA DE LOS TAZONES MAS LAS PERDIDAS MECANICAS:

POTENCIA AL FRENO = POT. DE LOS TAZONES + PERDIDAS MECANICAS

EFICIENCIA DE CAMPO DE LA BOMBA (E_C)

ES LA EFICIENCIA DE LA BOMBA COMPLETA CON TODAS LAS PERDIDAS TOMADAS EN CUENTA.

$$E_C = \frac{CDT \times Q \times GE}{C \times P.F.}$$

CARGA AXIAL TOTAL DE LA BOMBA (C.A.T.)

ESTA CONSTITUIDA POR EL PESO DE LAS PARTES O ELEMENTOS ROTATORIOS DE LOS TAZONES, EL PESO DE LA FLECHA DE TRANSMISION Y EL EMPUJE HIDRAULICO DEL LIQUIDO AL SER BOMBEADO. LA CARGA AXIAL TOTAL ES IGUAL A:

$$CAT = (K_T \times CDT) + (K_A \times NO.\ PASOS) + (K_S \times LONG.\ FLECHA\ TRANS.)$$

PERDIDAS DE POTENCIA EN EL BALERO DE C.A.T.

SON LAS PERDIDAS POR FRICCION EN H.P., PRODUCIDAS POR LA CARGA AXIAL DE LA BOMBA SOBRE EL BALERO DE CARGA. LOS FABRICANTES DE BALEROS ESTIMAN QUE LAS PERDIDAS EN BALEROS DE CONTACTO ANGULAR SON APROXIMADAMENTE 0.0075 HP POR CADA 100 RPM Y CADA 1000 LBS DE CARGA AXIAL TOTAL.

EFICIENCIA DEL MOTOR (EM)

ES LA RELACION ENTRE LA POTENCIA DE PLACA Y LA POTENCIA DEMANDADA SIN LA CARGA AXIAL Y POR LO TANTO DEBE SER AJUSTADA YA QUE AFECTAN LAS PERDIDAS DEL BALERO DE CARGA.

$$E_M = \frac{\text{POT. DE PLACA}}{\text{POT. DEMANDADA} + \text{PERDIDAS EN BALERO DE CARGA}}$$

EFICIENCIA TOTAL (E_T)

ES LA EFICIENCIA DE LA BOMBA Y MOTOR CONJUNTAMENTE.

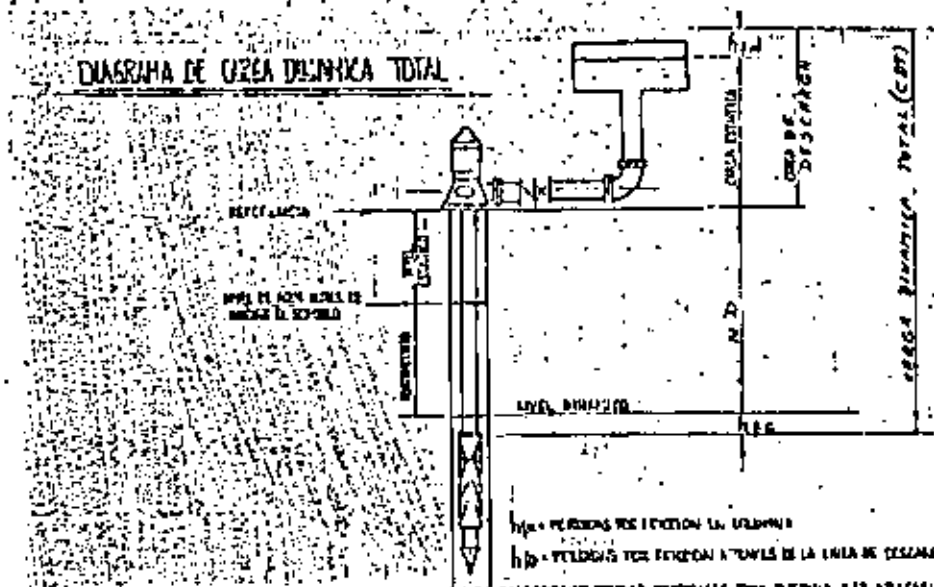
$$E_T = E_C \times E_M$$

POTENCIA DEMANDADA (P.R.)

ES LA POTENCIA TOTAL REQUERIDA AL OPERAR LA BOMBA Y MOTOR Y VALE:

$$PR = \frac{PF}{E_M} \quad \frac{\text{(POTENCIA AL FRENO)}}{\text{EFICIENCIA DEL MOTOR}}$$

DIAGRAMA DE CARGA DINAMICA TOTAL.



h_{fc} = PERDIDAS POR FRICCION EN COLUMNA

h_{fd} = PERDIDAS POR FRICCION A TRAVES DE LA LINEA DE DESCARGA Y ACCESORIOS

ESTE DIAGRAMA INDICA CLARAMENTE LOS PASOS SIGUIENTES PARA SELECCIONAR BOMBAS VERTICALES TIPO TURBINA Y ES APLICABLE EN LOS METODOS Y EJEMPLOS QUE SE INCLUYEN A CONTINUACION.

METODO.-

ESTABLECEMOS UNA LISTA COMPLETA DE TODOS LOS REQUERIMIENTOS COMO SE INDICA EN SEGUIDA:

1. CANTIDAD DE BOMBAS REQUERIDAS.
2. TIEMPO DE ENTREGA REQUERIDO
3. ACCIONADOR, TIPO
4. TIPO DE FUERZA
5. LUBRICACION REQUERIDA PARA LA FLECHA DE TRANSMISION
6. TIPO DE CABEZAL DE DESCARGA (SOBRE O BAJO SUPERFICIE)

EJEMPLO.-

LOS DATOS SIGUIENTES SON DETERMINANTES PARA LA APLICACION DE LA BOMBA:

1. 2 (DOS)
2. 8 - 10 SEMANAS
3. MOTOR ELECTRICO
4. ELECTRICA, 3 FASES, 60 - CPS, 440 VOLTS, 1770 RPM.
5. ACEITE
6. SOBRE SUPERFICIE.

7. LONGITUD TOTAL DE LA COLUMNA	7. 420'
8. LONGITUD TUBO SUCCION	8. 5'
CONDICIONES DE OPERACION DE LA BOMBA.	CONDICIONES DE OPERACION DE LA BOMBA.
9. CAPACIDAD DE DISEÑO	9. 1000 G.P.M.
10. ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR.	10. AL NIVEL DEL MAR
11. NIVEL DINAMICO PARA EL GASTO DE DISEÑO	11. 400'
12. CARGA DE DESCARGA (INCLUYE LAS PERDIDAS POR FRICCION A TRAVES DE LA LINEA DE DESCARGA Y ACCESORIOS MAS LA CARGA DE VELOC.)	12. 246' (PIES)
13. CARGA DE LA BOMBA SIN INCLUIR PERDIDAS EN LA COLUMNA DE DESCARGA (PUNTOS NO. 11 + 12).	13. 646' (PIES)
14. RANGO DE OPERACION CARGA TOTAL MINIMA CARGA TOTAL MAXIMA	14. 646' (PIES
15. ¿ALGUNA OTRA CONDICION DE OPERACION POR ANOTAR?	15. NO
CONDICIONES DEL POZO	CONDICIONES DEL POZO
16. DIAMETRO INTERIOR MINIMO DEL TUBO DE ADEME	16. 14"
17. MAXIMO DIAMETRO EXTERIOR DEL TAZON PERMISIBLE	17. 13 1/2"
18. PROFUNDIDAD TOTAL DEL POZO.	18. 500' (PIES)
19. ¿ESTA COMPLETAMENTE RECTO EL POZO EN TODA SU LONGITUD?	19. SI

NOTA: UN POZO ES CONSIDERADO RECTO SI UN CILINDRO DE DIAMETRO IGUAL AL MAXIMO PERMISIBLE PARA UNA BOMBA Y DE 20' DE LONGITUD NO SE ATORA

EN EL POZO AL BAJAR A UNA PROFUNDIDAD IGUAL A LA LONGITUD DE COLUMNA DE LA BOMBA.

20. NIVEL ESTATICO	20. 350' (PIES)
21. ¿CONTIENE ARENA EL AGUA?	21. NO
22. ¿CONTIENE GASES EL AGUA?	22. NO
23. ALGUNA OTRA CONDICION NO USUAL?	23. NINGUNA
ACCESORIOS REQUERIDOS	ACCESORIOS REQUERIDOS
24. REQUIERE BRIDA DE DESCARGA	24. SI
25. ¿REQUIERE COLADOR? ¿TIPO? ¿MATERIAL?	25. SI, CONICO, PLACA DE ACERO PERFORADA.
26. ¿REQUIERE LUBRICADO? ¿TIPO?	26. SI, MANUAL DE 1 GALON DE CAPACIDAD.
27. ¿REQUIERE TANQUE PRELUBRICADOR? ¿CAPACIDAD?	27. NO
28. ¿REQUIERE CONTROL AUTOMATICO EL LUBRICADOR? ¿RELOG? ¿SWITCH FLOTADOR?	28. NO
29. SONDA NEUMATICA	29. SI
30. CAMPANA DE REDUCCION EN LA DESCARGA	30. SI

SELECCION DE TAZONES (METODO)

TENIENDO ESTABLECIDO EL GASTO DE DISEÑO, CARGA DE LA BOMBA VELOCIDAD Y DIAMETRO EXTERIOR DE LA BOMBA MAXIMO PERMISIBLE EL PASO INCIAL ES SELECCIONAR EL TAZON Y DETERMINAR CUAL MODELO ABASTECE EL GASTO REQUERIDO.

AL HACER ESTO, NOS REFERIMOS A LAS CURVAS DE OPERACION DEL CATALOGO. SELECCIONE LA VELOCIDAD DESEADA Y ANOTE TODOS LOS TAZONES QUE PUEDEN PRODUCIR EL GASTO DESEADO.

SELECCION DE TAZONES (METODO)

CON LOS DATOS DE OPERACION ESTABLECIDOS.

Q = 1000 G.P.M.

CB= 646'

VEL.=1770 R.P.M.

DIAM. EXT. MAX. PERMISIBLE DE LOS TAZONES = 13 1/2".

NOS REFERIMOS A LAS CURVAS DE OPERACION A 1770 R.P.M. Y HACEMOS UNA LISTA DE LOS TAZONES CAPACES DE PRODUCIR 1000 G.P.M. ESTA LISTA INCLUYE LOS

EN ESTE PUNTO, OBVIAMENTE ENCONTRAREMOS TAZONES INAPROPIADOS QUE PUEDEN SER ELIMINADOS MEDIANTE EL SIGUIENTE RAZONAMIENTO.

1. CUANDO EL TAZON NO ES FISICAMENTE EL APROPIADO PARA ALOJARSE EN EL ADEME DEL POZO. PARA DETERMINAR ESTO, REFERIRSE A LAS DIMENCIONES MOSTRADAS EN LAS CURVAS DE OPERACION. SI EL DIAMETRO EXTERIOR DEL TAZON ES MAYOR AL DIAMETRO INTERIOR DEL TUBO DE ADEME ELIMINARLO O EN CASO QUE EL DIAMETRO EXTERIOR DEL TAZON SEA EL MAXIMO PERMISIBLE DEJARLO PARA LA MAS REMOTA DE LAS CONSIDERACIONES.

2. SI LA CAPACIDAD DE PRESION DEL TAZON ES MENOR QUE LA REQUERIDA POR LA CARGA.

   COMO LAS PERDIDAS POR FRICCION EN LA COLUMNA NO SE HAN ESTABLECIDO, AGREGAR 5 PIES POR CADA 100 PIES DE COLUMNA A LA CARGA TOTAL DE LA BOMBA ESTABLECIENDO UNA CARGA TOTAL DE LOS TAZONES TENTATIVA.

CDT. TENTATIVA= CARGA DE LA BOMBA + H_{FC} ESTIMADAS.

MOD. 10XH, 11M, 11H, 12MC, 12M, 13H, 14MC Y 14M.

SE EMPIEZA AHORA CON EL PROCESO DE ELIMINACION PARA FINALIZAR CON LA MEJOR SELECCION.

1. ELIMINAMOS TODOS LOS TAZONES CON DIAMETRO EXTERIOR MAYOR DE 13 1/2". ELIMINAMOS EL 14M IMPULSOR T7FA92 QUE TIENE UN DIAMETRO DE 13.84".

2. CARGA DINAMICA TOTAL TENTATIVA=

$$646' + (420 \times \frac{5}{100}) = 667'$$

ANALIZAR CUALES TAZONES SON CAPACES DE PRODUCIR LA CARGA REQUERIDA, PRIMERO LISTAR LAS CAPACIDADES DE PRESION.

DE LA "TABLA DE RANGOS DE PRESION" OBTENEMOS.

TABLA DE RANGOS DE PRESION EN TAZONES.

BOMBA	PRES. MAX. P.S.I. CONST. STD*	BOMBA	PRES. MAX. P.S.I. CONST. STD*
6M -7000	826	14MC-7000	519
7M -7000	823	14XH-7000	609
8M -7000	804	15H -7000	476
10M -7000	475	16H -6920	409
10XH-7000	661	16XH-6920	451
11M -7000	488	18M -6920	521
11H -7000	488	18MC-6920	497
		18H -6920	518
12C -7000	415	18XH-6920	499
12M -7000	380	20MC-6920	320
12MC-7000	475	21H -7000	488
12HC-7000	456	24MC-6920	490
12XH-7000	400	24M -6920	598
13H -7000	380	24H -6920	490
14M -7000	476	24XH-6920	492
		28H -6920	432
		28XH-6920	493

* LOS LIMITES DE PRESION MOSTRADOS SON LOS MAXIMOS DE LA BOMBA EN OPERACION, INYENDO EL PUNTO DONDE TRABAJA A VALVULA CERRADA.

LA MAXIMA PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA ES 1.5 VECES LOS VALORES MOSTRADOS.

\+ PARA TAZONES DE CONSTRUCCION STANDAR (HIERRO FUNDIDO) CON TORNILLERIA GRADO 5.

TAZON	CAPACIDAD DE PRESION
10XH	661' X 2.31 = 1527'
11M	488' X 2.31 = 1127'
11H	488' X 2.31 = 1127'
12M	380' X 2.31 = 878'
12MC	475' X 2.31 = 1097'
14MC	519' X 2.31 = 1199'

DE LA TABLA ANTERIOR CONCLUIMOS QUE LOS LISTADOS SON CAPACES DE PRODUCIR 667' DE C.D.T TENTATIVA. CALCULAMOS A CONTINUACION EL NO. DE PASOS REQUERIDO POR MODELO.

3. LIMITACIONES PARA CALCULAR EL NUMERO DE PASO

EL MAXIMO NUMERO DE PASOS QUE PUEDE LLEVAR UN CUERPO DE TAZONES SE INDICA EN - LAS CURVAS DE OPERACION DE CADA MOD. EN LOS "DATOS - TECNICOS". SI ESTE NO. DE PASOS NO ES SUFICIENTE PARA PROPORCIONAR LA C.D.T. REQUERIDA PROCEDA COMO SE INDICA.

DETERMINE EL NO. DE PASOS REQUERIDOS COMO SE INDICA:

$$\text{NO. PASOS} = \frac{\text{C.D.T. REQ.}}{\text{CARGA POR PASO}}$$

DETERMINA LA EFICIENCIA.

CALCULE LA POTENCIA DE LOS TAZONES Y VERIFIQUE SI ESTA POTENCIA LA PUEDE TRANSMITIR LA FLECHA DE LOS TAZONES, SI LA FLECHA NO ES CAPAZ DE TRANSMITIR ESTA - POTENCIA SE ELIMINA EL TAZON.

LA POTENCIA MAXIMA QUE - - TRANSMITEN LAS FLECHAS DE LOS TAZONES SE INDICAN, SEGUN LA VELOCIDAD EN LA TABLA NO.

TAZON	CARGA/PASO A 1000 GPM	CALCULO	NO. DE PASOS
10XH	41	667/41	17
11M	45'	667/45	15
11H	56	667/56	12
12M	88'	667/88	8
12MC (T5EA92)	35'	667/35	20
12MC (T5EB92)	47'	667/47	15
12MC (T5EC92)	54'	667/54	13
14MC (T5FA92)	89'	667/54	8
14MC	74,5'	667/74.5	9
14MC	90'	667/90	8

EN LOS PUNTOS DE OPERACION DE CADA CURVA, ENCONTRAMOS LA EFICIENCIA Y EN LA MISMA CURVA OBTENEMOS LAS CORRECCIONES ENTONCES LA POTENCIA DE LOS - TAZONES ESTIMADA SE OBTIENE - DE LA RELACION SIGUIENTE.

POTENCIA TAZONES:

ESTIMADA =

$$\frac{667' \times 1000\ \text{GPM}}{3960 \times \text{EFICIENCIA TAZONES}} \times 1.0\ \text{(GRAVEDAD ESPECIFICA)}$$

TABULAMOS ESTA INFORMACION

TAZON-	EFIC.TAZON	POT.EST. ESTIMADA	POTENCIA MAX.TRANS. POR FLECHA
10XH	77.5 %	217.33	199
11M	78.5 %	214.57	199
11H	76.0 %	221.62	199
12M	81.0 %	208	363
12MC (T5EA92)	73.0 %	230.2	363
12MC (T5EB92)	78.5 %	214.56	363
12MC (T5EC92)	79.0 %	213.21	363
14MC (T5FA92)	68.0 %	247.70	532
14MC (T5FB92)	76.0 %	221.62	532
14MC (T5FC92)	74.5 %	226.08	532

COMO RESULTADO DE ESTE ANALISIS SE ELIMINAN LOS MOD. 10XH, 11M Y 11H.

4. OBTENEMOS EL PRECIO DE LISTA POR CADA MOD. ELIMINADO LOS TAZONES QUE TENGAN ALTO PRECIO DE LISTA Y BAJA EFICIENCIA.

SELECCION DE LA FLECHA DE TRANSMISION.

LA SELECCION DE LA FLECHA DE - TRANSMISION ESTA EN FUNCION DE LA POTENCIA REQUERIDA, RESTINGIDA POR ELONGACION Y CARGA - AXIAL TOTAL REQUERIDA.

4.

PRECIO LISTA	TAZON	NO. PASOS	EFICIEN.
238,650.00	12M	8	81 %
320,307.00	14M (T5FA92)	8	68 %
320,307.00	14M (T5FC92)	8	74.5 %
351.654.00	14M (T5FB92)	9	76.0 %
351,525.00	12MC (T5EC92)	15	79.0 %
396,675.00	12MC (T5EB92)	15	78.5 %
509,550.00	12MC (T5EA92)	20	73.0 %

REFERIRSE A LA "TABLA DE POTENCIA MAXIMA TRANSMITIDA POR LA FLECHA DE TRANSMISION" PARA DETERMINAR EL DIAMETRO DE FLECHA QUE RESISTA LA POTENCIA ESTIMADA DE LOS TAZONES Y LA CARGA AXIAL.

SELECCIONAMOS EL MOD. 12M POR SU BAJO COSTO Y ALTA EFICIENCIA.

SELECCION FLECHA DE TRANSMISION.

SELECCIONAMOS EN LA TABLA MENCIONADA LA FLECHA DE 1 11/16" DE DIAMETRO QUE PUEDE TRANSMITIR HASTA 308 HP A 1770 RPM Y TIENE UNA CARGA AXIAL TOTAL MAXIMA 11700 LBS.

SELECCION DE LA COLUMNA DE DESCARGA.

LA CAJA DE DESCARGA DEL CUERPO DE TAZONES ES ADECUADA AL GASTO PRODUCIDO PARA QUE EL TAZON TENGA MINIMAS PERDIDAS POR FRICCION. EN CONSECUENCIA AL DIAMETRO DE LA COLUMNA DEBE SER SELECCIONADO EN FUNCION DEL DIAMETRO DE LA CAJA DE DESCARGA

SELECCION DE LA COLUMNA DE DESCARGA.

EL TAZON 12M SE FABRICA CON CAJA DE DESCARGA DE 8", POR LO QUE SE PUEDE USAR COLUMNA DE 8".

VERIFICAR LA SELECCION, REFIRIENDOSE A LA "TABLA DE PERDIDAS POR FRICCION EN COLUMNA" Y DETERMINAR LAS PERDIDAS REALES.

VERIFICAR EN LA TABLA PARA 1000 GPM COLUMNA DE 8" X 2 1/2" X 1 11/16" TIENE UNA PERDIDA DE:

3.90'/100' POR LO QUE

$$H_{FC} = \frac{3.90}{100} \times 420 = 16.38'$$

EN ALGUNOS CASOS LAS COLUMNAS MUY LARGAS PUEDEN PROVOCAR PERDIDAS POR FRICCION EXCESIVAS, EN ESE CASO LO MAS APROPIADO ES UNA COLUMNA DE MAYOR DIAMETRO.

CALCULO DE LA CAT.

LA CARGA AXIAL TOTAL ES:

$$CAT = (K_T \times CDT) + (K_A \times NO.PASOS) + (K_S \times LONG.\ DE\ LA\ FLECHA)$$

QUE RESULTA MENOR QUE LOS 5' POR CADA 100' QUE HABIAMOS ESTIMADO. CON ESTE DATO OBTENEMOS EL VALOR REAL DE CDT QUE ES:

CDT= 646' + 16.38 = 662.38'

CALCULO DE LA CAT.

K_T X CARGA TOTAL [redacted] =
11.19 X 662.38' = 7412

K_A X NO. DE PASOS =
29.50 X 8 = 236

K_S X LONG. FLECHA =
7.60 X 420 = 3192

TOTAL 10840 LBS

CALCULO DEL ALARGAMIENTO DE LA FLECHA DE TRANSMISION.

USAMOS LA LEY DE "HOOKE" PARA CALCULAR LA ELONGACION DE BARRAS CILINDRICAS, MEDIANTE LA EXPRESION.

$$ALARG. = \frac{CAM \times LONG.\ FLECHA}{E \times AREA\ TRANS.\ FLECHA}$$

E = MODULO DE ELASTICIDAD DE YOUNG.

(PARA ACERO GR-1045 VALE 36 X 10^6 LBS/INCH^2)

CALCULO DEL ALARGAMIENTO DE LA FLECHA DE TRANSMISION.

CAM= 11.19 X 662.38 = 7412

LONG. FLECHA = 420'

E = 36 X 10^6

$A_{1\ 11/16}$ = 2.24 INCH^2

ENTONCES:

$$\Delta LONG. = \frac{0.420 \times 12 \times 7.412}{36 \times 2.24} = 0.463''$$

MENOR QUE 0.74" QUE ES EL MAXIMO ALARGAMIENTO PERMITIDO PARA LA FLECHA CON EL CUERPO DE TAZONES 12M.

SELECCION DEL MOTOR

CONOCIDA LA C.A.T. SE CALCULAN LAS PERDIDAS DE POTENCIA EN EL BALERO DE C.A. DEL MOTOR.

PERDIDAS DE POT. BALERO DE CARGA = 0.0075 X

$$\frac{R.P.M.}{100} \times \frac{C.A.T.}{1000}$$

LAS PERDIDAS MECANICAS DE POTENCIA SE ENCUENTRAN EN LA GRAFICA DE "PERDIDAS POR FRICCION MECANICA EN FLECHAS DE TRANSMISION"

LA POTENCIA REQUERIDA SE CALCULA ENTONCES CON LA RELACION SIGUIENTE:

$$\text{POT. REQUERIDA} = \frac{C.D.T. \times Q}{C \times EFIC. \ TAZ.} + \text{PERDIDAS EN FLECHA} + \text{PERDIDAS EN EL BALERO DE CARGA}$$

SELECCION DEL MOTOR

PERD. DE POT. BALERO DE CARGA = 0.0075 X

$$\frac{1770}{100} \times \frac{10840}{1000} = 1.439 \text{ HP}$$

LAS PERDIDAS MECANICAS DE LA GRAFICA VALEN:

$$1.6 \times \frac{420}{100} = 6.72 \text{ HP}$$

LA POTENCIA REQUERIDA VALE:

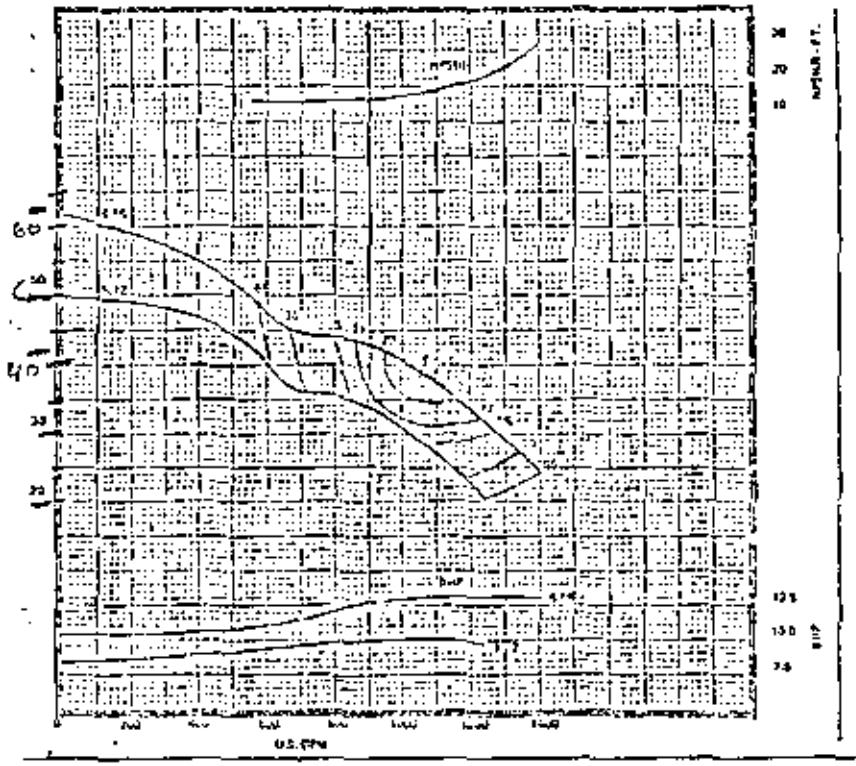
$$PR = \frac{653.38 \times 1000}{3960 \times 0.81} + 6.72 + 1.439$$

$$= 214.66 \text{ BHP}$$

EL MOTOR DEBERA SER DE 250 HP, 4 POLOS, 1770 RPM/3 FASES, 440 VOLTS, 60 CPS, ABIERTO A PRUEBA DE GOTEO.

VERTICAL TURBINE PUMPS
SINGLE STAGE PERFORMANCE

16



EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

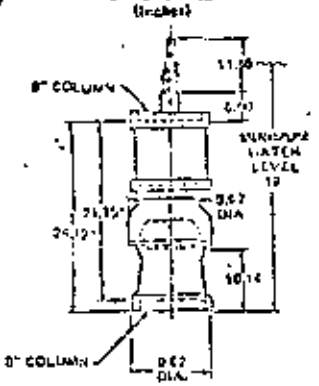
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	[illegible]
2	[illegible]
3	[illegible]
4	[illegible]
5	[illegible]
6 or more	[illegible]

PUMP MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
CAST STEEL	[illegible]

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
BRONZE	[illegible]
STAINLESS STEEL	[illegible]

(1) Refer to "Application and Reference Data" for [illegible]

DIMENSIONS
(Inches)



*Add 10.00 for [illegible]

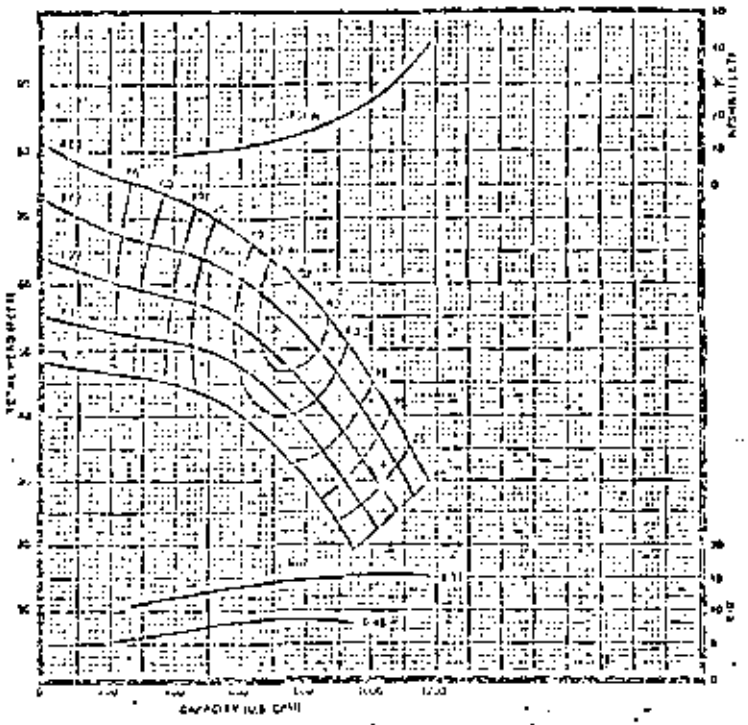
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

** These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information [illegible] or expanding these values.

11M 7000 1770 RPM

IMPELLER T70KA22



EFFICIENCY CORRECTIONS(1)

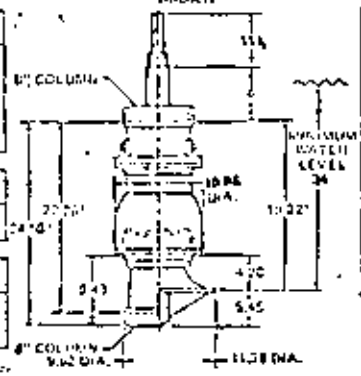
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	2.5 POINTS
2	1.5 POINTS
3	0.5 POINTS
4	NO CHANGE
5	NO CHANGE
6	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	1.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	1.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for more information.

DIMENSIONS (Inches)



* Add 0.50 for each additional stage

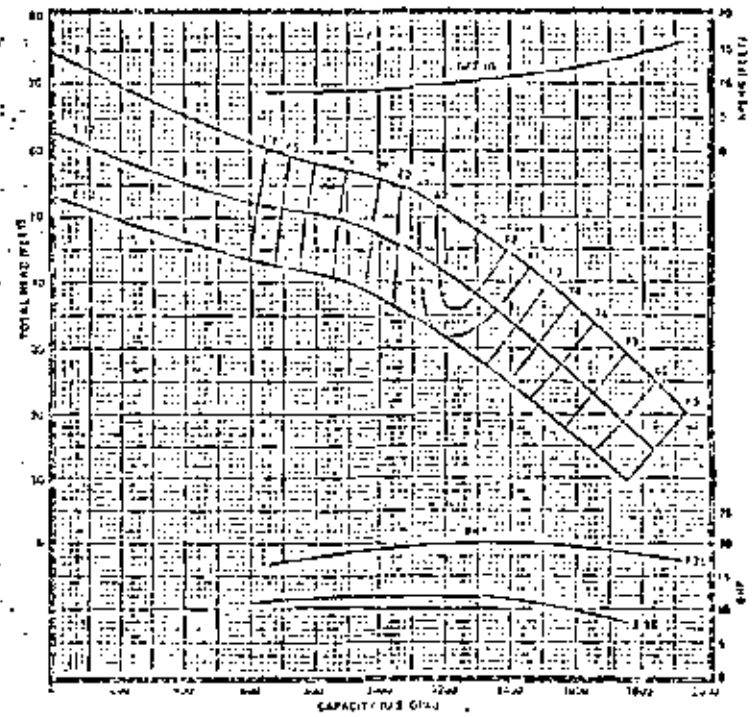
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	2000 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	10
MAXIMUM SHAFT DIAMETER	1 1/16 IN.
MAXIMUM BOWL SIZE	22 1/2 IN.
MAXIMUM IMPELLER SIZE	21 IN.
DISCHARGE FACTOR	0.00115 FT/GPM
MAXIMUM BOWL PER STAGE	22.5 FT
BOWL WT. FIRST STAGE	240 LBS
BOWL WT. EACH ADDL. STAGE	25 LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	0.7 IN.
WT. FIRST STAGE	1000 LBS. FT.2
WT. EACH ADDL. STAGE	1.2 LBS. FT.2
MIN. BOWL SUBMERGENCE	0.4 FT.

** These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information before limiting or exceeding these values.

11H 7000 1770 RPM

IMPELLER T70KA20



EFFICIENCY CORRECTIONS(1)

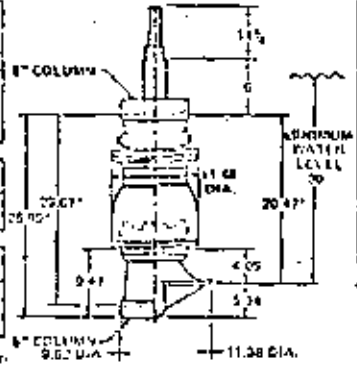
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	2.5 POINTS
2	1.5 POINTS
3	0.5 POINTS
4	NO CHANGE
5	NO CHANGE
6	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	1.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	1.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for more information.

DIMENSIONS (Inches)

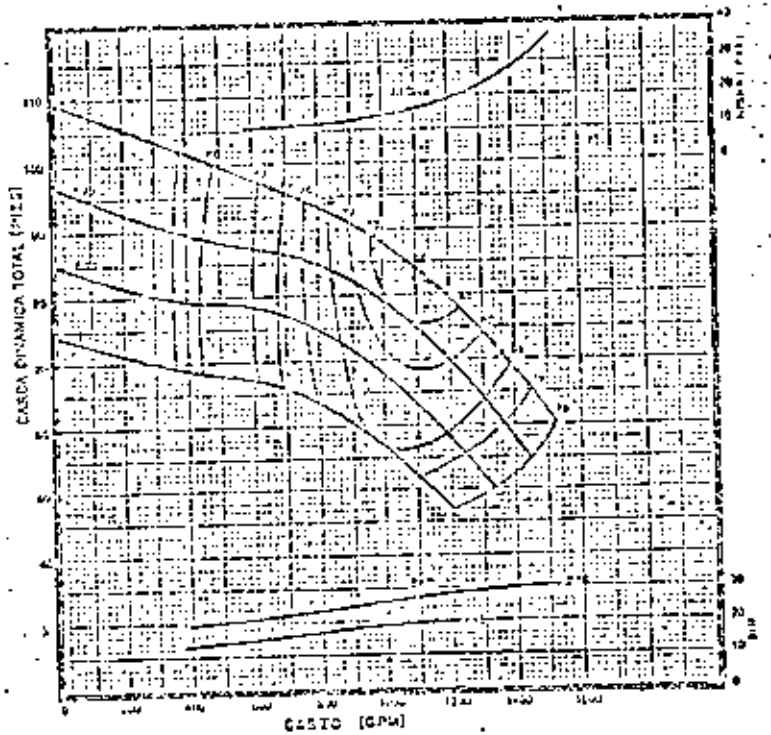


* Add 11.38 for each additional stage

TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	2000 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	10
MAXIMUM SHAFT DIAMETER	1 1/16 IN.
MAXIMUM BOWL SIZE	22 1/2 IN.
MAXIMUM IMPELLER SIZE	21 IN.
DISCHARGE FACTOR	0.0015 FT/GPM
MAXIMUM BOWL PER STAGE	22.5 FT
BOWL WT. FIRST STAGE	240 LBS
BOWL WT. EACH ADDL. STAGE	25 LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	0.7 IN.
WT. FIRST STAGE	1000 LBS. FT.2
WT. EACH ADDL. STAGE	1.2 LBS. FT.2
MIN. BOWL SUBMERGENCE	0.4 FT.

** These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information before limiting or exceeding these values.



12M
7000
1770 RPM
IMPULSOR T7EA82

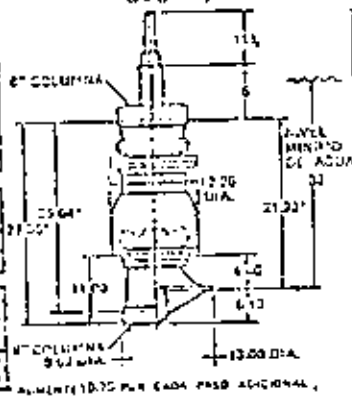
CORRECCIONES DE EFICIENCIA

NUMERO DE PASOS	CAMBIO DE EFICIENCIA
1	-2.5 PUNTOS
2	[illegible]
3	0.5 PUNTOS
4	[illegible]
5	[illegible]
6 Y MAS	[illegible]

MATERIAL DEL TAZON	CAMBIO DE EFICIENCIA
[illegible]	[illegible]

MATERIAL DEL IMPULSOR	CAMBIO DE EFICIENCIA
[illegible]	[illegible]
BRONCE	[illegible]
[illegible]	[illegible]

DIMENSIONES (pulgadas)

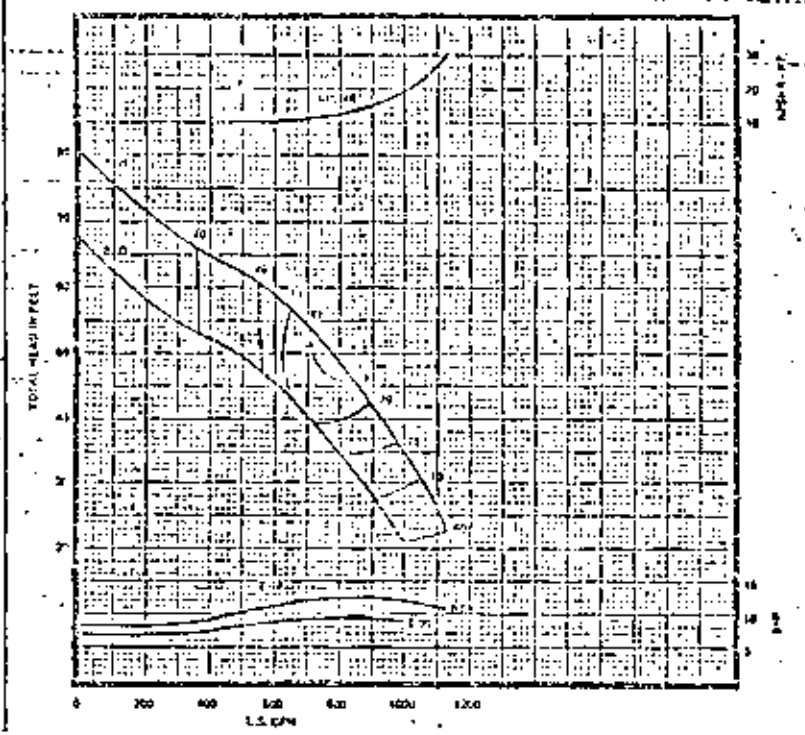


AUMENTO 10.25 POR CADA PASO ADICIONAL

DATOS TECNICOS

DATOS	VALOR
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

12MC
7000
1770 RPM
IMPELLER T6EA82



EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

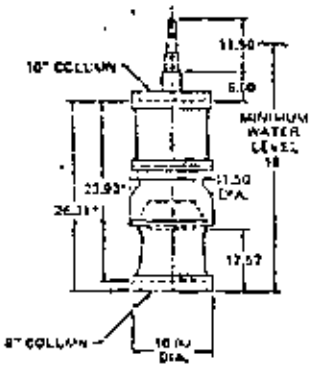
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	-3.0 POINTS
2	-2.0 POINTS
3	-1.0 POINTS
4	-0.5 POINTS
5	0.0 CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for base conditions.

DIMENSIONS (Inches)



*Add 0.13 for each additional stage.

TECHNICAL DATA

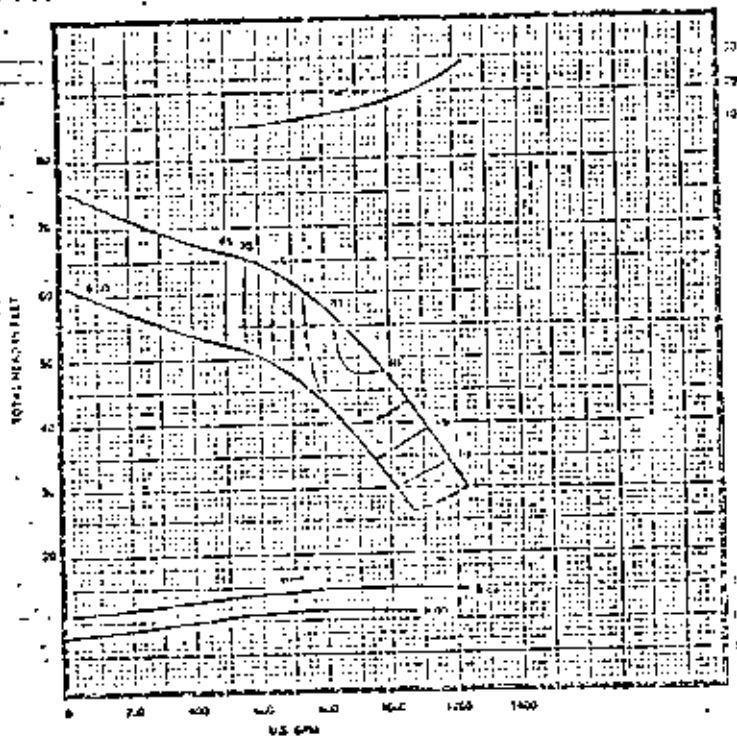
DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	[illegible]
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
PUMP SHAFT DIAMETER	[illegible]
INSTALLATION AREA	[illegible]
MAXIMUM SHAFT SIZE	[illegible]
KILOWATTS/FT. PER STAGE	[illegible]
BOWL WT. PER STAGE	[illegible]
BOWL WT. FOR MODEL STAGE	[illegible]
ALLOWANCE SHAFT STRETCH	[illegible]
WATER WT. STAGE	[illegible]
WATER WT. PER STAGE	[illegible]
MODEL IMPELLER DIAMETER	[illegible]

** There are [illegible] values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

12MC 7000

1770 RPM

IMPELLER 7BC92



EFFICIENCY CORRECTIONS [1]

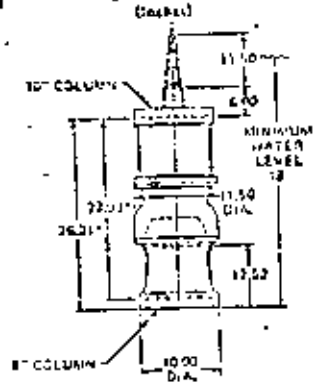
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	[illegible] POINTS
2	[illegible] POINTS
3	[illegible] POINTS
4	[illegible] POINTS
5	NO CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible] POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible] POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

[1] Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

DIMENSIONS (Inches)



*Add 5.12 for each additional stage.

TECHNICAL DATA

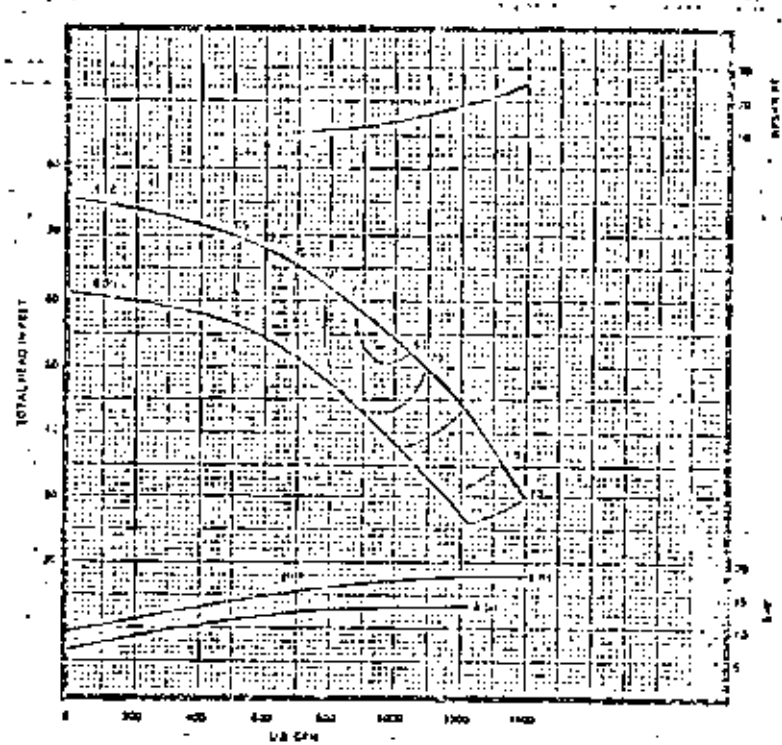
DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	[illegible]
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
PUMP SHAFT DIAMETER	[illegible]
IMPELLER EYE AREA	[illegible]
MAXIMUM SPHERE SIZE	[illegible]
RUNOUT FACTOR	[illegible]
WT. PER STAGE	[illegible] LBS.
BOWL WT. FIRST STAGE	[illegible] LBS.
BOWL WT. EACH ADDL. STAGE	[illegible] LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRESS	[illegible]
WK² FIRST STAGE	[illegible] LBS. FT.²
WK² EACH ADDL. STAGE	[illegible] LBS. FT.²
BOWL DISCHARGE	[illegible]

** These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

12MC 7000

1770 RPM

IMPELLER 7BC92



EFFICIENCY CORRECTIONS [1]

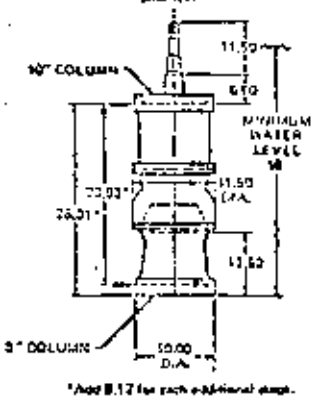
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	[illegible] POINTS
2	[illegible] POINTS
3	[illegible] POINTS
4	[illegible] POINTS
5	NO CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible] POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible] POINTS
BRONZE	NO CHANGE
STAINLESS STEEL	NO CHANGE

[1] Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

DIMENSIONS (Inches)



*Add 5.12 for each additional stage.

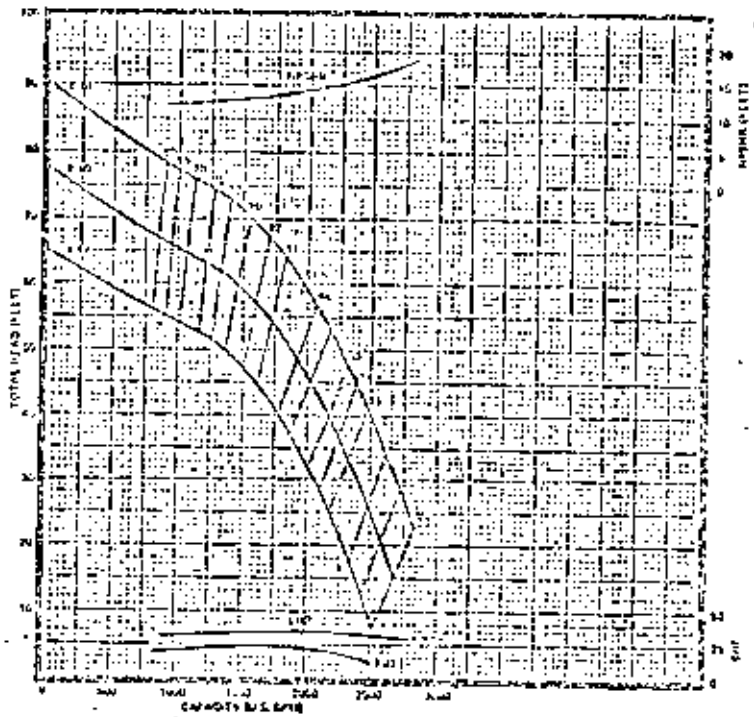
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	[illegible]
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
PUMP SHAFT DIAMETER	[illegible]
IMPELLER EYE AREA	[illegible]
MAXIMUM SPHERE SIZE	[illegible]
RUNOUT FACTOR	[illegible]
WT. PER STAGE	[illegible] LBS.
BOWL WT. FIRST STAGE	[illegible] LBS.
BOWL WT. EACH ADDL. STAGE	[illegible] LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRESS	[illegible]
WK² FIRST STAGE	[illegible] LBS. FT.²
WK² EACH ADDL. STAGE	[illegible] LBS. FT.²
BOWL DISCHARGE	[illegible]

** These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

13H
7000
1770
RPM

IMPELLER
TRIMMED



EFFICIENCY CORRECTIONS[1]

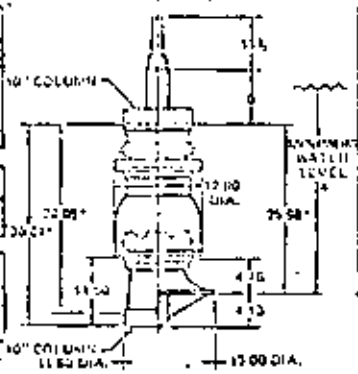
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	[illegible]
2	[illegible]
3	[illegible]
4	[illegible]
5	[illegible]
[illegible]	[illegible]

CASE MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
[illegible]	[illegible]

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
BRONZE	NO CHANGE
[illegible]	[illegible]

(1) Refer to "Application and Reference Data" for final correction.

DIMENSIONS
(Inches)



*Add 13.00 for each additional stage.

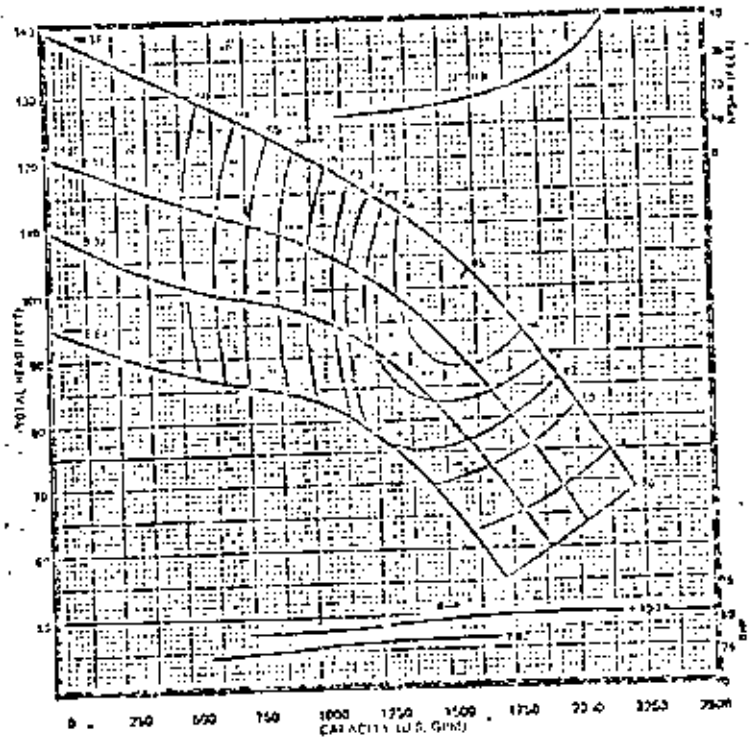
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	[illegible]
MINIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

**These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further analyzing or extending these values.

14M
7000
1770
RPM

IMPELLER
TRIMMED



EFFICIENCY CORRECTIONS[1]

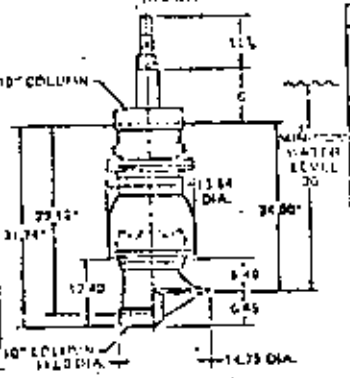
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	[illegible]
2	[illegible]
3	[illegible]
4	[illegible]
5	[illegible]
[illegible]	[illegible]

CASE MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
[illegible]	[illegible]

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	[illegible]
BRONZE	NO CHANGE
[illegible]	[illegible]

(1) Refer to "Application and Reference Data" for final correction.

DIMENSIONS
(Inches)



*Add 17.20 for each additional stage.

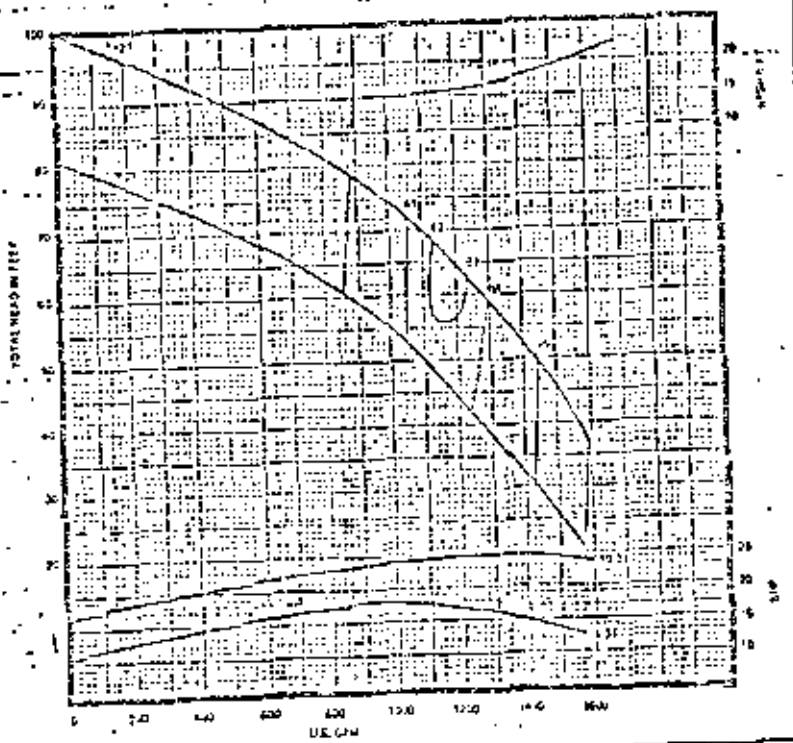
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	[illegible]
MINIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

**These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further analyzing or extending these values.

14MC
7000
1770
RPM

IMPELLER TRIMMED



EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

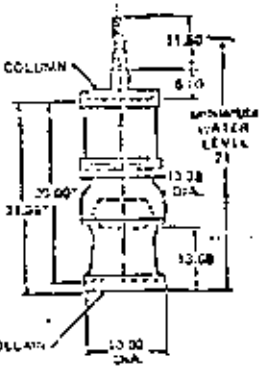
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	-4.5 POINTS
2	-3.0 POINTS
3	-2.0 POINTS
4	-1.0 POINTS
5	0.0 CHANGE
6 OR MORE	0.0 CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
STAINLESS STEEL	0.0 CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
BRONZE	0.0 CHANGE
STAINLESS STEEL	0.0 CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for head corrections.

DIMENSIONS
(inches)



*Add 10.50 for each additional stage.

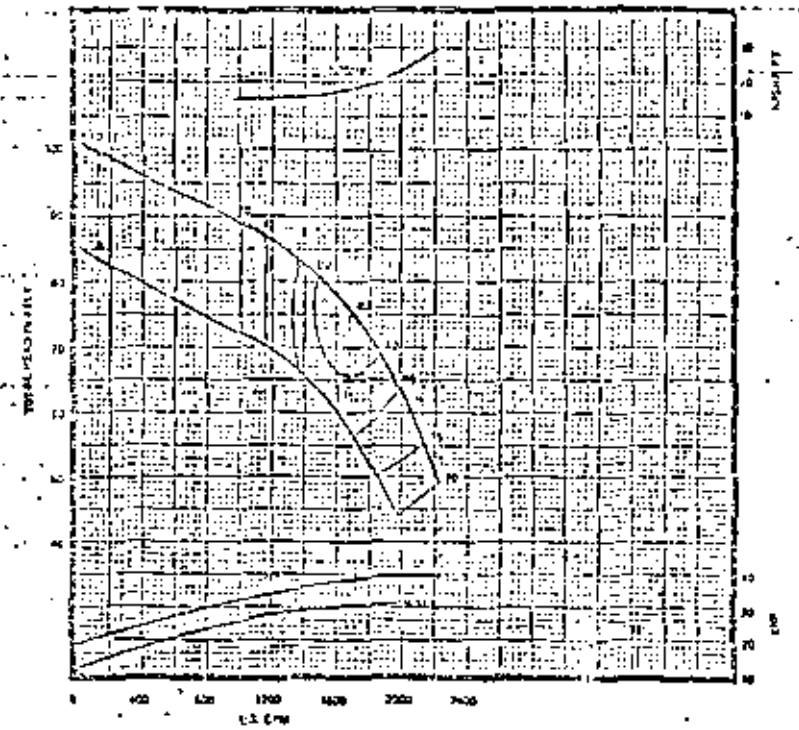
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	2000 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	16**
PUMP SHAFT DIAMETER	1 3/16 IN
IMPELLER EYE AREA	20.73 SQ. IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	0.81 IN
IMPELLER FACTOR	20.10 GPM/FT
RUNOUT HP PER STAGE	2.5 HP
BOWL WT. PER STAGE	40 LBS
BOWL WT. HEAD ABOVE STAGE	150 LBS
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	0.01 IN**
WET WEIGHT PER STAGE	362 LBS (1)
WET WEIGHT HEAD ABOVE STAGE	3.5 LBS (1)
BOWL BORE CLEARANCE	0.50 (0.01) IN

**These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or exceeding these values.

14MC
7000
1770
RPM

IMPELLER TRIMMED



EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

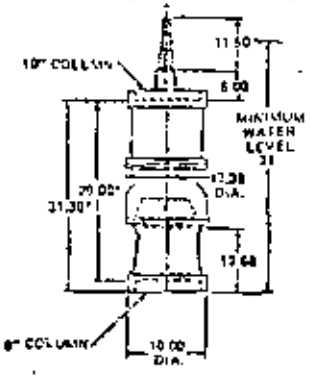
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	-4.0 POINTS
2	-3.0 POINTS
3	-2.0 POINTS
4	-1.0 POINTS
5	0.0 CHANGE
6 OR MORE	0.0 CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
STAINLESS STEEL	0.0 CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-2.0 POINTS
BRONZE	0.0 CHANGE
STAINLESS STEEL	0.0 CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for head corrections.

DIMENSIONS
(inches)



*Add 10.50 for each additional stage.

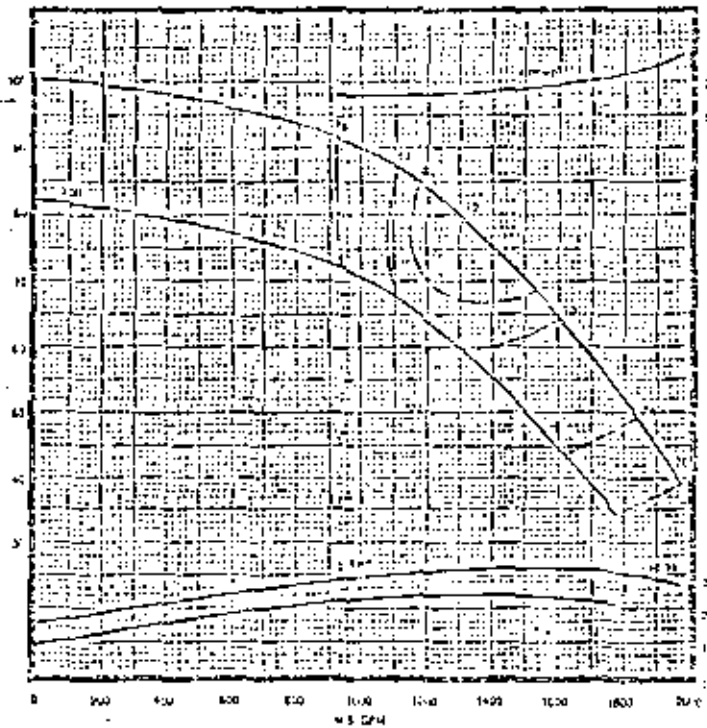
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	2000 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	16**
PUMP SHAFT DIAMETER	1 3/16 IN
IMPELLER EYE AREA	20.73 SQ. IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	0.81 IN
IMPELLER FACTOR	20.10 GPM/FT
RUNOUT HP PER STAGE	2.5 HP
BOWL WT. PER STAGE	40 LBS
BOWL WT. HEAD ABOVE STAGE	150 LBS
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	0.01 IN**
WET WEIGHT PER STAGE	362 LBS (1)
WET WEIGHT HEAD ABOVE STAGE	3.5 LBS (1)
BOWL BORE CLEARANCE	0.50 (0.01) IN

**These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or exceeding these values.

14MC
7000
1770
RPM

IMPELLER
[illegible]



EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

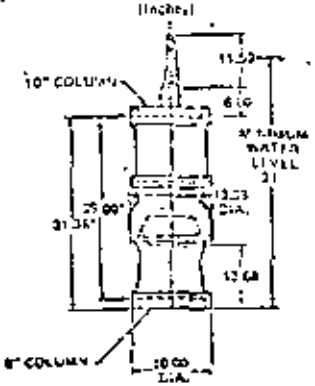
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

(1) Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

DIMENSIONS
(Inches)



*Add 10.50 for each additional stage.

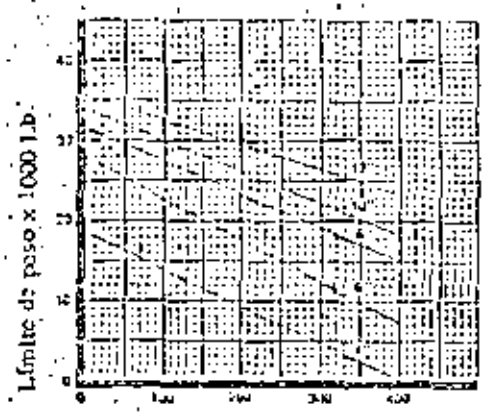
TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM RATING SPEED	[illegible]
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	[illegible]
PUMP SHAFT DIAMETER	[illegible]
IMPELLER EYE AREA	[illegible]
MAXIMUM PRESSURE	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

**Turn on nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

FAIRBANKS MORSE PUMPS

Límite de la brida superior de columna



Notes: 1) El peso incluye tazones y columna únicamente

2) No es aplicable al cabezal 12 x 4 C

Límite de la brida superior de columna - (peso colgante)

TAMAÑO BRIDA	PESO LIMITE (LB KIPSAS) (1)
4"	24,700 lb.
6"	39,500 lb.
8"	49,500 lb.
10"	49,500 lb.
12"	49,500 lb.

(1) El peso incluye:

A) Peso de la bomba ensamblada

B) Peso de la columna

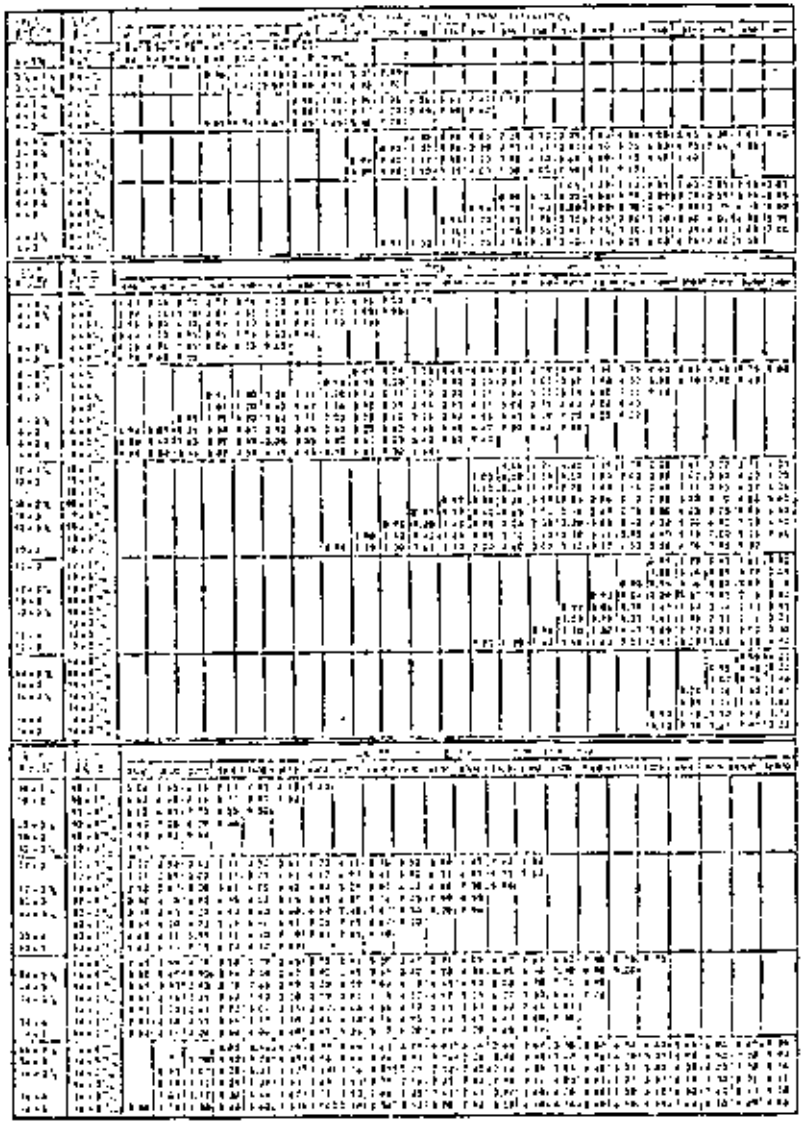
C) Peso de la flecha

D) Peso de la funda

Pérdidas por fricción en columna

Tubo de columna estandar - para lubricación agua ó aceite -

Las pérdidas son en pies por cada 100 pies de longitud de columna



Pérdidas por fricción en codos de descarga

GPM	2-1/2"	3"	4"	5"	GPM	8"	10"	12"	14"	16"
175	50				1800	55				
200	100				2000	90				
250	200	50			2250	125				
300	330	100			2400	175	10			
350	590	200			2600	220	30			
400		280	25		3000	325	75			
450		350	35		3250	440	120			
500		500	50		3500	570	175	35		
600			135		4000		310	65		
700			275		4500		395	130	75	
800			590		5000		580	235	85	
1000				45	6000			145	145	45
1200				105	7000			460	215	90
1400				180	8000				300	140
1600				260	9000				395	190
1800				355	10000				490	250
2000				460	11000				590	310
2200				570	12000					

Los valores arriba mostrados son las pérdidas adicionales en el codo de descarga encontradas cuando maneja los gastos máximos recomendados para una carga dada.

Potencia máxima transmitida por flechas de transmisión

Diámetro de flecha	Potencia transmitida a la velocidad de:							Carga axial máxima (lb)	K_t
	3550	1800	1175	880	585	585	100		
1"	117	58	38	29	23	19	3.30	3700	7.6
1-3/16"	210	105	68	52	41	35	5.87	5400	4.0
1-1/4"	235	111	73	55	44	35	6.31	5400	4.7
1-7/16"	381	189	119	89	71	59	10.17	7900	5.9
1-1/2"	533	196	129	97	78	64	11.02	8900	6.0
1-11/16"	587	303	201	151	122	100	17.38	11700	8.1
1-15/16"	965	451	298	224	179	147	25.46	15300	10.8
2-3/16"		675	446	335	251	205	35.59	19200	13.6
2-7/16"		935	592	416	323	274	47.23	24400	17.0
2-11/16"		1320	740	557	440	370	63.28	30500	21.0

Notas:

1.- Esta tabla esta basada en flecha de material AISI-1045

2.- Para otras potencias que no se muestren use la siguiente fórmula

$$BHP(\text{permitida}) = \frac{RPM \times BHP}{100} \text{ @ } 100 \text{ RPM}$$

Ejemplo flecha de 1-11/16 @ 2300 RPM

$$BHP\ (\text{permitida}) = \frac{2300 \times 17.38}{100} = 399.7 \text{ HP}$$

3.- Para otros tipos de materiales multiplique por los siguientes factores:

Material	Factor
416	1.1
302/316	1.6
[illegible]	1.4
Monel	2
K Monel	1.4

POTENCIA MAXIMA TRANSMITIDA POR FLECHA DE TAZONES

[illegible]	Ø FLECHA	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]		[illegible]
[illegible]	[illegible]		363	[illegible]		[illegible]
[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]				[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]				[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]			[illegible]	[illegible]	[illegible]

1) Esta tabla está basada en flecha de material: acero inoxidable 416

2) Para otras potencias que no se muestren use la siguiente fórmula:

$$\text{BHP @ RPM requerida} = \frac{\text{RPM requerida} \times \text{BHP @ RPM mostrada}}{\text{RPM mostrada}}$$

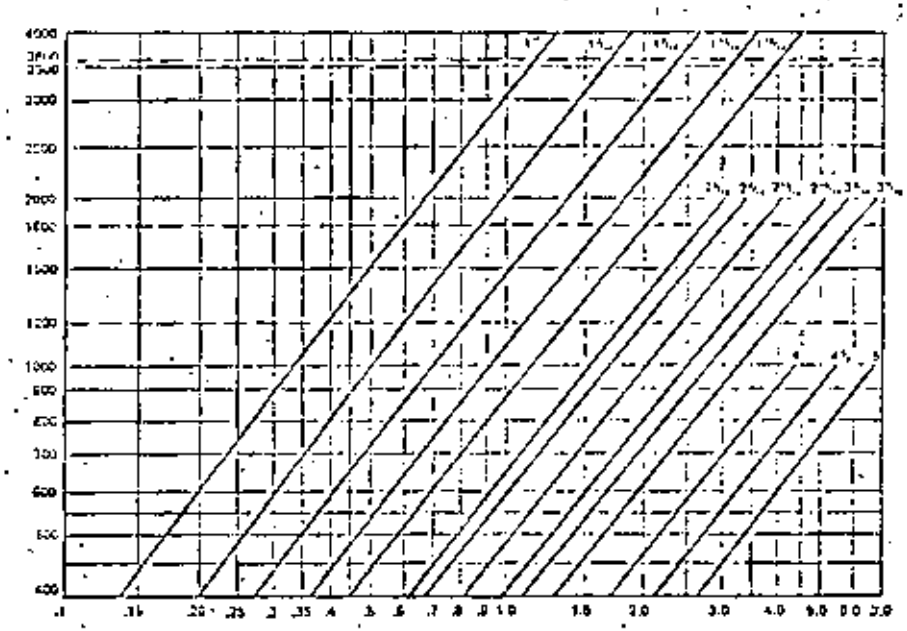
Ejemplo : Flecha de 1-11/16" @ 1450 RPM

$$\text{BHP} = \frac{1450 \text{ RPM}}{1770 \text{ RPM}} \times 363 = 297 \text{ BHP}$$

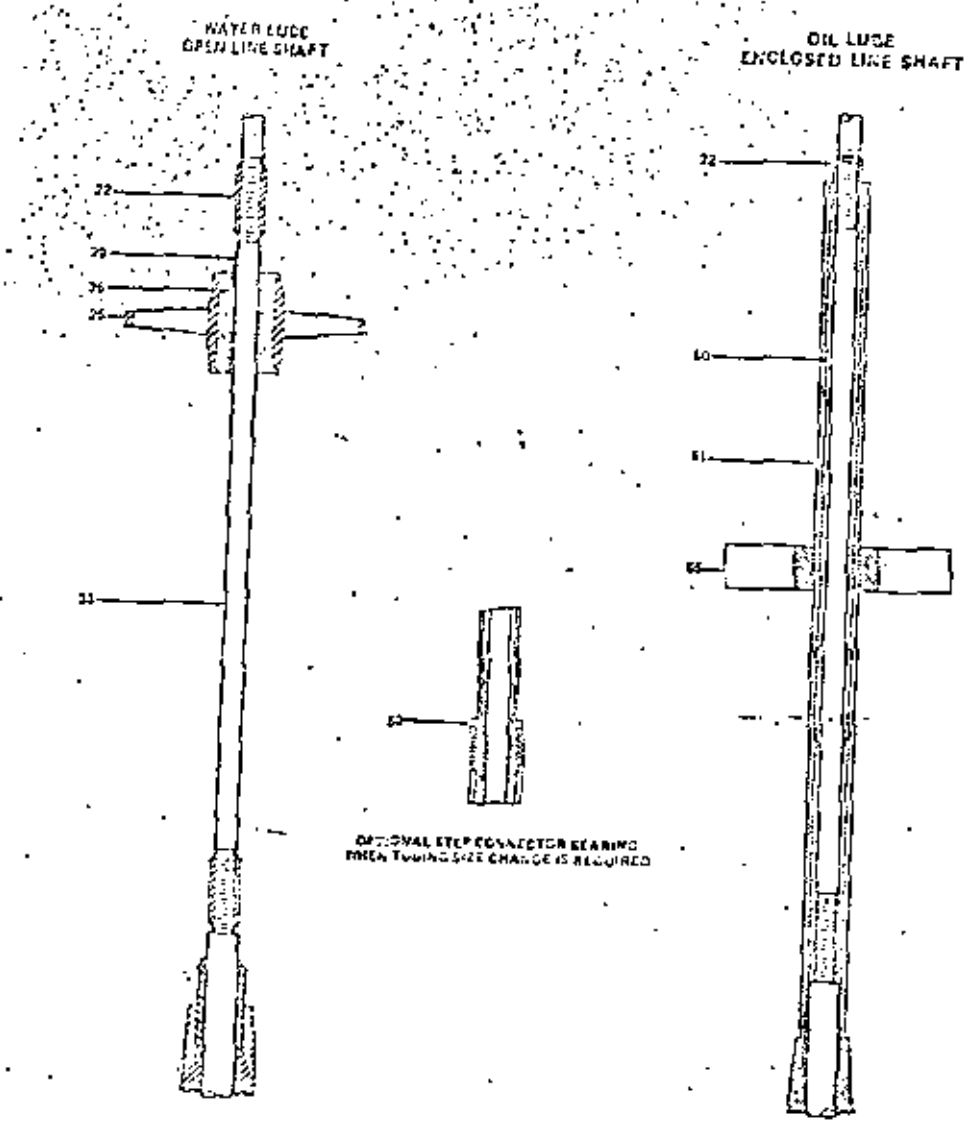
3) Para otro tipo de materiales multiplique por los siguientes factores:

MATERIAL	MULTIPLICADOR
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]

PERDIDAS POR FRICCION MECANICA EN FLECHAS DE TRANSMISION



PERDIDAS DE POTENCIA (EN BHP POR CADA 100' DE FLECHA)



MATERIAL SPECIFICATIONS

REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
22	LINE SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A305 [illegible]
23	LINE SHAFT	STEEL	AISI 1045
25	OPEN LINE SHAFT BEARING RETAINER	BRONZE	ASTM B584 ALLOY 836
26	OPEN LINE SHAFT BEARING	RUBBER	COMMERCIAL
29	OPEN LINE SHAFT SLEEVE	STAINLESS STEEL	AISI 304
60	ENCLOSED LINE SHAFT CONNECTOR BEARING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
61	SHAFT ENCLOSING TUBE	STEEL	ASTM A570
63	STEP CONNECTOR BEARING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
65	ENCLOSING TUBE STABILIZER	RUBBER	COMMERCIAL

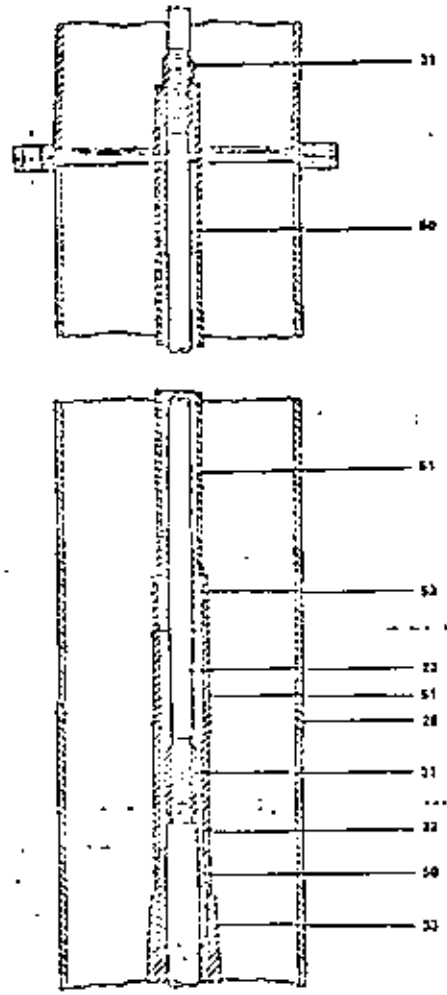
TUBE TECHNICAL DATA

Data	5 Foot Section				
	[illegible]	2"	[illegible]	3"	[illegible]
Schedule Number	80	80	80	80	80
Maximum Setting (Feet)	RTF	RTF	RTF	RTF	RTF
Outside Diameter (Inches)	[illegible]	2.375	2.875	3.500	4.000
Inside Diameter (Inches)	1.900	1.939	2.323	2.900	3.364
Wall Thickness (Inches)	.200	.218	.276	.300	.318
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	3.63	5.02	7.65	10.25	12.50
Connector Bearing Length (Inches)	3½	4½	5	6½	5½
Connector Bearing Weight (Lbs.)	1.5	3	5	7.5	9

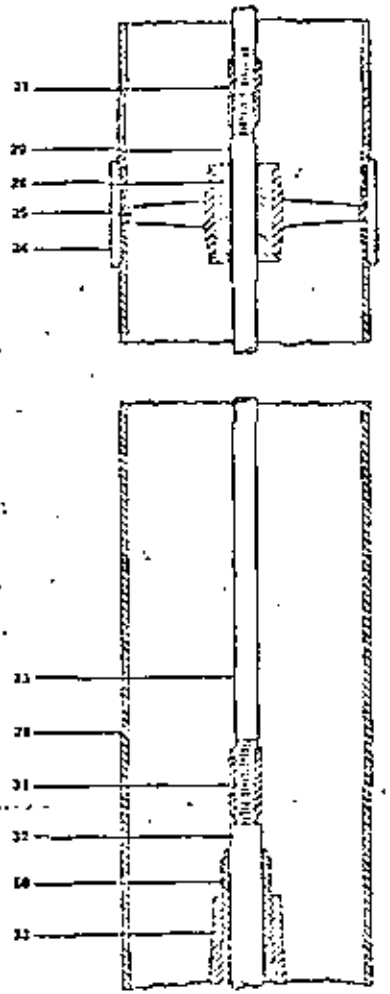
SHAFT TECHNICAL DATA

Data		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Exact Lengths	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	10 Foot Section	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"
	20 Foot Section	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)		2.67	3.71	4.18	5.52	6.91	7.60	10.02	12.78	15.67
Shaft Coupling Weight (Lbs.)		.5	1.1	1.0	1.4	1.8	2.1	4.5	5.0	5.6
Open Line Shaft Sleeve Thickness (Inches)		.093	.093	.093	.093	.093	.093	.127	.127	.127
Open Line Shaft Sleeve Length (Inches)		7	7	7	7	7	7	7	7	7
Open Line Shaft Sleeve Weight (Lbs.)		.6	.7	.7	.9	.9	1.0	1.2	1.3	1.6
Open Line Shaft Bearing And Retainer Weight (Lbs.)	4" Column	1.4	1.4	1.4	NA	NA	NA	NA	NA	NA
	5" Column	2.2	2.2	2.2	2.6	2.6	NA	NA	NA	NA
	6" Column	2.7	2.7	2.7	2.9	2.9	2.9	NA	NA	NA
	8" Column	3.2	3.2	3.2	4.2	4.2	4.2	4.8	NA	NA
	10" Column	6.9	6.9	6.9	6.9	6.9	6.9	6.9	6.9	7.5
	12" Column	9.8	9.8	9.9	9.8	9.9	9.9	9.8	9.9	10.5

FLANGED COLUMN, ENCLOSED LINESHAFT



THREADED COLUMN, OPEN LINESHAFT



REF. NO.	DESCRIPTION
23	LINESHAFT
24	COLUMN COUPLING
25	BEARING RETAINER
26	LINESHAFT BEARING
29	COLUMN PIPE

REF. NO.	DESCRIPTION
31	LINESHAFT SLEEVE
32	TAPERED BOTTOM COLUMN
33	SHAFT COUPLING
51	PUMP SHAFT

REF. NO.	DESCRIPTION
53	DISCHARGE BOWL
60	CONNECTOR BEARING
51	ENCLOSING TUBE
53	STEP BEARING

MATERIAL SPECIFICATIONS

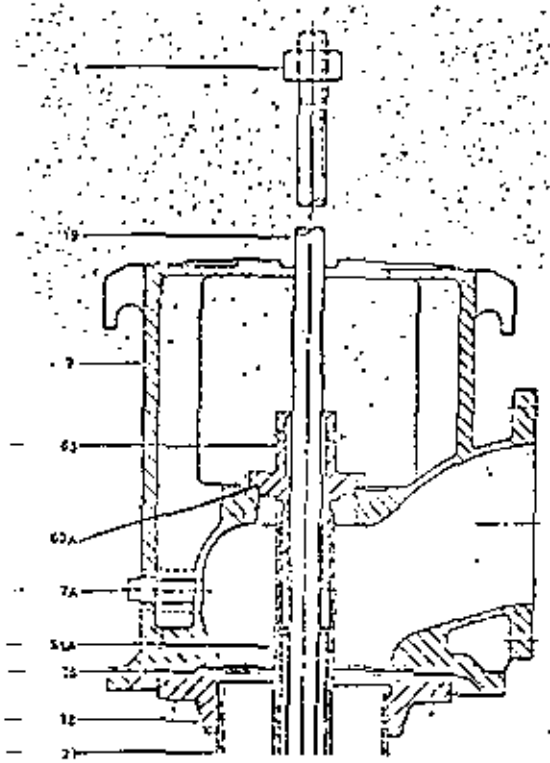
REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
24	COLUMN COUPLING	STEEL	ASTM A120
29	COLUMN PIPE	STEEL	ASTM A120
45	COLUMN FLANGE	STEEL	ASTM A283 Gr D

THREADED 250 WALL PIPE

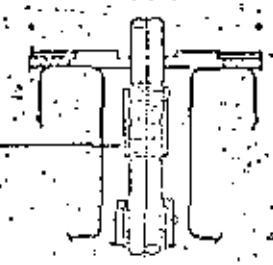
Data			4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"
Schedule Number			NA	NA	NA	20	20	20	30
Outside Diameter (inches)			NA	NA	6.625	8.625	10.750	12.750	14.000
Inside Diameter (inches)			NA	NA	6.125	8.125	10.250	12.250	13.500
Wall Thickness (inches)			NA	NA	.250	.250	.250	.250	.250
Exact Column Length	Open Line Shaft Construction	5 Foot Section	NA	NA	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"
		10 Foot Section	NA	NA	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"
	Enclosed Line Shaft Construction	5 Foot Section	NA	NA	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"
		10 Foot Section	NA	NA	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"
		20 Foot Section	NA	NA	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"
Weight Per Foot (lbs./ft.)			NA	NA	12.02	22.36	28.04	33.38	36.71
Coupling Outside Diameter (inches)			NA	NA	7.31	9.56	11.69	13.59	15.00
Coupling Weight (lbs.)			NA	NA	12.70	23.50	32.58	41.21	52.00

THREADED AWWA STANDARD WALL PIPE

Data			4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"
Schedule Number			40	40	40	30	NA	30	30
Outside Diameter (inches)			4.500	5.563	6.625	8.625	10.750	12.750	14.000
Inside Diameter (inches)			4.026	5.047	6.065	8.071	10.192	12.090	13.250
Wall Thickness (inches)			.237	.258	.280	.277	.279	.330	.375
Exact Column Length	Open Line Shaft Construction	5 Foot Section	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"	4' 11½"
		10 Foot Section	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"	9' 11½"
	Enclosed Line Shaft Construction	5 Foot Section	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"	5' 0"
		10 Foot Section	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"	10' 0"
		20 Foot Section	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"	20' 0"
Weight Per Foot (lbs./ft.)			10.79	14.62	19.02	24.70	31.20	42.77	54.60
Coupling Outside Diameter (inches)			5.00	6.25	7.31	9.56	11.63	13.50	15.00
Coupling Weight (lbs.)			5.65	10.74	17.10	23.90	33.50	47.21	62.00
Flange OD			6.63	7.00	8.25	11.75	13.88	16.38	17.00

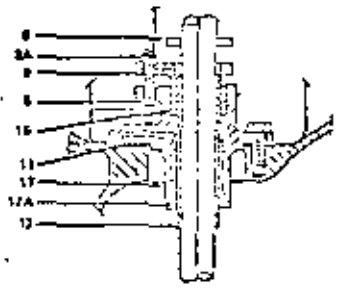


OIL LUBRICATED CONSTRUCTION

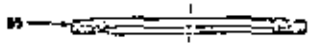


TWO PIECE TOP SHAFT

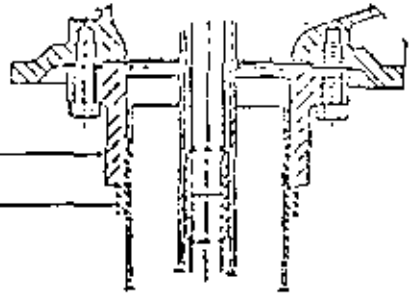
[12 X 8 SIZE REQUIRES HIGH RISE BASE]



WATER LUBRICATED CONSTRUCTION



FOUNDATION PLATE



ADJUSTABLE TOP COLUMN ASSEMBLY

WELL CASING ADAPTER

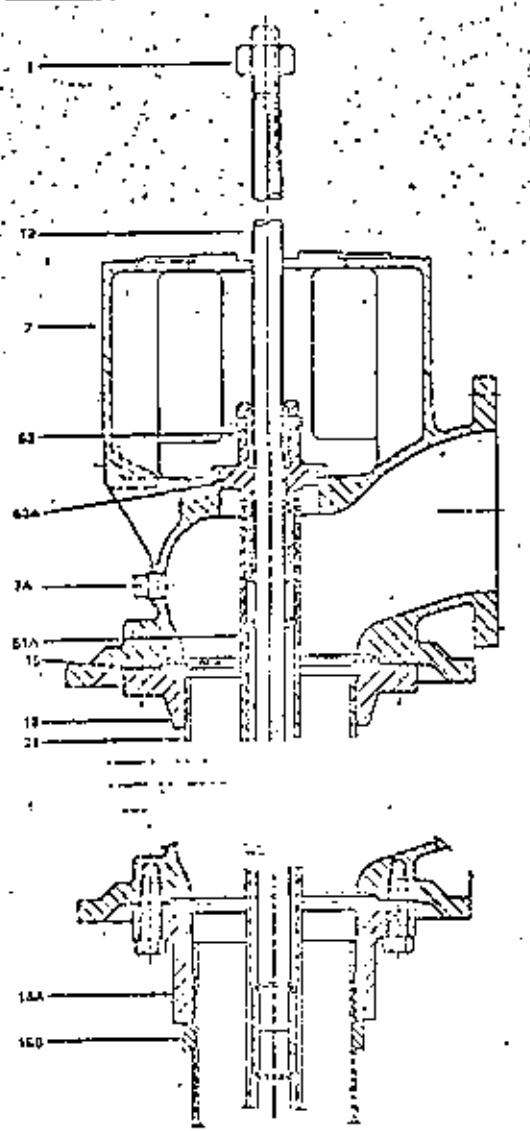
REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
1	TOP SHAFT ADJUSTING NUT	STEEL	ASTM A108 GRADE 12L14
6	WATER SLINGER	RUBBER	NITROPHYL
7	DISCHARGE HEAD	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
7A	WELL LUBRICATION PIPE PLUG	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
8	GLAND NUT	STAINLESS STEEL	18-8
8A	GLAND NUT	STAINLESS STEEL	18-8
9	PACKING BOX GLAND	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
9A	PACKING BOX GASKET	TAG BOARD	ASTM D1170 GRADE 3111
11	TOP SHAFT SLEEVE	STAINLESS STEEL	AISI 304
15	PACKING	GRAPHITED ASBESTOS	COMMERCIAL
16	TOP COLUMN FLANGE GASKET	TAG BOARD	ASTM D1170 GRADE 3111
17	PACKING BOX	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
17A	PACKING BOX BUSHING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
18	TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18A	ADJUSTABLE TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18B	LOCKING BOLT	STEEL	ASTM A170
19	TOP SHAFT	STEEL	AISI 1045
21	TOP COLUMN	STEEL	ASTM A120
22	TOP SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A108 GR. 12L14
51A	TOP INTERMEDIATE TUBE	STEEL	SCH. 40
60	CAP COUPLING TENSION NUT	BRONZE	ASTM B584 ALLOY 836
60A	TENSION NUT GASKET	COPPER	ASTM B152 ALLOY 110
55	FOUNDATION PLATE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
55A	WELL CASING ADAPTER	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
NONE	GLAND NUT LOCKWASHER	STEEL	COMMERCIAL
NONE	PACKING BOX CAPSCREW	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TOP COLUMN FLANGE CAPSCREW	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TENSION NUT PLUG	BRONZE	COMMERCIAL
NOT SHOWN	AIR VENT PLUG	CAST IRON	COMMERCIAL

DISCHARGE HEAD TECHNICAL DATA

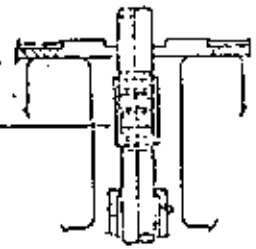
Data	12 x 8	14½ x 8	16½ x 8	14½ x 10
Discharge Flange Size (Inches)	8	8	8	10
Top Column Flange Bolts (Inches)	6, 8	6, 8, 10, 12	6, 8, 10, 12	6, 8, 10, 12
ANSI Class Raised Face (Inches)	8½, 13½	8½, 13½	8½, 13½	8½, 13½
Maximum Discharge Pressure (PSI)	175	175	175	175
Maximum Adjustable Thrust Capacity (Lbs.)	9,000	11,000	15,000	20,000
Weight Bell Packing Box	311	393	413	479

PACKING BOX TECHNICAL DATA

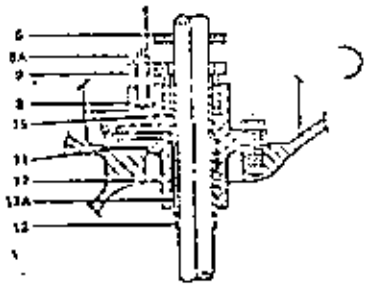
Data	1"	1½"	1¾"	1⅞"	1⅞"
Inner Diameter Of Box (Inches)	1½	2½	2½	2½	2½
Depth Of Box (Inches)	3½	3½	3½	3½	3½
Outside Diameter Of Sleeve (Inches)	1½	1½	1½	1½	2½
Packing Size (Inches)	½	½	½	½	½
Rings Per Box	4	4	4	4	4
Bearing Length (Inches)	2	2½	2½	3	3½
Gland Bolt Size (Inches)	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½
Maximum Working Pressure (PSI)	175	175	175	175	175



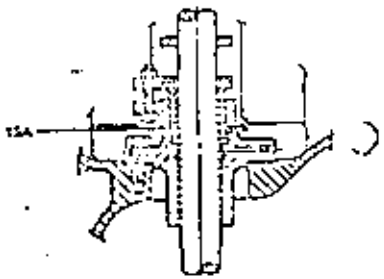
ADJUSTABLE TOP COLUMN ASSEMBLY



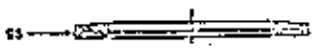
TWO PIECE TOP SHAFT



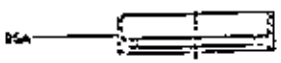
WATER LUBRICATED CONSTRUCTION



400 PSI PACKING BOX



FOUNDATION PLATE



WELL CASING ADAPTER

REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
1	TOP SHAFT ADJUSTING NUT	STEEL	ASTM A108 GRADE 1020
6	WATER SEAL RUBBER	RUBBER	NEOPRENE
7	DISCHARGE HEAD	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
7A	PRESSURE INDICATOR PIPE PLUG	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
8	GLAND BOLT	STAINLESS STEEL	18-8
8A	GLAND NUT	STAINLESS STEEL	18-8
9	PACKING BOX GLAND	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
11	PACKING BOX GASKET	TAG BOARD	ASTM D1170 GRADE 3141
12	TOP SHAFT SLEEVE	STAINLESS STEEL	AISI 304
13	PACKING	GRAPHITED ASBESTOS	COMMERCIAL
13A	WATER SEAL RING	TEFLON	TEFLON
16	TOP COLUMN FLANGE GASKET	TAG BOARD	ASTM D1170 GRADE 3141
17	PACKING BOX	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
17A	PACKING BOX BUSHING	BRONZE	ASTM B62 ALLOY 537
18	TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18A	ADJUSTABLE TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
19B	LOCKING RING	STEEL	ASTM A123
19	TOP SHAFT	STEEL	AISI 1045
21	TOP COLUMN	STEEL	ASTM A120
27	TOP SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A108 GRADE 1020
31A	TOP ENCLOSING TUBE	STEEL	ASTM A120 SCHED. 40
33	ENCLOSING TUBE TENSION NUT	BRONZE	ASTM B584 ALLOY 836
33A	TENSION NUT GASKET	COPPER	ASTM B152 ALLOY 110
35	FOUNDATION PLATE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
35A	WELL CASING ADAPTER	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
NONE	GLAND NUT LOCKWASHER	STEEL	COMMERCIAL
NONE	PACKING BOX CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TOP COLUMN FLANGE CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TENSION NUT PLUG	BRONZE	COMMERCIAL
NOT SHOWN	AIR VENT PLUG (LEVEL GAUGE PLUG)	CAST IRON	COMMERCIAL

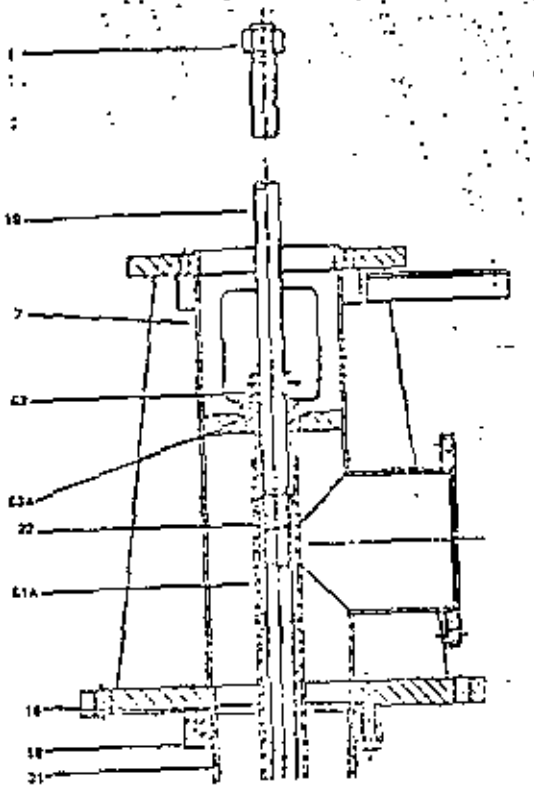
DISCHARGE HEAD TECHNICAL DATA

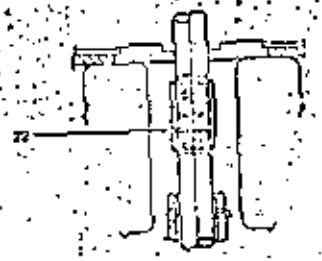
Data		12 x 6	15 x 6	20 x 10
Discharge Flange Size (Inches)		6	8	10
Top Column Flange Size (Inches)		4, 6, 8, 10, 12	4, 6, 8, 10, 12	4, 6, 8, 10, 12
NEMA Driver "AK" Size (Inches)		8½	8½, 10½	10½
Maximum Discharge Pressure (PSI)	175 lb. Flange	175	175	175
	250 lb. Flange	400*	400*	400*
Maximum Allowable Horsepower (B.H.P.)		35,000	60,000	60,000
Weight (Lbs.) Less Bowls		332	476	532

PACKING BOX TECHNICAL DATA

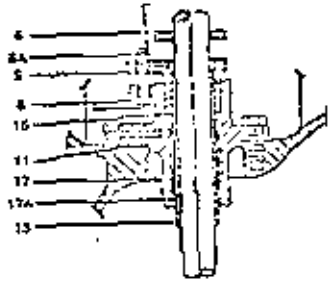
Data		8"	10"	12"	14"	16"	20"	24"
Inside Diameter Of Box (Inches)		1 15/16	2 3/16	2 9/16	2 7/8	2 7/8	3 1/8	3 1/8
Depth Of Box (Inches)	Standard 175 PSI	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2
	Optional 400 PSI	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2
Outside Diameter Of Sleeve (Inches)		1 5/8	1 7/8	2 1/16	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
Packing Size (Inches)		1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Rings Per Box		4	4	4	4	4	4	4
Gland Length (Inches)		2	2 1/2	2 1/2	3	3 1/2	3 1/2	4 1/2
Gland Bolt Size (Inches)		1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2	1/2 x 2 1/2
Maximum Working Pressure (PSI)	Standard	175	175	175	175	175	175	175
	Optional*	400*	400*	400*	400*	400*	400*	400*

*ON WATER LUBRICATED APPLICATIONS AN OPTIONAL 400 PSI PACKING BOX IS REQUIRED TO OPERATE AT THE MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE RATING OF 400 PSI.

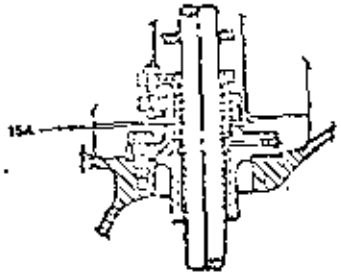




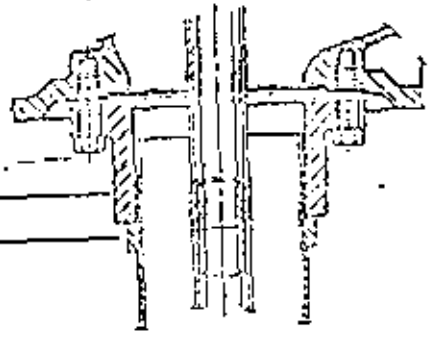
TWO PIECE TOP SHAFT



WATER LUBRICATED CONSTRUCTION



400 PSI PACKING BOX



ADJUSTABLE TOP COLUMN ASSEMBLY

REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
1	TOP SHAFT RING NUT	STEEL	ASTM A105 GRADE II
6	GATTER SLINGER	RUBBER	NEOPRENE
3	DISCHARGE HEAD	STEEL	ASTM A283 GRADE D AND ASTM A120
NOT SHOWN	PRELUBRICATION PIPE PLUG	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
8	GLAND BOLT	STAINLESS STEEL	18-8
8A	GLAND NUT	STAINLESS STEEL	18-8
9	PACKING FOR GLAND	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
11	PACKING BOX GASKET	TAG BOARD	ASTM D619 GRADE 3111
13	TOP SHAFT SLEEVE	STAINLESS STEEL	AISI 304
15	PACKING	GRAPHITED ASBESTOS	COMMERCIAL
15A	WATER SEAL RING	TEFLON	TEFLON
16	TOP COLUMN FLANGE GASKET	TAG BOARD	ASTM D619 GRADE 3111
17	PACKING BOX	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
17A	PACKING BOX BUSHING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 937
18	TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18A	ADJUSTABLE TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18B	LOCKING RING	STEEL	ASTM A120
19	TOP SHAFT	STEEL	AISI 1045
21	TOP COLUMN	STEEL	ASTM A120
22	TOP SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A105 GRADE II
59A	TOP ENCLOSING TUBE	STEEL	ASTM A120 SCHED 80
63	ENCLOSING TUBE TENSIONING NUT	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 910
63A	TENSIONING GASKET	COPPER	ASTM B152 ALLOY 110
NONE	GLAND NUT LOCK WASHER	STEEL	COMMERCIAL
NONE	TOP COLUMN FLANGE CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TOP COLUMN FLANGE CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TENSIONING NUT PLUG	BRONZE	COMMERCIAL
NOT SHOWN	AIR VENT PLUG	CAST IRON	COMMERCIAL

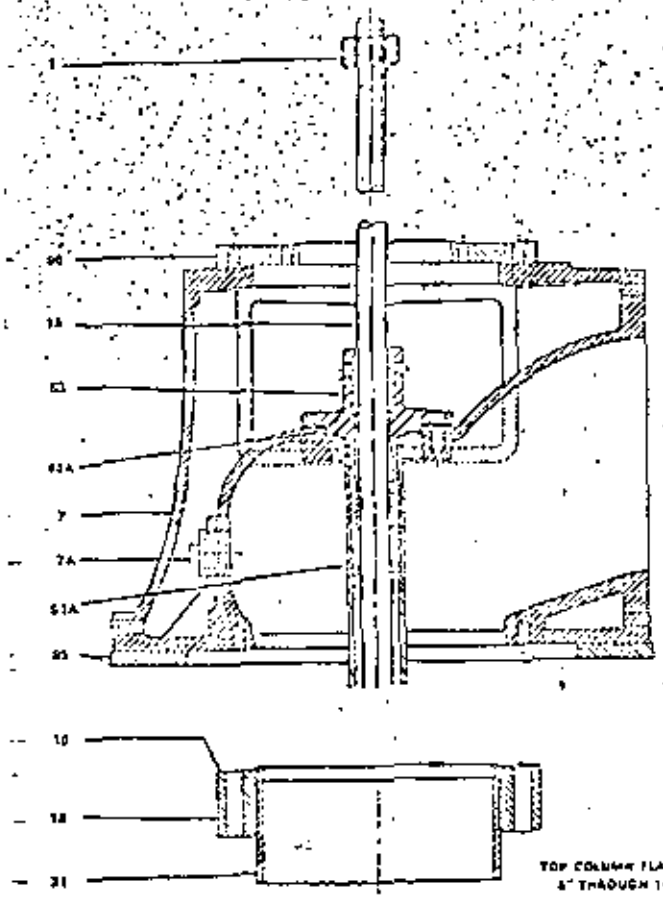
DISCHARGE HEAD TECHNICAL DATA

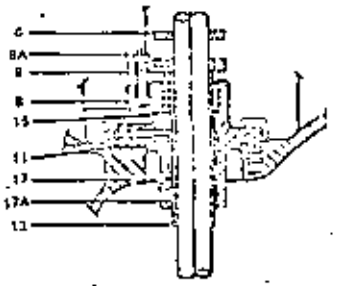
Data	24½ x 30	24½ x 37
Discharge Flange Size (Inches)	30	37
Top Column Flange Sizes (Inches)	4, 6, 8, 10, 12	4, 6, 8, 10, 12
NEMA Motor "AK" Size (Inches)	13½	13½
Maximum Discharge Pressure (PSI)	275/150*	275/400*
Maximum Allowable Horsepower (HP)	30/50	60/99
Weight—Without Motor (Lbs)	1215	1765

PACKING BOX TECHNICAL DATA

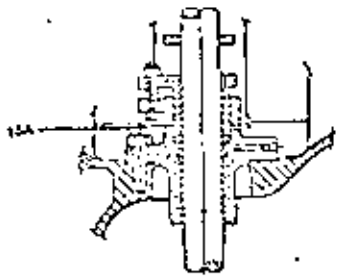
Data		1"	1½"	1¾"	1½"	1½"	2½"	2½"
Inside Diameter Of Box (Inches)		1½	2½	2½	2½	2½	3½	3½
Depth Of Box (Inches)	Standard 125 PSI	1½	1½	1½	1½	1½	1½	2½
	Optional 125 PSI	2½	2½	2½	2½	2½	2½	2½
Outside Diameter Of Sleeve (Inches)		1½	1½	1½	1½	2½	2½	2½
Packing Size (Inches)		½	½	½	½	½	½	½
Rings Per Box		4	4	4	4	4	4	4
Packing Length (Inches)		2	2½	2½	3	3½	3½	4½
Gland Bolt Size (Inches)		½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½
Maximum Working Pressure (PSI)	Standard	125	125	125	125	125	125	125
	Optional*	400*	400*	400*	400*	400*	400*	400*

*IN WATER LUBRICATED APPLICATIONS AN OPTIONAL 400 PSI PACKING BOX IS REQUIRED TO OPERATE AT THE MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE RATING OF 275 PSI WITH 150 PSI DISCHARGE FLANGE, OR 400 PSI WITH 300 PSI FLANGES ON DISCHARGE





WATER LUBRICATED CONSTRUCTION



TOP COLUMN FLANGE
8" THROUGH 14"

400 PSI PACKING BOX

REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
1	TOP SHAFT ADJUSTING NUT	STEEL	ASTM A108 GRADE 12L14
5	WATER SLINGER	RUBBER	NEOPRENE
7	DISCHARGE HEAD	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
7A	PRELUBRICATION PIPE PLUG	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
8	GLAND BOLT	STAINLESS STEEL	18-8
8A	GLAND NUT	STAINLESS STEEL	18-8
9	PACKING BOX GLAND	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
11	PACKING BOX GASKET	TAG BOARD	ASTM D1330 GRADE 3111
13	TOP SHAFT SLEEVE	STAINLESS STEEL	AISI 304
15	PACKING	GRAPHITED ASBESTOS	COMMERCIAL
15A	PACKING RING	TEFLON	TEFLON
16	TOP COLUMN FLANGE GASKET	TAG BOARD	ASTM D1330 GRADE 3111
17	PACKING BOX	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
17A	PACKING BOX BUSHING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
18	TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18A	ADJUSTABLE TOP COLUMN FLANGE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
18B	LOCKING RING	STEEL	ASTM A129
19	TOP SHAFT	STEEL	AISI 1045
21	TOP COLUMN	STEEL	ASTM A120
23	TOP SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A108 12L14
51A	TOP ENCLOSING TUBE	STEEL	ASTM A120 SCHED 80
61	ENCLOSING TUBE TEAR DOWN NUT	BRONZE	ASTM B584 ALLOY 836
60A	TENSION NUT GASKET	COPPER	ASTM B152 ALLOY 110
95	FOUNDATION PLATE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 25
95A	FEED CASING ADAPTER	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
NONE	GLAND NUT LOCKWASHER	STEEL	COMMERCIAL
NONE	PACKING BOX CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TOP COLUMN FLANGE CAPSCREWS	STEEL	SAE J429 GRADE 2
NONE	TENSION NUT PLUG	BRONZE	COMMERCIAL
NOT SHOWN	AIR VENT PLUG / LEVEL GAUGE PLUG	CAST IRON	COMMERCIAL

DISCHARGE HEAD TECHNICAL DATA

DATA		24½ x 17	24½ x 14
Discharge Flange Size (Inches)		17	14
Top Column Flange Size (Inches)		18, 17	17, 14
ASME Class "AA" Size (Inches)		8½, 13½	8½, 13½
Maximum Operating Pressure (PSI)	125 Lb	175	175

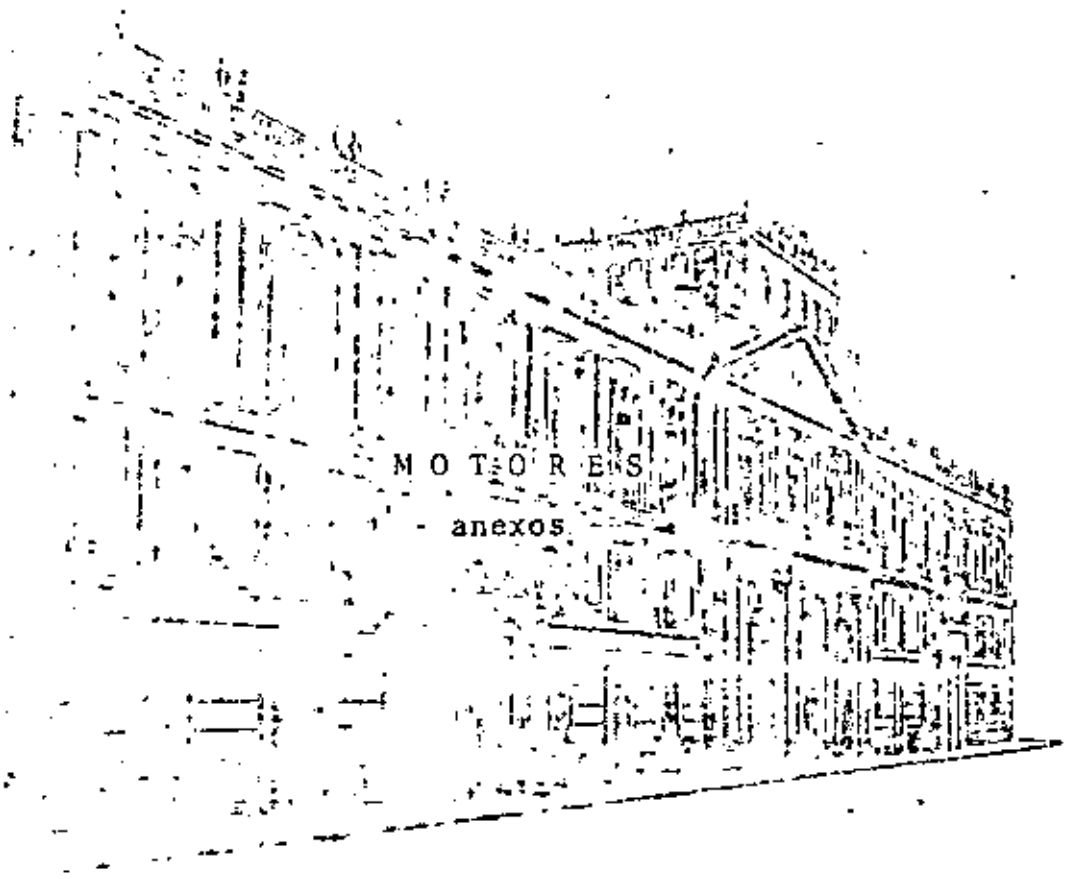
PACKING BOX TECHNICAL DATA

Data		1"	1¼"	1½"	1¾"	1¾"	2½"	2½"
Inside Diameter of Box (Inches)		1⅞	2⅛	2⅞	2⅞	2⅞	3⅛	3⅛
Depth Of Box (Inches)	Standard 175 PSI	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	2⅞
	Optional 400 PSI	2⅞	2⅞	2⅞	2⅞	2⅞	2⅞	3⅞
Outside Diameter of Sleeve (Inches)		1⅜	1⅝	1⅞	1⅞	2⅛	2⅝	2⅞
Packing Size (Inches)		½	½	½	½	½	½	½
Rings Per Box		4	4	4	4	4	4	4
Flange Length (Inches)		2	2½	2½	3	3½	3½	4½
Gland Bolt Size (Inches)		½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½	½ x 2½
Maximum Working Pressure (PSI)	Standard	175	175	175	175	175	175	175
	Optional*	400*	400*	400*	400*	400*	400*	400*

ON WATER LUBRICATED APPLICATIONS AN OPTIONAL 400 PSI PACKING BOX IS REQUIRED TO OPERATE AT THE MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE RATING OF 400 PSI.

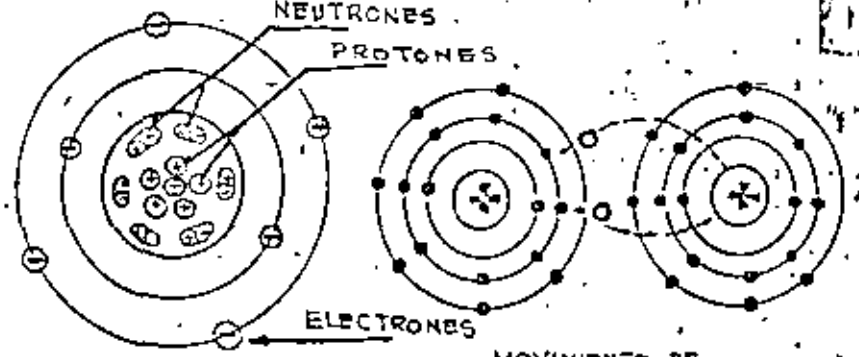
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



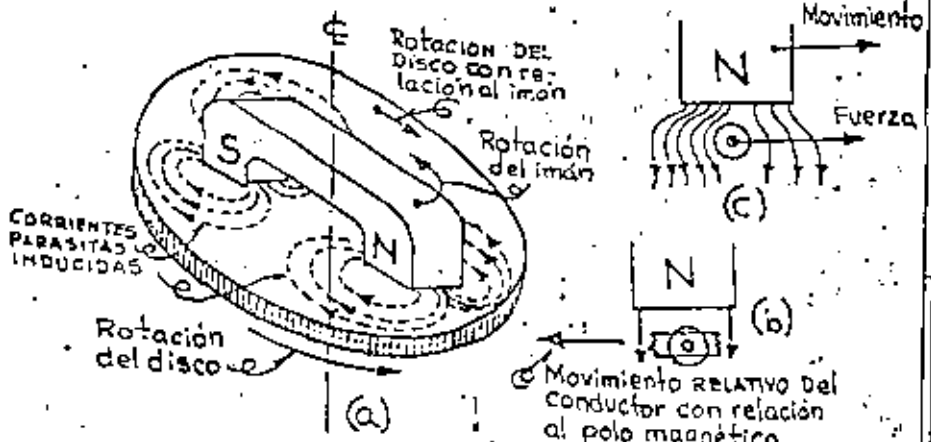
Julio, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

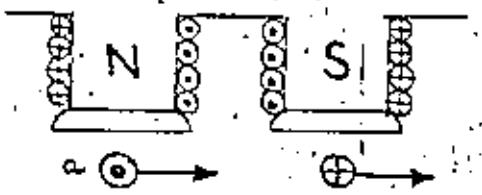


ATOMO EN EQUILIBRIO (CARBONO)

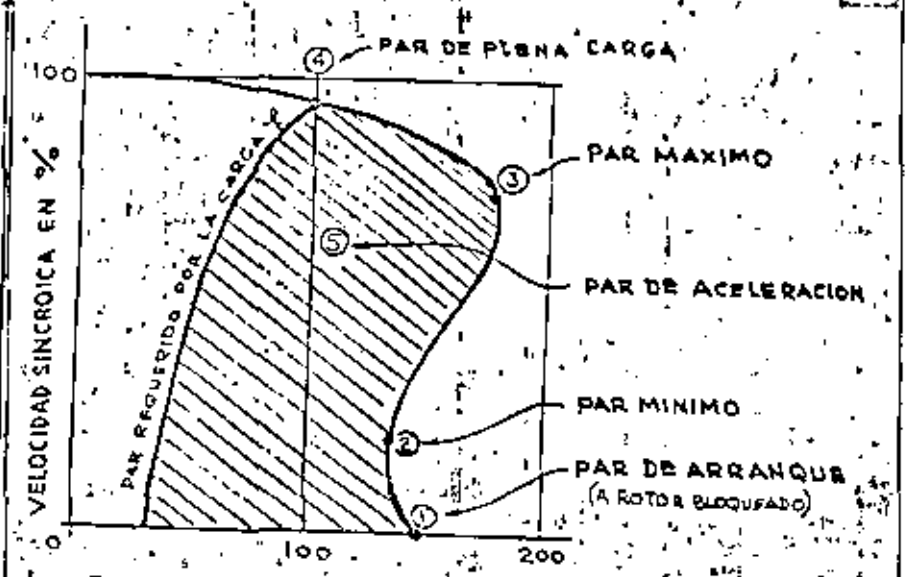
MOVIMIENTO DE ELECTRONES.



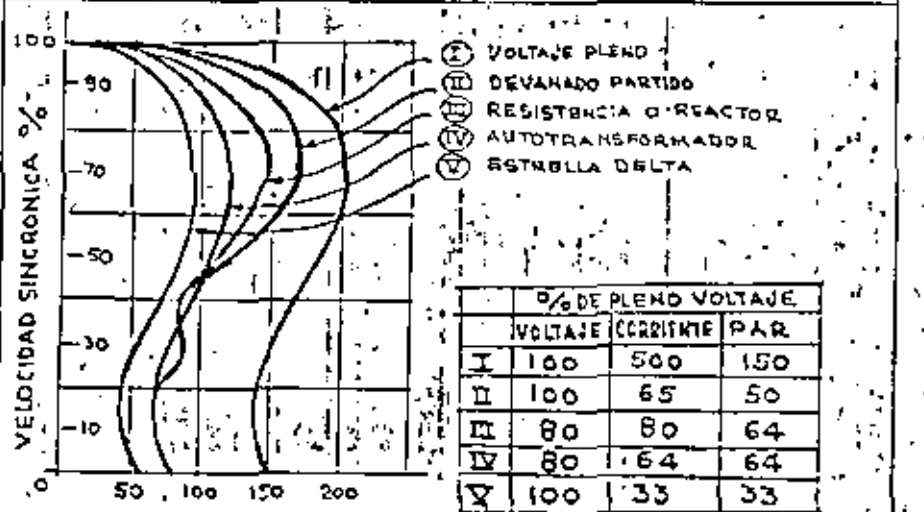
PRINCIPIO DEL MOTOR DE INDUCCION



PRINCIPIO DEL MOTOR SINCRONO



PAR PORCIENTO DE PLENA CARGA EN MOTORES DE INDUCCION



PAR PORCIENTO DE PLENA CARGA
CARACTERISTICAS DE ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

	% DE PLENO VOLTAJE		
	VOLTAJE	CORRIENTE	PAR
I	100	500	150
II	100	65	50
III	80	80	64
IV	80	64	64
V	100	33	33

(VALORES EN %)

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

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

* PRINCIPALES FACTORES PARA LA SELECCION Y ADQUISICION DE BOMBAS

** - TIPOS DE BOMAS-

Ing José Antonio Marín Renovato

Agosto, 1981

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso México 1, D. F. Tel: 521-40-20 Apdo. Postal M-2285

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 manyfold, 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 B 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.*

A-6. History of Institute Standards

(a) The 1st Edition of the Standards of the Hydraulic Institute was published in 1921, in a 19-page pamphlet entitled "Trade Standards in 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 1948 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 specializing 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.

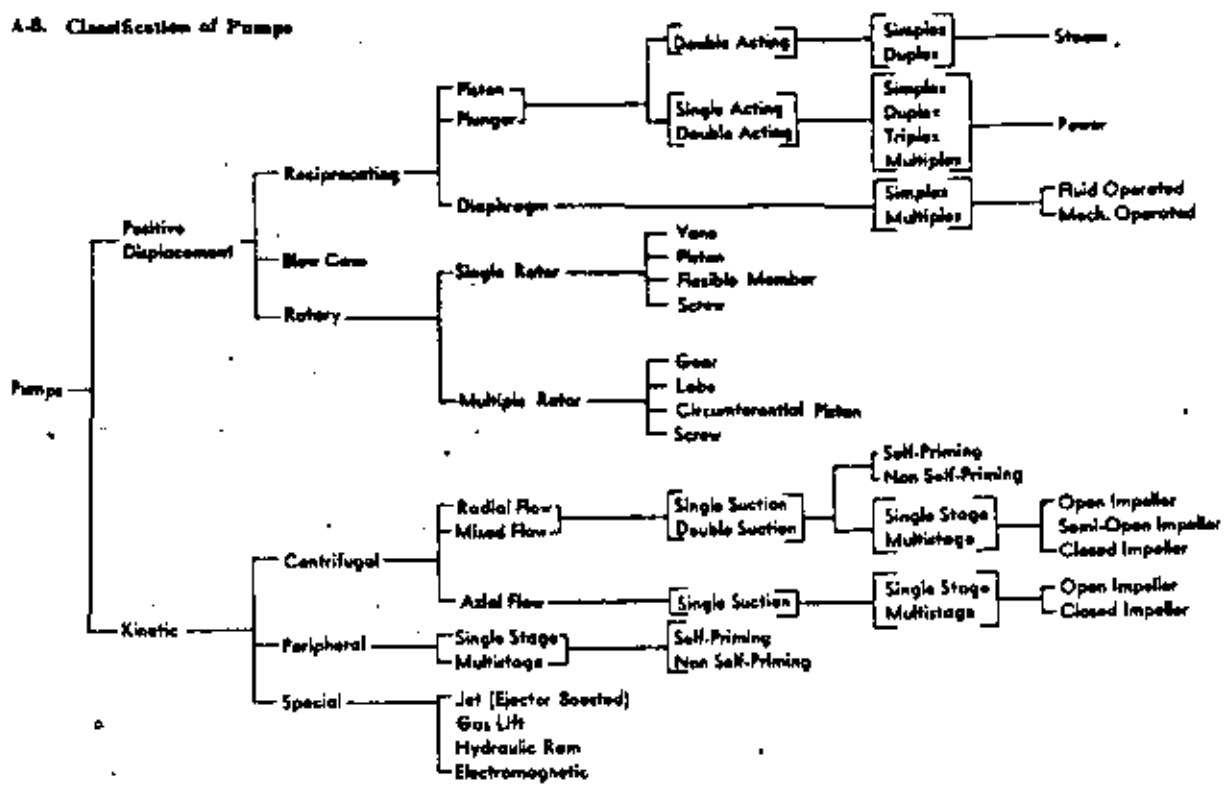
(d) The Institute cooperates in standards activities with a number of other organizations, such as: the American Standards Association, the American Society of Mechanical Engineers, the National Fire Protection Association, etc. Currently, and of particular interest, is the project with the Manufacturing 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



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:

$$\text{Specific speed, } N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ or } N_s = \frac{N\sqrt{Q}\,H^{3/4}}{H}$$

where

S = suction specific speed
N = rotative speed in revolutions per minute
Q = flow in gallons per minute at or near optimum efficiency
h_{sv} = 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 uniformly 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, B-57, and B-58.)

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 propelling 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

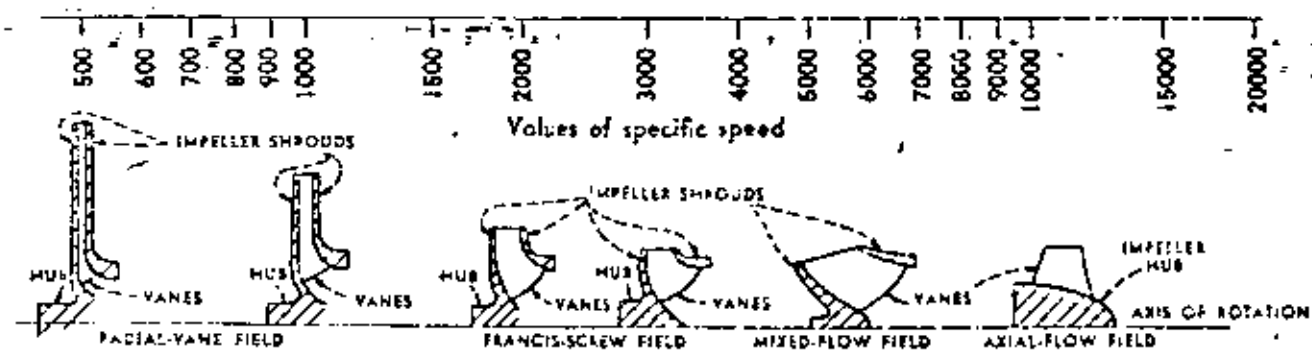
Just as pump specific speed is an index number indicative of pump type, the parameter known as "suction specific speed" is essentially an index number descriptive of the suction characteristics of a given impeller. It is defined as:

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{h_{sv}^{3/4}} \text{ or } S = \frac{N\sqrt{Q}\,h_{sv}^{3/4}}{h_{sv}}$$

where

S = suction specific speed
N = rotative speed in revolutions per minute
Q = flow in gallons per minute at or near optimum efficiency
h_{sv} = 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 10,690.



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. CLASSES OF PUMPS

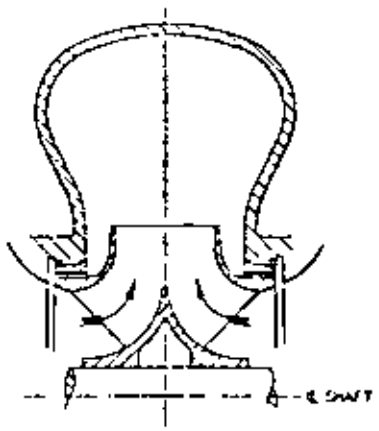
B-1. Introduction

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

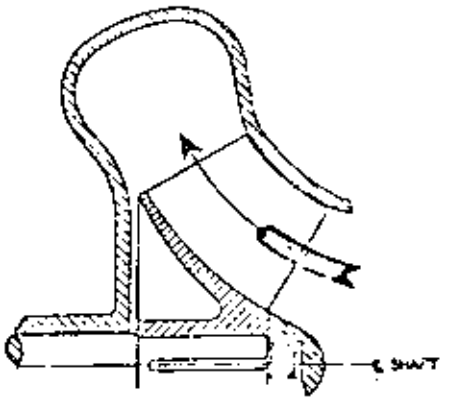
A pump in which the pressure is developed principally by the action of centrifugal force. Pumps in this class with single inlet impellers usually have a *specific speed below 4200, and with double suction impellers, a specific speed of below 6000. In pumps of this class the liquid normally enters the 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

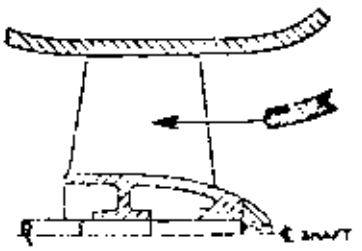
A pump in which the head is developed partly by centrifugal force and partly by the lift of the vanes on the liquid. This type of pump has a single inlet impeller with the flow entering axially and discharging in an axial and radial direction. Pumps of this type usually have a *specific speed from 4200 to 9000. (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 9000. (See Fig. BF-3.)



AXIAL FLOW PUMP
Fig. BF-3

*(Note: For definition of specific speed, see Page B (I) - 2.)

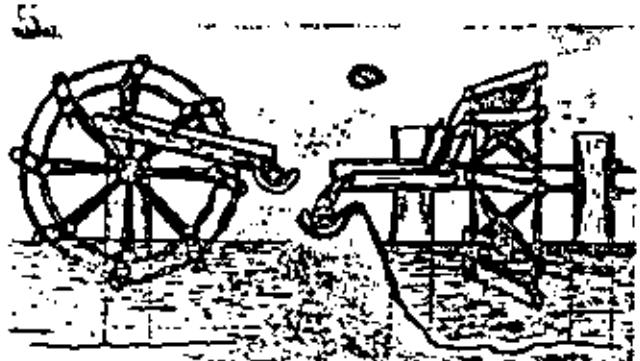
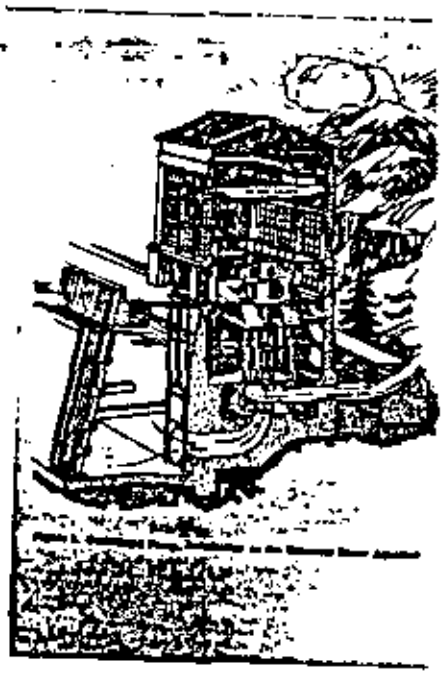


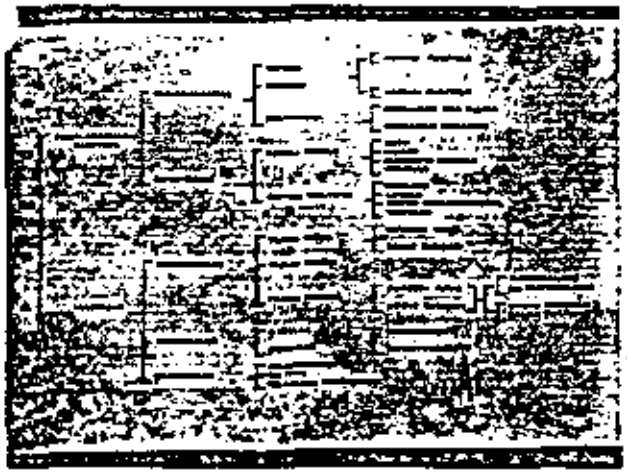
Figure 1. The Chinese Screw

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 300 feet. The upper shaft was 16 by 24 feet and the lower was slightly smaller. Two



hydraulic institute standards

for centrifugal, rotary & reciprocating pumps



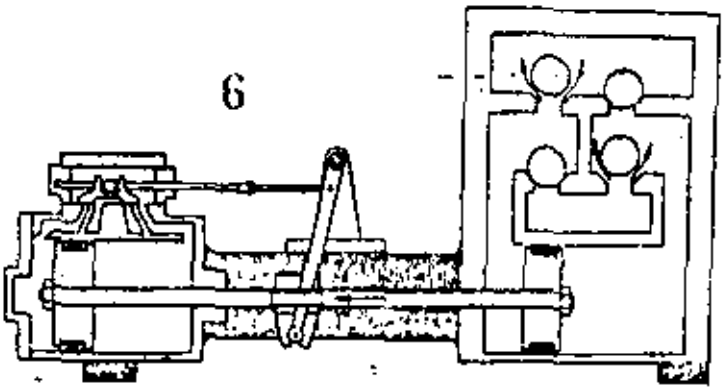


Fig. 2 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING STEAM PUMP

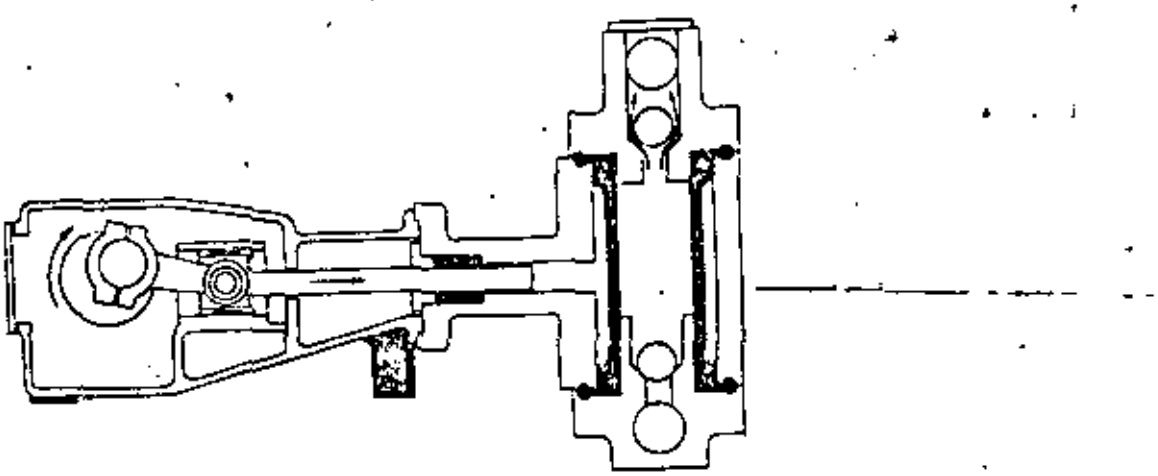


Fig. 7 HORIZONTAL SINGLE-ACTING CYLINDRICAL DIAPHRAGM PUMP

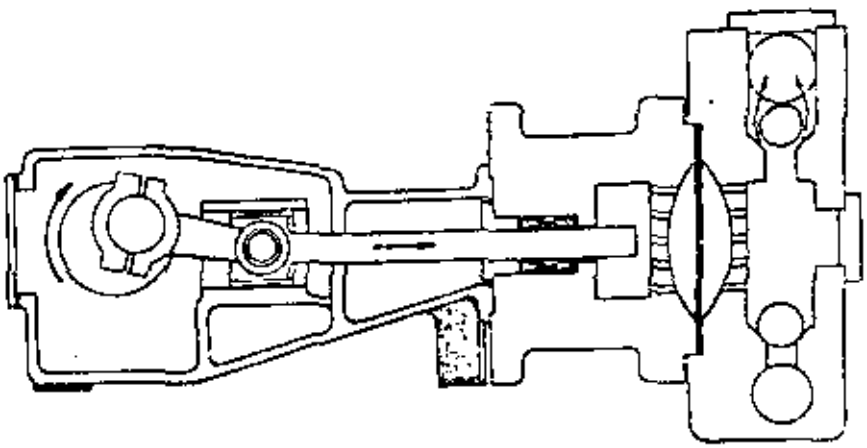


Fig. 6 HORIZONTAL SINGLE-ACTING FLAT DIAPHRAGM PUMP

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	DESESCAMADO A PRESION, BALANCEO DE RODILLOS CIZALLAS HIDRAULICAS, ELEVACION DE RODILLOS DISPOSICION DE BASURA PRENSAS HIDRAULICAS, PRUEBAS HIDROSTATICAS
	PLANTAS DE ALUMINIO, FABRICAS DE TUBOS	
	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 Farías de la Garza

III

BOMBAS ROTATORIAS

CLASIFICACION

- BOMBAS ROTATORIAS
  - ROTOR SENCILLO
    - ASPA
      - Paleta
      - Cuchara
      - Rodillo
      - Embolo
        - Aspa en Rotor
          - Desplazamiento Constante
          - Desplazamiento Variable
        - Aspa en Estator
          - Balanceo
          - Desbalanceado
    - PISTON
      - Axial
        - Desplazamiento Constante
        - Desplazamiento Variable
      - Radial
        - Desplazamiento Constante
          - Pistó. Senci..
          - Pistó.. Múltip.
        - Desplazamiento Variable
    - ELEMENTO FLEXIBLE
      - Tubo Flexible
      - Aspa Flexible
      - Camisa Flexible
    - TORNILLO
  - ROTOR MULTIPLE
    - ENGRANE
      - Externo
        - Espuela
        - Helicoidal
        - Engrane de Espina
          - Síncrono
          - Asíncrono
      - Interno
        - Con media luna
        - Sin media luna
    - LOBULO
      - Simple
      - Multiple
    - PISTON CIRCUNFERENCIAL
      - Simple
      - Múltiple
    - TORNILLO
      - Graduado
      - No Graduado

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.

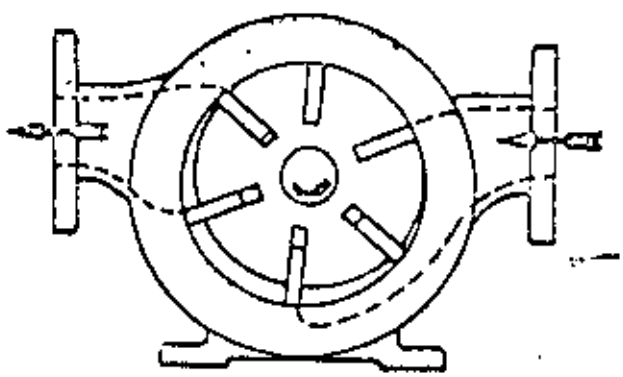
De rotor múltiple, las bombas en las que los elementos rotatorios operan alrededor de dos o más ejes.

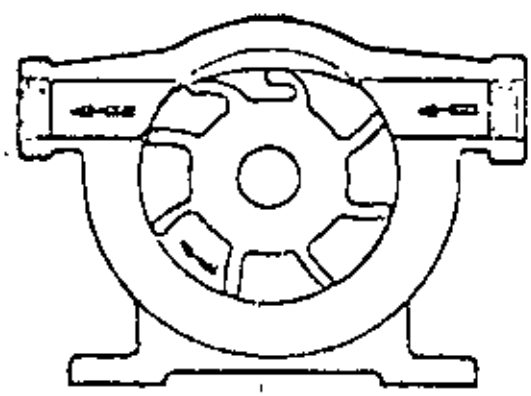
TIPOS BASICOS

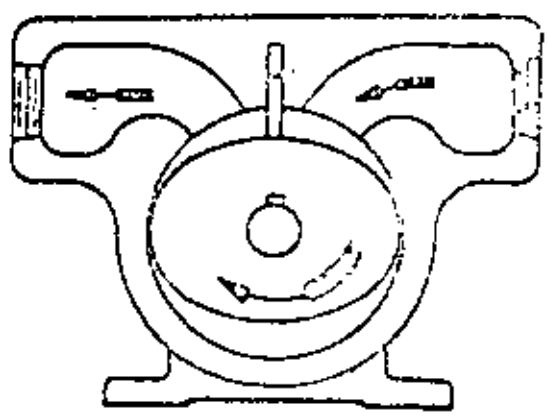
A.- BOMBAS DE ASPAS

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 fluído 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





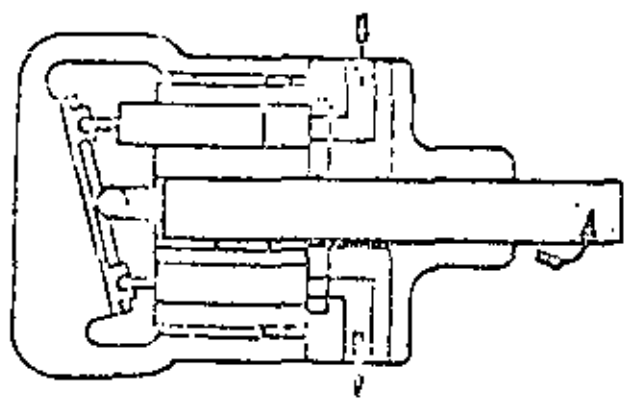


1.- BOMBAS DE PISTON AXIAL

En estas bombas el líquido es succionado y descargado por medio de pistones que operan en forma reciprocante 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.

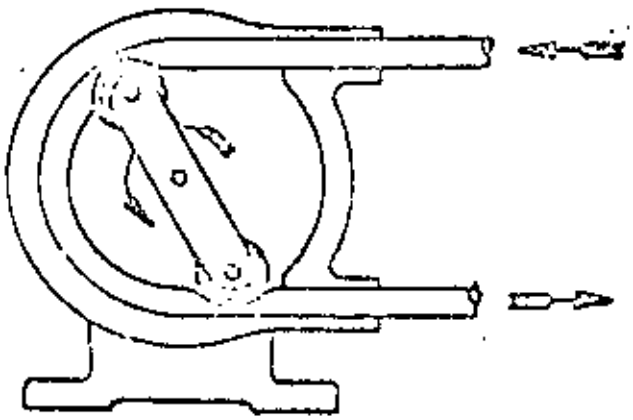
Los cilindros pueden estar situados ya sea, axial o radialmente, y dispuestos ya sea para desplazamiento constante o variable

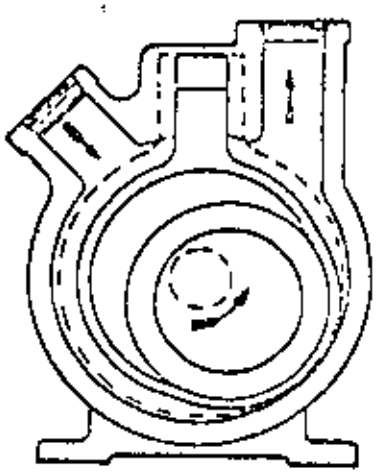
Las unidades de desplazamiento variable son siempre de pistón múltiple; mientras que las de desplazamiento constante son del tipo radial ya sea de pistón único o múltiple.



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.

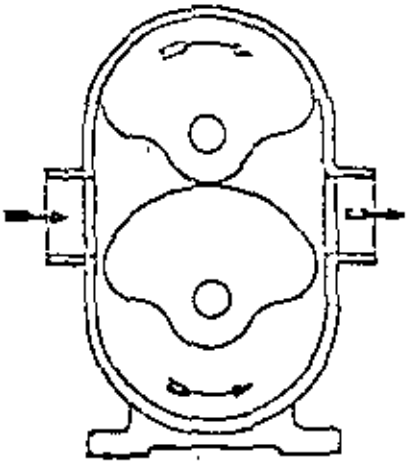


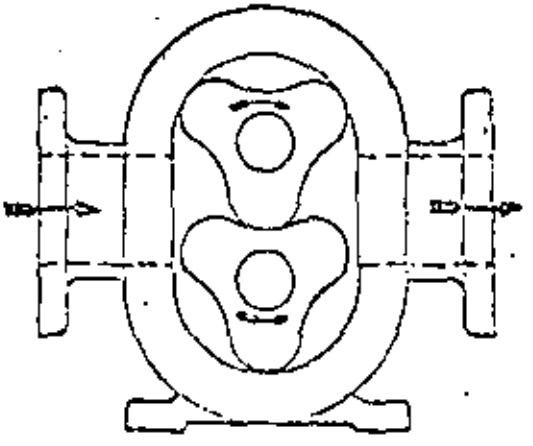


D.- BOMBAS DE LÓBULOS

El fluído de estas bombas es llevado entre las superficies de los rotores, de forma lobular. Estas superficies además suministran un sellado contínuo.

Los rotores deben de ser sincronizados por medios separados ya sea de engranaje u otro. Cada rotor tiene uno o más lóbulos.



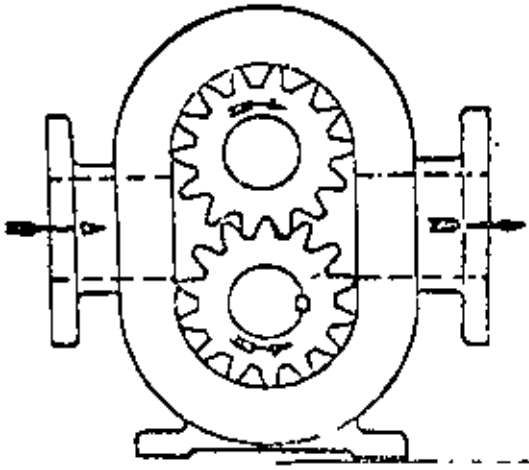


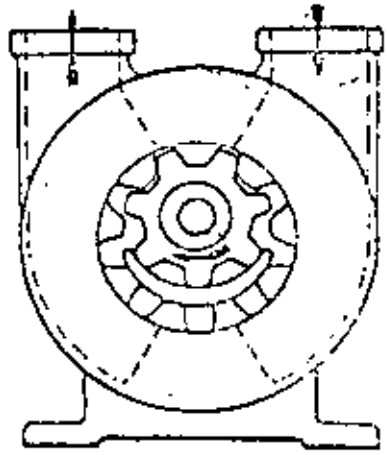
E.- BOMBAS DE ENGRANES

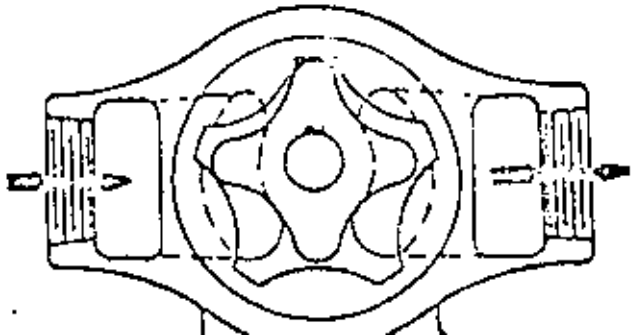
Las bombas de engranes transportan el fluído que bombean entre los dientes de los engrandes, siendo este fluído - desplazado al engranar un diente con el opuesto. Las superficies de los rotores ayudan a suministrar un sellado contínuo y un rotor puede hacer operar al otro.

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.





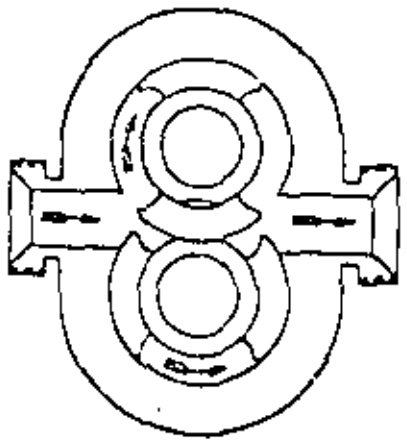


F.- BOMBAS DE PISTON CIRCUNFERENCIAL

En estas bombas el fluído 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.

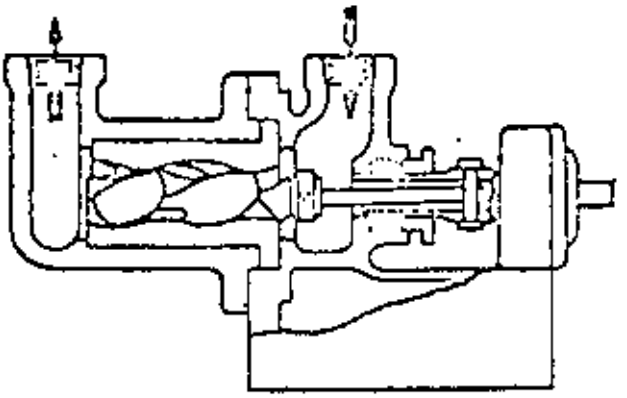
Las bombas de pistón circunferencial interno no requieren sincronización, y cada rotor puede tener uno o más pistones.

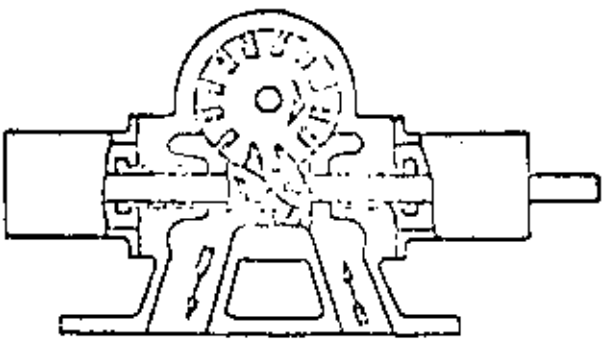


G.- BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE

La bomba ilustrada en la primera figura opera llevando el fluído 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.

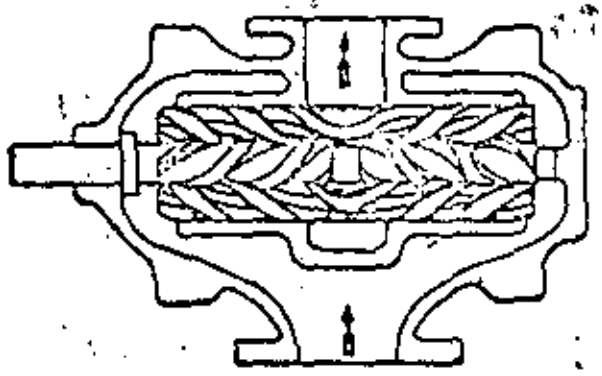
La bomba mostrada en la segunda figura opera por medio de una rueda de placa que sella el tornillo en forma tal que no hay una cavidad contínua entre la succión y la descarga.

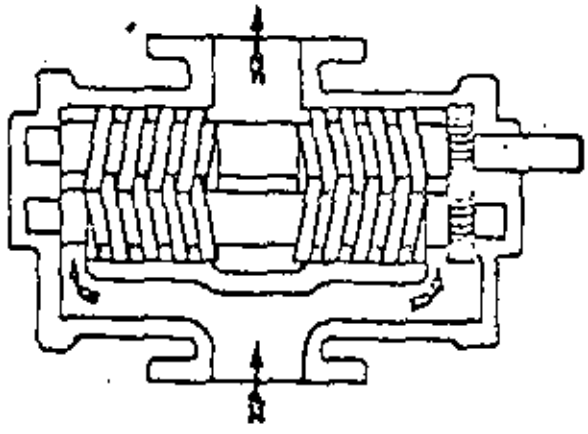




H.- BOMBAS DE TORNILLO MULTIPLE

En estas bombas el fluído es transportado entre las cuerdas de tornillo del rotor y desplazado axialmente al engranar unas con otras. Estas bombas pueden ser ya sincronizadas o no.





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.)

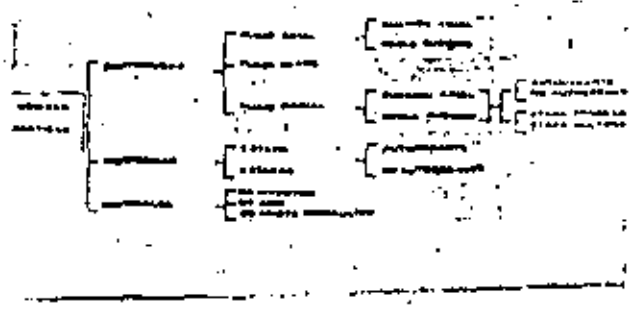
Aceites calientes para calentado.

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 Rotatorías en general no se recomiendan para aquellos casos en que la bomba puede operar - en seco.

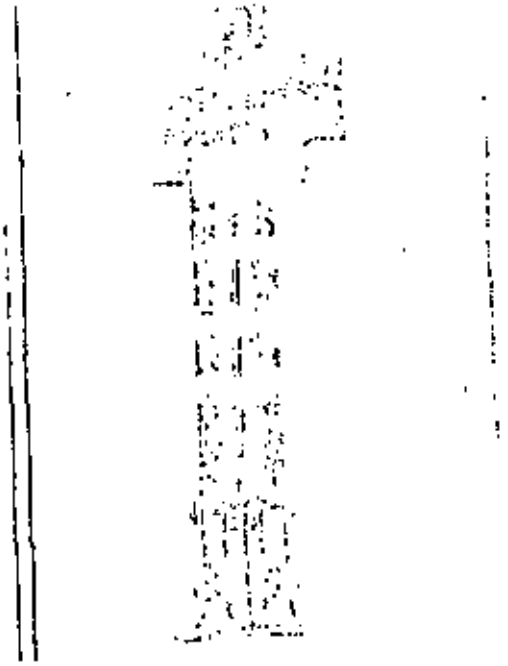
BOMBAS CINETICAS



BOMBA VERTICAL

DE

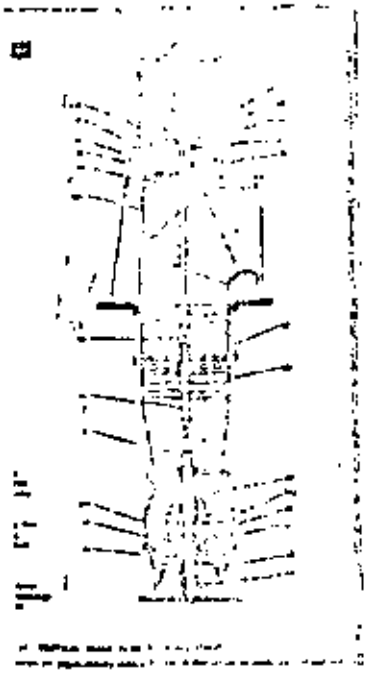
FLUJO AXIAL



BOMBA VERTICAL

DE

FLUJO MIXTO

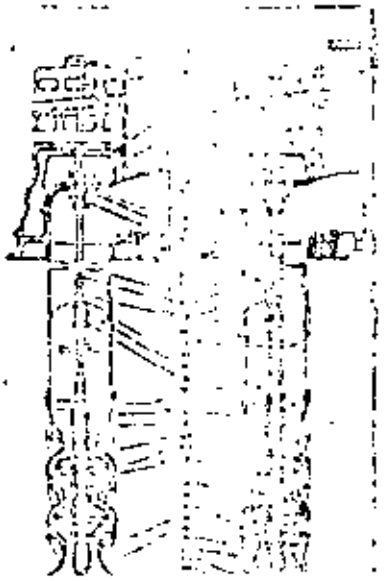


BOMBA VERTICAL

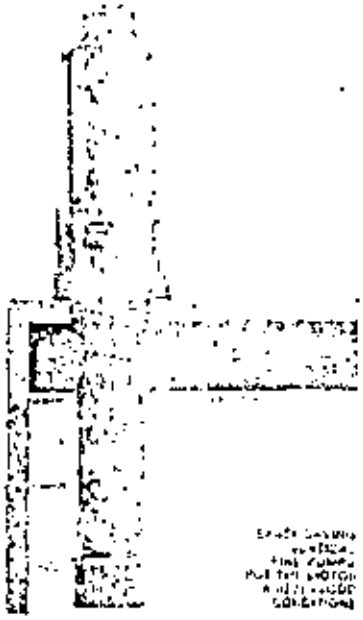
TIPO TURBINA

DE

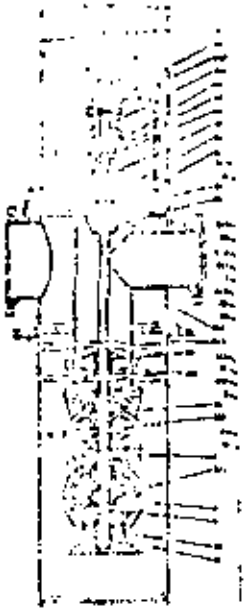
POZO PROFUNDO



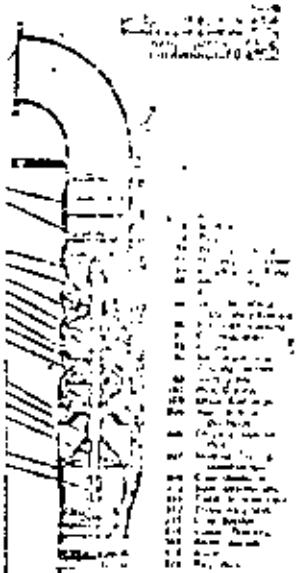
BOMBA VERTICAL TIPO TURBINA PARA CISTERNA



BOMBA VERTICAL TIPO TURBINA DE BOTE

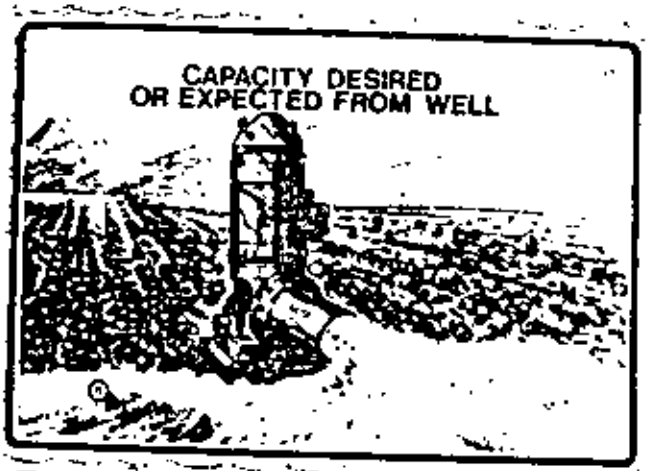


BOMBA VERTICAL TIPO TURBINA SUMERGIBLE



BASES PARA SELECCIONAR BOMBAS PARA AGUA

A GASTO
B CARGA
C LIMITACIONES
D EFICIENCIA
E NPSH



II A

A).- GASTO MAXIMO DIARIO.

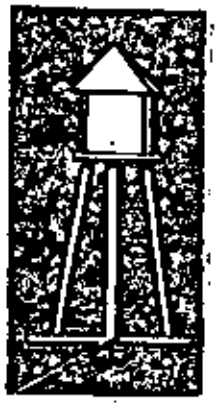
B).- GASTO MAXIMO HORARIO.

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

GASTO
HORARIO



ALMACENAMIENTO
MENOR DE 24 hrs.

$$\frac{\text{HABITANTES} \quad \text{DOTACION (LTS/DIA)}}{24\ \text{HORAS} \times 60\text{MIN} \times 60\ \text{SEG}} \times 1.3 \times 1.5$$

SELECCIONAR LA BOMBA PARA

OPERAR: 12 - 16 - 18 HORAS

SISTEMA EMPIRICO BRITANICO

MUEBLES	No.	VALOR	TOTAL
LAVABO	10	.13	1.30
REGADERA	10	.25	2.50
W.C. (PRIVADO)	10	.32	3.20
FREGADERO	10	.25	2.50
LAVADERO	10	.25	2.50

GASTO TOTAL SIMULTANEO: 12.00

GASTO PROBABLE SIMULTANEO: 3.60 L. P. S.

METODO ALEMAN DE RAIZ CUADRADA

M U E B L E S	No.	DIAMETRO	VALOR
LAVABOS	10	(9.5mm.)	1
REGADERA STANDARD	10	(13mm.)	2.5
MINGITORIOS (FLUX)	10	(19mm.)	5
W.C. (FLUXOMETRO)	10	(25mm.)	20

$$Q = .25 \sqrt{1 \times 10 + 2.5 \times 10 + 5 \times 10 + 20 \times 10}$$

O SEA

$$.25 \sqrt{325} = .25 \times 18$$

GASTO MAXIMO PROBABLE: 4.5 L. P. S.

DEMANDA MAXIMA INSTANTANEA

METODO ALEMAN DE RAIZ CUADRADA

F O R M U L A

$$Q = q_1 \sqrt{f_1 n_1 + f_2 n_2 + f_3 n_3 + f_4 n_4}$$

Q = GASTO MAXIMO PROBABLE EN L.P.S.

q_1 = .25 L.P.S. GASTO MEDIDO, SALIDA DE 9.5 mm.

f_1 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 9.5 mm.

n_1 = NUMERO DE SALIDAS DE 9.5 mm.

f_2 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 13 mm.

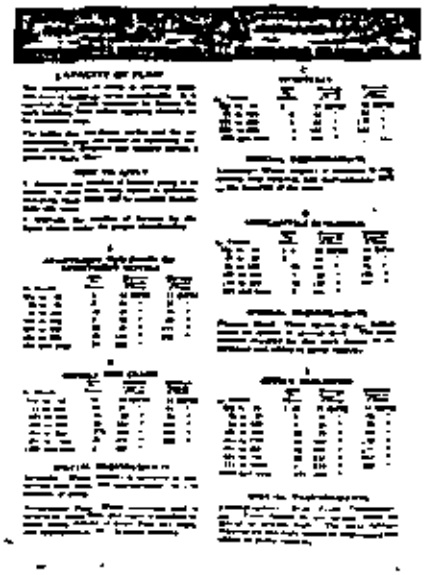
n_2 = NUMERO DE SALIDAS DE 13 mm.

f_3 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 19 mm.

n_3 = NUMERO DE SALIDAS DE 19 mm.

f_4 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 25 mm.

n_4 = NUMERO DE SALIDAS DE 25 mm.



SISTEMA EMPIRICO CHICAGO PUMP

TOTAL DE MUEBLES : 60

TIPO OBRA	MUEBLES		FACTOR		GPM	LPS
APARTAMENTOS	[illegible]	=	[illegible]	=	[illegible]	[illegible]
HOTELES	[illegible]	=	[illegible]	=	[illegible]	[illegible]
HOSPITALES	[illegible]	=	[illegible]	=	[illegible]	[illegible]
MERCANTILES	[illegible]	=	[illegible]	=	[illegible]	[illegible]
OFICINAS	[illegible]	=	[illegible]	=	[illegible]	[illegible]

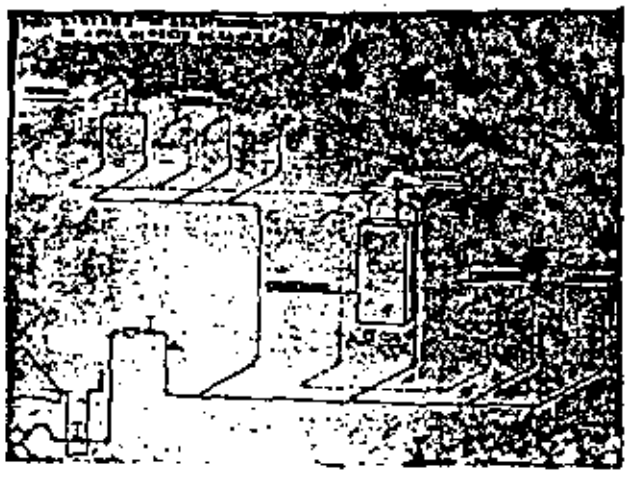
ELEMENTOS QUE

PUEDEN MODIFICAR EL

GASTO MAXIMO INSTANTANEO

II A

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.

A B A S T E C I M I E N T O D I R E C T O

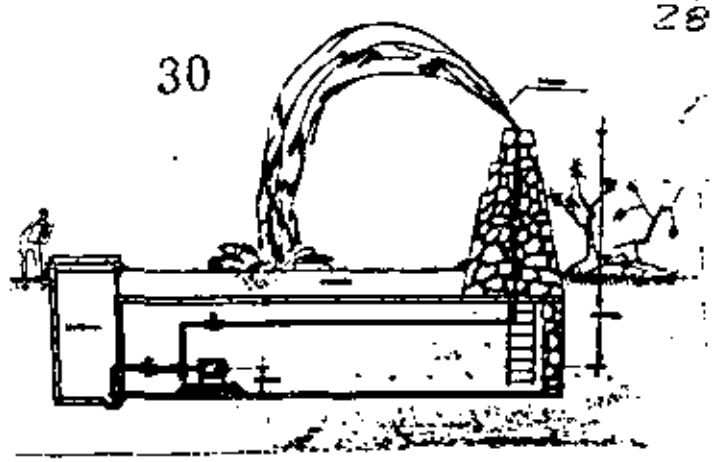
T A B L A D E C A L C U L O

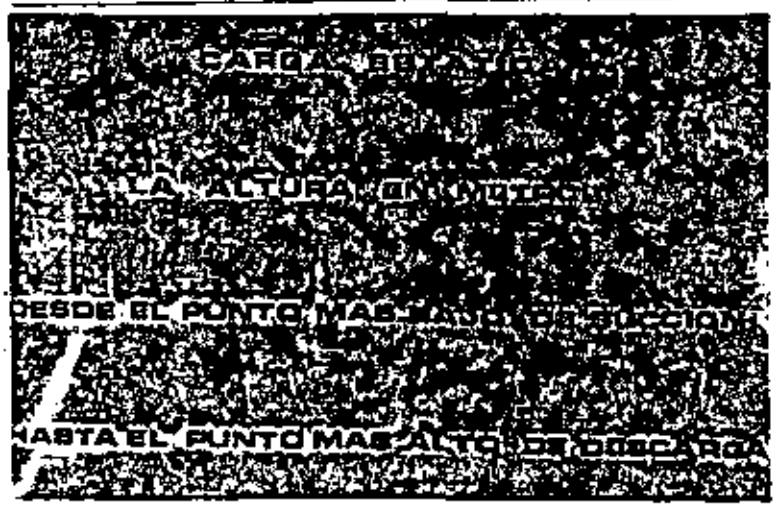
LINEA	UNIDADES MUEBLE	DIAMETRO TOMA	DIAMETRO TUBERIA	LONGITUD MAXIMA
1	25	19 mm	19 mm	15 m
2	16	19 mm	19 mm	30 m
3	15	19 mm	19 mm	45 m
4	40	19 mm	25 mm	15 m
5	33	19 mm	25 mm	30 m
6	28	19 mm	25 mm	45 m
7	50	25 mm	25 mm	15 m
8	40	25 mm	25 mm	30 m
9	30	25 mm	25 mm	45 m
10	96	25 mm	32 mm	15 m
11	65	25 mm	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

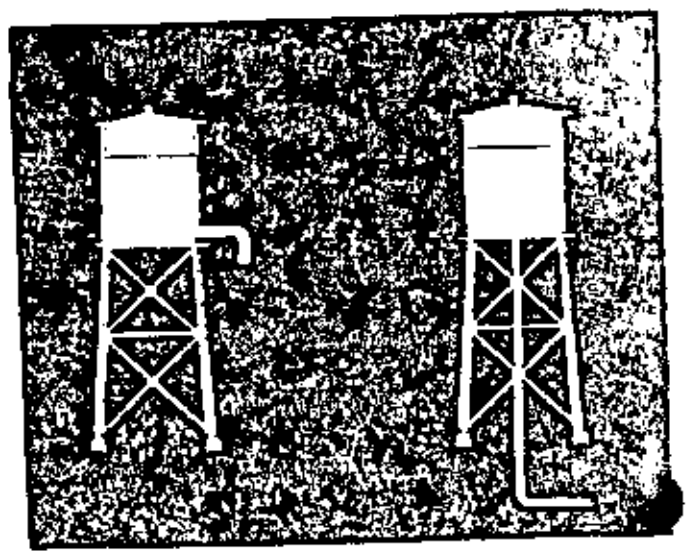
30

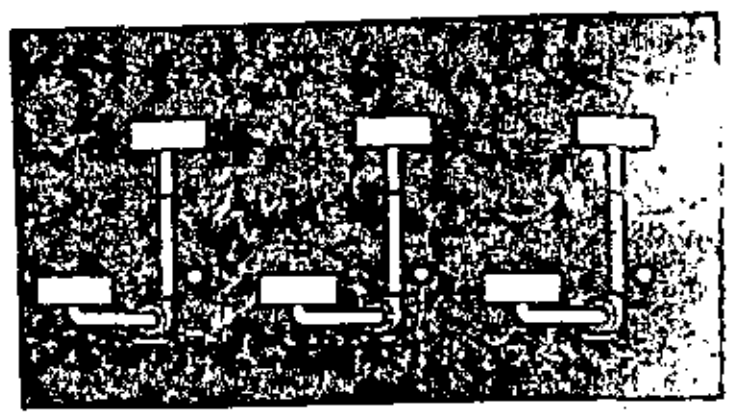
CARGA MANOMETRICA

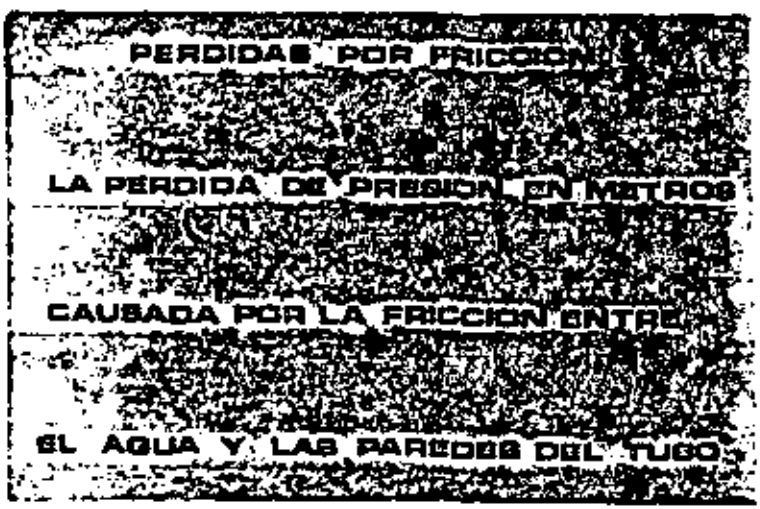
ALTURA DE SUCCION
PERDIDAS DE SUCCION
ALTURA DE DESCARGA
PERDIDAS EN DESCARGA
PRESION REQUERIDA

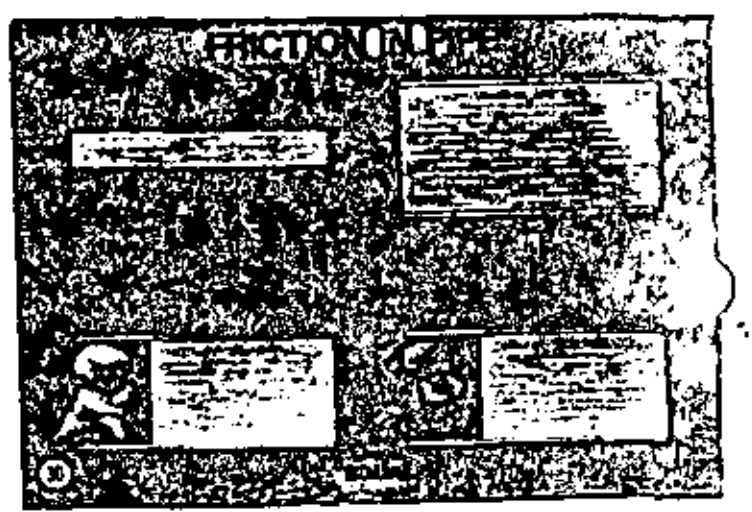












LONGITUD EQUIVALENTE DE VALVULAS Y CONEXIONES EN METROS DE TUBO NUEVO (FLUJO TURBULENTO)

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	.70	.95	1.10	1.34	1.58	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.96	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	2.74	3.35	- -	- -
	BRIDA	ACERO			.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.22	1.80	2.71	3.66
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	1.10	1.46	2.20	2.99
CODO 90° RADIO LARGO	ROSCA	ACERO	.46	.61	.67	.70	.82	.98	1.04	1.10	1.10	1.22	1.40	- -	- -
		FO.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	1.11	1.13	- -	- -
		ACERO	- -	- -	.34	.40	.49	.61	.70	.82	.88	.22	1.68	1.74	2.22
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.85	1.04	1.43	1.74
CODO 45°	ROSCA	ACERO	.10	.16	.22	.28	.40	.52	.64	.82	.98	1.22	1.68	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	1.00	1.37	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	.14	.18	.25	.34	.40	.52	.61	.79	1.07	1.71	1.35
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.64	.88	1.37	1.92
TE FLUJO LONGITUDINAL	ROSCA	ACERO	.24	.37	.52	.73	.98	1.40	1.71	2.35	2.83	3.66	5.18	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	3.02	4.27	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	.21	.25	.30	.40	.46	.55	.58	.67	.85	1.16	1.4
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.58	.67	.94	1.15
TE FLUJO 90° LATERAL	ROSCA	ACERO	.73	1.09	1.28	1.62	2.01	2.65	3.02	3.66	3.96	5.18	6.40	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	4.27	5.18	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	.61	.79	1.01	1.34	1.58	2.01	2.29	2.87	3.66	5.49	7.32
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	2.35	3.05	4.57	6.10
U 180°	ROSCA	ACERO	.70	.94	1.10	1.34	1.58	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.96	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	2.74	3.35	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.34	1.80	2.71	3.66
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	1.10	1.46	2.19	2.99
VALVULA GLOBO	ROSCA	ACERO	6.4	6.71	6.71	7.32	8.84	11.28	12.80	16.46	18.90	24.08	33.53	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	19.81	26.21	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	11.58	12.19	13.72	19.51	17.98	21.34	23.47	28.65	36.58	57.91	79.25
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	23.47	30.18	45.72	64.02
VALVULA COMPTA.	ROSCA	ACERO	.10	.14	.17	.20	.26	.34	.37	.46	.52	.58	.76	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.49	.61	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.79	.82	.85	.88	.98	.98
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.70	.73	.79	.82
VALVULA ANGULO	ROSCA	ACERO	3.90	4.57	4.57	4.57	5.18	5.49	5.49	5.49	5.49	5.49	5.49	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	[illegible]	4.57	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	4.57	4.57	5.18	5.49	5.49	6.40	6.71	8.53	11.58	19.20	27.43
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	7.01	9.45	15.85	22.56
CHUPE COLUMP.	ROSCA	ACERO	2.19	2.23	2.44	2.68	3.35	3.96	4.57	5.79	6.71	8.23	11.58	- -	- -
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	6.71	9.45	- -	- -
	BRIDA	ACERO	- -	- -	1.16	1.62	2.19	3.05	3.66	5.18	6.40	8.23	11.58	19.20	27.43
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	6.71	9.45	15.85	22.56
COPLE O UNION	ROSCA		.04	.05	.06	.07	.09	.11	.12	.14	.15	.16	.20	- -	- -
			- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.13	.16	- -	- -
ENTRADA CAMPANA	SOLD. BRIDA	ACERO	.01	.02	.03	.04	.05	.08	.09	.13	.16	.20	.29	.49	.70
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	.17	.23	.40	.55
ENTRADA A BUJE	SOLD. BRIDA	ACERO	.13	.21	.29	.40	.55	.79	.94	1.31	1.58	2.04	2.90	4.88	7.01
		Fo.Fo.	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	- -	1.68	2.35	3.96	5.79
ENTRADA A TUBO		ACERO	.27	.43	.58	.79	1.10	1.55	1.84	2.59	3.05	3.96	5.79	9.75	12.72
		Fo.Fo.													
PERTURA SUBITA			$H = \left(\frac{V1 - V2}{2G} \right)^2$												

PRESION EN LA DESCARGA

LA PRESION REQUERIDA EN KG/CM²

EN EL PUNTO DE DESCARGA

(1 KG/CM² =10 M DE COLUMNA DE AGUA

DESCARGA DE AGUA EN G.P.M.

EN ORIFICIOS DE DIVERSOS DIAMETROS

A DIFERENTES PRESIONES

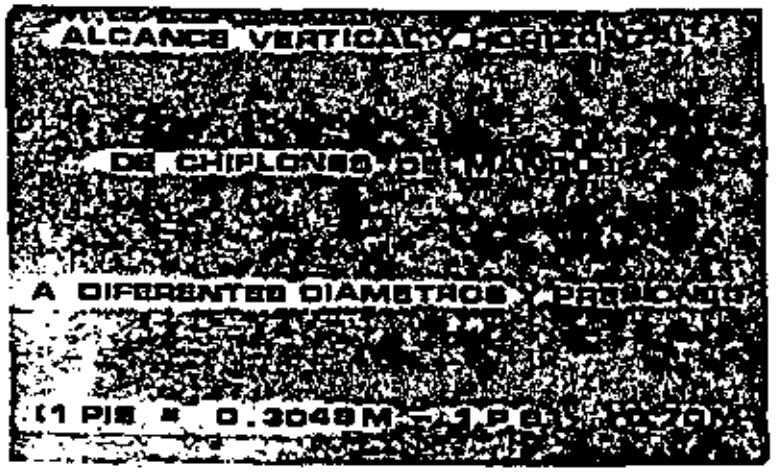
(1 G.P.M. = 0.063 LTS/SEG)

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		Velocity of Discharge in Ft. per Second.	Diameter of										
Lbs. per Sq. In.	Feet		1/4	1/2	3/4	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8
1	2.31	12.20	.12	.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	1.48	2.64	5.94	10.5	16.5	23.7	32.3	42.2	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	.93	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	3.33	5.90	13.3	23.6	36.8	53.2	72.2	94.4	119
11	25.40	40.43	.39	1.55	3.45	6.19	13.9	24.7	38.6	55.8	75.7	99.0	125
12	27.71	42.34	.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	2.29	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	64.63	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	5.90	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	[illegible]	6.25	11.2	25.2	44.8	69.8	101	137	179	226
38	87.74	75.17	.72	2.88	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	3.02	6.76	12.1	27.2	48.4	75.4	109	148	193	245
44	101.59	80.88	.77	3.10	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 at Nozzle,	SIZE OF NOZZLE									
	1-in.		1⅛-in.		1¼-in.		1⅜-in.		1½-in.	
	Vertical Distance, Ft	Horizontal Distance, Ft	Vertical Distance, Ft	Horizontal Distance, Ft	Vertical Distance, Ft	Horizontal Distance, Ft	Vertical Distance, Ft	Horizontal Distance, Ft	Vertical Distance, Ft	Horizontal Distance, Ft
20	35	[illegible]	36	38	36	39	36	40	37	42
25	43	42	44	44	45	46	45	47	46	49
30	51	47	52	50	52	52	53	54	54	56
35	58	51	59	54	59	58	60	59	62	62
40	64	55	65	59	65	62	66	64	69	66
45	69	58	70	63	70	66	72	68	74	71
50	73	61	75	66	75	69	77	72	79	75
55	76	64	79	69	80	72	81	[illegible]	83	78
60	79	67	83	72	84	75	85	77	87	80
65	82	70	86	75	87	78	88	79	90	82
70	85	72	88	77	90	80	91	82	92	84
75	87	[illegible]	90	79	92	82	93	84	94	86
[illegible]	89	[illegible]	92	[illegible]	94	84	95	[illegible]	96	88
85	91	[illegible]	94	[illegible]	96	87	97	88	98	90
[illegible]	93	[illegible]	[illegible]	[illegible]	97	89	98	[illegible]	100	91

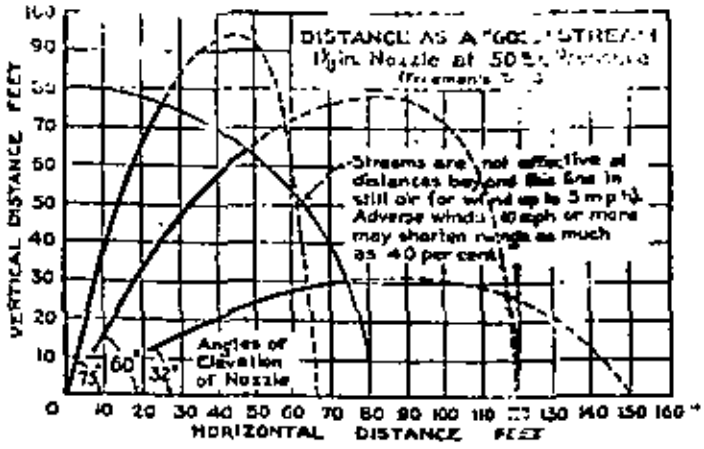
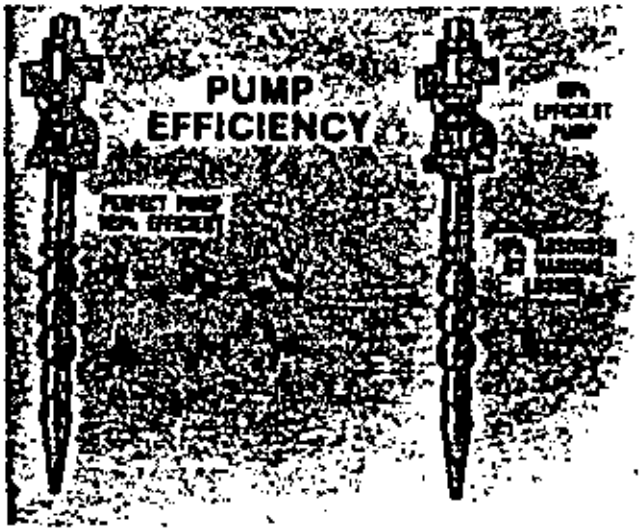
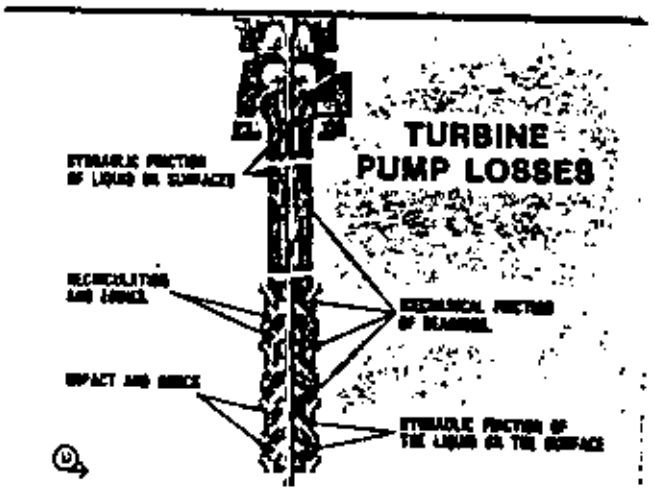


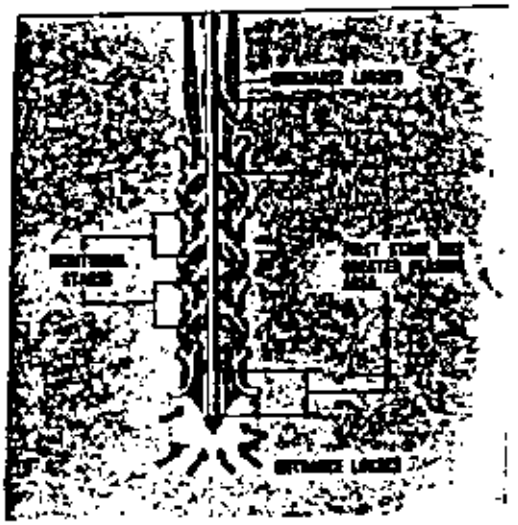
Fig. 12-33. Effective range of a fire stream from 1 1/8-in. nozzle.

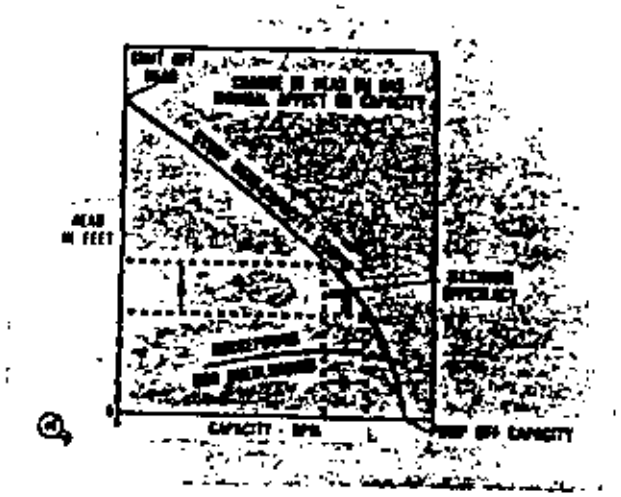
Table [illegible] Discharge Through Solid Stream Nozzles
(For use with 2½ in. [illegible])

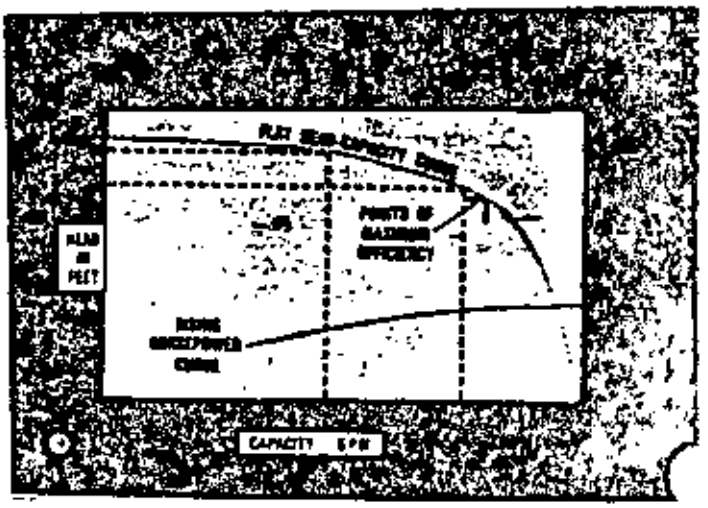
Nozzl. Pressure psi Measured by Pitot Tube	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	U.S. Gallons per Min.					
20	74	100	116	132	167	[illegible]
22	77	104	121	136	173	216
24	80	109	127	145	183	226
26	84	113	132	151	191	235
28	87	118	137	157	198	244
30	90	122	142	162	205	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
45	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	173	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	[illegible]	381
70	137	186	217	247	313	386
72	139	188	220	251	317	391
74	141	190	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
76	143	193	226	[illegible]	326	402
78	145	195	[illegible]	[illegible]	330	407
80	147	199	231	[illegible]	335	[illegible]
90	156	[illegible]	243	[illegible]	[illegible]	[illegible]
100	165	234	254	[illegible]	[illegible]	[illegible]
110	173	244	264	[illegible]	[illegible]	[illegible]
120	[illegible]	245		[illegible]	[illegible]	[illegible]
130	[illegible]	255	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Area [illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]			[illegible]


PUMP
EFFICIENCY

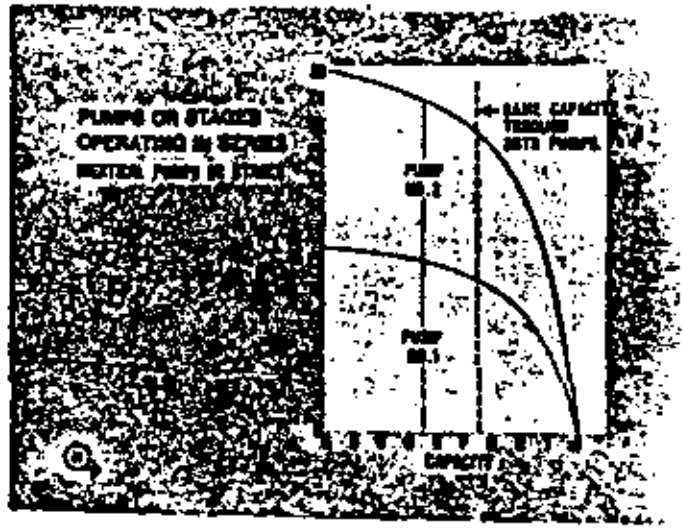

TURBINE
PUMP LOSSES

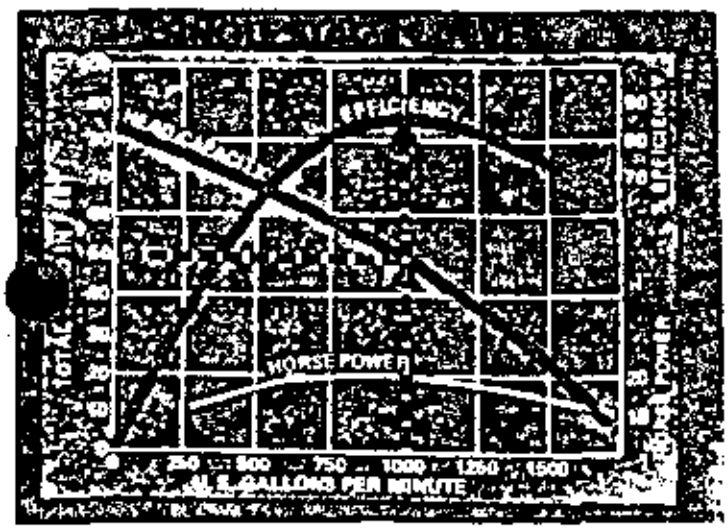


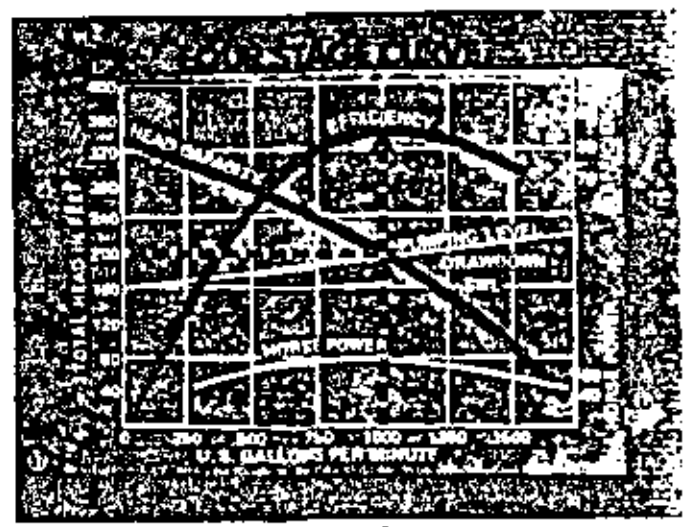

HEAD
IN FEET

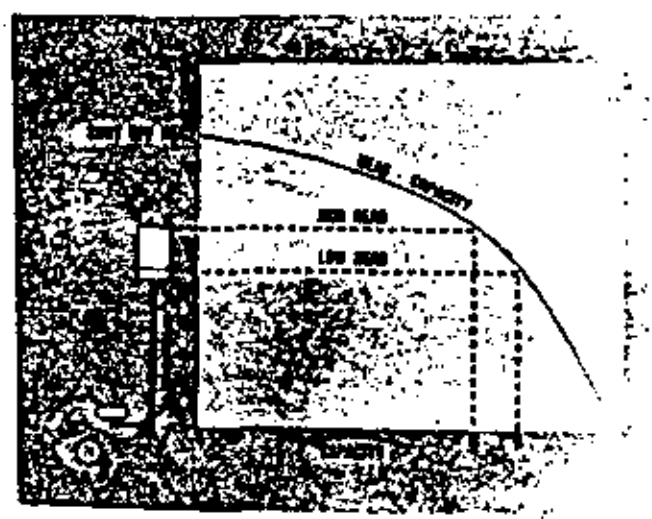

HEAD
IN
FEET

37


PUMPS ON STAGES
OPERATING IN SERIES
CAPACITY


EFFICIENCY
HORSE POWER
250
500
750
1000
1250
1500
U.S. GALLONS PER MINUTE


EFFICIENCY
HORSE POWER
U.S. GALLONS PER MINUTE



LIMITACIONES EN SELECCION DE BOMBAS

LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

II C

POR CARACTERISTICAS:

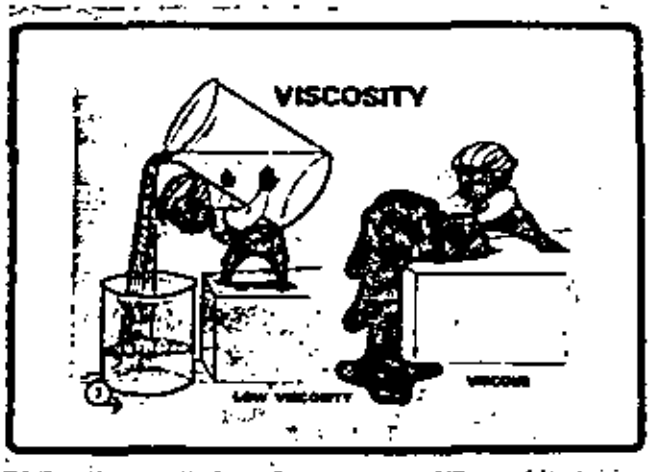
A)._ DEL LIQUIDO

B)._ DE LA INSTALACION

C)._ DE LAS BOMBAS

LIMITACIONES POR EL CARACTER DEL LIQUIDO

a. VISCOSIDAD

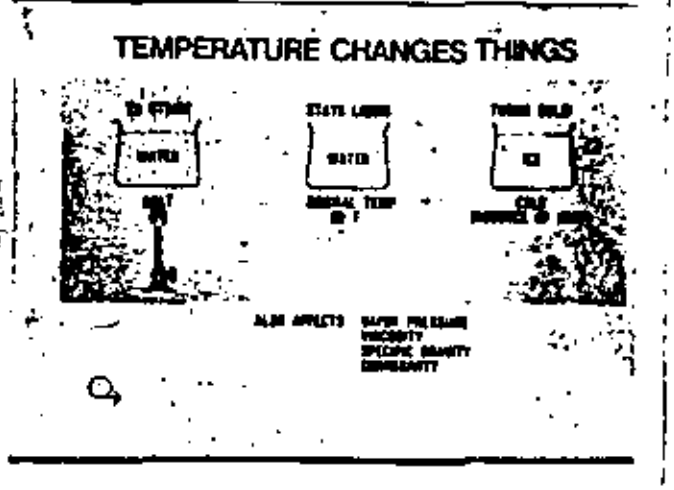


II C

LIMITACIONES POR EL CARACTER DEL LIQUIDO

B) T E M P E R A T U R A

(PRESION DE VAPOR)



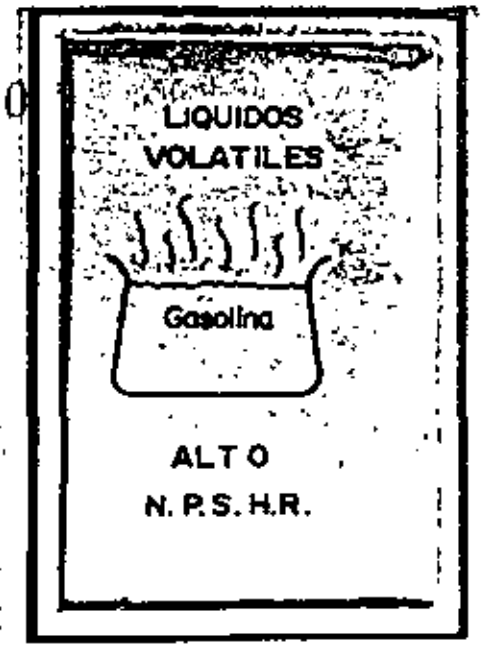
II C

40

LIMITACIONES POR EL CARACTER DEL LIQUIDO

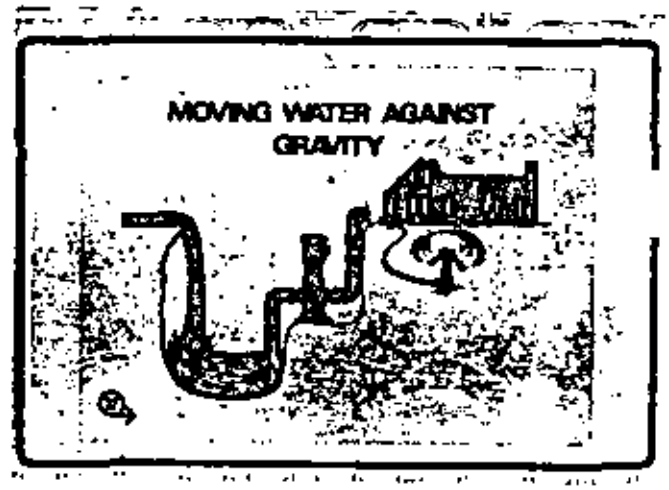
C) V O L A T I L I D A D

(PRESION DE VAPOR)



II C

B) LIMITACIONES POR CARACTERISTICAS DE LA INSTALACION



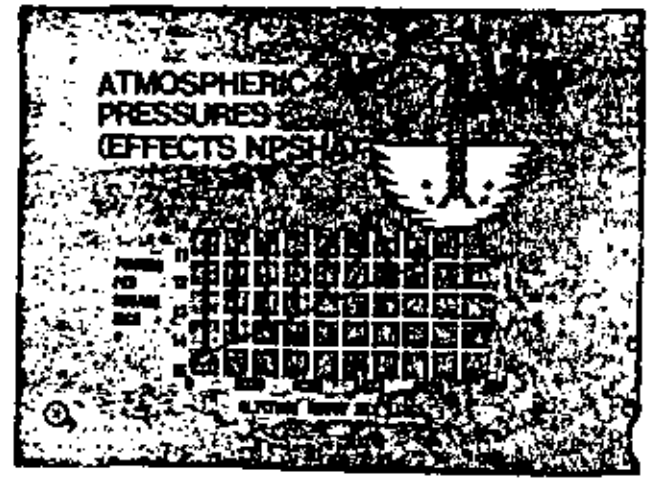
II C

B)- LOCALIZACION A GRAN ALTURA SOBRE NIVEL DEL MAR

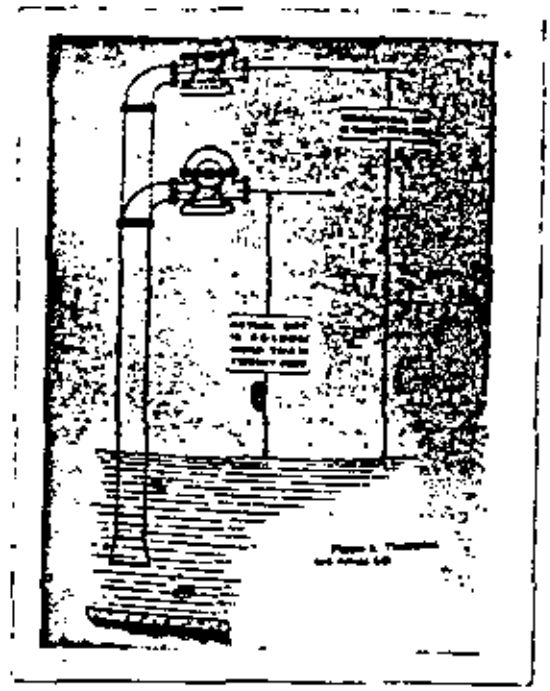
BAJO NPSHA

O

BAJA PRESION ATMOSFERICA

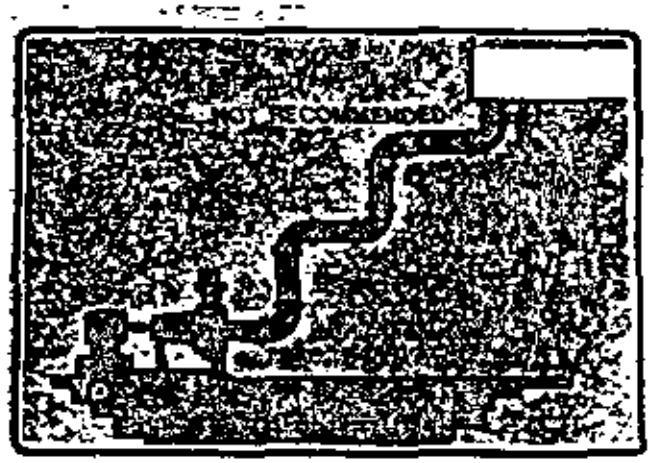


EXCESIVA PROFUNDIDAD DE SUCCION

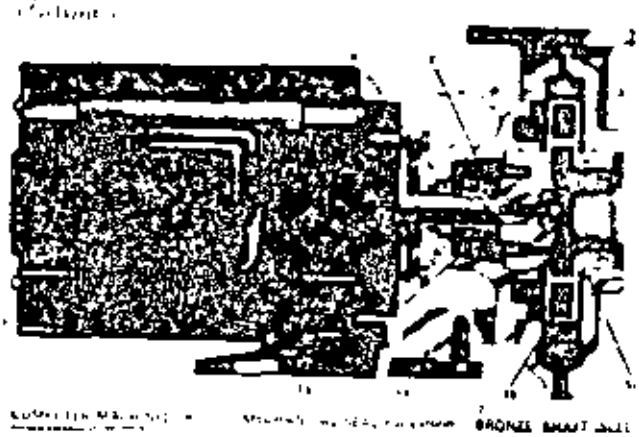


II C

-6 POR EXCESO DE PERDIDAS POR FRICCION EN LA SUCCION

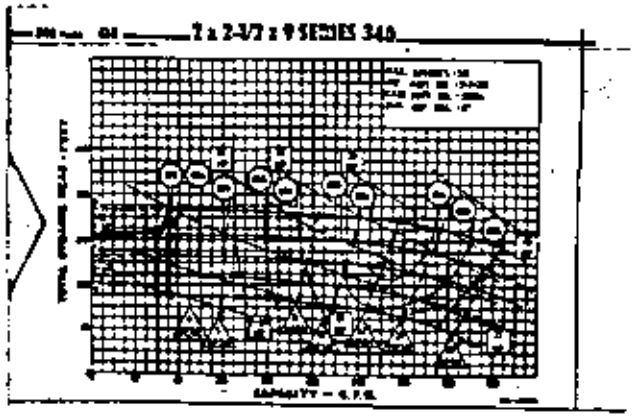


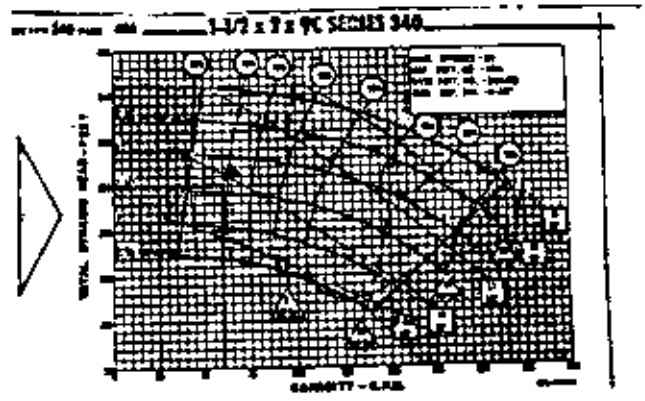
LIMITACIONES POR SELECCION INADECUADA DE LA BOMBA

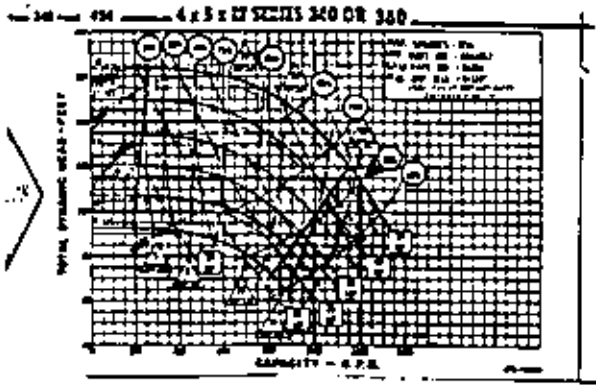


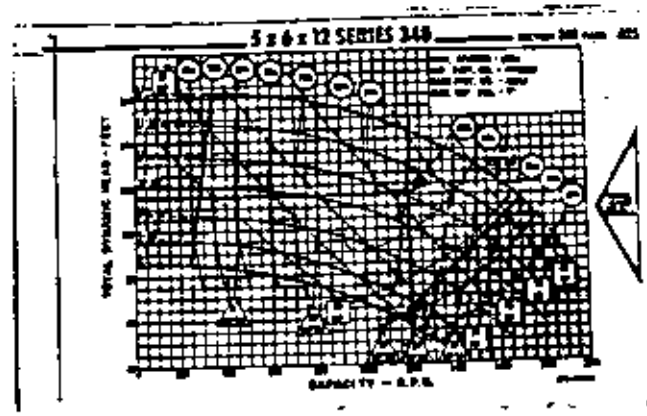
LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

LIMITES MAXIMO Y MINIMO DE GASTO

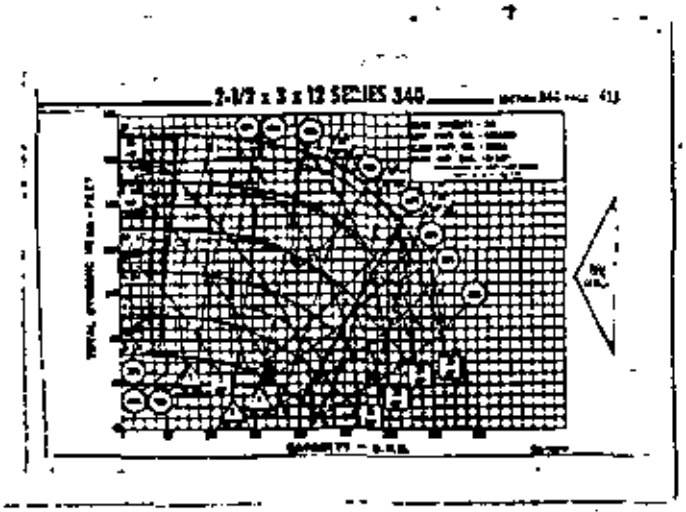


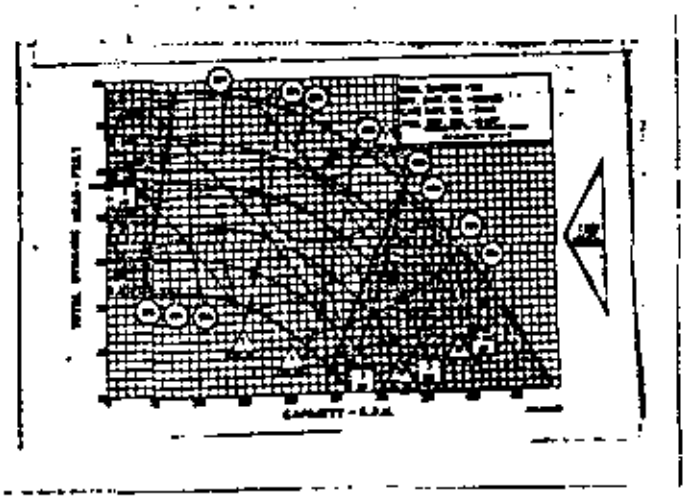


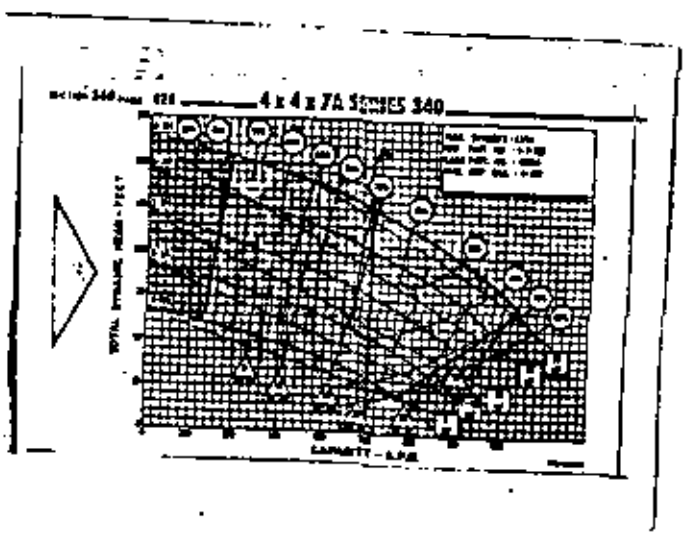


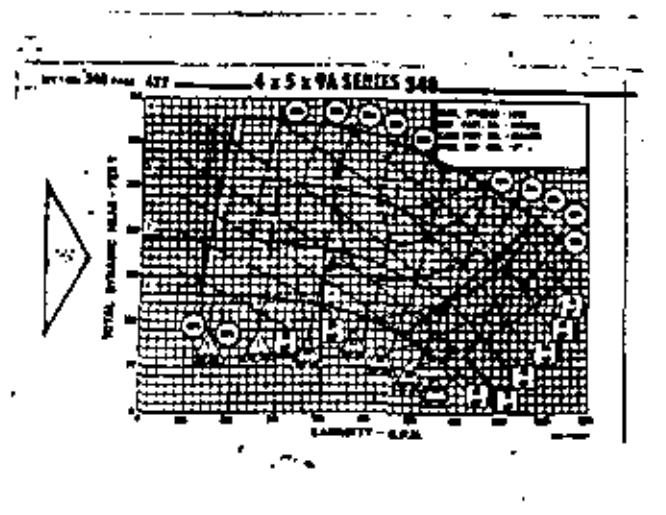


LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS









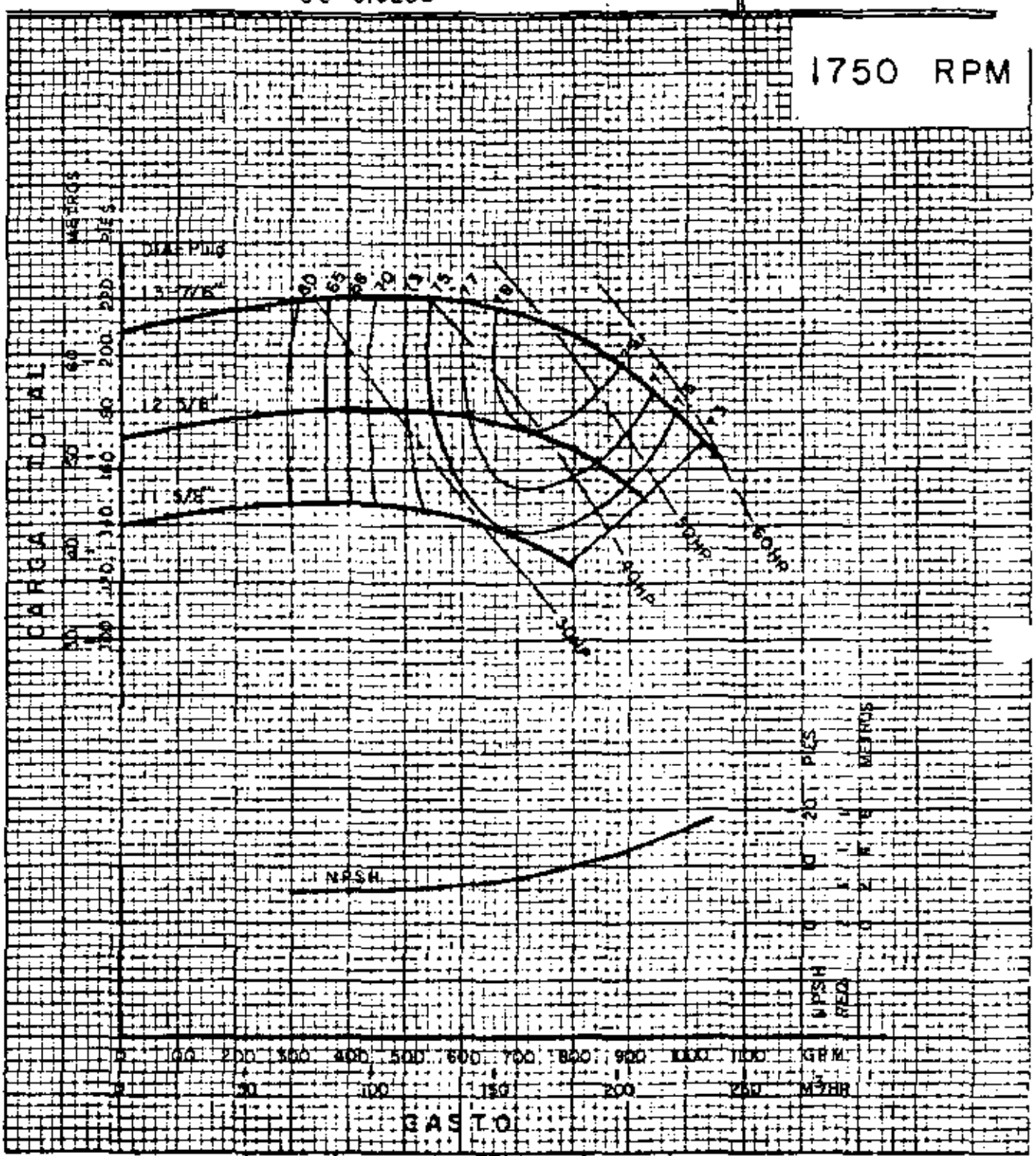
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
DOBLE SUCCION
LINEA L & LR
60 CICLOS

44

2118-7 Pag. 13
Marzo 1973 42

4 L - 3
IMR "9"



SUCCION Ø 6 PULG. 152 MM. DESCARGA Ø 4 PULG. 102 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

2118-7 Pag. 14
Marzo 1978

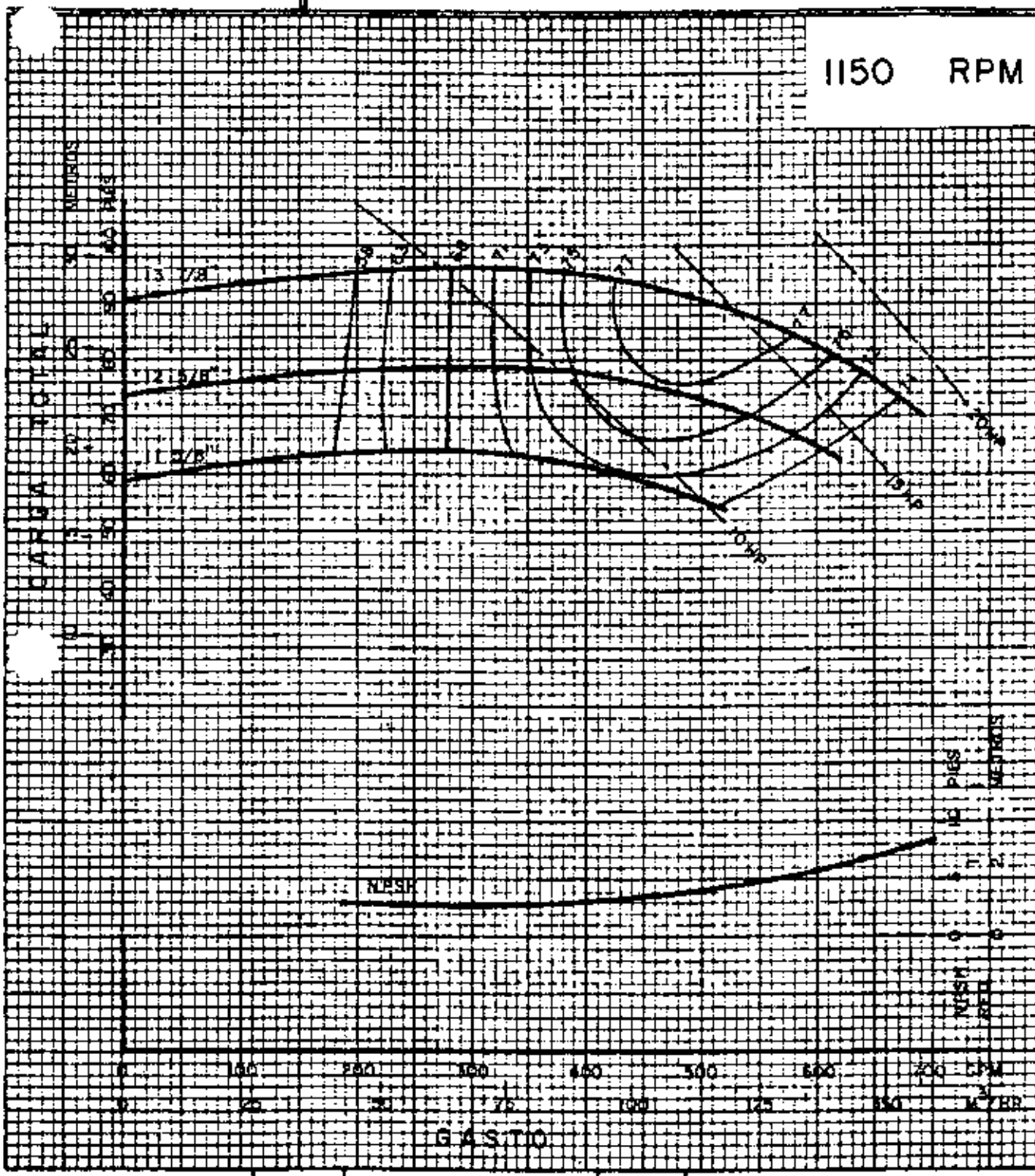
4 L - 3
IMP. "B"

BOMBAS CENTRIFUGAS

45

DOBLE SUCCION
LINEA L & LR
60 CICLOS

Sustituye a:
NUEVA



SUCCION Ø 6 PULG. 152 MM. DESCARGA Ø 4 PULG. 102 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

WORTHINGTON DE MEXICO S. A. WORTHINGTON

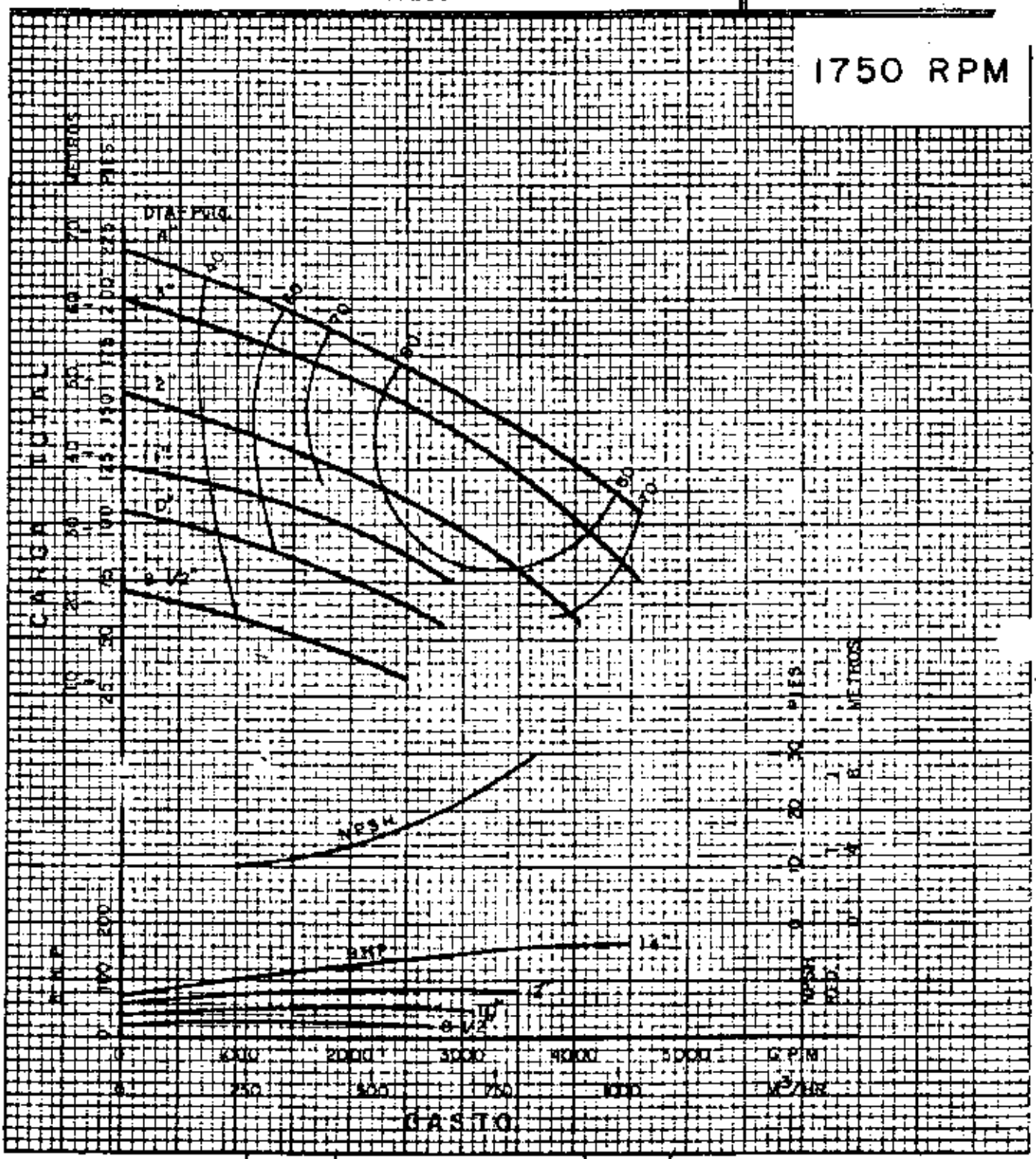
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
DOBLE SUCCION
LINEA L B L R
60 CICLOS

46

2118-7 Pag. 11
Marzo 1979 44

8 L R - 13
IMP. "A"



SUCCION Ø 10 PULG. 254 MM. DESCARGA Ø 8 PULG. 203 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

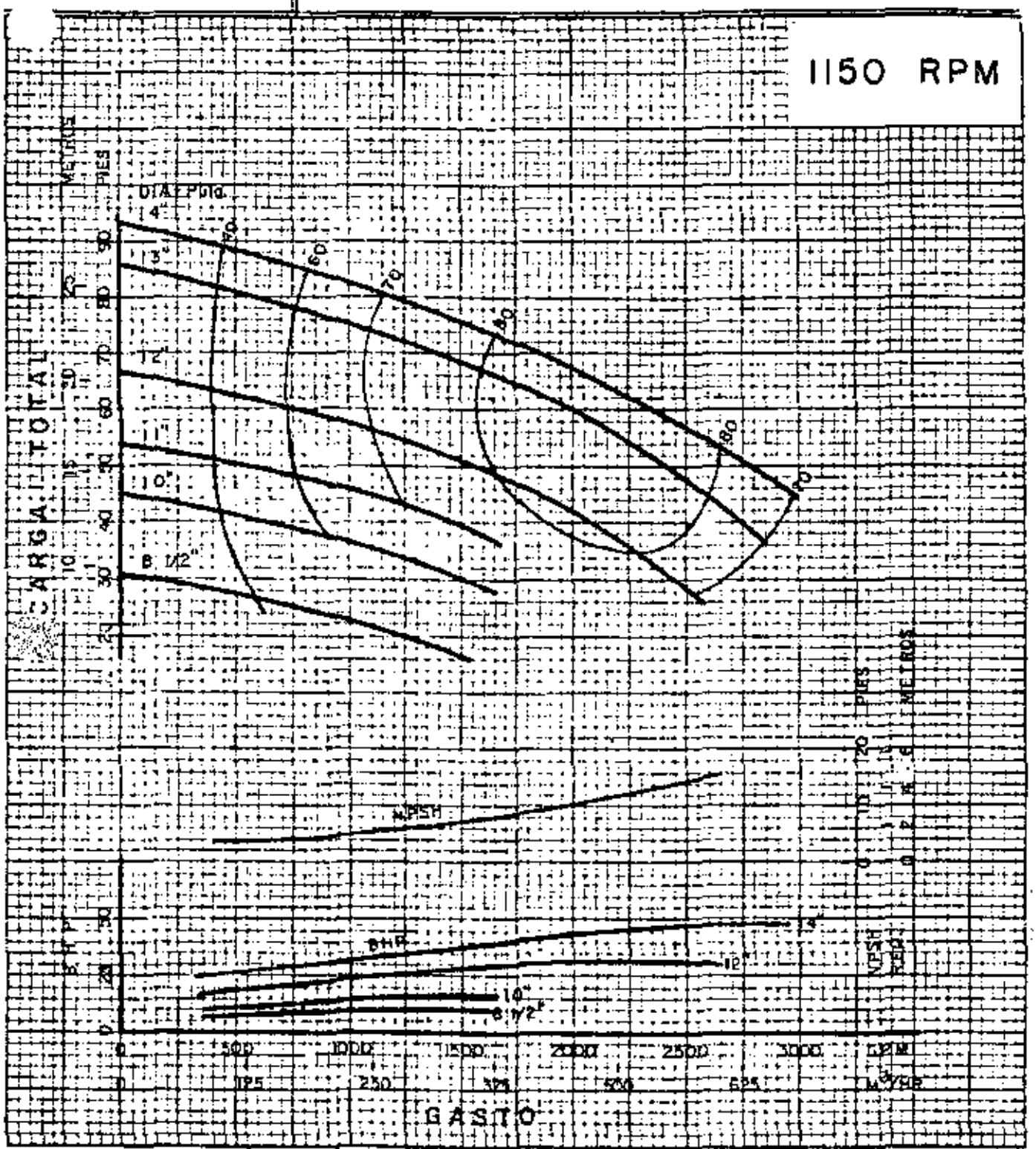
2118-7 Pag. 12
Marzo 1978

8 LR - 13
IMP. "A"

BOMBAS CENTRIFUGAS
DOBLE SUCCION
LINEA L & LR
60 CICLOS

47'

Sustituye a: NUEVA



SUCCION Ø 10 PULG. 254 MM. DESCARGA Ø 8 PULG. 203 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

C TE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ NPSH$_D$: _____ NPSH$_{REQ}$: _____

FECHA: _____

WORTHINGTON DE MEXICO S. A. WORTHINGTON

Sustituye a
NUEVA

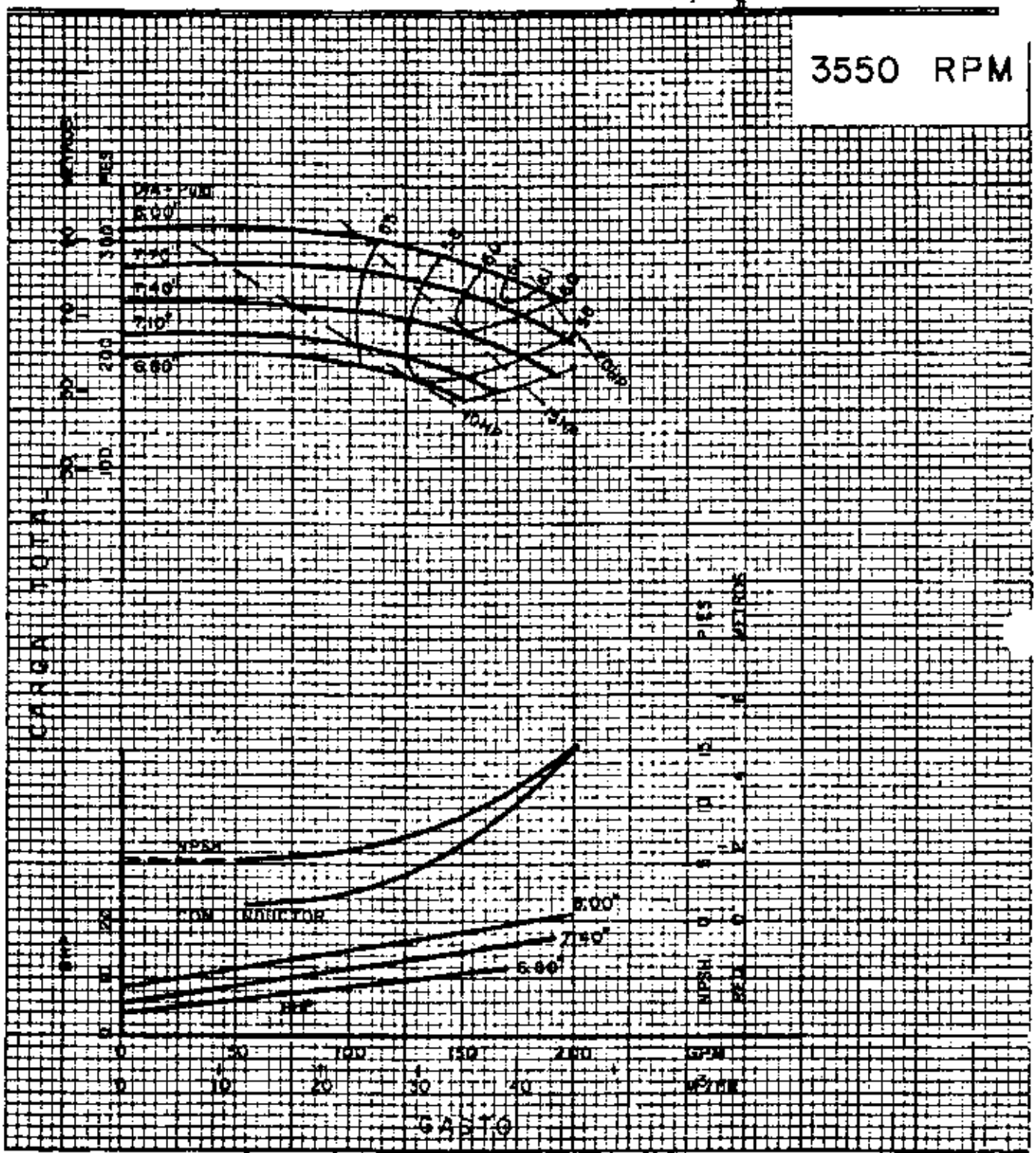
BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA D-1000
IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

48

2013-8 Pag. 13
Marzo 1978

3 x 1½ x 0

3550 RPM



SUCCION Ø 3 PULG.	76 MM.	DESCARGA Ø 1½ PULG.	38 MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

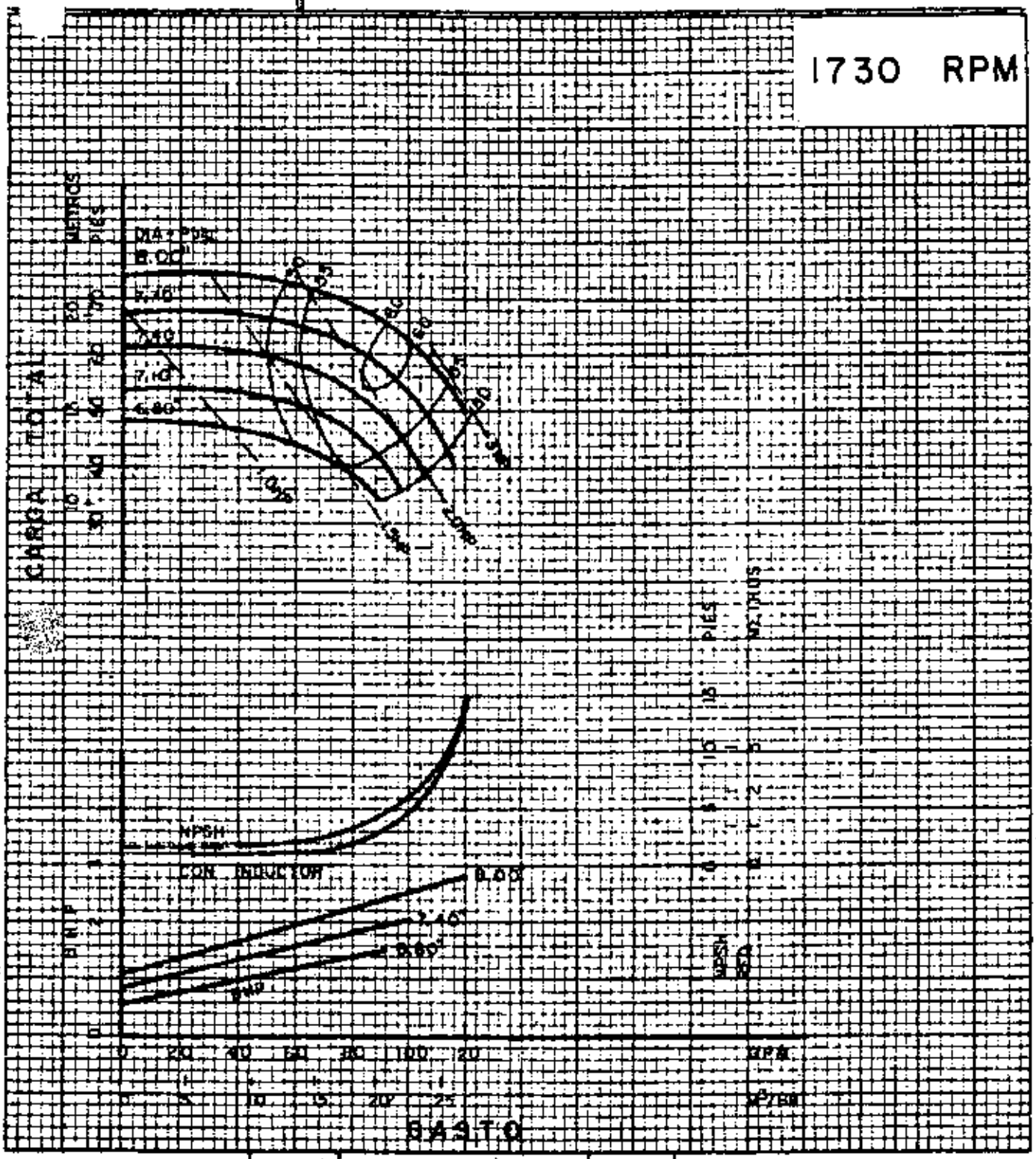
CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

3 x 1½ x 8

BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA D-1000
49 IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

Sustituye a
NUEVA



SUCCION Ø	3	PULG	76 MM.	DESCARGA Ø	1½	PULG	38 MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

C. E.: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

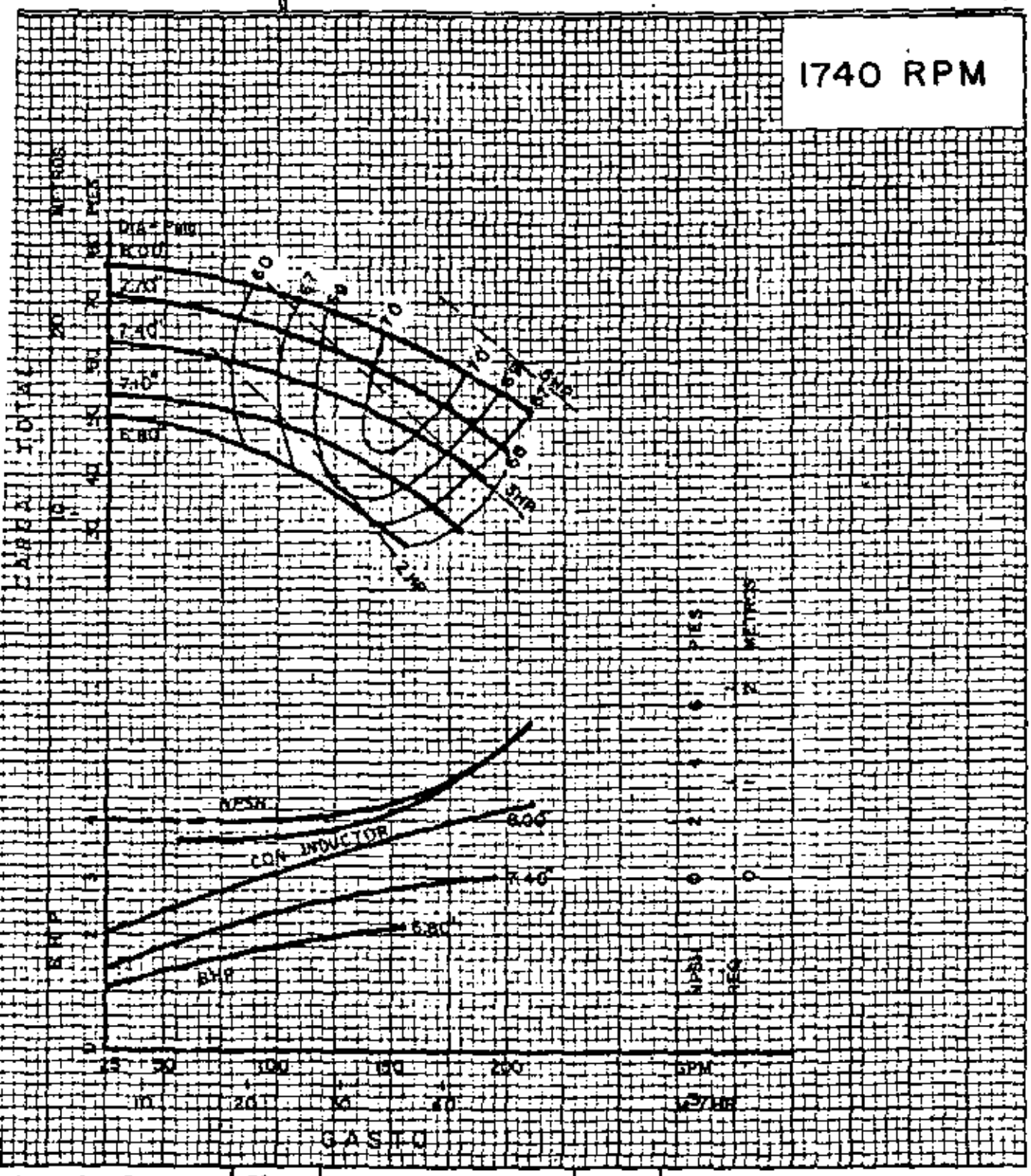
x 2 x 8

BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA D-1000
IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

50

Sustituye a
NUEVA

48



SUCCION Ø 3 PULG. 76 MM. DESCARGA Ø 2 PULG. 51 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

FECHA: _____ CARGA: _____ NPSH$_D$: _____ NPSH$_{REQ}$: _____

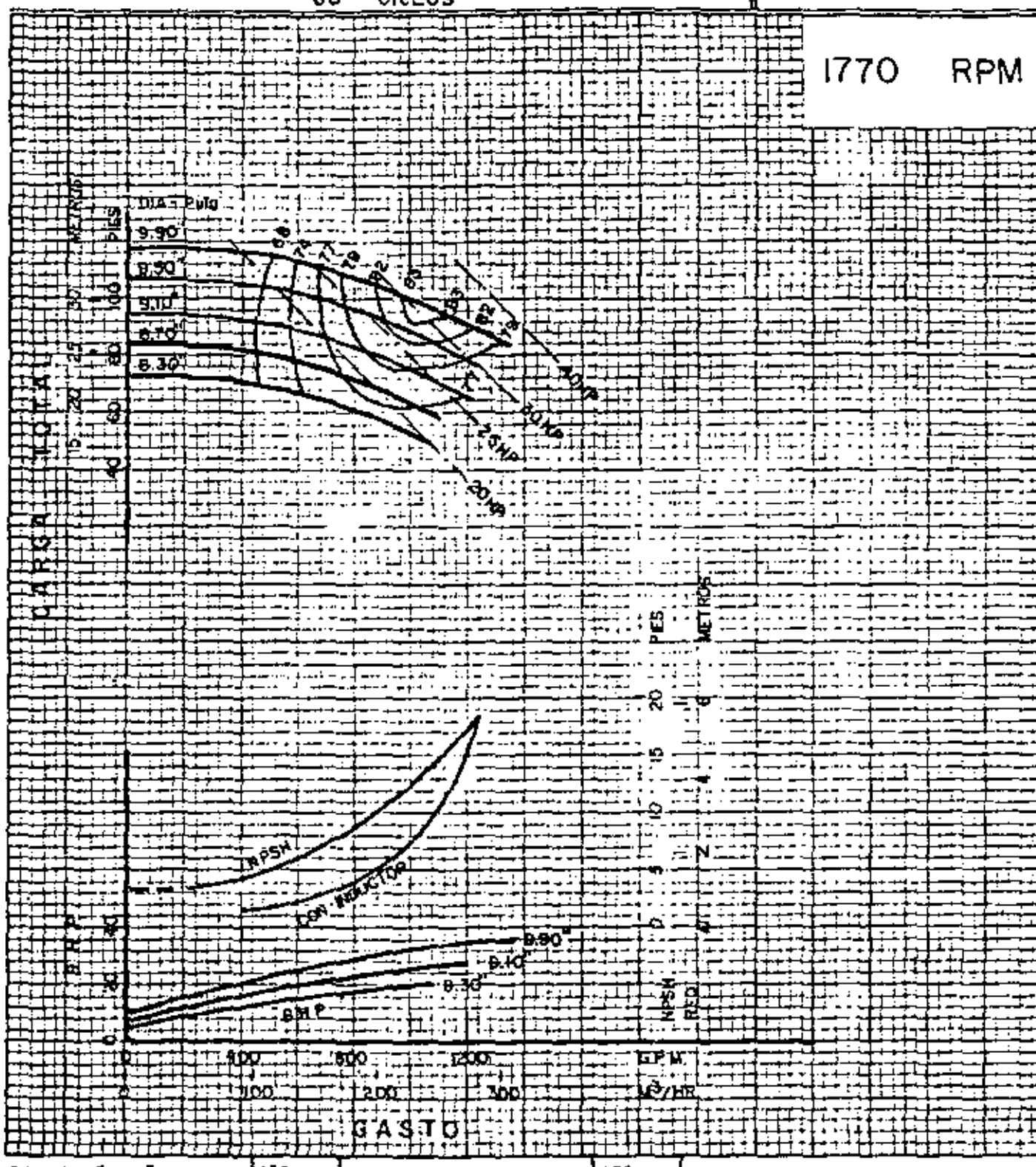
Sustituye a
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA D-1000
IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

51

2013-8 Fuv. 47
Marzo 1978

6 x 4 x 11



SUCCION Ø 6 PULG. 152 MM. DESCARGA Ø 4 PULG. 102 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

FECHA: _____ CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

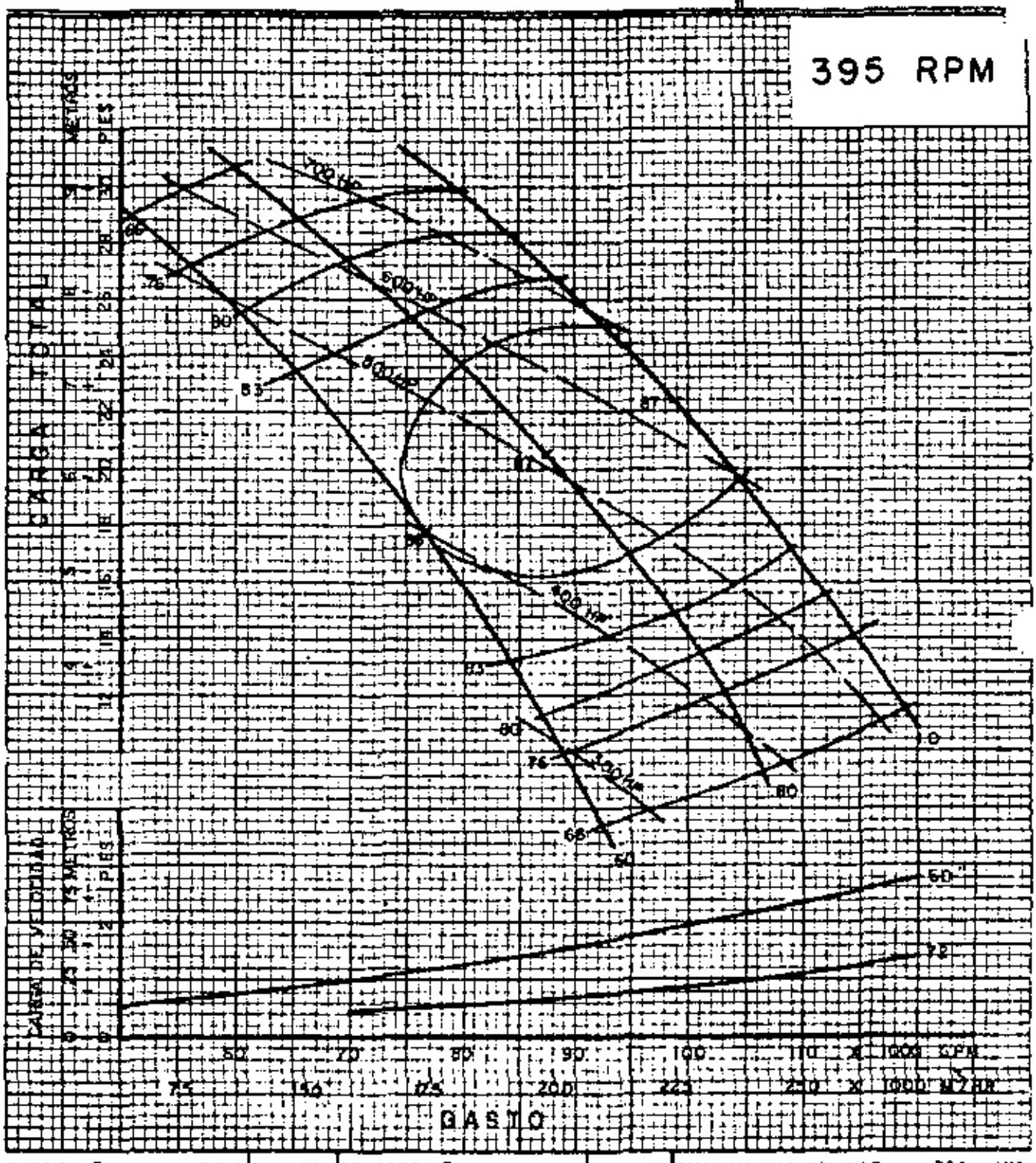
WORTHINGTON DE MEXICO S. A. WORTHINGTON

Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
FLUJO AXIAL
TIPO PROPELA

. 52

60 KLC



SUCCION Ø	— PULG.	— MM.	DESCARGA Ø	— PULG.	— MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	354 MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

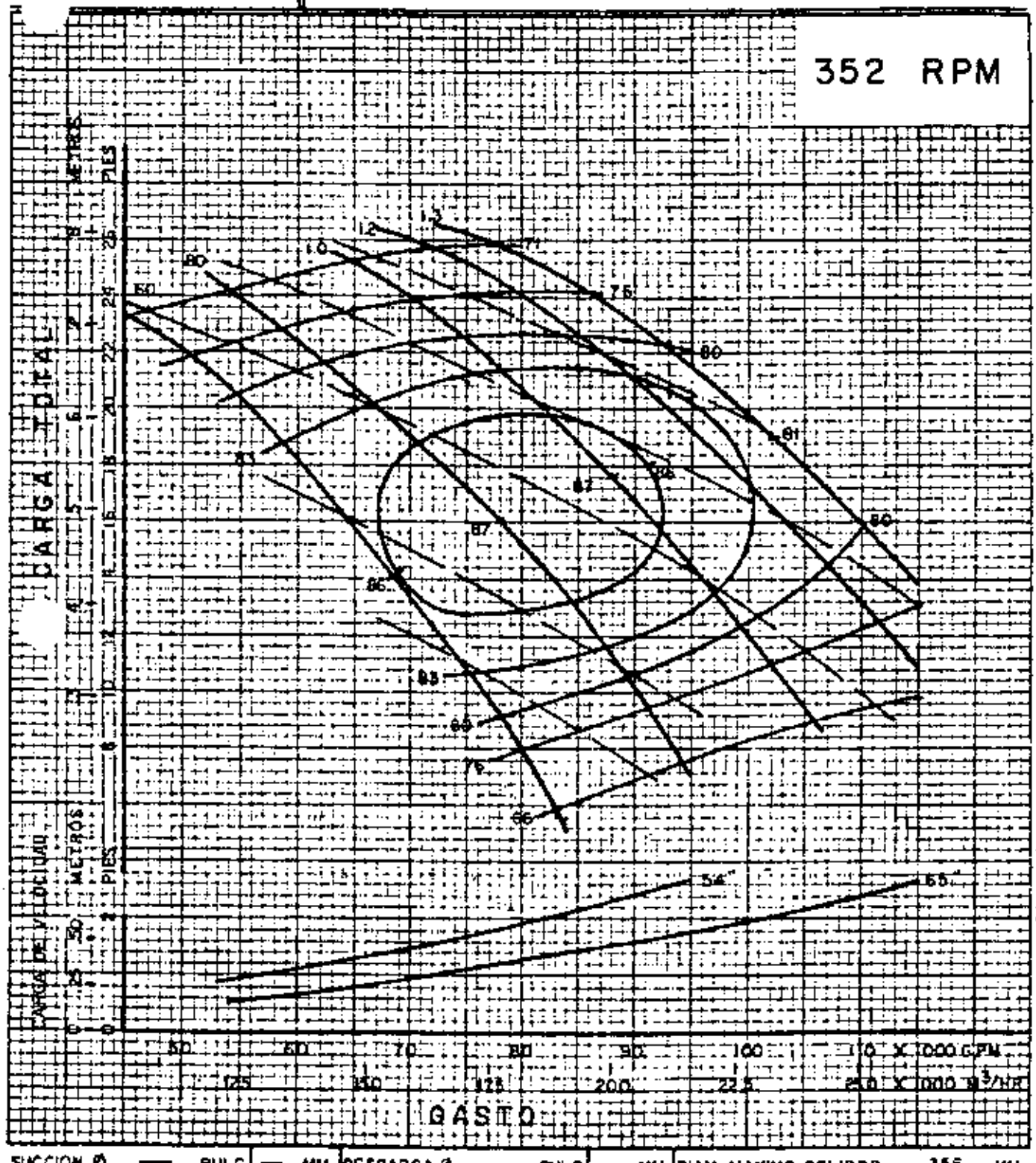
2145-3 Pag. 24

Marzo 1978

60 KLD

BOMBAS CENTRIFUGAS
FLUJO AXIAL
TIPO PROPELA

Sustituye a: NUEVA



SUCCION Ø — PULG. — MM. DESCARGA Ø — PULG. — MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS 356 MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

C TE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

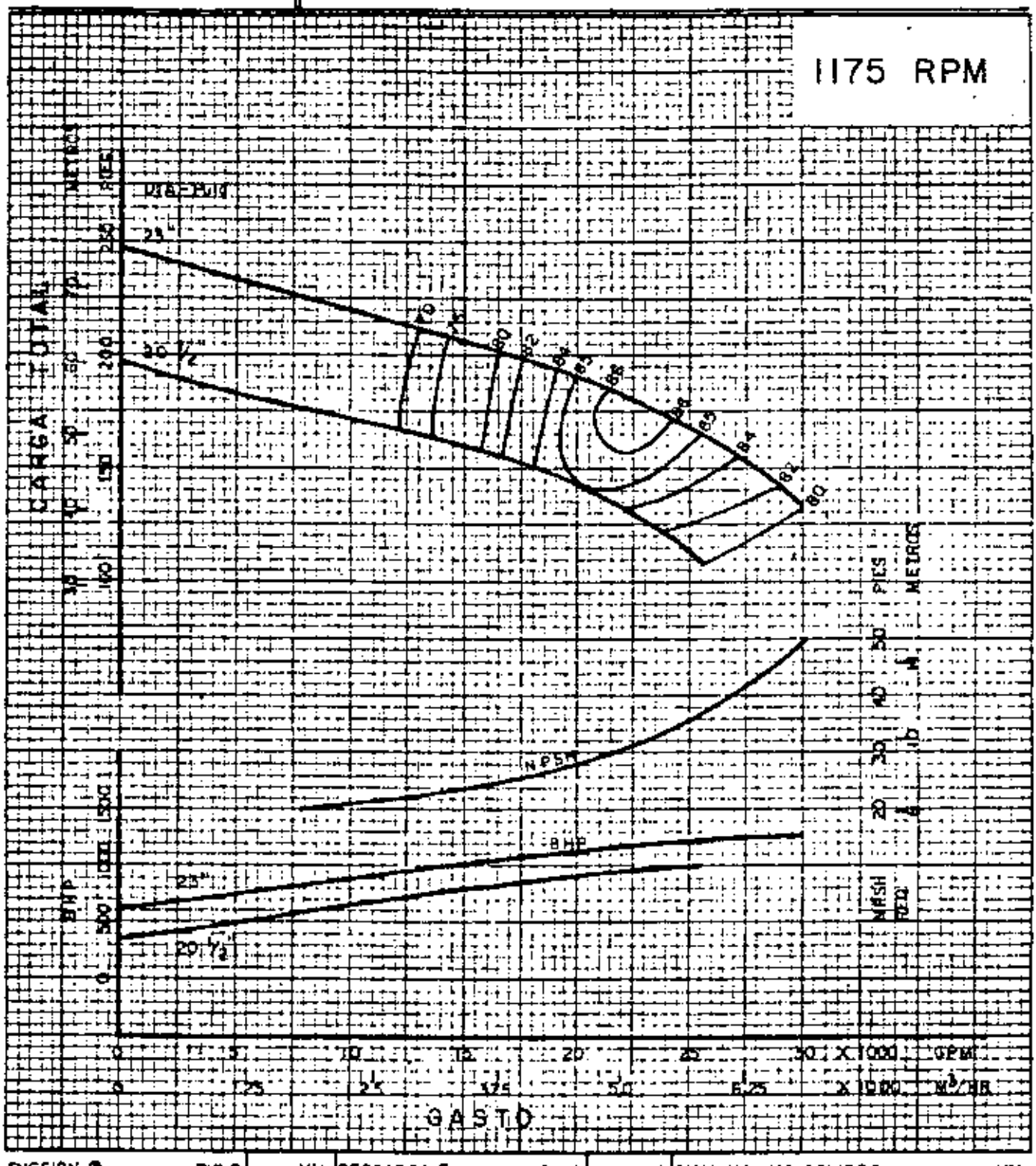
WORTHINGTON DE MEXICO S. A. WORTHINGTON

24 QL-23C

54

BOMBAS VERTICALES
DOBLE SUCCION
LINEA QL
60 CICLOS

Sustituye a:
NUEVA



SUCCION Ø — PULG. — MM. DESCARGA Ø — PULG. — MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

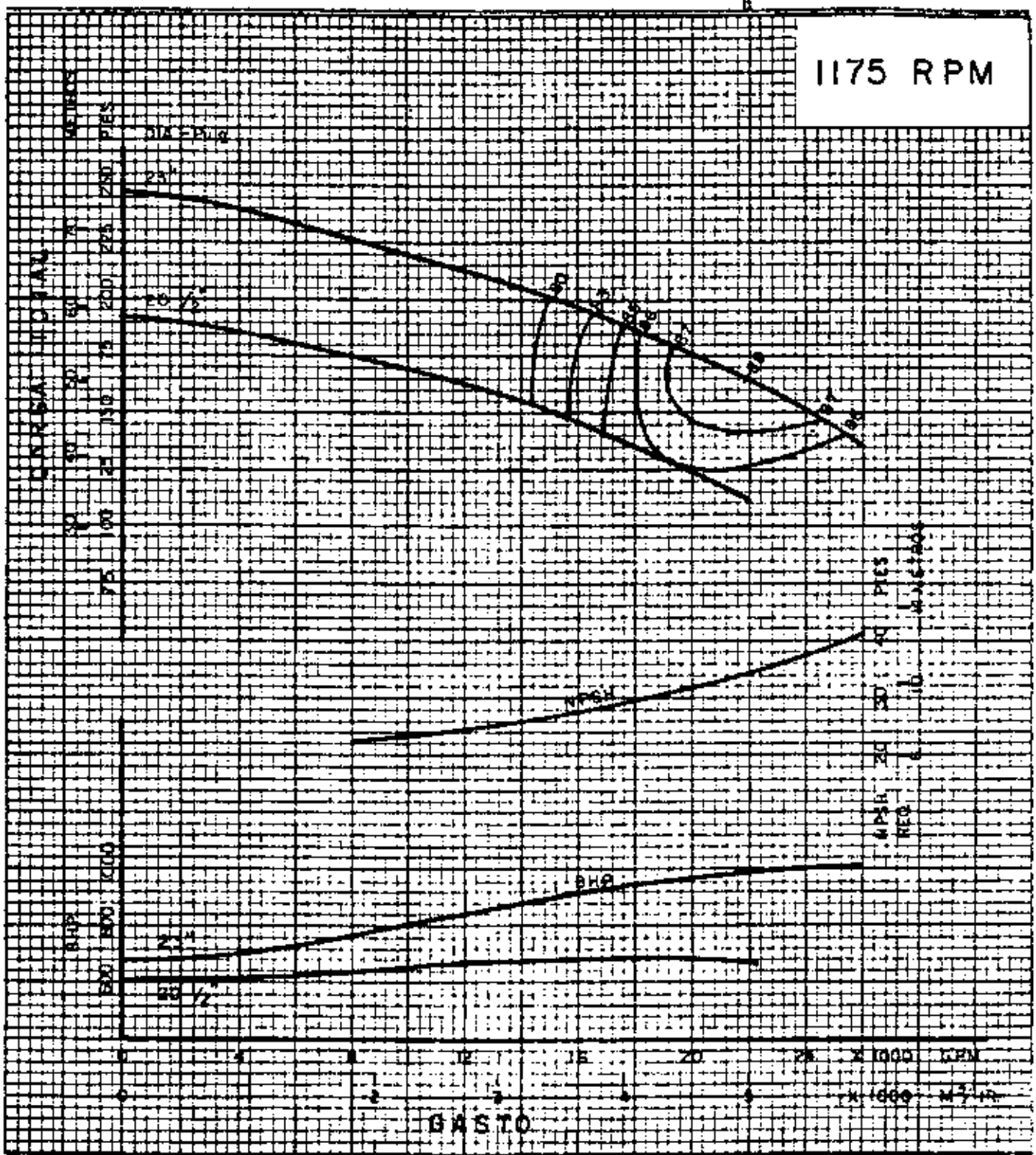
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS VERTICALES
DOBLE SUCCION
LINEA QL
60 CICLOS

Nº 55

2144-7 Pag. 7
Marzo 1978 52

24QL-23A



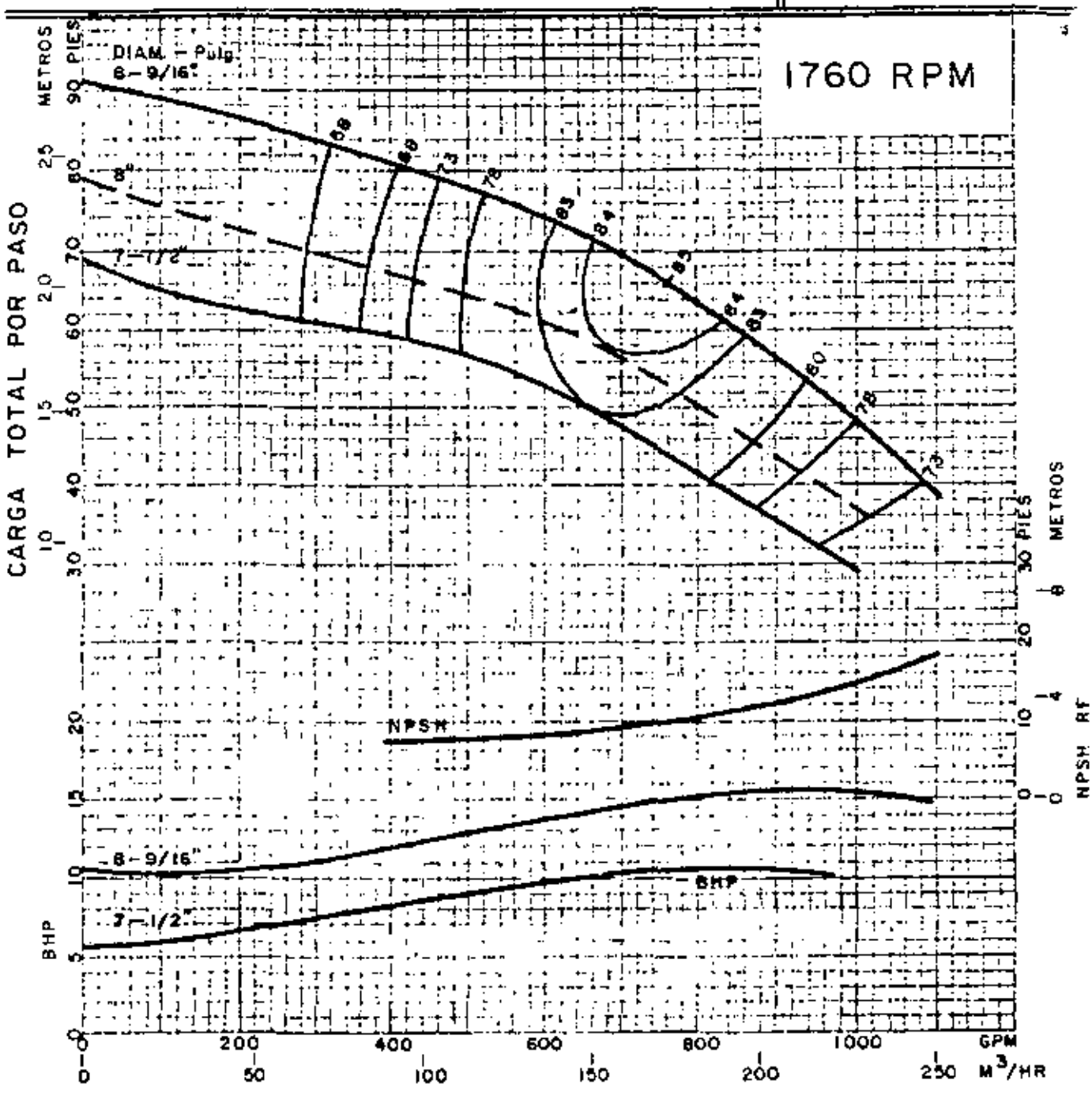
SUCCION Ø — PULG. — MM. DESCARGA Ø — PULG. — MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

FECHA: _____ CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____



La eficiencia indicada es para 4 pasos para menos pasos corregir la eficiencia como se indica.			
No. de Pasos	Correc. Efic.	No. de Pasos	Correc. Efic.
1	– 4	4	———
2	– 2.5	5	———
3	– 1	6	———

DATOS TECNICOS	Kg	lbs
Peso x c/paso adicional	41.76	92
Peso del rotor p/paso	11.35	25
Peso cuerpo tazones c/ paso	113.5	250
Factor de empuje	7.9	
HP max cuerpo de tazones	240	
Area del ojo del impulsor (pulg²)	16.7	

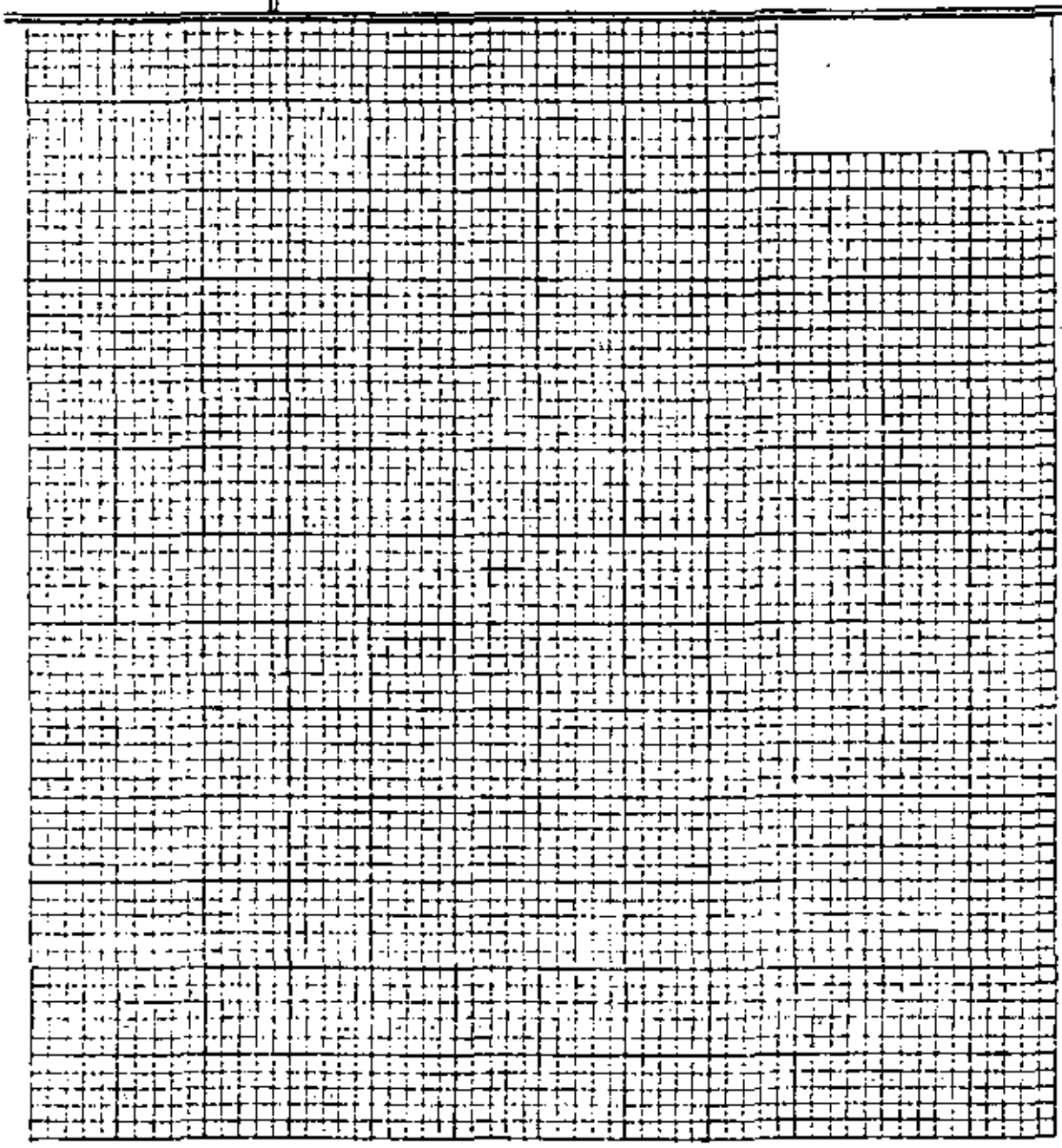
CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____



La eficiencia indicada es para ____ pasos para menos pasos corregir la eficiencia como se indica.			
No. de Pasos	Correc. Efic.	No. de Pasos	Correc. Efic.
1		4	
2		5	
3		6	

DATOS TECNICOS	Kg	lbs
Peso x c/paso adicional		
Peso del rotor p/paso		
Peso cuerpo tazones 1er paso		
Factor de empuje		
HP max cuerpo de tazones		
Area del ojo del impulsor (pulg^2)		

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

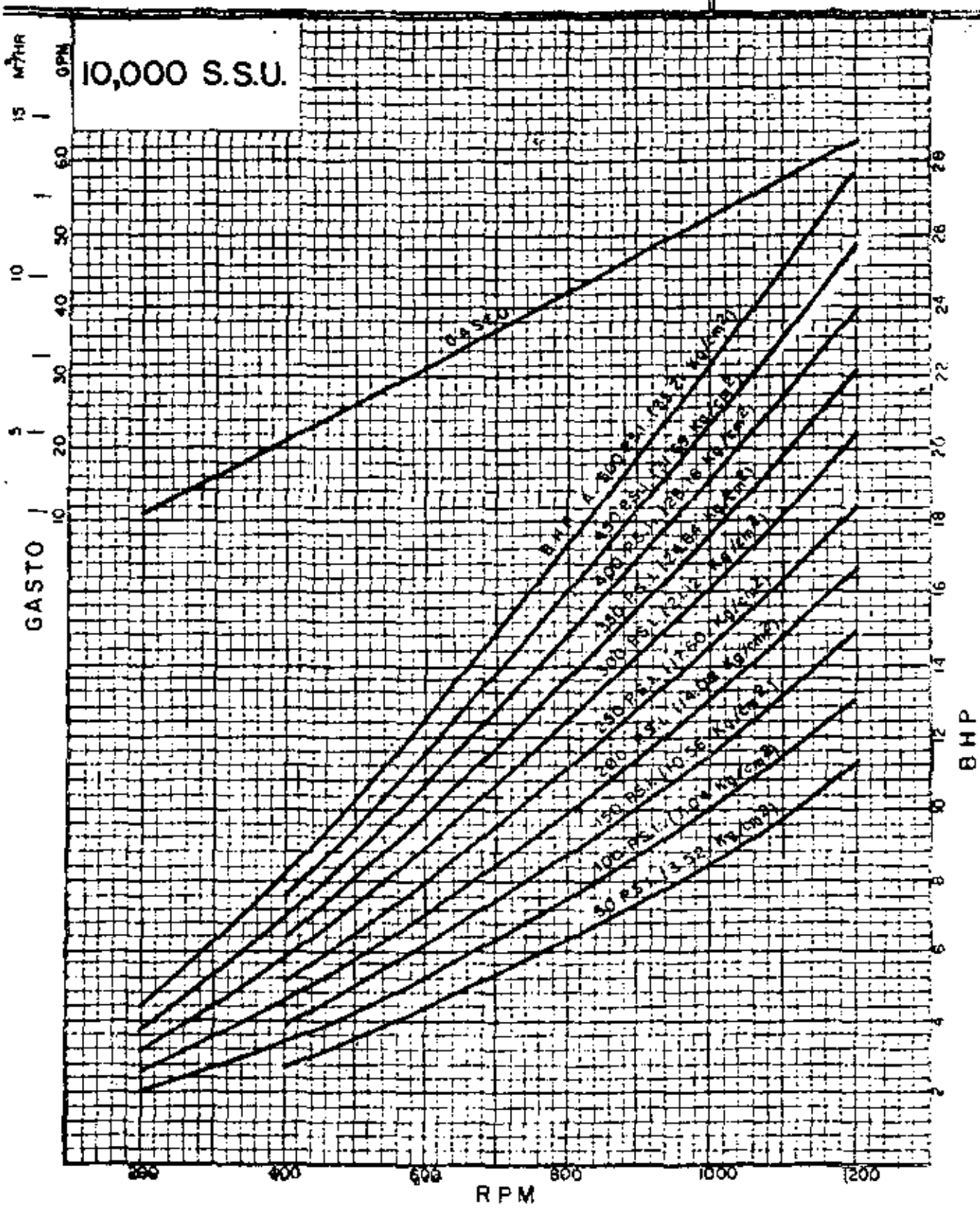
CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

BOMBAS DE ENGRANES
TIPO GR

58

55 SCR



CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ TEMP: _____ BHP: _____

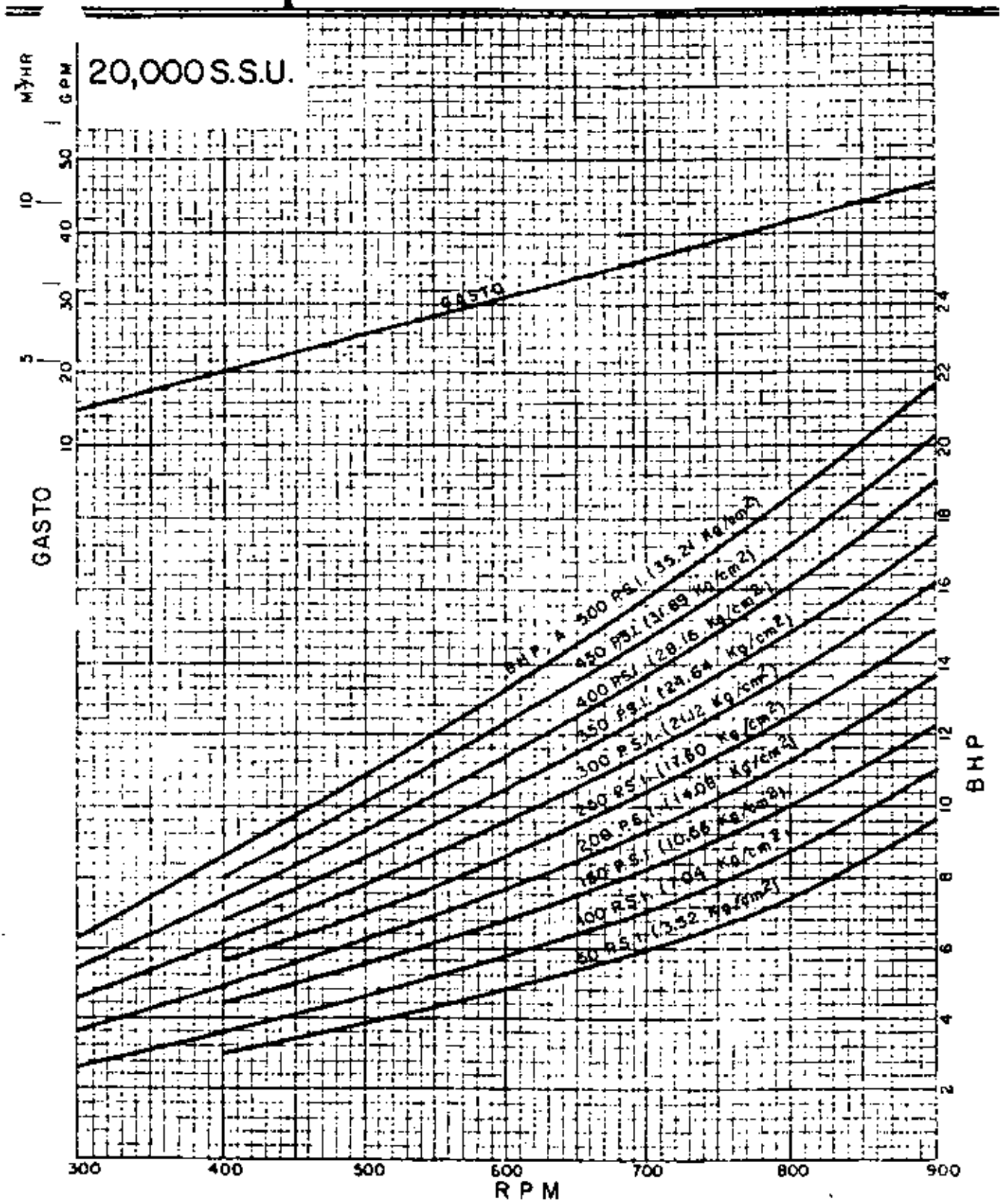
SERVICIO: _____ G.E.: _____ P_{DIF}: _____ P_{SUCC}: _____

FECHA: _____ VISC.: _____ GASTO: _____ P_{DESC}: _____

0(59

BOMBAS DE ENGRANES
TIPO GR

Sustituye a NUEVA



CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ TEMP: _____ BHP: _____

SERVICIO: _____ G.E.: _____ P_{DIF}: _____ P_{SUCC}: _____

FECHA: _____ VISC.: _____ GASTO: _____ P_{DESC}: _____

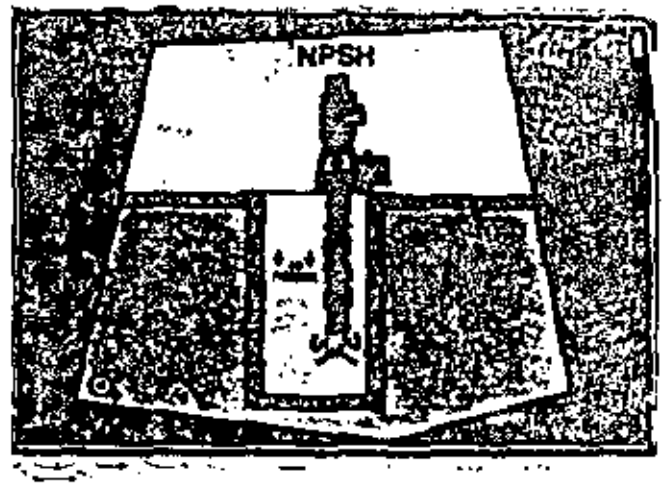
N.P.S.H.

(net positive suction head)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION

APLICADA A

SUCCION DE BOMBA



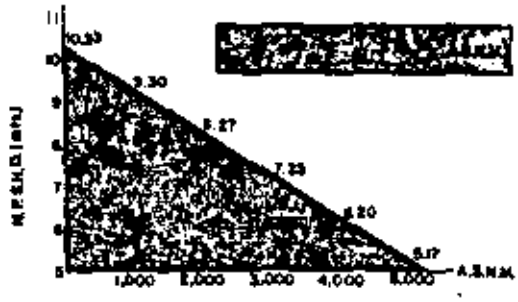
N.P.S.H.A.

(net positive suction head available)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

CORRESPONDE A LA

PRESION ATMOSFERICA



N.P.S.H.D. = Carga Neta Positiva de Succión Disponible (mts.)
A.S.N.M. = Altura Sobre el Nivel del Mar (mts.)
P.A. = Presión Atmosférica (10.3329 mts. de Agua)

A.S.N.M. = 2,242 mts.

$$N.P.S.H.D. = 10.3329 - \left(\frac{10.3329}{10,000} \times 2,242\right)$$

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.

(net positive suction head required)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA

PARA SUCCION

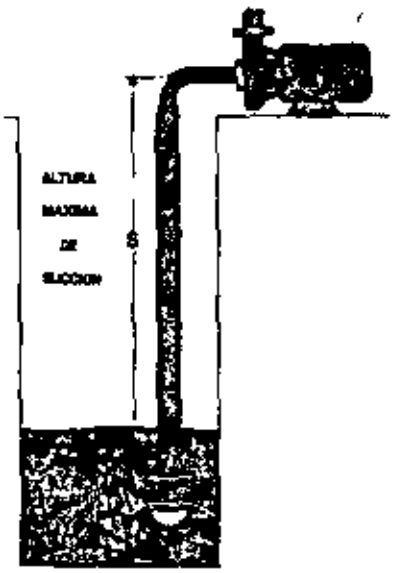
DE LAS BOMBAS

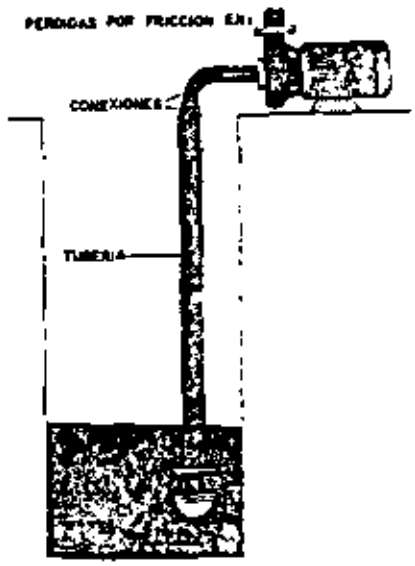
A ALTURA DE SUCCION

B PERDIDAS EN SUCCION

C PRESION DE VAPOR

D NPSH REQUERIDO POR LA BOMBA





N.P.S.H. REQUERIDO POR AGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS

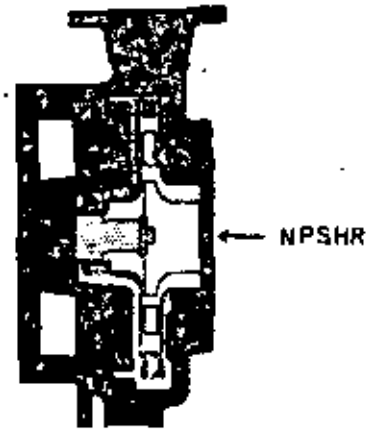
TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)	TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)
20°C	.240 M	65°C	2.55 M
25°C	.33 M	70°C	3.18 M
30°C	.43 M	75°C	3.93 M
35°C	.57 M	80°C	4.83 M
40°C	.75 M	85°C	5.90 M
45°C	.98 M	90°C	7.15 M
50°C	1.26 M	93°C	8.00 M
55°C	1.61 M	95°C	8.62 M
60°C	2.03 M	100°C	10.33 M

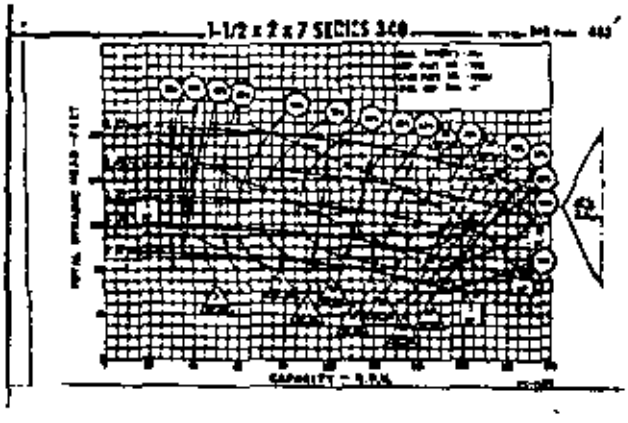
TABLE 41. VOLATILE LIQUIDS—VAPOR PRESSURE AND SPECIFIC GRAVITY

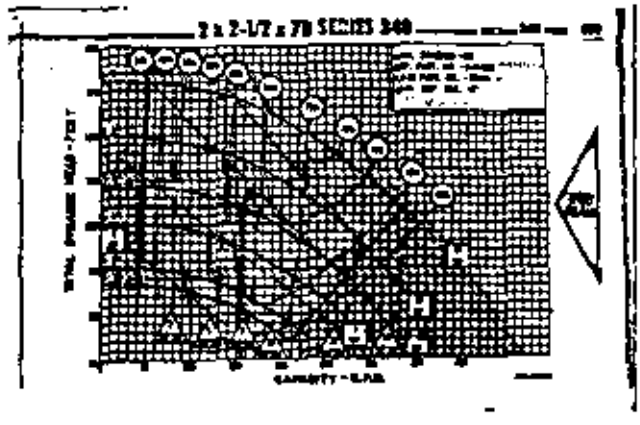
Temp °F	Ammonia Vapor Press psia	Ammonia Sg *	Carbon Dioxide Vapor Press psia	Carbon Dioxide Sg *	Freon 13 Vapor Press psia	Freon 13 Sg *	Butane Vapor Press psia	Butane Sg *	Propane Vapor Press psia	Propane Sg *
—60	5.6	0.70								
—50	7.7	0.70								
—40	10.4	0.69			9.3	1.51			16.2	0.58
—30	13.9	0.68			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	66.3	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	128.8	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	44.5	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	70.8	0.54	240.0	0.45

* Water at 39.2°F = 1.00

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

C)-3B

LA PRESION DE VAPOR SE SUPONE QUE ES FIJA

1 CAMBIAR BOMBA POR OTRA DE MENOR N P S H

2 REDUCIR PERDIDAS POR FRICCION

3 REDUCIR ALTURA DE SUCCION

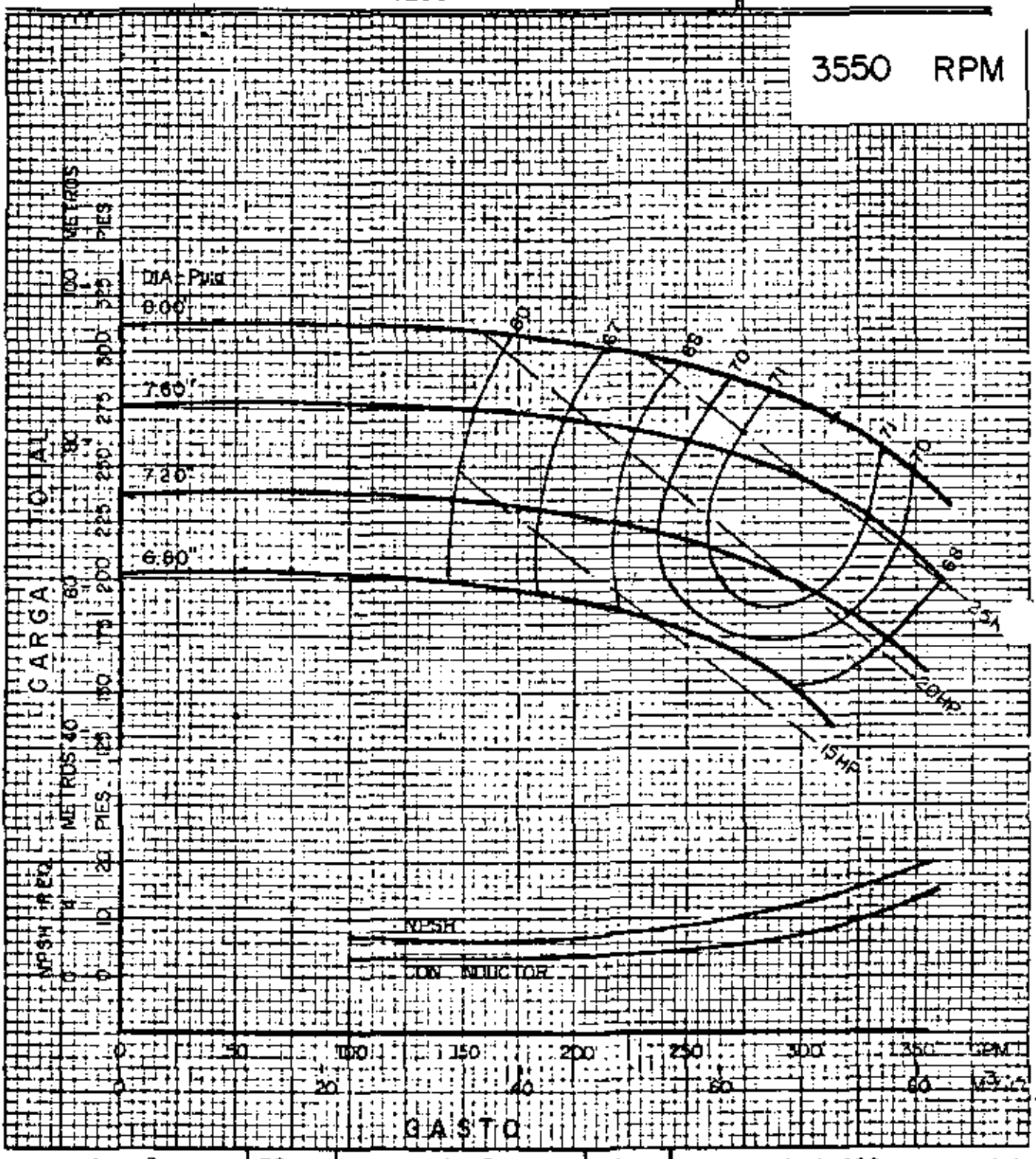
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS API-610
LINEA HQ
IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

66

2151-S Pag. II
Marzo 1978 63

2HQ83



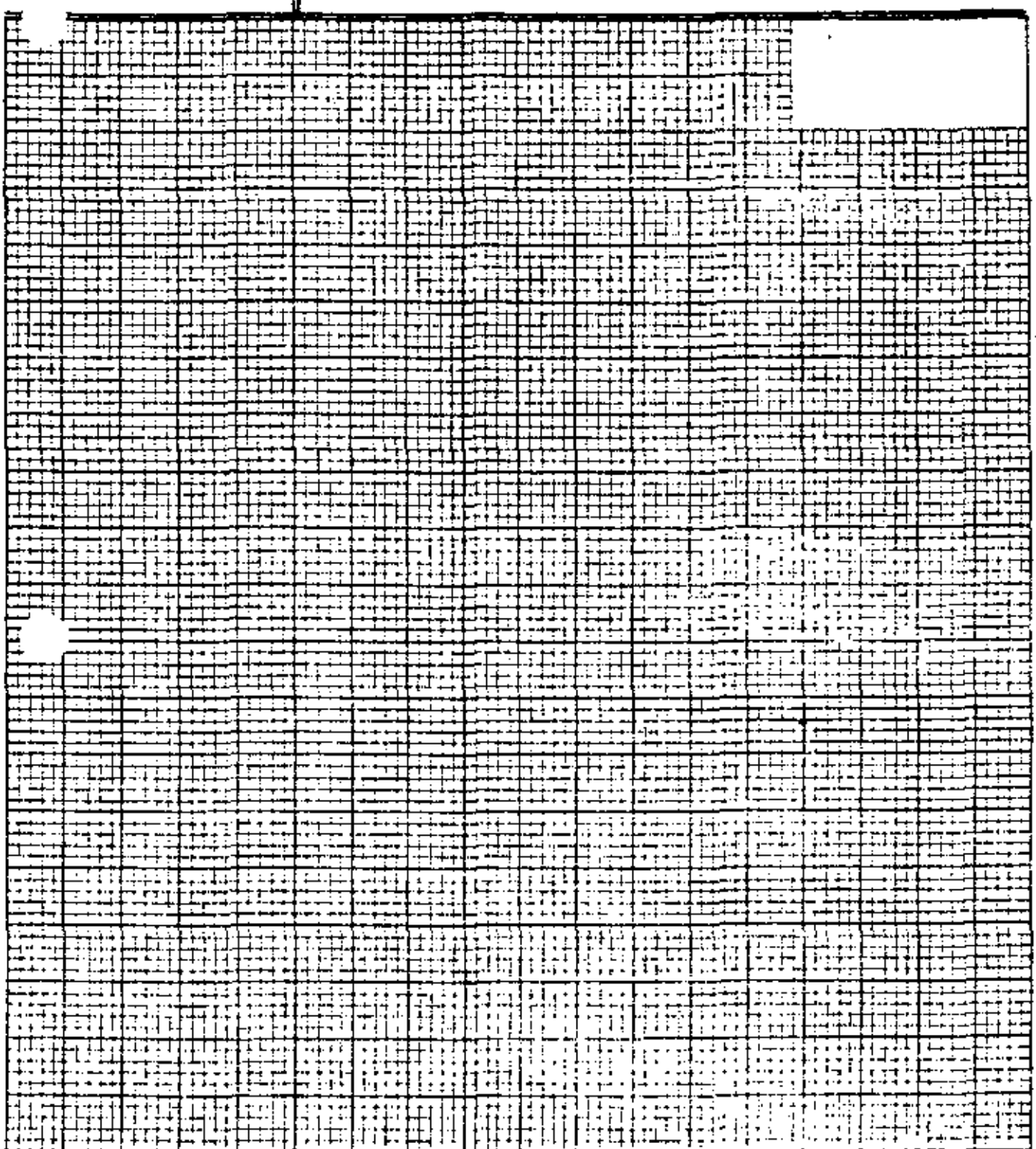
SUCCION Ø	3	PULG	76 MM.	DESCARGA Ø	2	PULG	51 MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

FECHA: _____ CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____



SUCCION Ø PULG. MM. DESCARGA Ø PULG. MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CL E: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

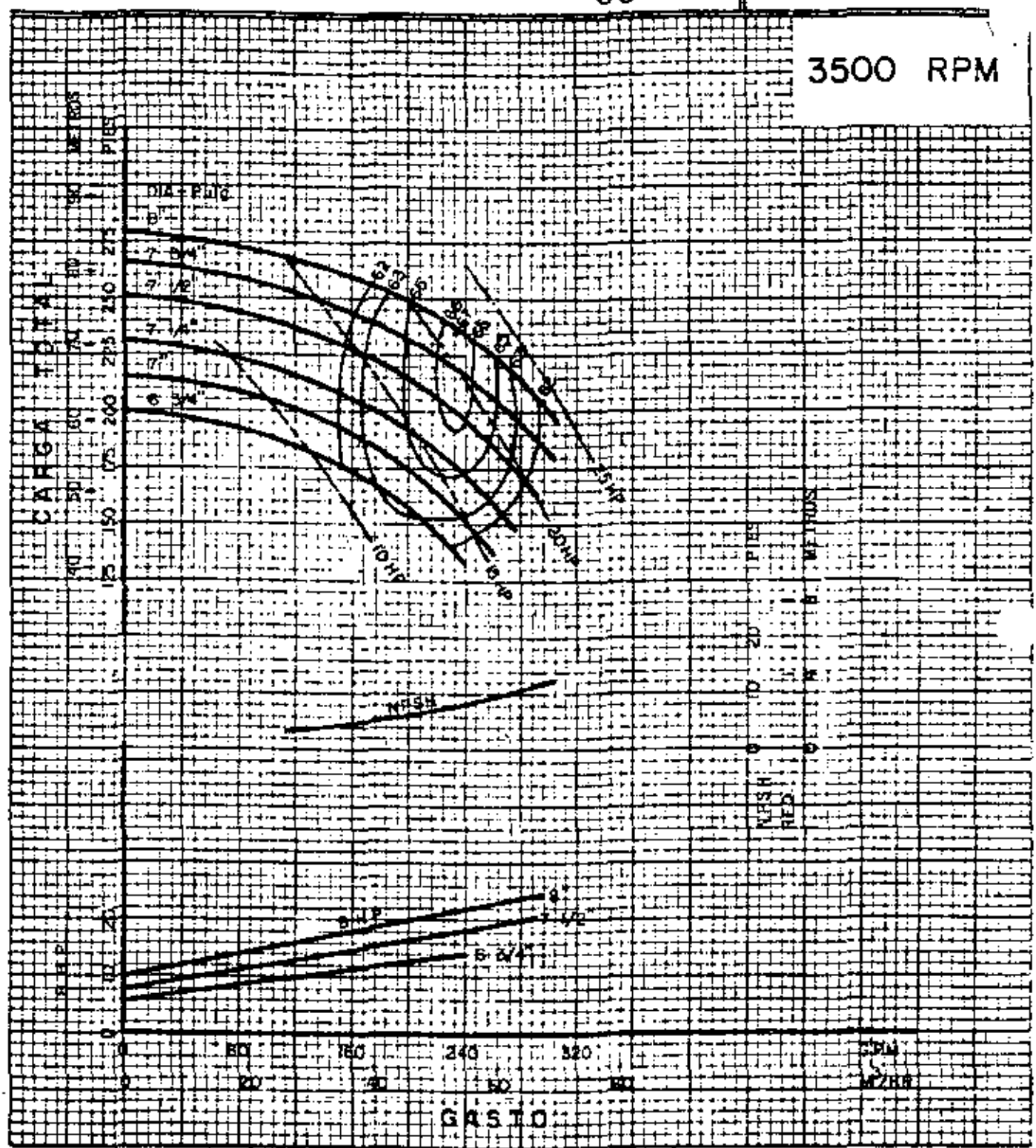
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA SESC
IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

68

2004-8 Pag. 29
Marzo 1978 65
2 CNE-72

3500 RPM



SUCCION Ø	2 1/2 PULG.	64 MM.	DESCARGA Ø	2 PULG.	51 MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	10 MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

FECHA: _____ CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

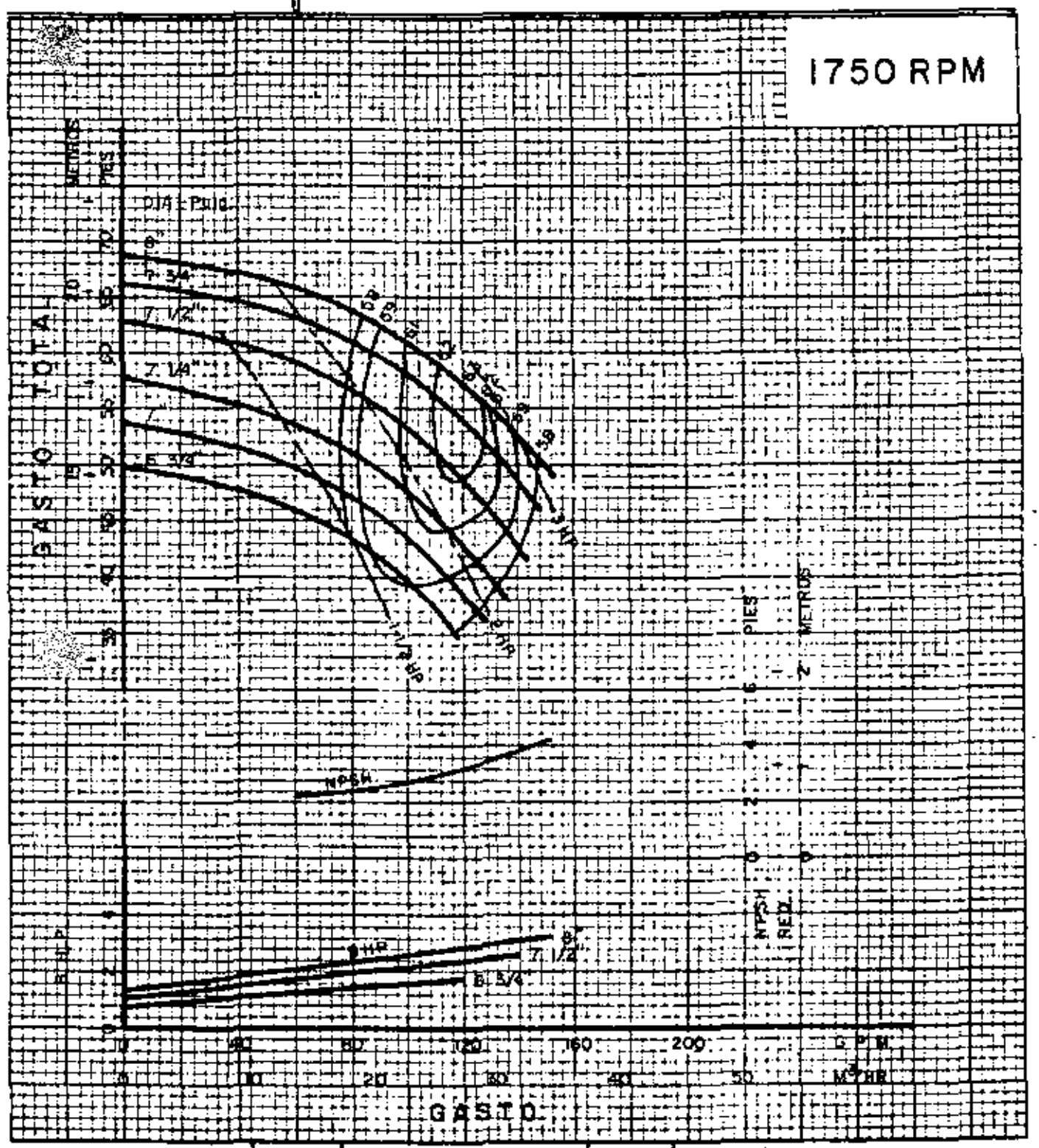
Marzo 1978

2CNE-72

BOMBAS CENTRIFUGAS
LINEA SESC
0 69 IMPULSOR CERRADO
60 CICLOS

Sustituye a: NUEVA

66



SUCCION Ø 2 1/2 PULG. 64 MM. DESCARGA Ø 2 PULG. 51 MM. DIAM. MAXIMO SOLIDOS 10 MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ NPSHD: _____ NPSHREQ: _____

FECHA: _____

WORTHINGTON DE MEXICO S. A. WORTHINGTON

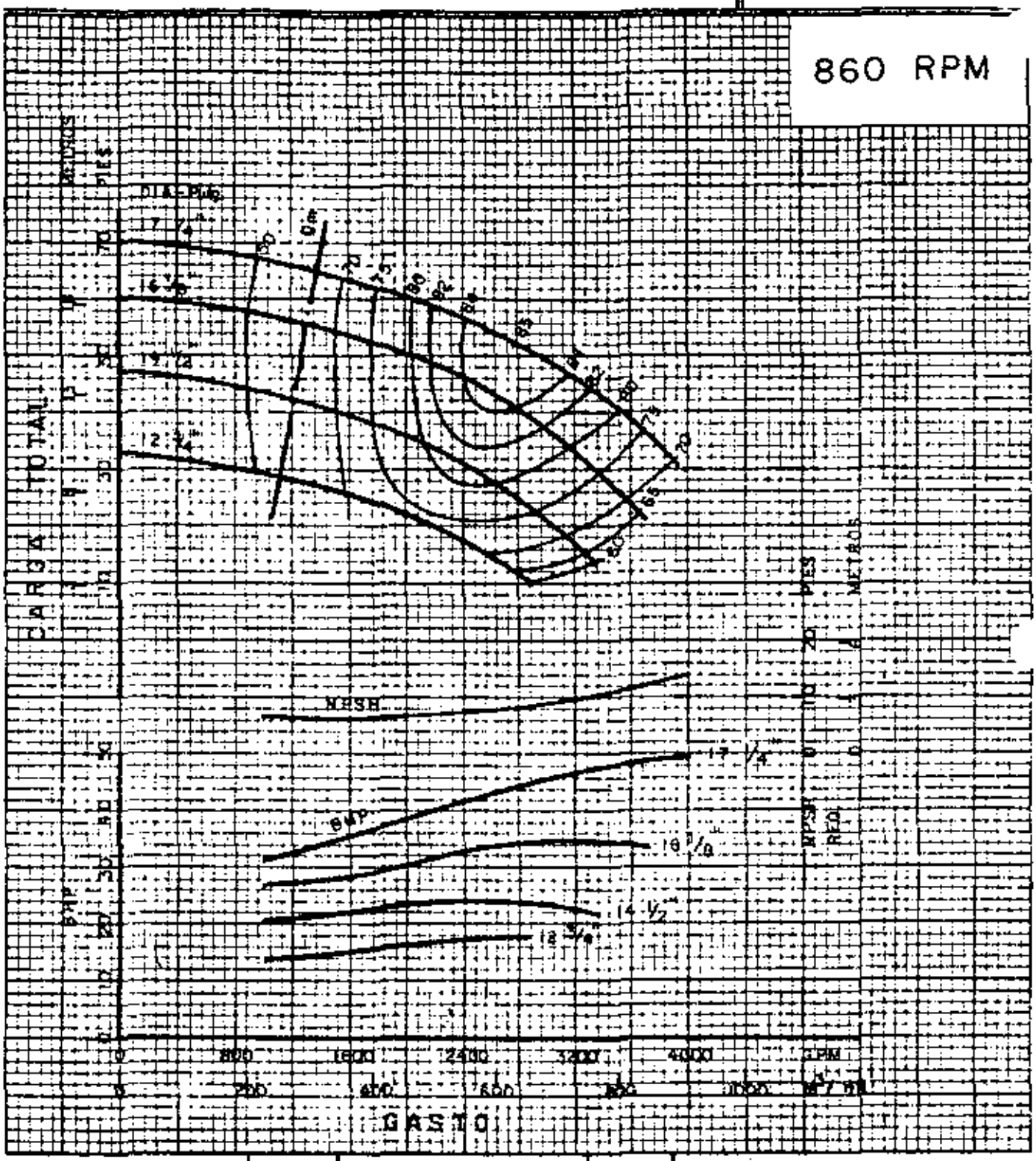
Sustituye a:
NUEVA

BOMBAS CENTRIFUGAS
PARA PULPAS
LINEA FR & FRB
60 CICLOS

70

21bU-7 Pag. 19
Marzo 1978 67

8FR172



SUCCION Ø	12	PULG.	305 MM.	DESCARGA Ø	8	PULG.	203 MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	65	MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CLIENTE: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____ CONSISTENCIA _____ %

SUCCION Ø	PULG.	MM.	DESCARGA Ø	PULG.	MM.	DIAM. MAXIMO SOLIDOS	MM.

CONDICIONES DE SERVICIO

CL E: _____ FLUIDO: _____ G.E.: _____ EFIC.: _____

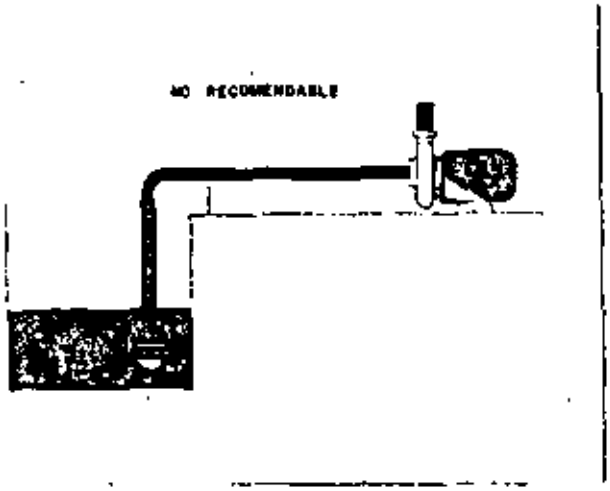
SERVICIO: _____ GASTO: _____ VISC.: _____ BHP: _____

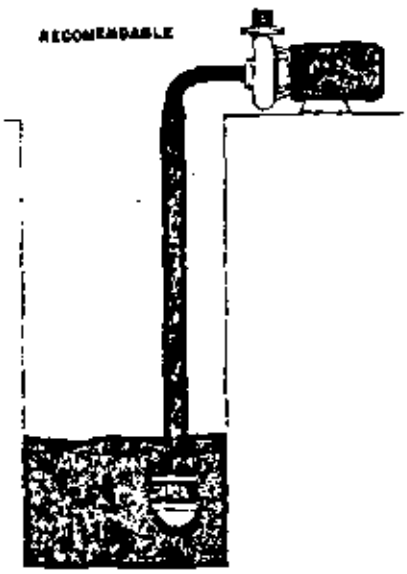
CARGA: _____ $NPSH_D$: _____ $NPSH_{REQ}$: _____

FECHA: _____

PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

LOCALIZACION DE LA CISTERNA Y BOMBA



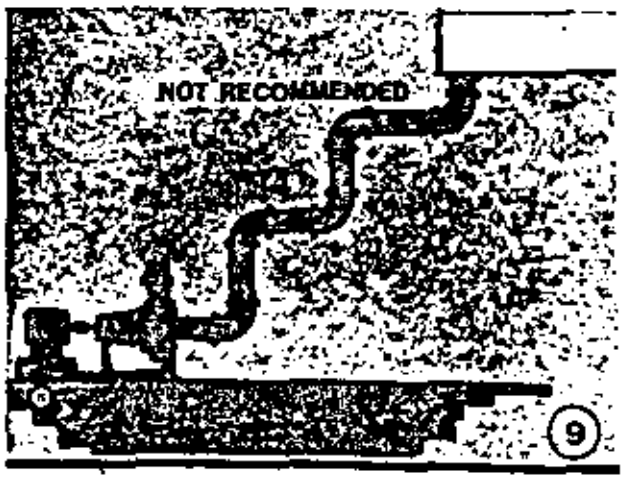


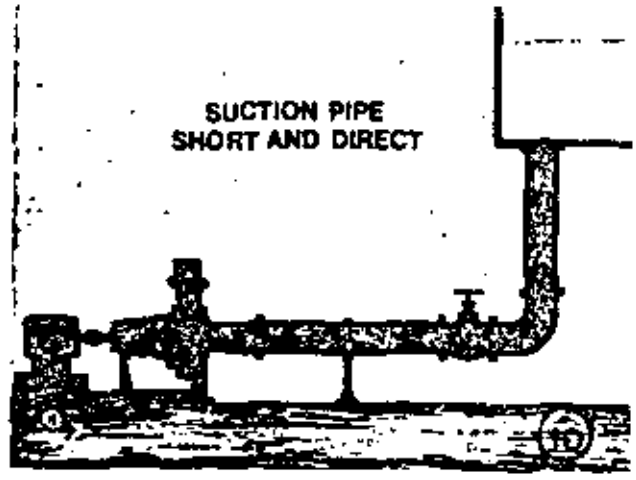
1

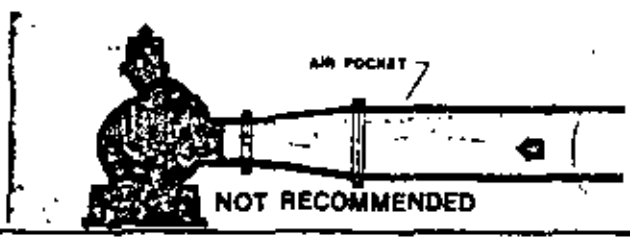
PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

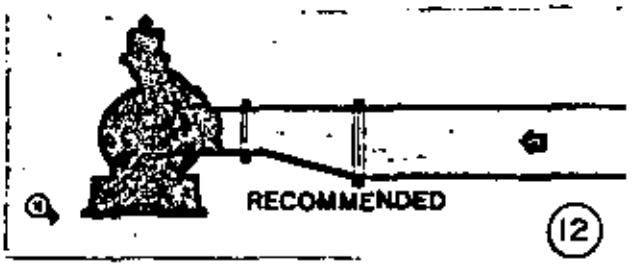
2

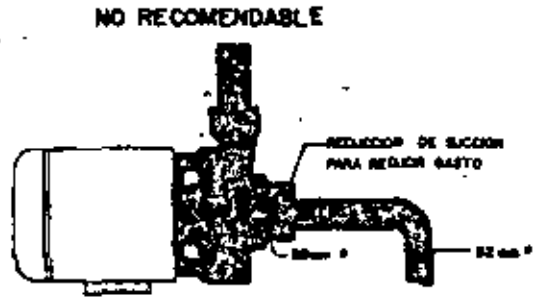
LA SUCCION: TALON DE AQUILES DE LAS BOMBAS

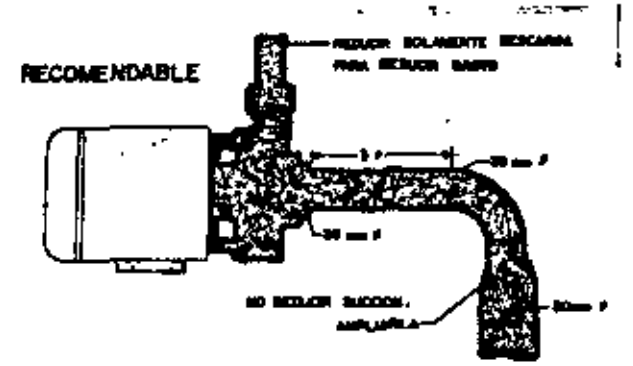

NOT RECOMMENDED
9

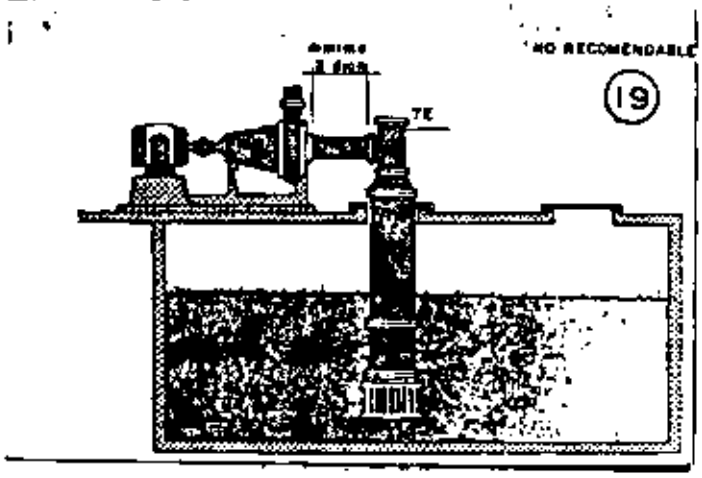

SUCTION PIPE
SHORT AND DIRECT
10

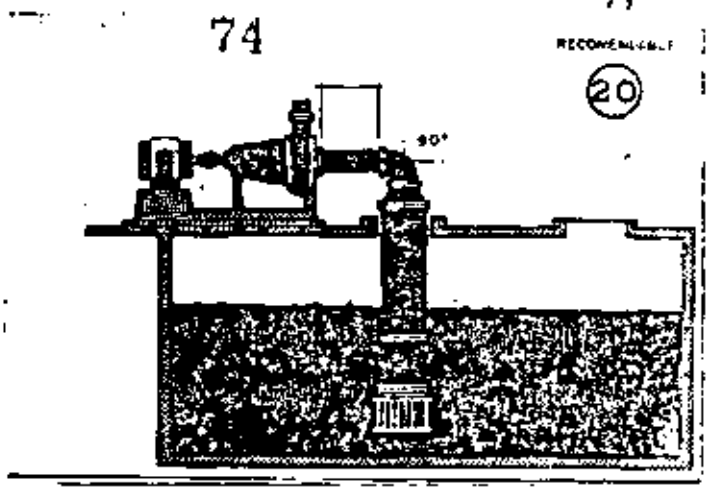

AIR POCKET
NOT RECOMMENDED

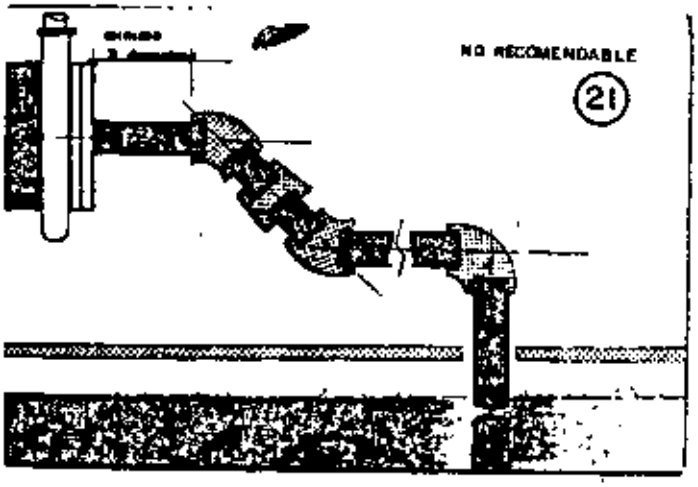

RECOMMENDED
12

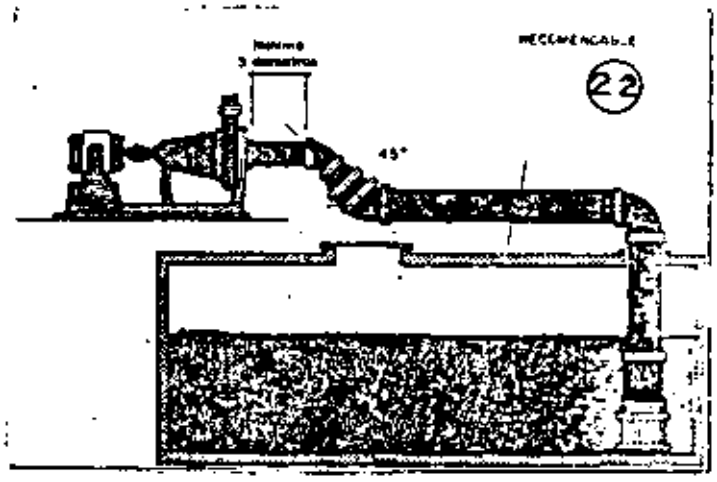

NO RECOMENDABLE


RECOMENDABLE

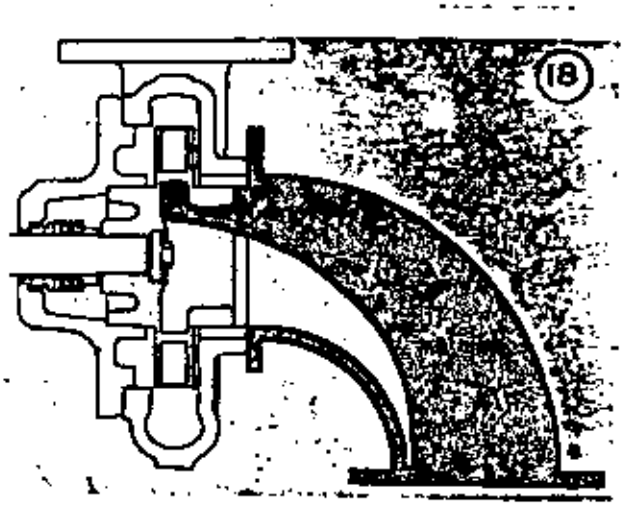

NO RECOMENDABLE
19
TE

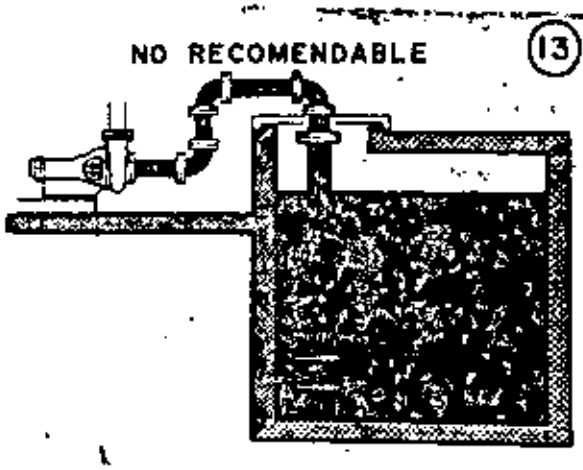

RECOMENDABLE
20
90°

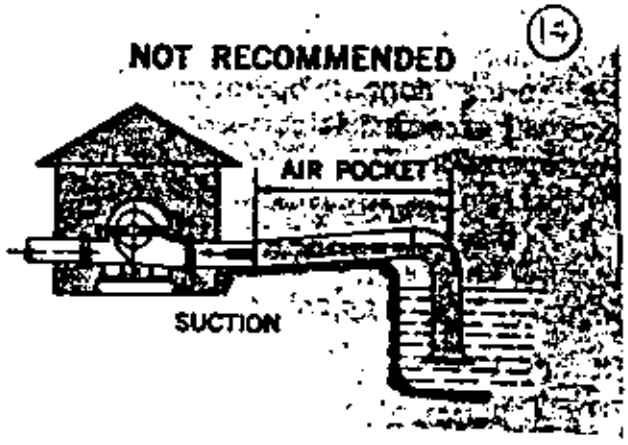

NO RECOMENDABLE
21

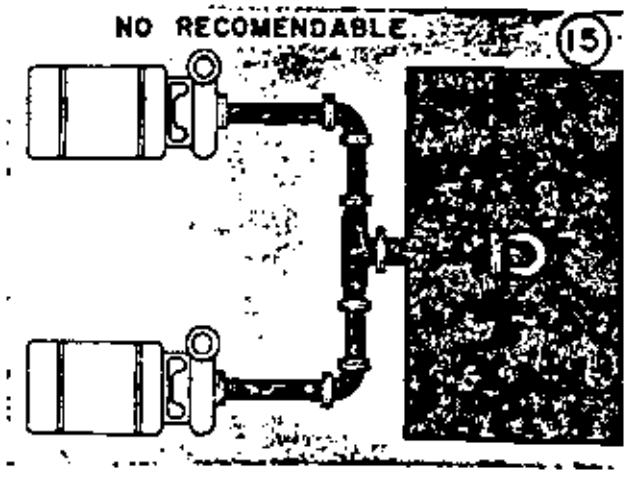

RECOMENDABLE
22
45°

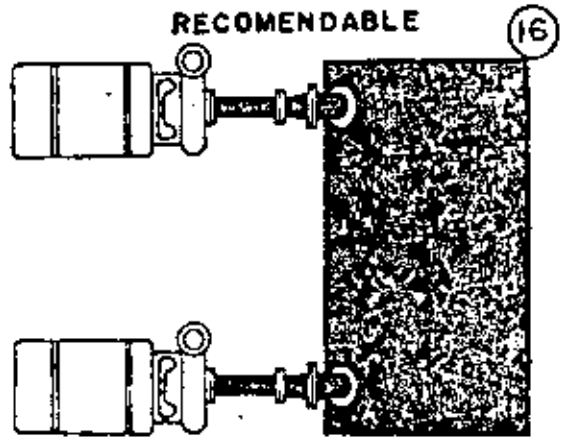

NO RECOMENDABLE
17

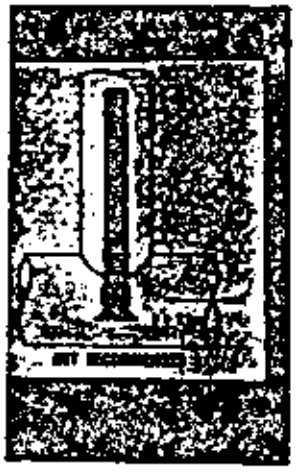

18

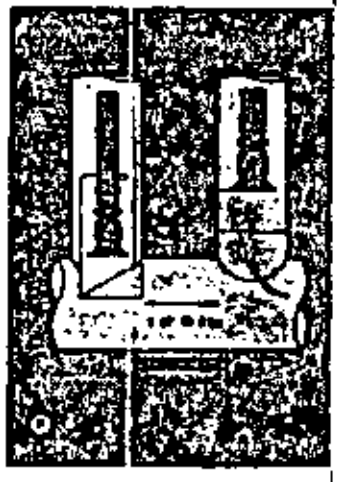

NO RECOMENDABLE
13

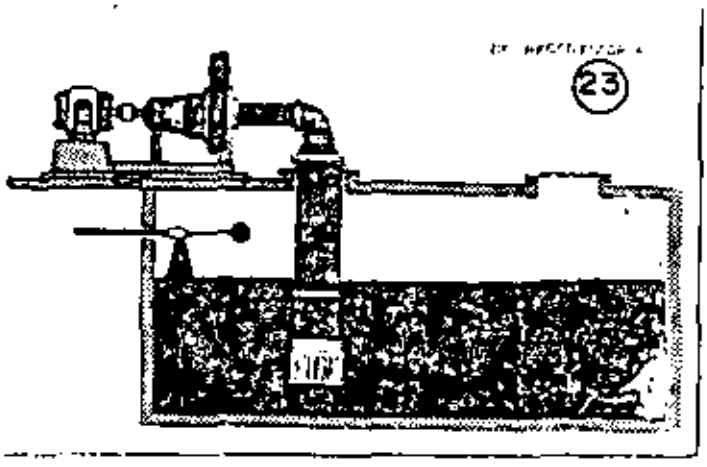

NOT RECOMMENDED
14
AIR POCKET
SUCTION

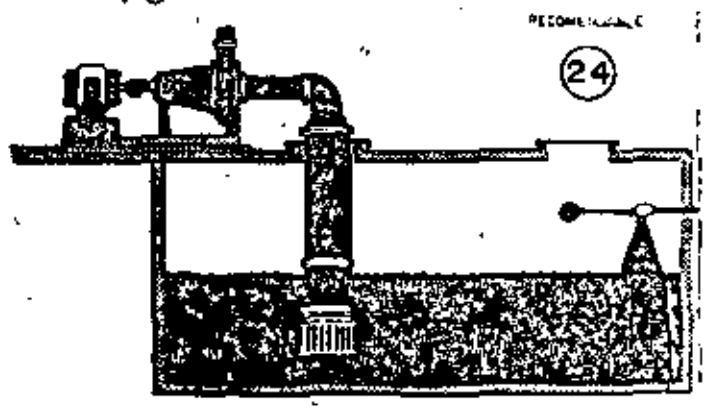

NO RECOMENDABLE
15

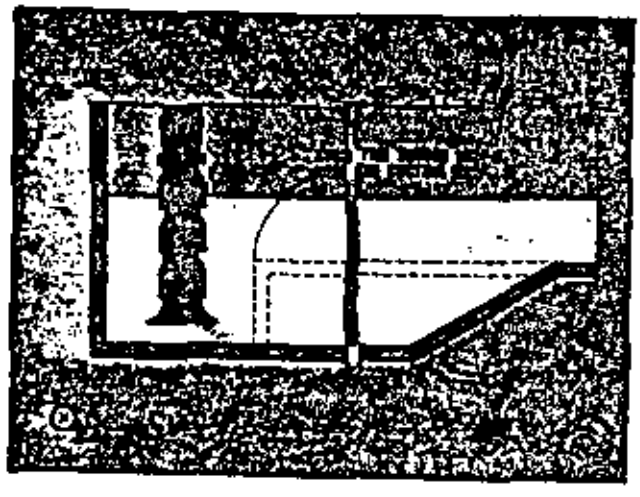

RECOMENDABLE
16






23

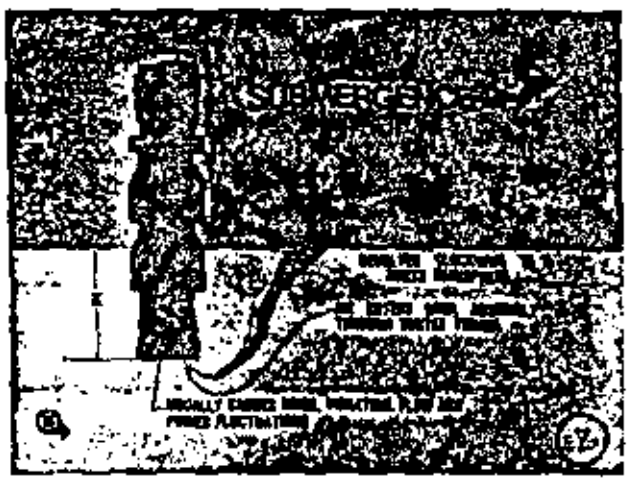

24

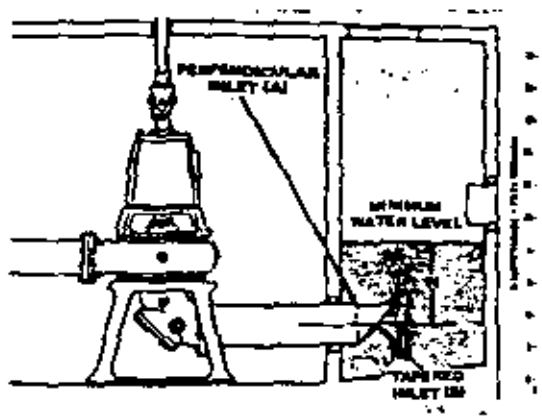


PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

SUMERGENCIA

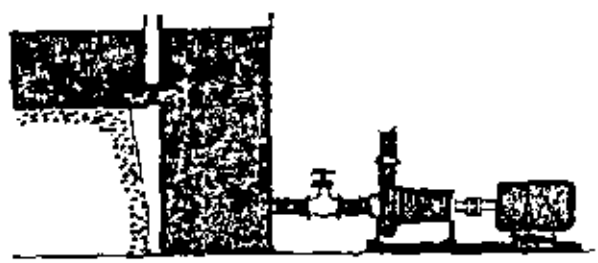
ES LA PROFUNDIDAD MINIMA A QUE DEBE DE ESTAR LA SUCCION DE LA BOMBA CON RELACION AL ESPEJO DEL AGUA



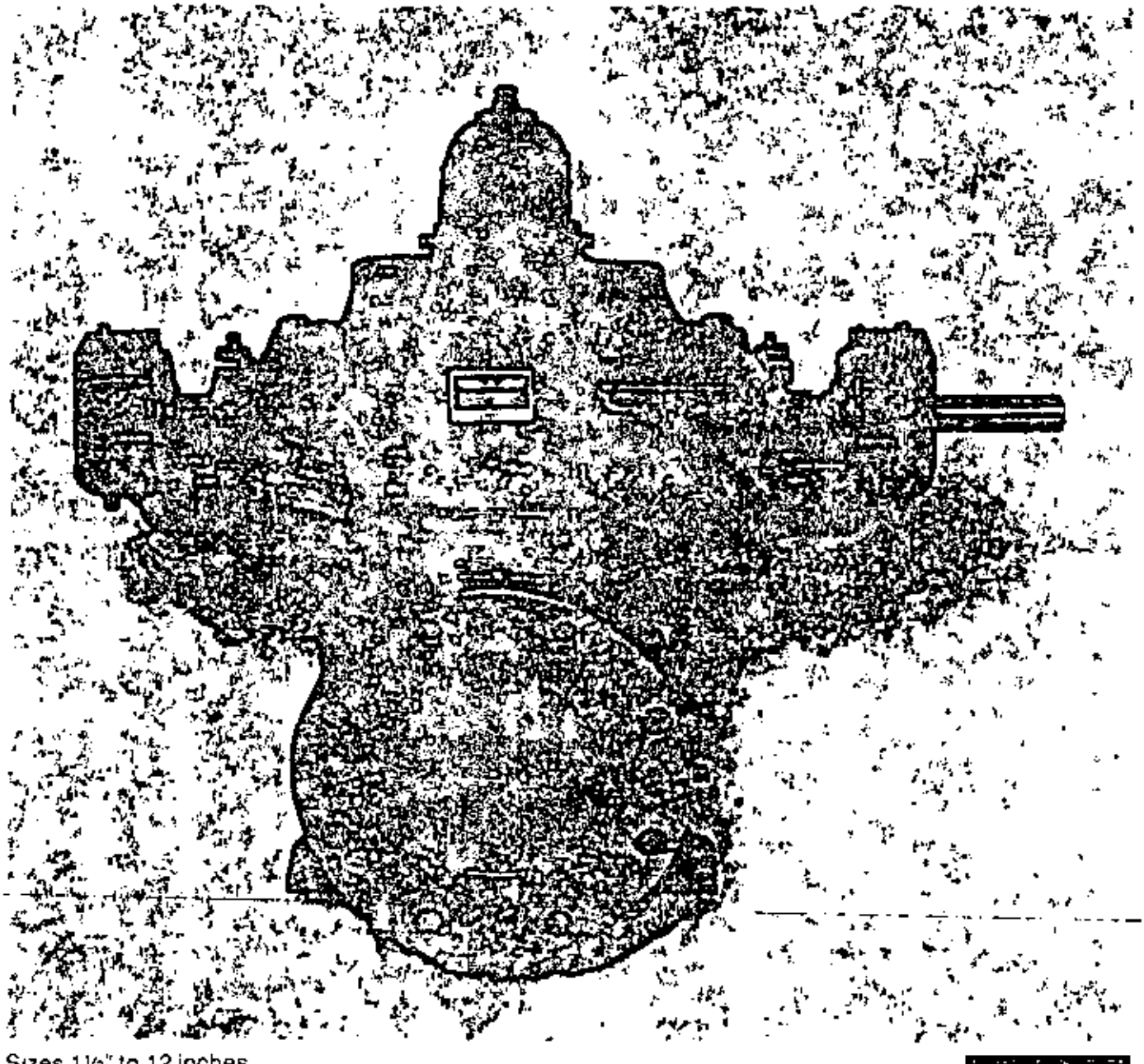


NO RECOMENDABLE

RECOMENDABLE



Worthington
centrifugal, horizontal split-case pumps.



Sizes 1½" to 12 inches,
capacities to 15,000 gpm,
heads to 800 feet.

WORTHINGTON

A broad line of field proven, split-case pumps for wide variety of applications.

79

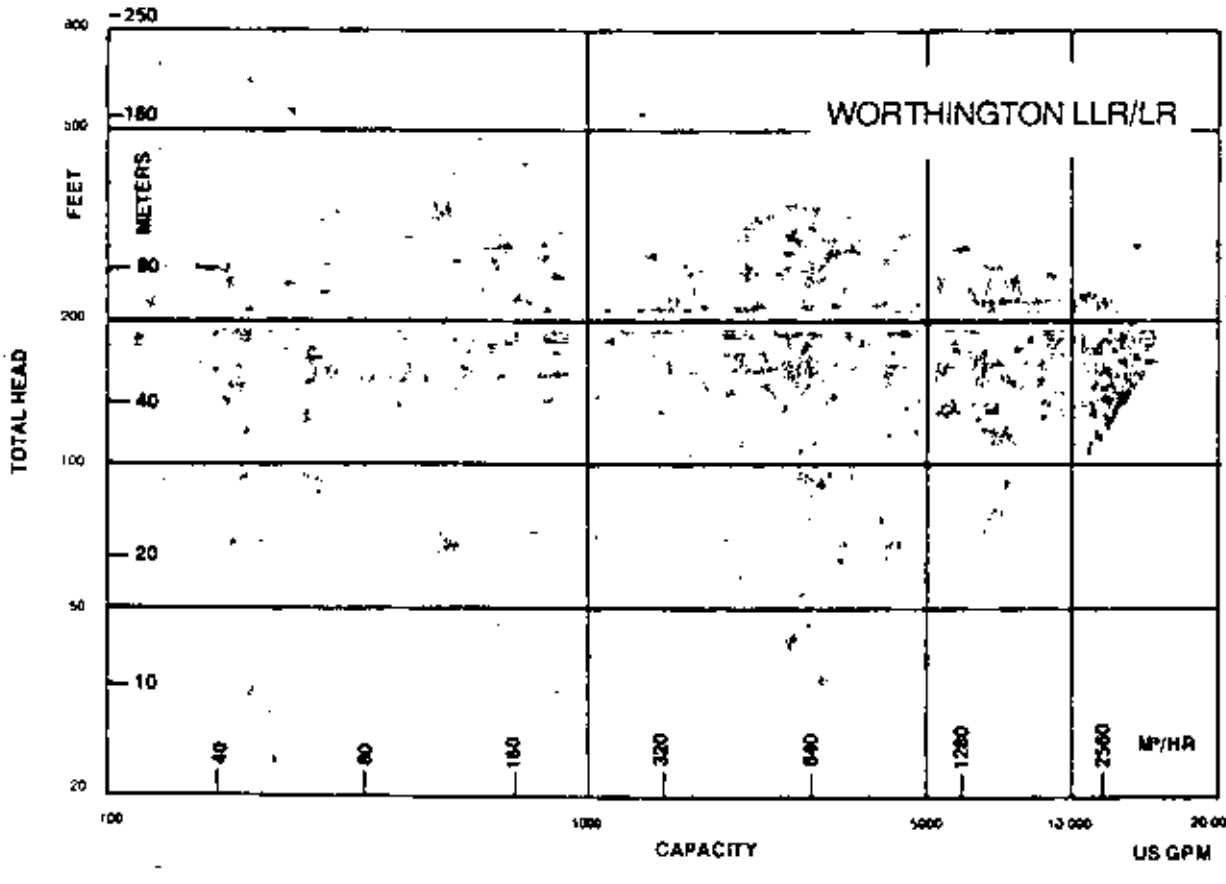
Worthington's LR line offers you 23 horizontal and 14 vertical sizes with capacities to 15,000 gpm, heads to 800 feet, in sizes 1½" through 12". Larger custom-engineered sizes are available to 50,000 gpm, heads to 600 feet, and sizes to 36".

Worthington LR split-case pumps offer many benefits. They provide a wider range of hydraulic coverage than other typical horizontal split-case pumps and end-suction designs. Split-case pumps minimize the effects of radial load by allowing the radial thrust to be shared equally by the bearings at each end of the shaft. This results in much longer bearing life than end-suction designs where one bearing must support 2 times the radial load of the impeller. Split-case designs allow for balanced axial loading, high efficiency and low NPSH with double-suction closed impellers. Rugged, heavy-duty construction coupled with superior design features make this line of pumps very reliable. Low initial investment and high efficiency make overall cost very attractive.

Worthington LR Type horizontal split-case pumps are designed to ensure ease of maintenance and parts interchangeability. That means additional savings from reduced downtime and minimum need for parts inventory.

Typical industries served.

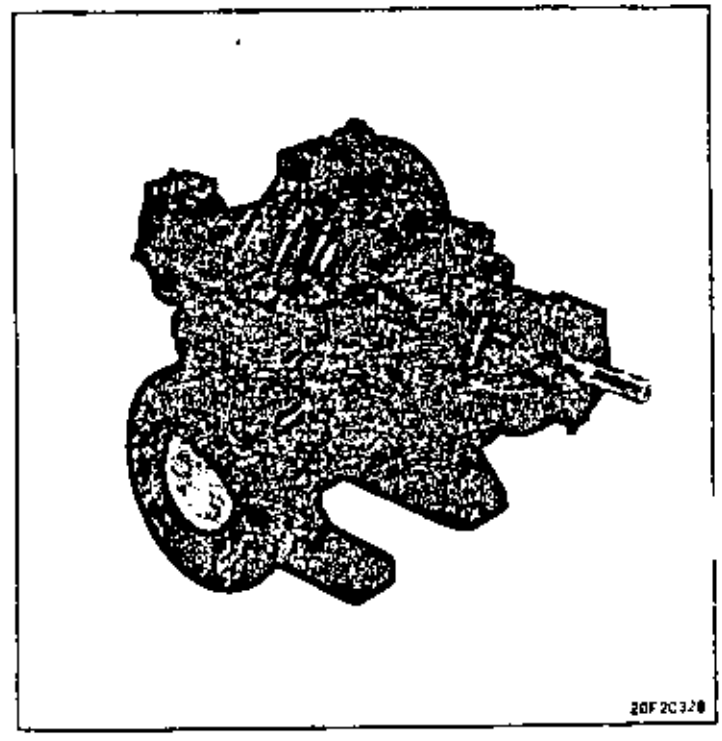
- ☐ process
- ☐ building trades
- ☐ fire protection
- ☐ food
- ☐ mining
- ☐ steel
- ☐ sugar
- ☐ utilities
- ☐ public works
- ☐ petroleum
- ☐ pharmaceutical
- ☐ pipeline
- ☐ agriculture
- ☐ pulp and paper
- ☐ rubber



The heart of the Worthington split-case line is the LR, single-stage, double-suction impeller design. Double-suction impellers offer two advantages: reduced NPSH requirements up to 30%, and balanced axial thrust for longer bearing life. They are available in sizes 3" to 12" to meet a broad range of application requirements.

The model LLR, single-suction, two-stage designs are available in 1½-2" sizes. They feature two single-suction impellers placed back-to-back to minimize axial thrust. Radial thrust is balanced through the use of opposed volutes. Impellers are firmly secured to the shaft by use of a key and nut.

The following pages illustrate the superiority of the Worthington split-case line over competitive conventional designs.

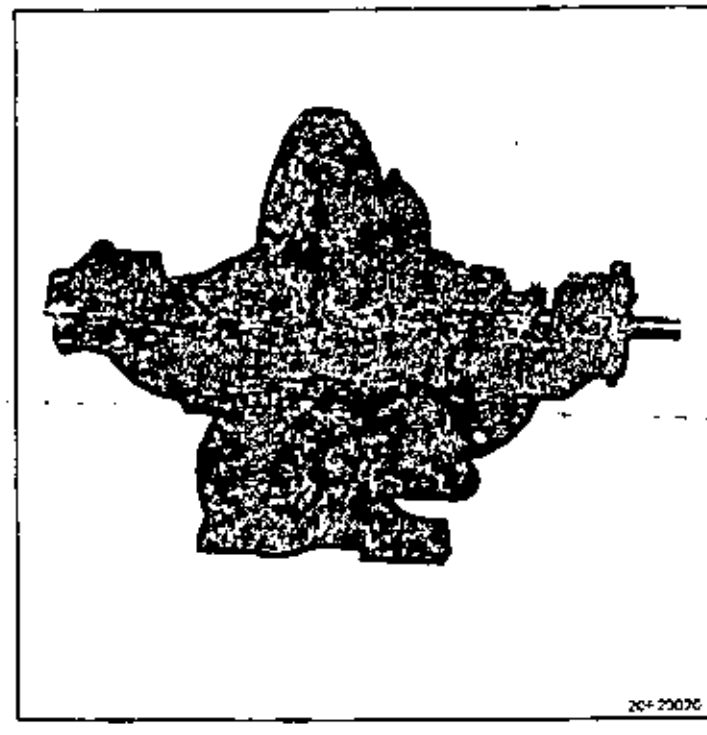


TYPE LR

Sizes: 3" to 12"
Capacities: To 15,000 gpm
Heads: To 500'
Temperatures: To 300°F

TYPE LLR

Sizes: 1½" to 2"
Capacities: To 350 gpm
Heads: To 800'
Temperatures: To 300°F



Superior rotor alignment, shaft design and pump mounting ısure maximum reliability.

ε1

This section will clarify the superior strength and reliability of Worthington LR line in comparison with designs of other conventional split-case pumps.

Bearing housing attachment to casing assures accurate rotor alignment.

Misalignment of the rotor and casing can cause premature bearing failure, internal rubbing, packing or mechanical seal failure — and result in costly downtime and loss of production.

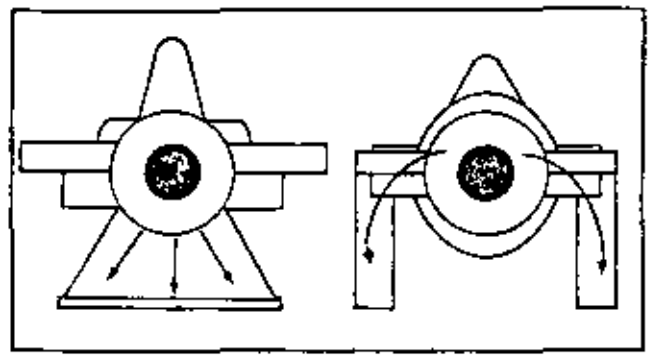
Worthington assures accurate alignment by use of precision-machined straight-dowel bushings. Tap bolts firmly secure the separate bearing brackets which also form the bearing housing to the casing (see illustration A). This is far superior to rabbet-fit or tongue-in-groove mountings which sometimes include a "strap" bolted to the pump casing. Other designs are simply bolted to the frame without dowel type fitting.

Worthington uses the most modern boring methods available. All bearing bores and dowel bores are located to within .001 inches! As an assembly, Worthington concentricity of bracket bores and the casing bore are held very close. This ability to machine with such preciseness, coupled with dowel-bushing feature to align the bearing bracket, provides the greatest assurance of bearing-bracket and pump-casing alignment.

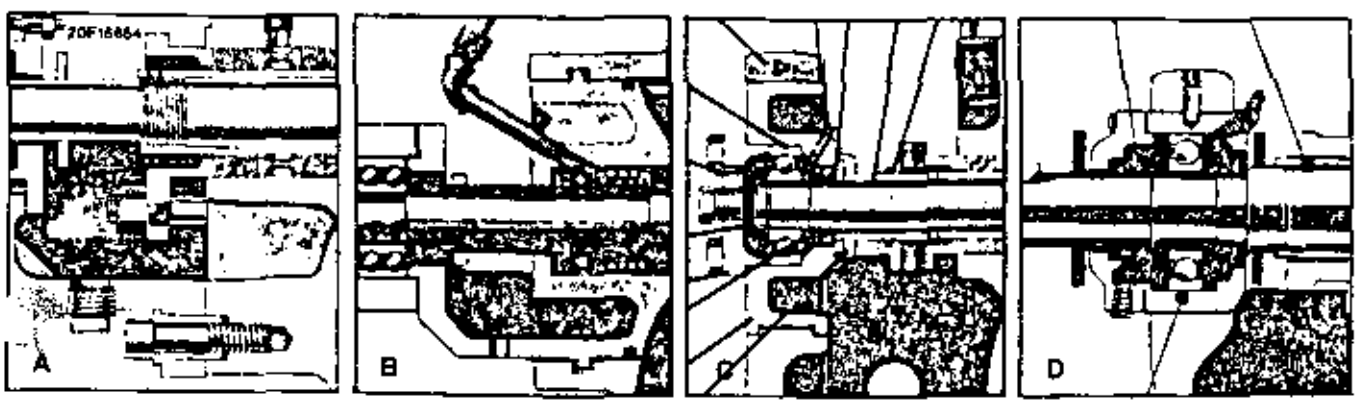
A look at other bearing-bracket-to-housing designs shows the following: B is cast integral with the stuffing box and positioned with only a rabbet fit. The stuffing box itself is tongue-in-groove to upper casing and sealed by "O" rings. This design requires the upper and lower casing halves to clamp together perfectly in order for the "O" ring seal to be effective. The bearing positioning is dependent upon three critical fits. C shows the tongue-in-groove design off the bottom of the casing secured with a bolt-on bearing cap. In D, the bearing housing is clamped to the lower casing extension with only a bolt-on bearing cap. The use of a pin between bearing housing and bearing cap prevents bearing housing from rotating.

Casing feet design assures long bearing life.

With Worthington's design (left below), the casing feet are mounted very close to the flanges. This allows for the immediate transmission of any pipe load through the feet and away from the upper casing — which minimizes the possibility of shifting and coupling misalignment causing premature bearing failure. Some designs (right below) use a separate mount under the bearing brackets. Pipe loads are thus transmitted through the pump flanges, suction and/or discharge, and through the pump casing shaft since the foot is only bolted under the bearing bracket.



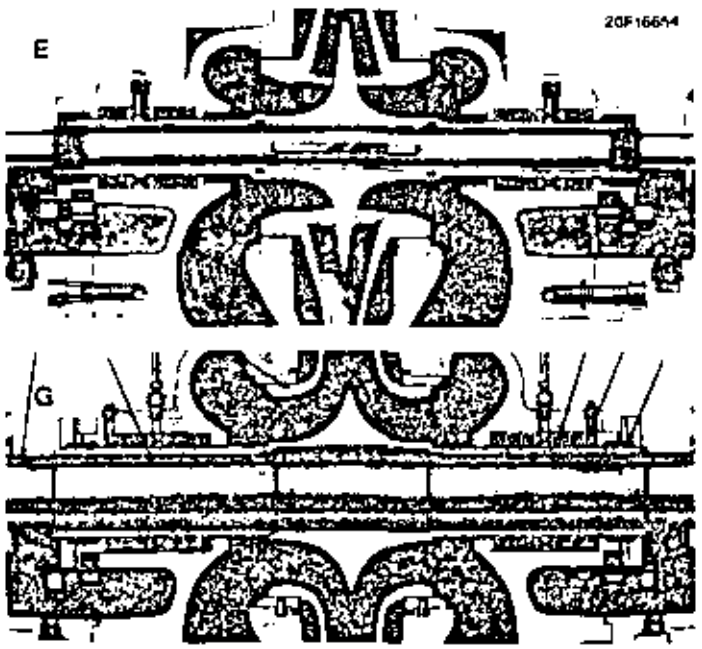
Arrows depict the paths of pipe-strain transmission to pump feet. Location of pump feet on Worthington model (left) is more conducive to direct transmission in order to minimize problems with coupling alignment.

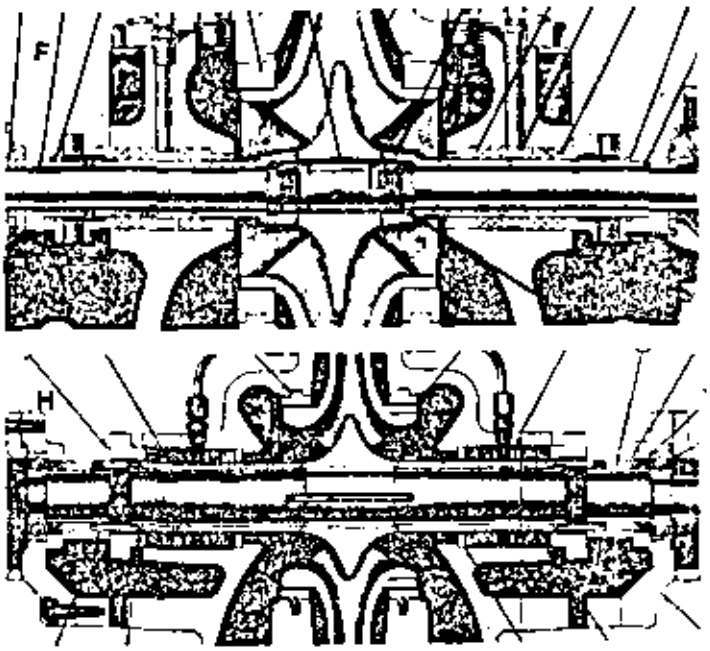


In the LR pump shown in illustration A, bearing brackets are accurately aligned by straight dowel bushings. Tap bolts firmly secure brackets to the casing. Bearing and pre-machined dowel bores are located to .001 inches true position tolerance.

Shaft design and shaft-sleeve attachment minimize stress fatigue.

The highest loads on a horizontal split-case pump shaft caused by radial hydraulic thrust occur at the impeller. Threads, undercuts, etc., in this shaft area can cause high-stress concentration. This results in fatigue failure of the shaft after a large number of stress reversals brought on by part load operation and radial deflection.





Worthington LR's, shown in illustration E, maintain the same shaft diameter from one shaft sleeve locknut to the other — minimizing the potential of fatigue failure due to stress reversals. Worthington shaft sleeves are keyed to the shaft, and positioned and locked by the shaft-sleeve nuts at the outer end of the sleeve. Impeller alignment can be properly adjusted by turning the shaft-sleeve nuts in or out — a relatively easy maintenance feature. The shaft-sleeve threads are outside the "O" ring and external to the stuffing box, minimizing deterioration due to corrosion. Since both shaft sleeves as well as the impeller share the same key, a positive drive is assured on both sleeves. This design, in conjunction with removable bearing brackets, allows for most replacement seals to be installed without disturbing the upper casing half.

An alternative design shown in illustration F keys only one shaft sleeve. The shaft sleeves themselves are threaded to the shaft, in lieu of a separate sleeve locknut. The threaded area is in the wet-end assembly at the hub of the impeller. It is not external to the stuffing box which increases the danger of leakage corroding the threads — a messy maintenance problem since the threads are also located inside the "O" ring. This design is susceptible to shaft-stress fatigue failure. To accommodate opposite pump rotation, the complete rotating assembly must be disassembled and rebuilt, reversing the sleeves.

The design in illustration G, while using a sleeve driven through a key, has no threads for axial adjustment of the impeller! The shaft sleeves are locked on by snap rings, rigidly positioned to locate the impeller and requiring shims to adjust it. Gaskets in lieu of "O" rings are used to protect against leakage. There is also the potential for any hydraulic thrust transmitted through the sleeve to cause the snap ring to pop off the shaft, resulting in serious internal pump damage. The shaft is also stepped at the impeller hub and thus is susceptible to shaft-stress fatigue failure.

The design in illustration H has both sleeves keyed to the shaft and secured by a locknut screwed to the shaft. The shaft sleeve "O" ring is at the outboard end of the sleeve and leakage may occur at the impeller end. Corrosion under the sleeve is also a possibility. The shaft, because it is stepped at the impeller hub, is more likely to experience stress fatigue failure

A unique combination of design features leads to higher efficiencies ..nd lower maintenance requirements.

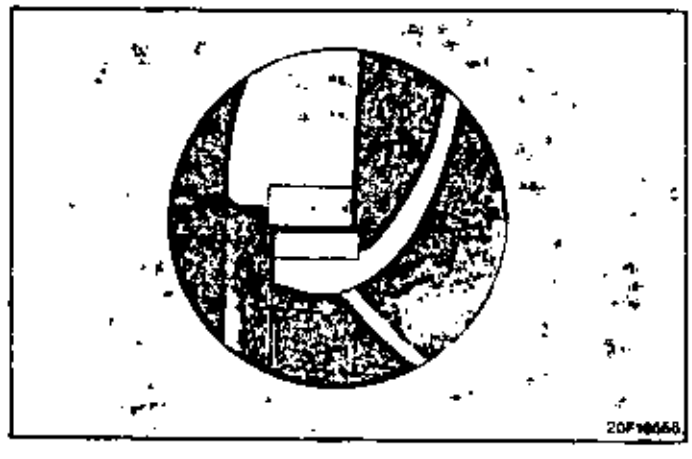
83

Closed impellers mean high efficiency.

Highly efficient closed impellers mean energy savings for you. All closed impellers are hydraulically balanced to further reduce bearing loads. Experience and research has shown that closed impellers retain their efficiency better. Closed impellers also offer inherently greater axial hydraulic balance minimizing thrust loads resulting in longer bearing life (see page 15).

Wear rings designed for easy replacement.

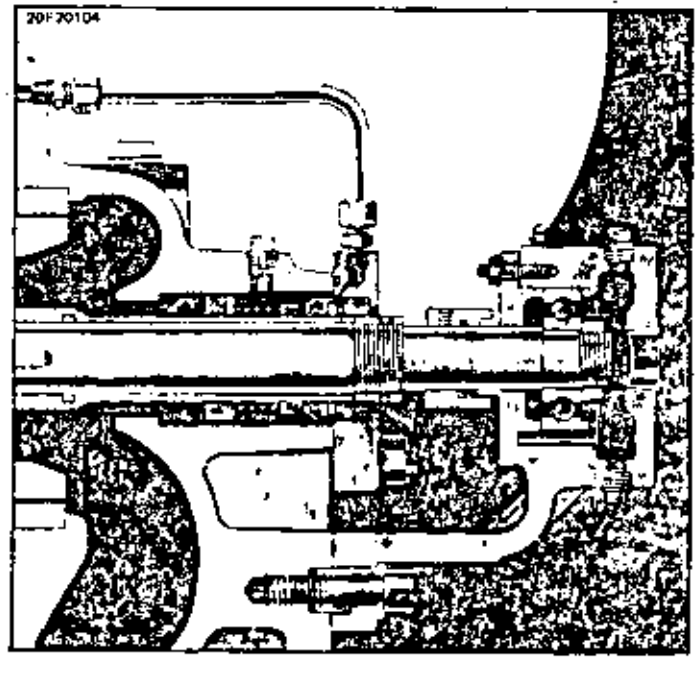
Worthington case wearing rings protect the pump casing from needless wear. They are renewable and held in place ... protected against rotation by monel pins. Once again, ... hington has designed a feature for quick and easy replacement to reduce maintenance downtime and costs. The wear rings are less complex than other designs and embody a simple, heavy-cross section rectangular design for positive fit. Competitive designs use a wear ring step bushing with pin type that is L-shaped or a "tongue-in-groove" design. Both are more difficult to replace.

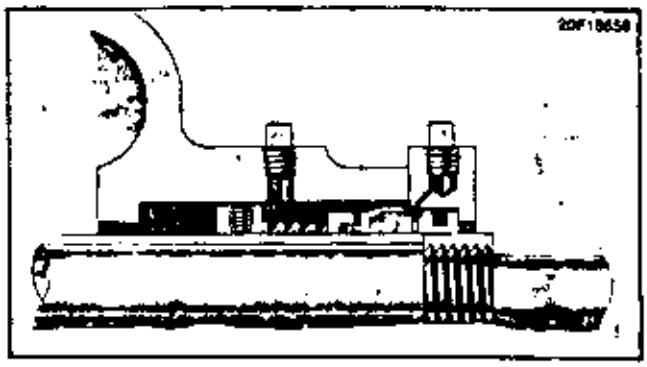


Ease of access for easy maintenance.

Merely remove the bearing brackets (crosshatched area at right) to inspect and maintain key components such as bearings, seals, packing, and shaft sleeves. There's absolutely no need to remove the upper pump casing for access to these components — which reduces maintenance time and effort appreciably.

This removable-bracket design also achieves a shorter distance between bearings which provides a more rigid shaft — resulting in less shaft deflection.



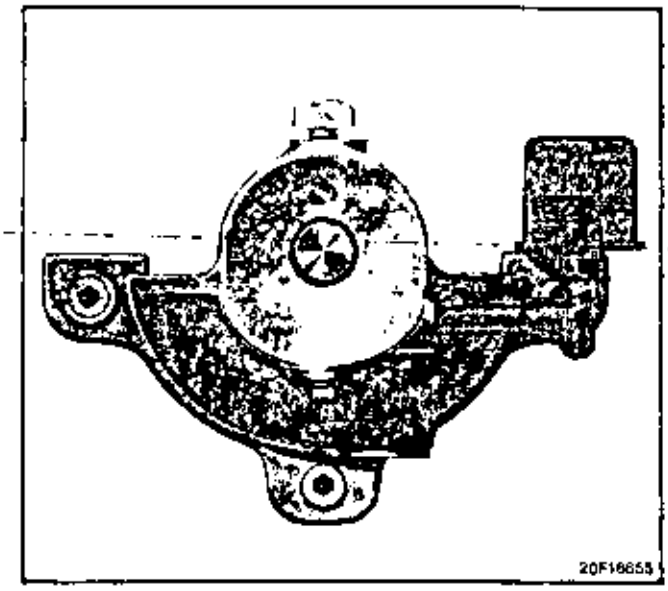


Stuffing box designed for long packing/seal life.

Because the seals or packing in the LR are adjacent to the suction side of the impeller, they are sealing against the lowest pressure available. Worthington employs a conventional type stuffing box — that is, easily convertible for use with packing or mechanical seal.

Oil and grease lubricated bearings.

Compatibility with your application is assured because you can choose either oil or grease lubricated bearings. And you can easily change from one to the other using the same bearing housing to meet different plant specifications. The LR has fittings for grease lubrication, and a constant-level oiler for oil lubrication. Some designs require different shaft assemblies for alternate lubrication.



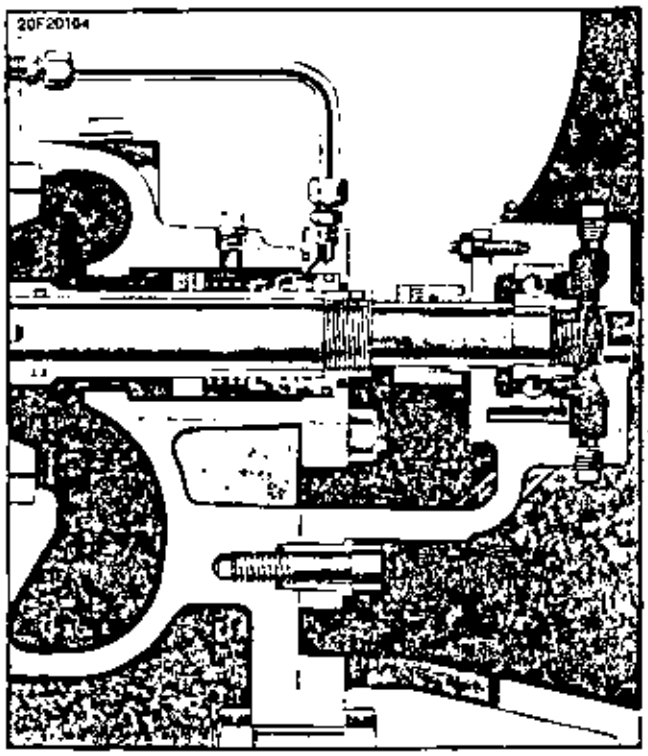
Bearing securely attached to shaft.

The thrust bearing is attached to the shaft by a locknut and washer — a method that assures a more positive fit, and is more reliable than snap rings which can bend and pop out.

More ease of maintenance features.

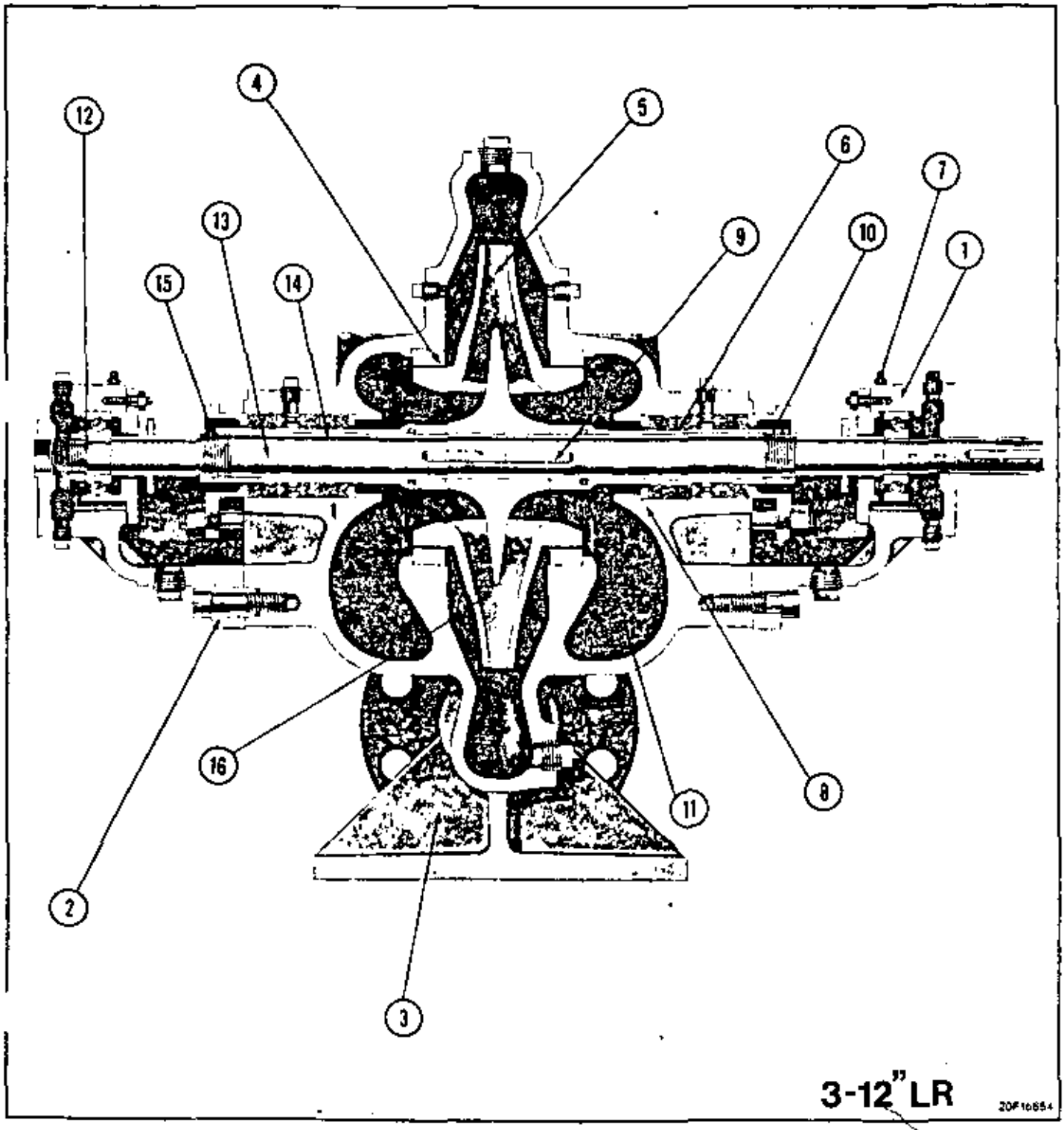
Maintenance time costs money in labor, parts and reduced production. Check these additional features designed to reduce periodic and unscheduled downtime:

- ☐ Removable, replaceable stuffing box bushing to ensure proper packing position.
- ☐ Wide range of construction materials to meet conditions of service and thus contribute to lower operating and maintenance costs.
- ☐ Shaft-sleeve nuts set-screwed to shaft prevent nuts from loosening. Also location exterior to stuffing box allows visibility to assure maintenance of impeller positioning.
- ☐ Impeller supported between bearings, rather than overhung like an end-suction centrifugal, reduces bearing load and increases life.



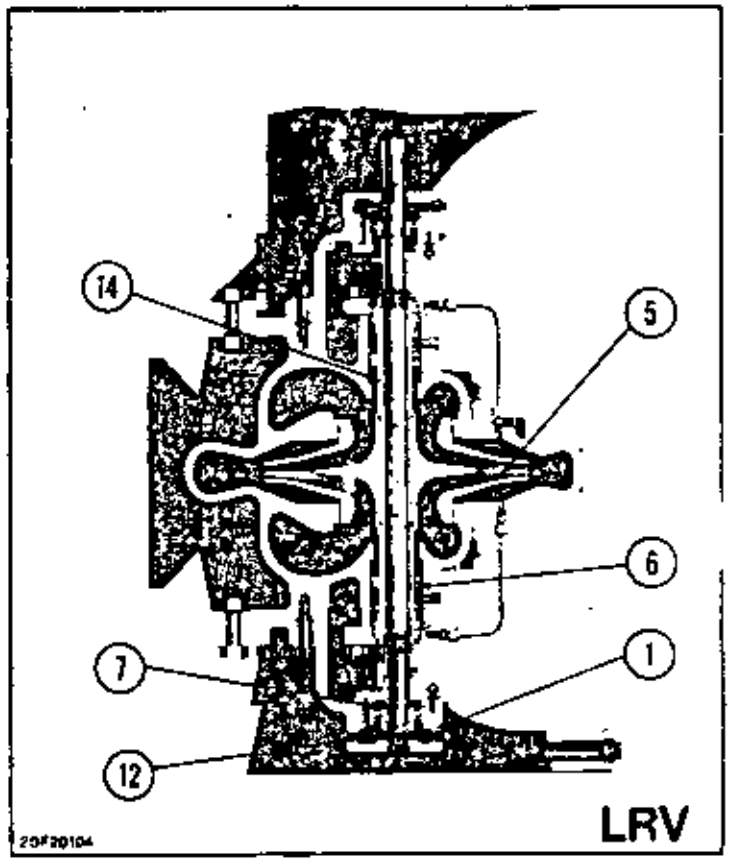
Designs and sizes available to meet your specific application requirements.

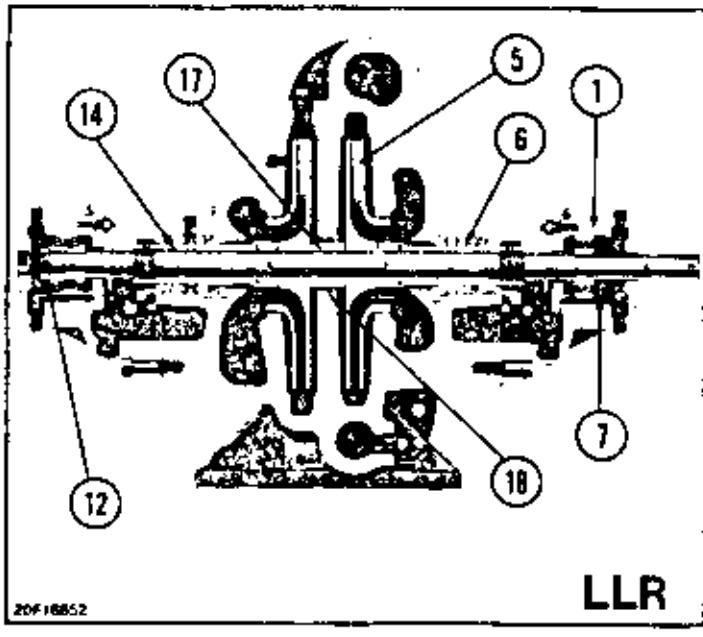
85

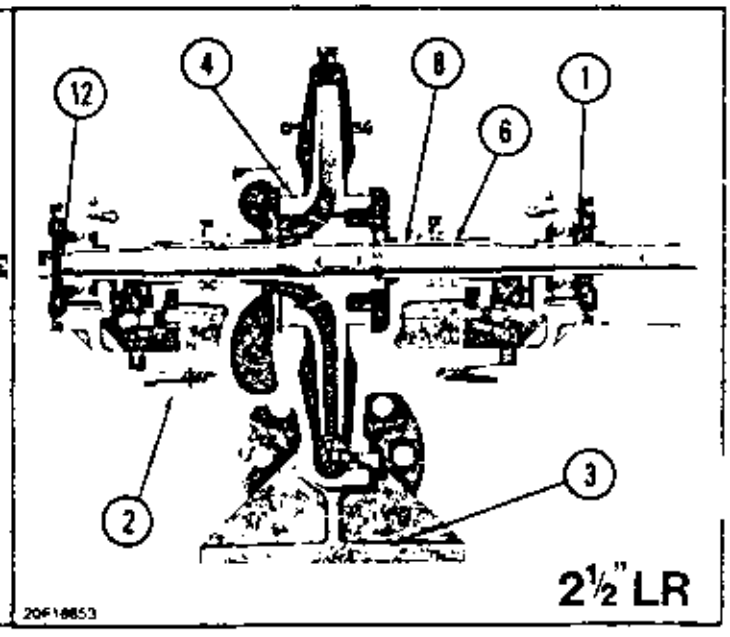


Key Features

1. Separate Bearing Brackets
2. Straight Dowel Bushings
3. Mounting Feet Adjacent to Flanges
4. Heavy Duty Case Ring
5. Closed Impeller
6. Convertible Box
7. Oil or Grease Lubrication
8. Removable Stuffing Box Bushing
9. Shaft Sleeves Keyed to Shaft
10. Sleeve Locknuts External to Stuffing Box
11. "O" Ring Shaft Sleeve Seal
12. Bearing Locknut & Washer
13. Heat Treated Steel Shaft
14. Renewable Shaft Sleeves
15. Shaft Sleeve Nuts Set-Screwed to Shaft
16. High Efficiency, Low NPSH Impellers
17. Keyed Spacer Sleeve
18. Replacable Interstage Bushing

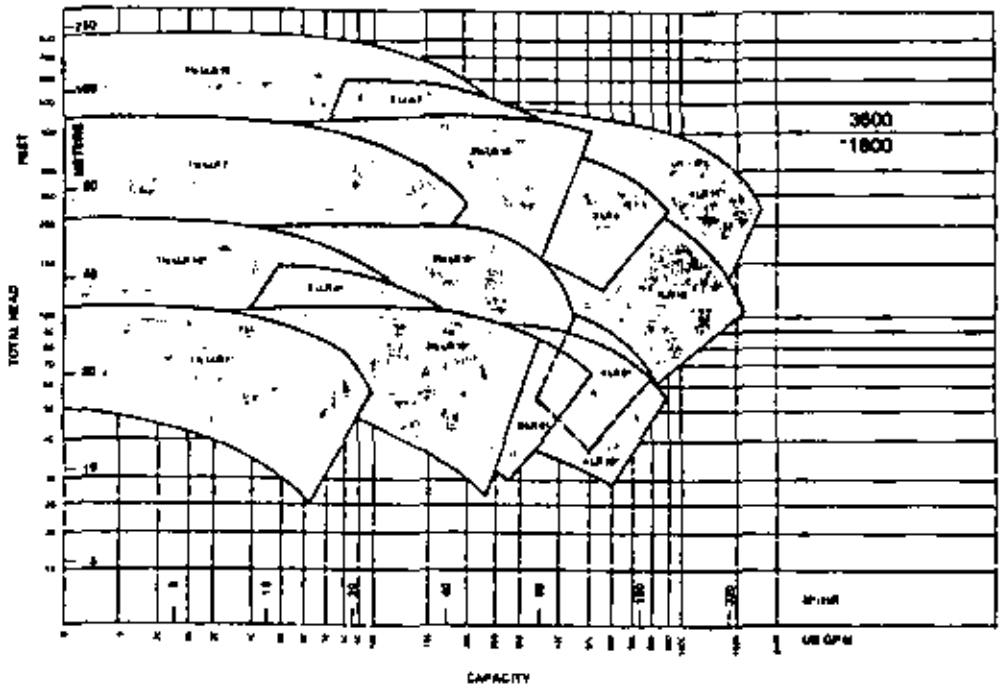


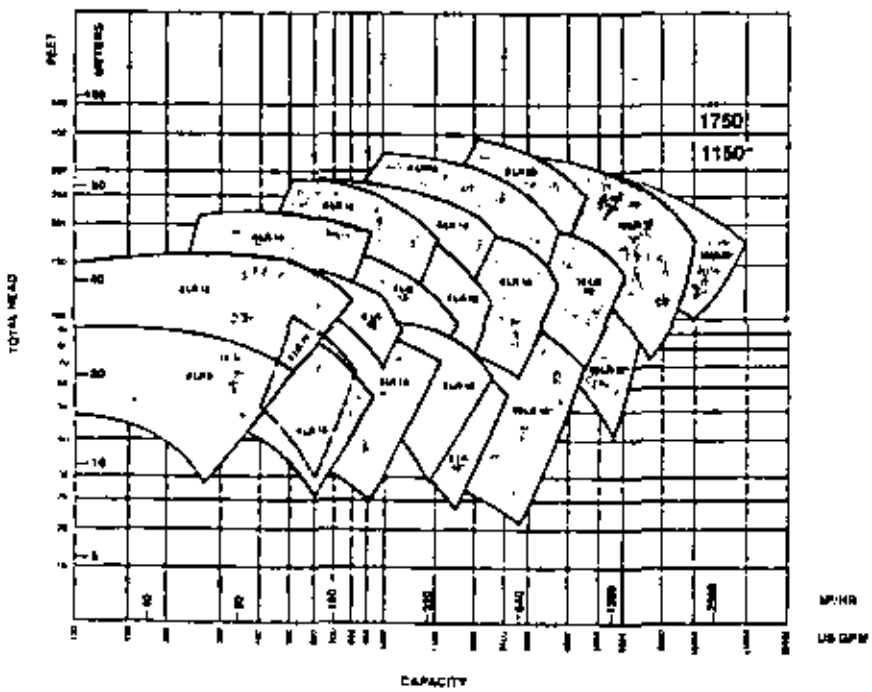




Extensive coverage for better selection any design point.

87

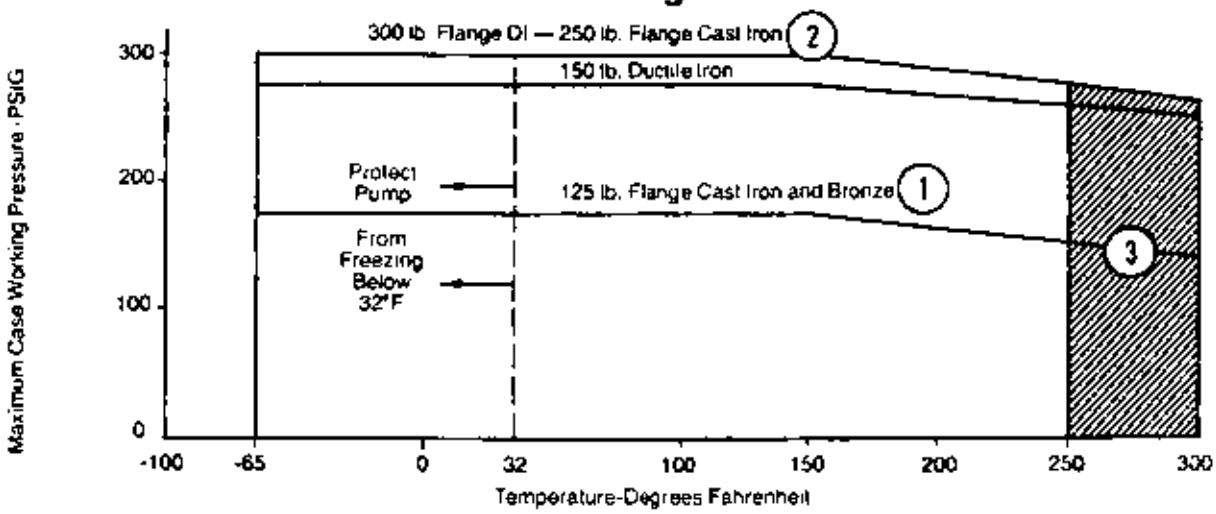




Pump data.

88

Maximum Working Pressure Limits

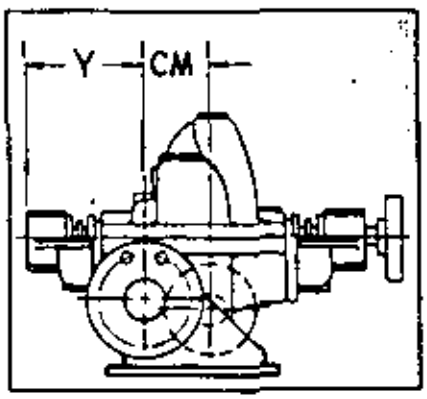


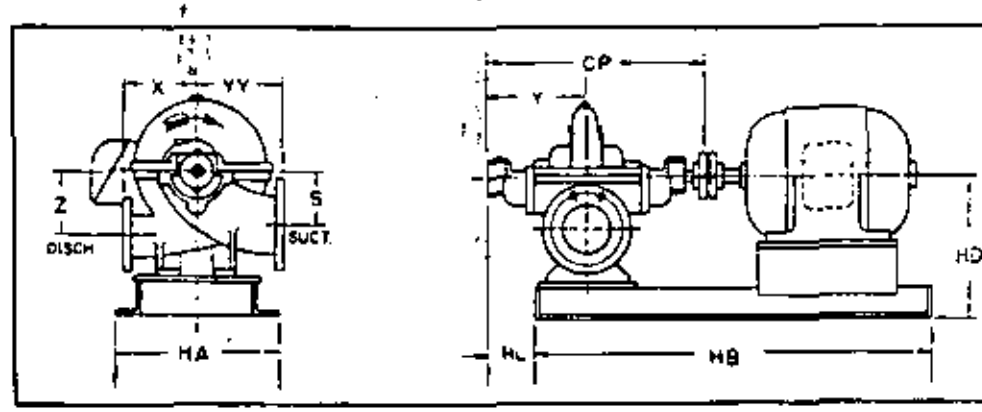
1. Maximum casing working pressure for M3445 bronze
2. ASTM A-48 class 50 cast iron, SAE class 5 high tensile steel bolting and J. Crane type, BP-1D1 seal.
3. All iron and s.s. fitted construction with single or double rings quench gland w/packing or vent & drain gland with mechanical seal and oil lubrication

Pump Size & Type Horizontal	Vertical (1)	Disch. In.	Suct. In.	Maximum Pressure Ratings (Psi) Cast Iron - 125 Lb. Std. Flat Face Flanges (4) Suction	Hydro. Test	Cast Iron - 250 Lb. Std. Flat Face Flanges (4) Suction	Hydro. Test	Casing Thickness (5) In.	Wearing Ring Clearance (6) In.	ID Casing Ring In.	Impeller WR² lbs-ft² (7)
1½LLR7	—	1½	2	150	265	150	450	.38	.010-.014	3¾	0.10
1½LLR10 (2)	—	1½	3	—	—	150	450	.56	.010-.014	3¾	0.22
2LLR (2)	—	2	3	—	—	150	450	.56	.012-.016	4 1/16	0.22
2½LR10 (2)	—	2½	3	—	—	150	450	.50	.010-.014	3¾	0.60
2½LR13	—	2½	4	150	265	150	450	.38	.012-.016	4⅜	1.80
3LR9	3LRV9	3	4	150	265	150	450	.38	.012-.016	4 1/16	0.61
3LR12	3LRV12	3	5	150	265	150	450	.38	.012-.016	4⅝	0.23
4LR10	4LRV10	4	5	150	265	150	450	.38	.012-.016	4⅞	0.87
4LR11 (3)	4LRV11 (3)	4	6	150	265	150	450	.44	.012-.016	4⅞	1.20
4LR12	4LRV12	4	6	150	265	150	450	.38	.012-.016	4⅞	2.00
4LR14	4LRV14	4	6	150	265	150	450	.50	.012-.016	4⅞	4.00
5LR10	5LRV10	5	6	150	265	150	450	.38	.012-.016	5½	1.40
5LR13	5LRV13	5	6	150	265	150	450	.50	.012-.016	5½	4.40
5LR15	5LRV15	5	6	150	265	150	450	.56	.012-.016	5½	6.40
6LR10	6LRV10	6	8	150	265	150	450	.44	.012-.016	6 3/16	1.80
6LR13	6LRV13	6	8	150	265	150	450	.56	.012-.016	6 9/16	3.90
6LR16	6LRV16	6	8	150	265	150	450	.62	.012-.016	6 9/16	5.60
6LR18 (3)	—	6	10	150	265	150	450	.62	.012-.016	7½	10.0
8LR13 (3)	8LRV13 (3)	8	10	150	265	150	450	.50	.012-.016	7½	11.0
8LR20 (3)	8LRV20 (3)	8	12	150	412	300	450	.62	.018-.024	9	16.8
10LR15 (3)	10LRV15 (3)	10	12	150	265	150	450	.62	.018-.024	8½	17.50
10LR18 (3)		10	14	150	412	300	450	.67	.018-.024	11	19.0
12LR25 (3)		12	18	150	412	300	412	.75	.018-.024	14¼	49.3

1. 250 lb flange not available on LRV pumps
2. Pumps supplied with 250 lb FF Flange
3. Twin volute casings
4. 8LR20 & 10LR18 & 12LR25 — ductile iron case ASTM A395 grade 60-40-18. Flange ratings 150 lb & 300 lb F.F.
5. Corrosion allowance ⅛ inc
6. For standard fitted, all iron and bronze construction. For double stainless rings, clearances are 50% greater.
7. For dry rotor. Add 30% for wet rotor

Dimensions.





PUMP DIMENSIONS

pump size		suct.	disch.	S	X	Y	Z	CP	CM	YY	HD	HL	WT	base
[illegible]	LLR-7	2	1½	3½	6⅜	9⅜	4⅜	26¾	3⅛	6¾	12½	4	200	1
[illegible]	LLR-10	3	1½	4⅛	8½	10½	5¼	26¾	4	8½	13⅛	4	360	1
[illegible]	LLR-9	3	2	4⅛	8	10⅞	5	26¾	4½	8⅜	13⅛	4	290	1
2½	LR-10	3	2½	5	8	10¼	6½	23	1½	8⅜	15	6	220	1
2½	LR-13	4	2½	5⅜	9½	11⅛	7½	24⅜	1½	10	16	7	250	1
3	LR-9	4	3	5¼	7½	12	5¾	26¾	—	9	15	6¼	220	1
3	LR-12	5	3	5¾	8⅜	12	7¼	26¾	—	10½	16	6¼	280	1
4	LR-10	5	4	5¾	9	12	6¼	26¾	—	11	16	6¼	280	1
4	LR-11	6	4	6⅜	10	13	6½	30	—	12½	17½	6	320	2
4	LR-12	6	4	6⅜	9	12¾	7¾	27	—	11	17½	6	400	1
4	LR-14	6	4	6⅜	12	13	7⅜	30	—	12½	17½	6	385	2
5	LR-10	6	5	6½	9½	12¼	7	27	—	13	17½	6	370	2
5	LR-13	6	5	6½	10½	13	7¼	30	—	13	17½	6	425	2
5	LR-15	6	5	6½	13	14⅜	7¼	34	—	13½	17½	7⅜	600	1
6	LR-10	8	6	7⅜	10	13	7½	28⅛	—	14	20	6	425	2
6	LR-13	8	6	7½	11	14¾	9	34	—	14	20	7⅜	610	1
6	LR-16	8	6	7⅜	14	14¾	8½	34	—	15	20	7⅜	680	1
6	LR-18	10	6	9	12½	14¾	10½	39	—	17	24¾	12	1000	3
8	LR-13	10	8	8⅞	11½	17¾	10	34	—	17	24¾	7⅜	780	1
8	LR-20	12	8	10½	14½	17¾	15¾	39	—	18	27¾	12	1059	3
10	LR-15	12	10	10½	14	17¾	10½	39	—	18	27¾	12	1185	3
10	LR-18	14	10	12	16	19⅛	13¾	45½	—	19½	30	8¾	1500	4
12	LR-25	16	12	14½	21	23-9/16	18	54-1/16	—	24¾	39	16	2500	5

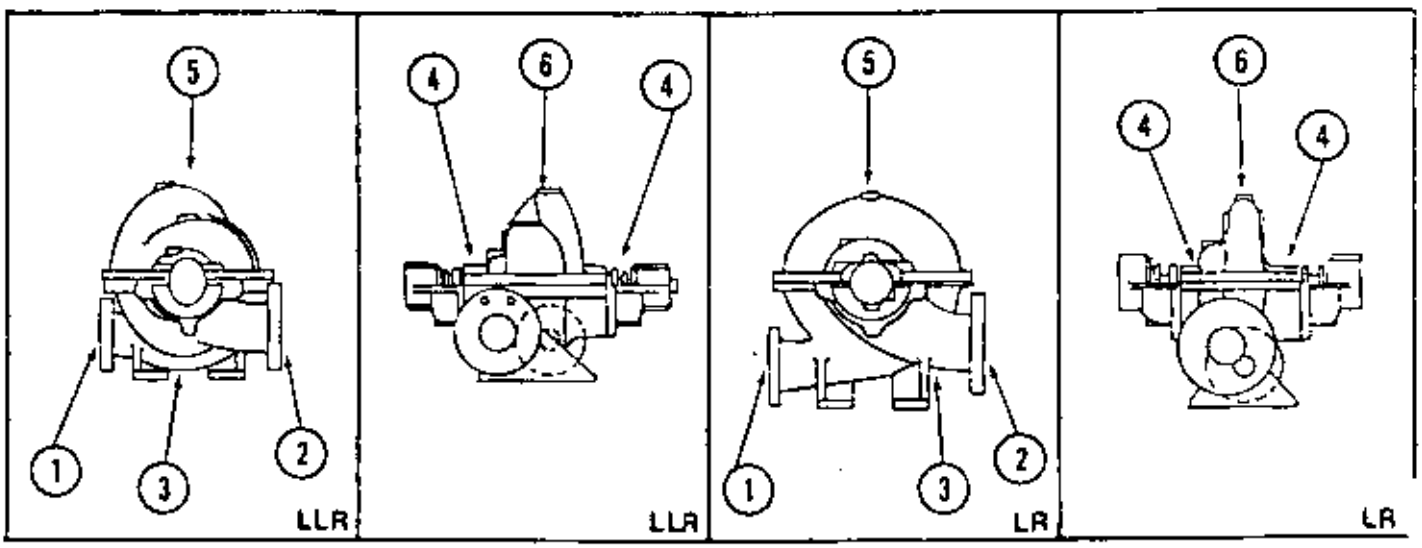
BASE DIMENSIONS

	base 1			base 2			base 3			base 4			base 5		
nema frame motor	HA	HB	WT base	HA	HB	WT base	HA	HB	WT base	HA	HB	WT base	HA	HB	WT base
182T	24	41⅛	210	24	41¾	210	—	—	—	—	—	—	—	—	—
184T	24	41⅛	210	24	41¾	210	—	—	—	—	—	—	—	—	—
213T	24	41⅛	210	24	41⅛	210	—	—	—	—	—	—	—	—	—
215T	24	41¾	210	24	41⅛	210	—	—	—	—	—	—	—	—	—
254T	24	41⅛	210	24	54½	230	—	—	—	—	—	—	—	—	—
256T	24	41⅛	210	24	54½	230	—	—	—	—	—	—	—	—	—
284T	24	54½	230	24	54½	230	—	—	—	—	—	—	—	—	—
[illegible]6T	24	54½	230	24	54½	230	28	60	410	—	—	—	—	—	—
[illegible]T	24	54½	230	24	54½	230	28	60	410	—	—	—	—	—	—
[illegible]T	24	54½	230	24	54½	230	28	60	410	—	—	—	—	—	—
[illegible]T	24	54½	230	24	54½	230	28	60	410	—	—	—	—	—	—
365T	24	54½	230	24	54½	230	28	60	410	—	—	—	—	—	—
404T	24	64½	250	24	54½	230	32	66	510	32	72	600	—	—	—
405T	24	64½	250	24	54½	230	32	66	510	32	72	600	—	—	—
444T	24	64½	250	24	64½	250	32	66	510	32	72	600	—	—	—
445T	24	64½	250	24	64½	250	32	66	510	32	84	640			
447T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	84	640	—	—	—
449T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	84	640	42	115	820

Baseplate dimensions will vary slightly with motor Frame size. All dimensions are in inches are approximate and not to be used for construction purposes.

NPT connections.

90



PUMP SIZE	CASING CONNECTIONS 1	2	3	4	5	6
1½LLR7	¼	¼	½	¼	½	¼
1½LLR10	¼	¼	½	¼	½	¼
2LLR9	¼	¼	½	¼	½	¼
2½LR10	¼	¼	½	¼	½	¼
2½LR13	¼	¼	½	¼	½	¼
3LR9	¼	¼	½	¼	½	¼
3LR12	¼	¼	½	¼	½	¼
4LR10	¼	¼	½	¼	½	¼
4LR11	¼	¼	½	¼	½	¼
4LR12	¼	¼	½	¼	½	¼
4LR14	¼	¼	½	¼	½	¼
5LR10	¼	¼	½	¼	½	¼
5LR13	¼	¼	½	¼	½	¼
5LR15	¼	¼	½	¼	½	¼
6LR10	¼	¼	½	¼	½	¼
6LR13	¼	¼	½	¼	½	¼
6LR16	¼	¼	½	¼	½	¼
6LR18	¼	¼	¾	¼	¾	¼
8LR13	¼	¼	¾	¼	¾	¼
8LR20	¼	¼	1	¼	¾	¼
10LR15	¼	¼	¾	¼	¾	¼
10LR18	¼	¼	1	¼	¾	¼
12LR25	¼	¼	¾	¼	¾	¼

1 Disch. Gage Connection
2 Suct. Gage Connection
3 Casing Drain
4 Seal Cage Connection
5 Vent Connection
6 Casing Connectors

Shaft deflection and bearing life as a result of ı ıial and thrust loading.

91

SIZE		MAX. ROTATIVE SPEED RPM	RADIAL LOAD AT SHUTOFF (DESIGN (RPM) - LBS.	SHAFT DEFLECTION AT SHUTOFF		ESTIMATED BEARING LIFE HRS. (3) AT SHUTOFF LINE AND THRUST (10^3 HRS.)	SHAFT DIA. AT COUPLING IN.
				AT STUFFING BOX FACE	AT IMPELLER RING AREA		
(1) 1½ LLR7	A	3600	50	.0001	.0001	>300	.983
	C	3600	50	.0001	.0001	>300	.983
(1) 1½ LLR 10	A	3600	50	.0001	.0001	>300	.983
(1) 2 LLR 9	B	3600	50	.0001	.0001	>300	.983
	C	3600	50	.0001	.0001	>300	.983
2½ LR 10	C	3600	198	.0016	.0030	>300	.983
	D	3600	176	.0014	.0026	>300	.983
2½ LR 13	A	1800	233	.0010	.0019	>300	1.125
3 LR 9	A	3600	170	.0019	.0045	>300	.983
	C	3600	177	.0019	.0047	>300	.983
3 LR 12	A	1800	150	.0016	.0039	>300	.983
	K	1800	139	.0015	.0036	>300	.983
4 LR 10	A	1800	139	.0015	.0036	>300	.983
	B	3600	171	.0019	.0045	>300	.983
	G	3600	176	.0019	.0046	>300	.983
(2) 4 LR 11	A	3600	196	.0020	.0036	>300	1.125
	B	3600	147	.0016	.0027	>300	1.125
4 LR 12	B	1800	183	.0014	.0034	>300	.983
	E	1800	195	.0015	.0037	>300	.983
4 LR 14	B*	1800	260	.0020	.0033	>300	1.125
	D	1800	185	.0020	.0034	>300	1.125
5 LR 10	A	1800	187	.0015	.0035	>300	.983
	B	1800	204	.0016	.0038	>300	.983
5 LR 13	A	1800	182	.0020	.0033	>300	1.125
5 LR 15	D*	1800	500	.0019	.0026	>300	1.500
6 LR 10	B*	1800	348	.0019	.0048	>300	.983
	D	1800	263	.0020	.0048	>300	.983
6 LR 13	A*	1800	555	.0019	.0025	>300	1.500
6 LR 16	B*	1800	640	.0020	.0027	>300	1.500
(2) 6 LR 18	A	2000	387	.0010	.0026	>300	2.125
	B	2000	251	.0006	.0017	>300	2.125
(2) 8 LR 13	A	1800	283	.0015	.0020	>300	1.500
	B	1800	177	.0009	.0012	>300	1.500
(2) 8 LR 20	A	1900	514	.0013	.0034	>300	2.125
(2) 10 LR 15	A	2100	393	.0010	.0026	>300	2.125
	B	2100	390	.0010	.0026	>300	2.125
(2) 10 LR 18	A	1900	660	.0018	.0048	>300	2.500
(2) 12 LR 25		1200	1200	.0016	.0045	>300	3.125

*Deflection at 50% BEP Capacity

1. ,osed cutwaters

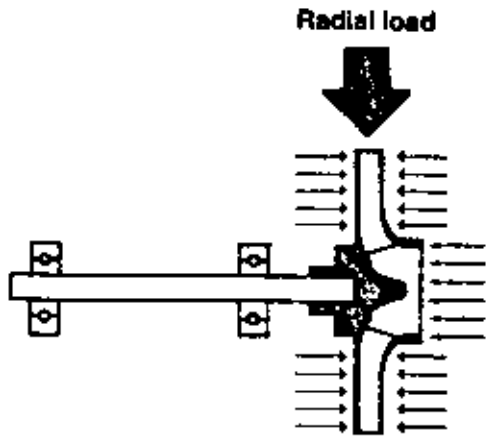
2. Twin volute casing

3. For 3 LR 9 and larger pumps theoretically there is no thrust load due to hydraulic balance of impeller. Therefore bearing life of either bearing is directly related to the radial load.

Why you can expect longer bearing life with Worthington horizontal, split-case pumps.

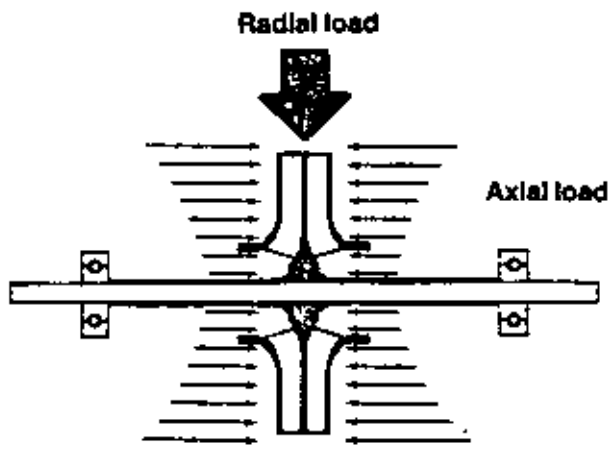
92

Figure 1



End suction pump

Figure 2



Horizontal split-case pump

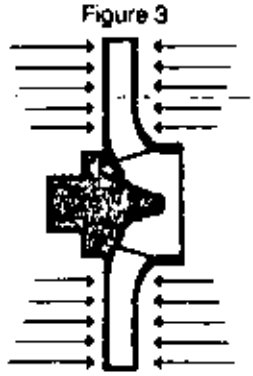
An end suction pump's impeller is cantilevered (overhung) from a bearing frame assembly, with the line bearing supporting the full radial load (Figure 1). The horizontal split case design (Figure 2) allows the impeller to be mounted in the center of the shaft, with supporting bearings on each end, each supporting one-half the radial load. Inherent in the split case design is the ability to use a smaller shaft diameter since there is a dual-bearing support advantage. This also allows for lower shaft peripheral speed in the stuffing box area, resulting in longer packing and mechanical seal life — while maintaining shaft deflections of .002 inches or less at the stuffing box faces.

Axial load

In the case of end-suction impeller designs (Figures 3 and 4) an axial thrust load always exists — to a larger degree with open impellers, and a lesser degree with closed impellers. By its inherent design the horizontal split-case pump, hydraulically balances axial loads on the suction and discharge side of the impeller to practically eliminate axial thrust and provide longer bearing life than a similar end-suction pump sized for the same conditions of service.

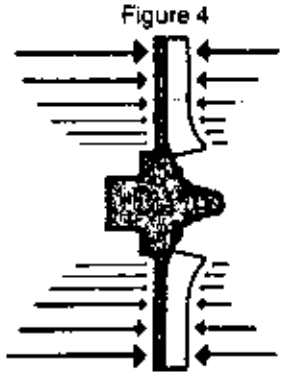
Combine the efficiency and reliability aspects of closed impellers and the lower NPSH requirements of double-suction impellers, with the inherent design advantages of Worthington horizontal split-case pumps, and chances are you'll join the thousands of pump users who are specifying Worthington horizontal split-case models.

Figure 3



Closed impeller

Figure 4



Open impeller

Materials of construction.

93

PART	STANDARD FITTED PUMP	IRON FITTED PUMP	ALL BRONZE PUMP	316 SS FITTED PUMP
Casing (1)	Cast Iron	Cast Iron	Bronze	Cast Iron
Casing Wear Ring	Bronze	Steel	Bronze	Steel
Casing Gasket	Vegetable Fiber	Vegetable Fiber	Vegetable Fiber	Vegetable Fiber
Casing Cap Screws	Steel	Steel	Monel	Steel
Impeller	Bronze	Cast Iron	Bronze	316 SS
Impeller Key	Steel	Steel	Monel	316 SS
Shaft	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel	Carbon Steel
Shaft Sleeve	Bronze	316 SS	Bronze	316 SS
Shaft Sleeve O Ring	Buna - N	Buna - N	Buna - N	Buna - N
Shaft Sleeve Lock nut	Bronze	Steel	Bronze	Stainless Steel
Packing Gland	Cast Iron	Cast Iron	Bronze	Cast Iron
Studs & Nuts	Steel	Steel	Monel	Steel
Stuffing Box Bushing	Bronze	Steel	Bronze	Steel
Seal Cage	Teflon	Teflon	Teflon	Teflon
Bearing Bracket	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Bearing Cover	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Shaft Slinger	Neoprene	Neoprene	Neoprene	Neoprene
[illegible]ing	Graph Asb	Graph Asb	Graph Asb	Graph Asb
[illegible]hanical Seal	BP-271	BP171	BP2C1	BP1C1
[illegible]ear Sleeve	Bronze	Steel	Bronze	316 SS
Interstage Bushing	Bronze	Steel	Bronze	316 SS
Optional Construction				
Impeller	316 SS	316 SS	Monel	316 SS
Impeller Wear Ring	Bronze	Steel	Monel/bronze	316 SS
Shaft	316, 11-13 Chr.	316, 11-13 Chr.	Monel	316, 11-13 Chr.
Shaft Sleeves	(3)	(3)	(3)	(3)
Bearing Bracket			Bronze	
Packing (2)	Asbestos Lead Foil; Semimetallic Lead Foil — As Suitable for Application.			
Mechanical Seal (2)	Various J. Crane Types as Required For Application			

1 8 LR 20, 10 LR 18 & 12 LR 25 ductile iron casing standard
2 As Required
3 420 coated 316 SS; colomony coated 316 SS

MATERIAL	WORTHINGTON M DESIGNATION CASTING	ASTM DESIGNATION CASTING	WORTHINGTON M DESIGNATION WROUGHT	ASTM DESIGNATION WROUGHT
Cast Iron (1)	M-3112	A-278 Class 25 (A-B-C-S)	—	—
Ductile Iron	M-3128	A-395	—	—
Carbon Steel	M-3213	A-216 Grade WCB	—	—
316 S.S.	M-3265	A-296 Grade CF-8M	M-4270	A-276 Type 316
416 S S	—	—	M-4265	A-582 Grade 416
304 S.S	—	—	M-4266 M	A-276 Type 304
Monel	M-3460	QQ-N-288	M-4460	B164 49T
1035	—	—	M-4215	A-576 Grade 1040
4140	—	—	M-4258-B	A-322 Grade 41L40
Bronze				
1. Marine	M-3445	B505 - All bronze construction	(1) for 250 lb Flanged pumps M3116	
2. Aluminum bronze	M-3455	Alloy 953 - STD FTD LLR	ASTM A278 Class 50	
3. Standard	M-3431B	B 145# 4A - STD FTD LR		

Typical specifications.

94

1. Casing

The casing shall be of the volute type and designed to produce a smooth flow with gradual changes in velocity. The casing shall be split on the horizontal center line with the suction and discharge nozzles and casing feet cast integral with the lower casing half. The interior of the pump shall be easily inspected by removing the upper half of the casing. This shall be done without disturbing the pipe connections or pump alignment. The flanges between the halves will be sealed by a pre-cut gasket. The upper and lower halves of the casing shall be accurately located by the use of straight dowel pins to eliminate mismatch between the upper and lower halves which would impair both hydraulic and mechanical performance. The casing shall be hydrotested to one and one half times the working pressure; suction and discharge flanges shall contain drilled and tapped gage connections. The casing shall be single volute type. (The 4 LR-11, 8 LR-13, 6 LR-18, 8 LR-20, 10 LR-15, 10 LR-18, and 12 LR-25 shall be twin volute type).

LLR — On two-stage pumps the casing tongues shall be spaced 180 degrees apart, balancing radial loads. The crossover shall be cast in the upper half of the casing, affording an inherently rigid design necessary for high pressure applications.

2. Impeller

The impeller shall be a double-suction enclosed type. It shall be hydraulically balanced by its inherent design. The impeller shall be firmly secured to the shaft by a key positioned by shaft sleeves and both locked in place by shaft sleeve locknuts external to the stuffing box.

LLR — Two single-suction impellers shall be placed back to back to eliminate axial thrust. They shall be firmly secured to the shaft by a key positioned by shaft sleeves and both locked in place by shaft sleeve locknuts external to the stuffing box.

3. Renewable Case Rings

Renewable case rings shall be locked in place and protected against rotation by Monel pins. **Impeller Rings** — Securely held impeller rings can be supplied as an option.

4. Stuffing Box Bushing

Pump casing shall have a renewable stuffing box throat bushing.

5. Shaft Sleeve

Renewable shaft sleeves shall be provided which extend through stuffing box. They shall be securely keyed and held in place with shaft nuts incorporating set screws for locking purposes. Shaft sleeves shall be provided and sealed with "O" rings at impeller end.

6. Shaft

The shaft shall be heat-treated steel, ground to accurated dimensions and polished to a smooth surface. The shaft shall have the same nominal diameter from one shaft sleeve locknut to the other to minimize fatigue failure due to stress concentration. The shaft sleeves shall protect the shaft at the stuffing boxes. The sleeves shall be secured in lateral position by external shaft nuts. The impeller keys shall extend into the hub of the shaft sleeves to prevent slippage between the shaft and the sleeves. Sealing to protect against leakage under the shaft sleeve shall be accomplished by the use of "O" Ring type seals, located at the keyed end between the sleeve and the shaft. Shaft shall be adequately sized and designed to minimize deflection. The maximum run-out of shaft at stuffing box face shall not exceed .002" at shut off.

7. Bearings

The bearings shall be single row, deep-groove type ball bearings. They shall be designed and sized for at least 300,000 hours calculated minimum L10 rated bearing life at shut off per ANSI B 3.15. Each bearing shall be capable of carrying both line and thrust type loads. The thrust bearings shall be securely held to the shaft by a bearing locknut and washer.

LLR — Angular contact thrust bearing placed back to back shall be furnished on one end.

8. Bearing Brackets

The bearing brackets shall be separate from the pump casing and accurately machined and doweled to the casing. Oil or grease lubrication shall be provided. Grease gun fittings shall be standard on grease-lubricated pumps and a constant-level oiler shall be standard on oil lubricated pumps. Conversion from grease to oil shall be easily accomplished by simply removing the grease fittings and installing a constant-level oiler and vent. Pump design shall allow bearing to be removed without disturbing upper casing for inspection and replacement of bearings, mechanical seals and shaft sleeves.

9. Packing-Mechanical Seals

As a standard, stuffing boxes shall be packed with the best quality graphited asbestos packing. Die-molded packing shall be supplied and insure both a perfect seal and an easy installation. Mechanical seals shall be easily interchangeable with packing.

10. Spacer Sleeve (LLR Only)

A securely keyed spacer sleeve shall be provided to accurately position the impellers. The inter-stage bushing shall be held securely by a Monel set screw. Both sleeve and bushing shall be easily replaced to restore original clearances.

11. Casing Feet

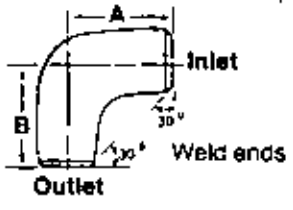
The casing feet shall be integrally cast with the lower casing and be immediately adjacent to suction and discharge flanges in order to transmit any pipe strain loads to the base and foundation.

Unique patented suction elbow permits simpler piping hich results in lower installed costs.

95

Worthington engineers have developed a unique suction-elbow with geometry that will provide relatively straight flow and uniform velocity at the exit. The Worthington design (Figure 2) uses a well-rounded orifice with the flow approaching from all sides. The area just preceding the outlet is larger than the outlet area. This increases the velocity as the fluid leaves the elbow. The combination of approaching the outlet from all sides, plus the acceleration, tends to straighten (or equalize) the flow on the elbow exit side. This design has been granted a U.S. Patent No. 3,910,715.

Friction loss data

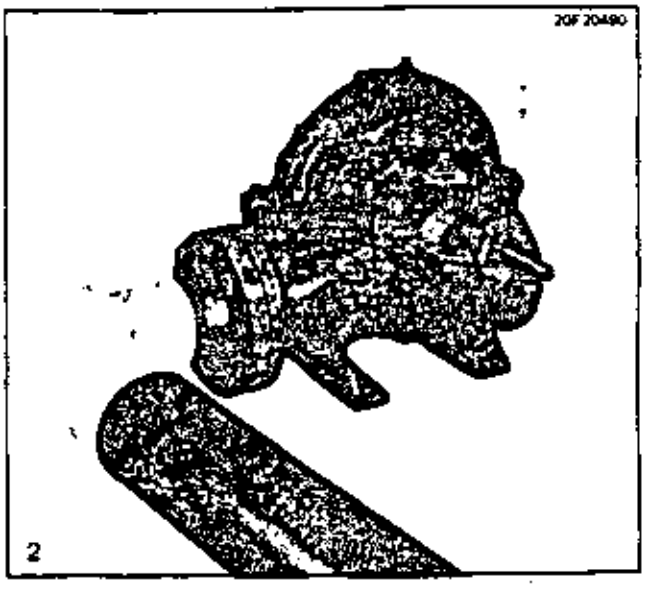


$$\text{Head loss} = \frac{K v^2}{2g}$$

$$V = \text{outlet velocity } \frac{ft}{sec}$$

SIZE	Dimensions — Inches Inlet	Outlet	A	B	Resistance Coefficient (K)
4x3	4	3	9	6	.25
6x4	6	4	9	9	.22
8x6	8	6	12	12	.18
10x8	10	8	15	15	.15
12x10	12	10	18	18	.14

1

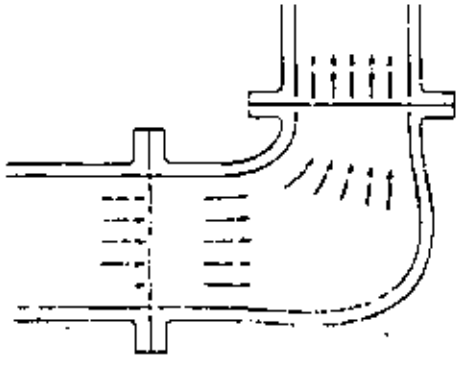


2

As fluid approaches an elbow, it is uniform in velocity. On the discharge side, velocity is irregular, requiring up to ten diameters of pipe to allow flow to equalize before entering the suction or leaving the discharge side of any pump

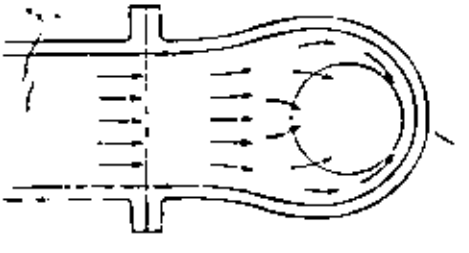
The Worthington-designed suction elbow allows for uniform velocity throughout a fluids passage through the elbow. The accelerated velocity at the outlet area, (Figure 3 and 4), eliminates the need for additional piping since flow does not require additional distance to equalize before entering the pump or after discharge

velocity increases at outlet



3

velocity increases at outlet



4

For broader coverage in higher capacity ranges, check Worthington LN pumps.

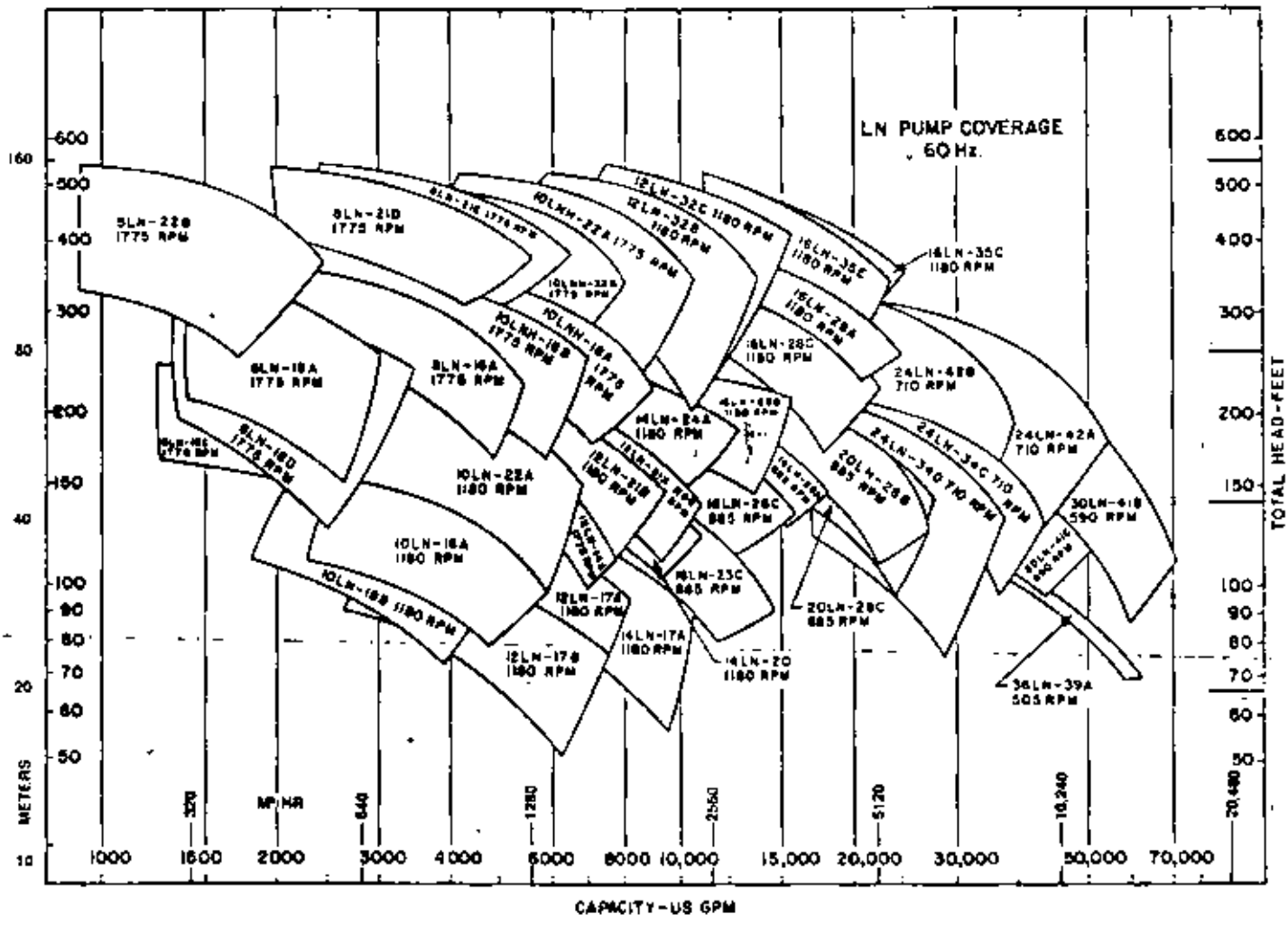
96

For applications outside the hydraulic scope of Worthington LR pumps, consider the proven efficiency and reliability of our LN product line.

The LN's versatile centrifugal double volute design minimizes radial thrust problems. It is essentially a low deflection machine: shaft and casing are all engineered to minimize deflection and consequent vibration, rubbing, and wear.

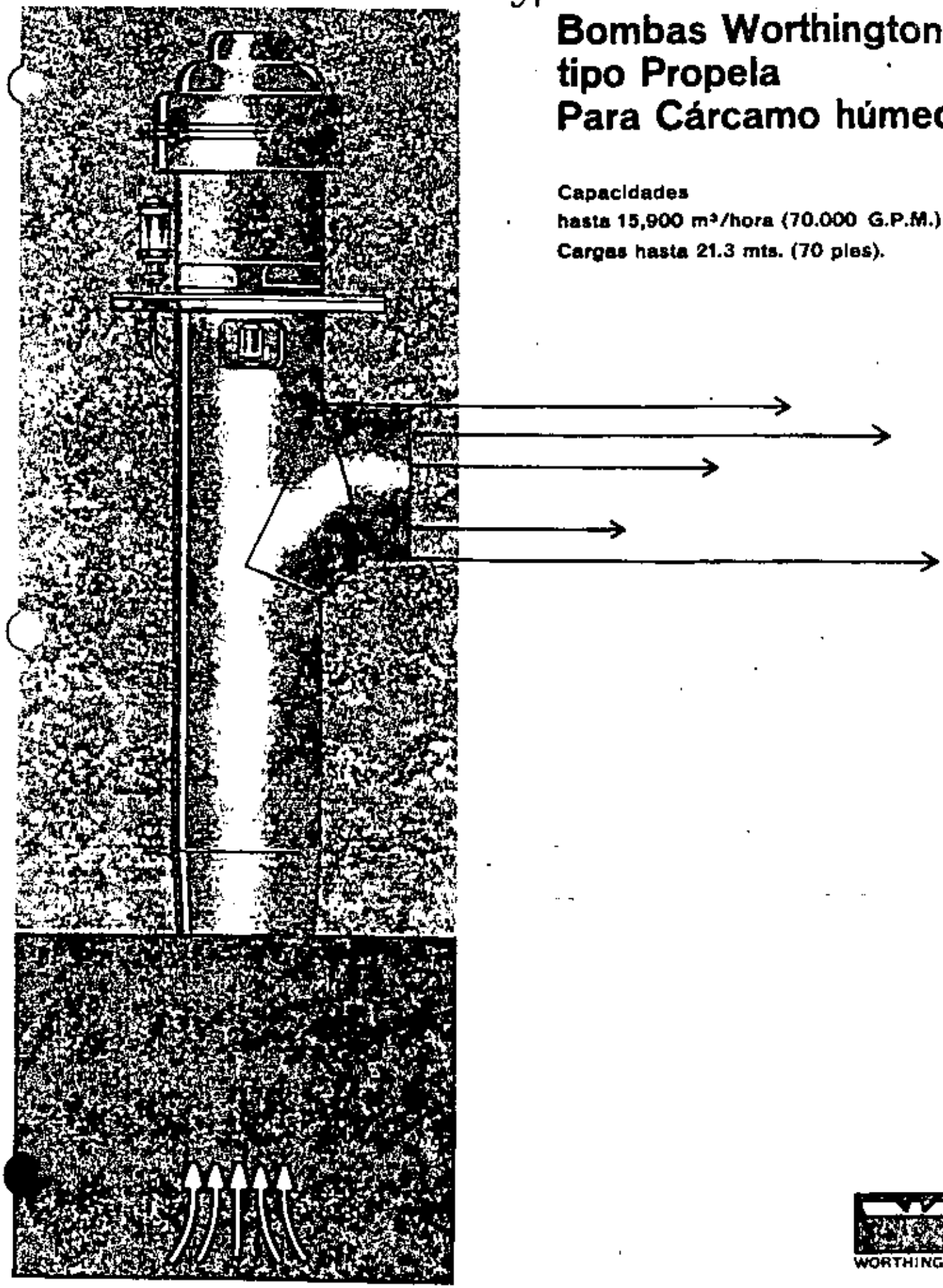
Compact, economical and easy to install with side or bottom suction and side discharge. The LN is adaptable to motor, engine or turbine drives. A variety of construction materials are available to meet your conditions of service.

Sizes 5-36 inches; capacities to 200,000 gpm; heads to 550 feet make the LN one of the most flexible pumps providing sustained efficiency and economy.



Bombas Worthington tipo Propela Para Cárcamo húmedo

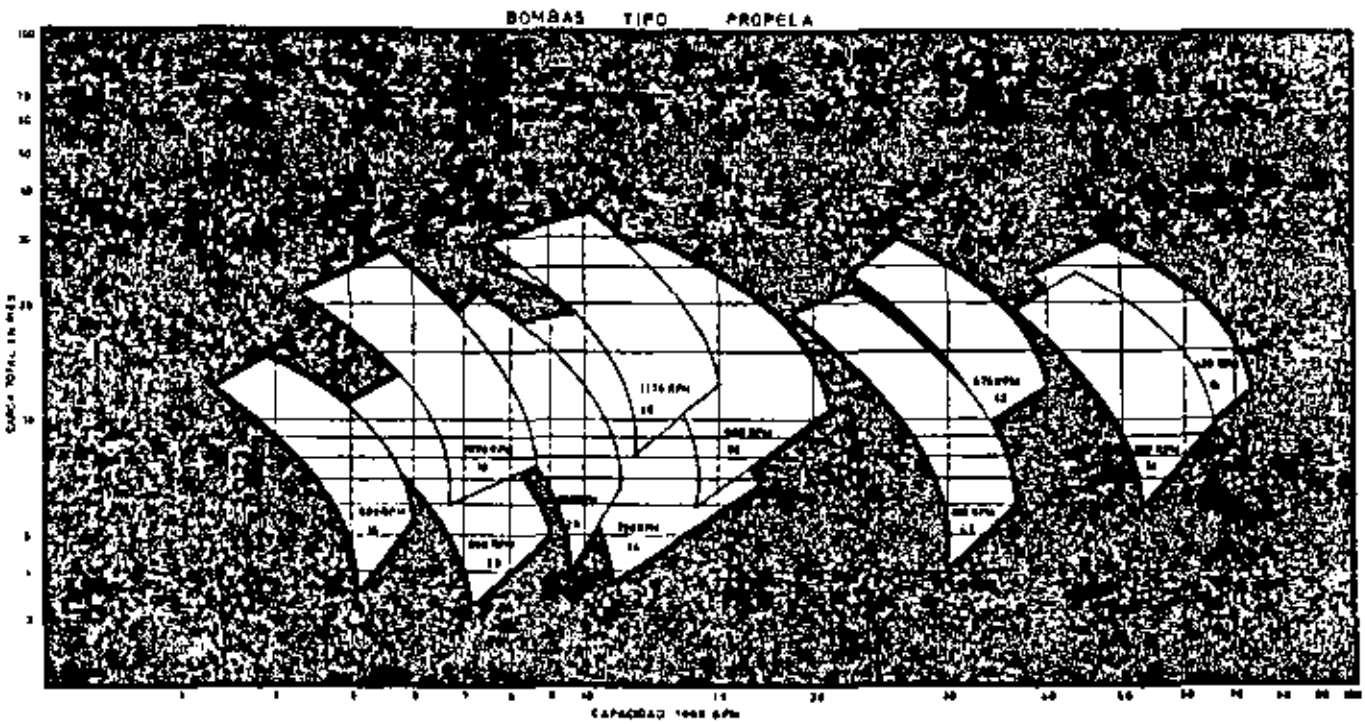
Capacidades
hasta 15,900 m³/hora (70.000 G.P.M.)
Cargas hasta 21.3 mts. (70 pies).



WORTHINGTON

AMPLIA COBERTURA

Esta Línea de bombas está diseñada para manejar casi cualquier condición de operación que involucre altos flujos y cargas bajas o medias.

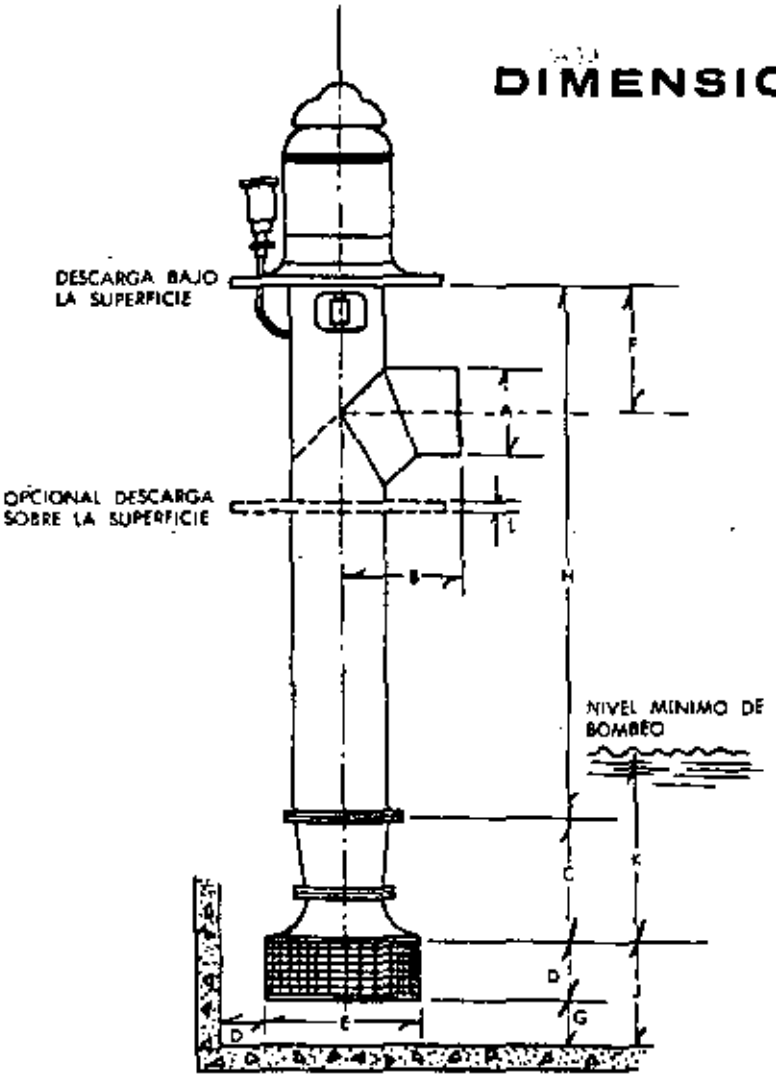


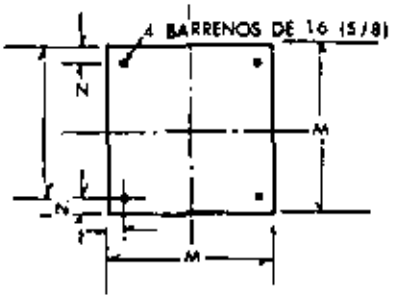
Para aplicaciones que requieran más de dos pasos, referirse a la fábrica.

APLICACIONES:

- Abastecimiento de agua
- Irrigación
- Transferencia
- Torres de enfriamiento
- Tratamiento de aguas
- Aguas negras
- Etc.

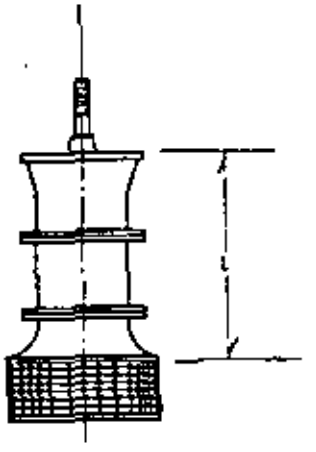
DIMENSIONES





DETALLE DE LA BASE

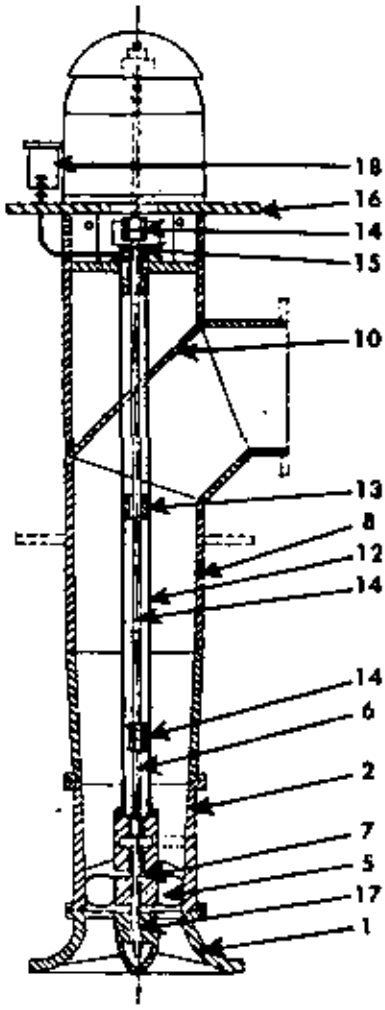
DOS PASOS



DIMENSIONES EN MM. Y PULGADAS

TAMAÑO 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 aprobada.

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 motriz deberá tener baleros axiales capaces de resistir el máximo empuje axial producido en el servicio de la bomba más el peso del elemento motriz

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 ..... m^3/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: máximo de ..... 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 bridado, 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 reverso.

6.—Flecha de acero inoxidable pulido 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

Todo 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.

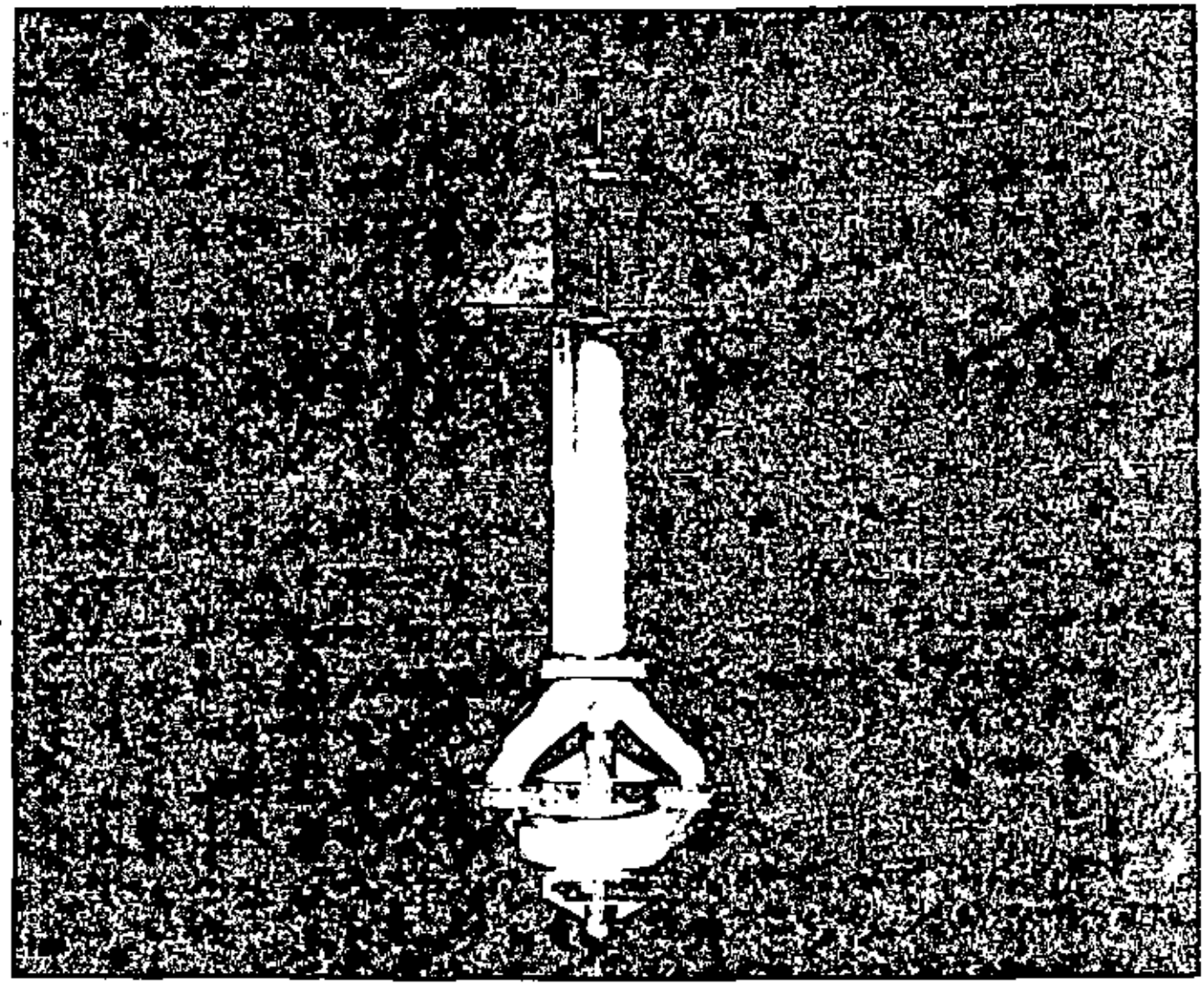
WORTHINGTON DE MEXICO, S.A.

FABRICA Y VENTAS, MEXICO, D. F.
Av. Poniente 140 No. 859 con
Ceylán 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

Worthington QL double-suction vertical pumps

Sizes 4 through 42 inches — capacities to 80,000 gpm, heads to 700 feet



A rugged, heavy-duty pump for wet-pit service.

WORTHINGTON PUMPS

QL double-suction pump dramatically slashes maintenance costs

Worthington's type QL vertical double suction pump eliminates the major problems and expense associated with wet-pit pumping. The single stage double suction impeller and true twin volute design save money in both maintenance and operation costs.

The single impeller develops the higher heads and capacities without the need for additional stages. This minimizes the number of wearing parts, resulting in easier maintenance and positive alignment. Unlike the vertical turbine pump, this completely eliminates the use of intermediate bowl bearings, which are vulnerable when handling abrasive liquids.

The QL pump is ideal for open sumps, channels, lakes and rivers. Without the restriction of narrowest possible diameter as for well pumps, the twin volute has larger waterways and low liquid velocities, which also reduces abrasive wear and minimizes corrosion and erosion effects.

With these features, Worthington's double suction pump is suitable for virtually any wet-pit pumping application. Its uncomplicated design, high efficiency, and low maintenance requirements make it ideal for clean water applications. Its wide adaptability makes it useful for many specialized applications in suction tanks. Its performance on rough duty, and with dirty, contaminated liquids, makes it especially desirable in steel mill operations, mine dewatering, river water pumping, and general utility and industrial service.

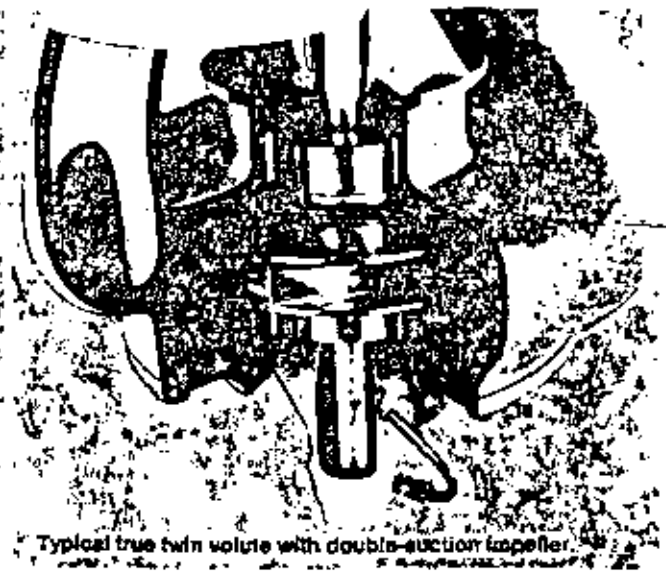
A breakthrough in low operating costs through these major design considerations

Axial thrust balanced — bearings less costly. High axial thrust is no longer a problem. Since the same pressure exists on both sides of the impeller, the double-suction design is inherently balanced. When you purchase a motor you benefit by the use of standard thrust bearings in place of the more expensive extra-capacity, high-thrust bearings needed by a conventional wet-pit pump.

Radial thrust balanced — less bearing loading. True twin-volute design cancels radial loads present in single-volute construction. This costs us more to build, but saves you money again and again over the long life of your pump, because the resultant minimum bearing loading gives you maximum bearing life.

Line bearings isolated from pumped liquids. All shaft bearings are enclosed in a tube which isolates them from the pumped liquid. Oil or clean water is introduced into the tube to lubricate the bearings. The shaft-enclosing tube extends into the impeller eye where a slight vacuum is created. As a result, even though the pump is submerged in liquid, adequate lubricant flows toward the impeller.

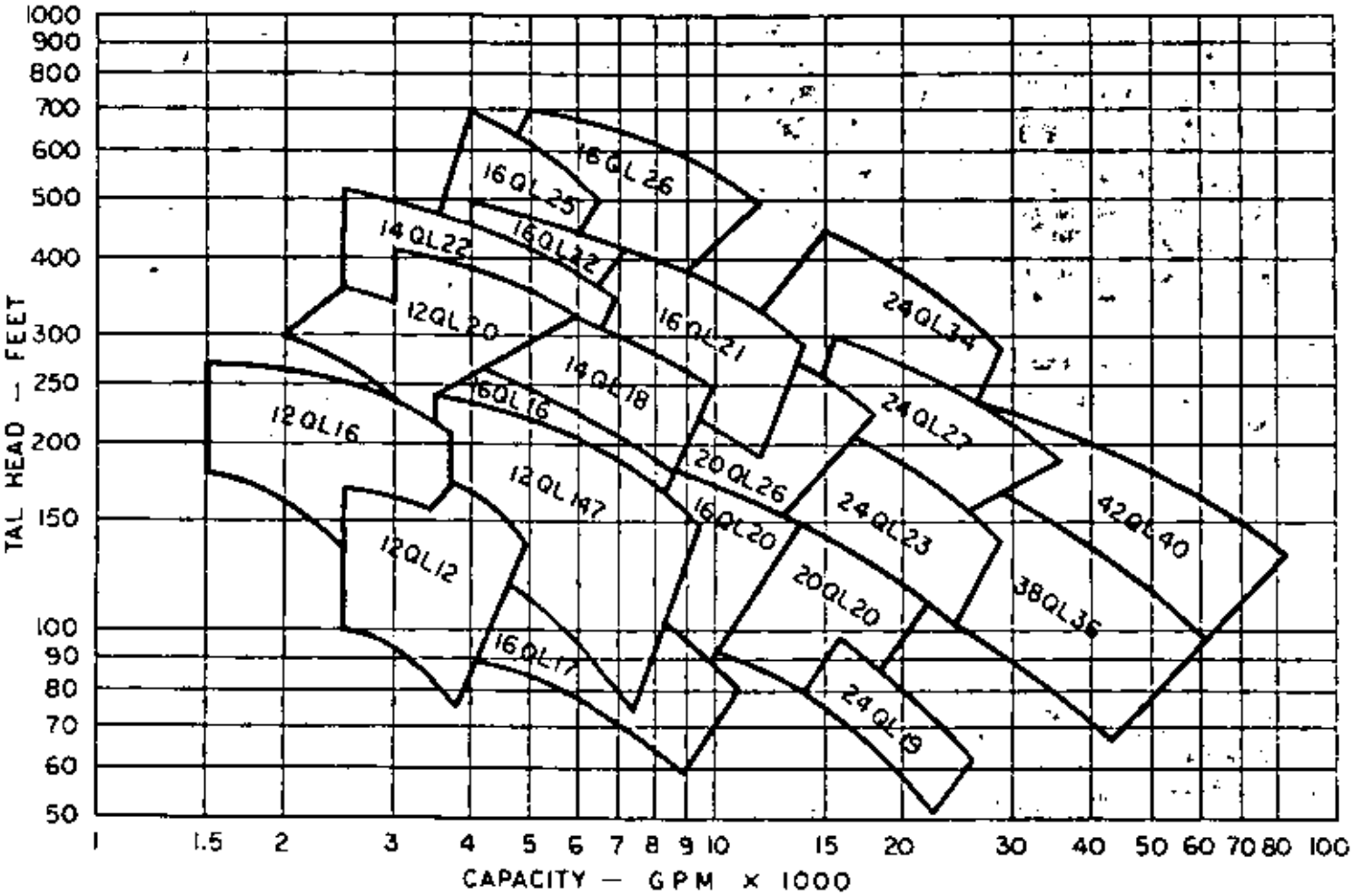
No packing or seals. Since the shaft is completely enclosed right down to the low-pressure area of the impeller eye, no seal or packing is required. This completely eliminates the constant maintenance associated with stuffing boxes.



Typical true twin volute with double-suction impeller.

numerous sizes assure most efficient selection

Full speed performance



Refer to Worthington for information on 4", 6" and 8" performance.

Standard materials of construction

Liquid End		Column Assembly		Discharge Head	
Casing and Suction Bells	Cast Iron ASTM A48 CL30	Pipe and Flanges	Black Steel	Elbow	Fabricated — Mild Steel
Impeller	Bronze SAE40	Lineshaft and Coupling	Med. Carbon Steel SAE 1018 or 1040	Baseplate, Motor Stand	Fabricated — Mild Steel
Wearing Rings	Bronze ASTM B144-3A	Lineshaft Bearings	Bronze SAE 660	Seal Arrangement	Tubing Tension Nut Bronze SAE660
Pump Shaft	11/13 Stainless Steel ASTM Type 416	Lineshaft Supports	Extra Heavy Black Steel Enclosing Tube with Rubber Stabilizers	Packing	Neoprene Rubber "O" Ring
Pump Bearings	Bronze SAE 660			Bearing	Bronze, SAE660
Casing Bolts	Steel	Bearing Lubrication	Oil		

outstanding design features assure minimum maintenance, long life performance

The design of the OL Pump eliminates bearing wear caused by abrasive or dirty water. The inboard ends of both line bearings are subject to impeller inlet pressure only and are normally under a slight vacuum because of the velocity of the liquid toward the impeller eye.

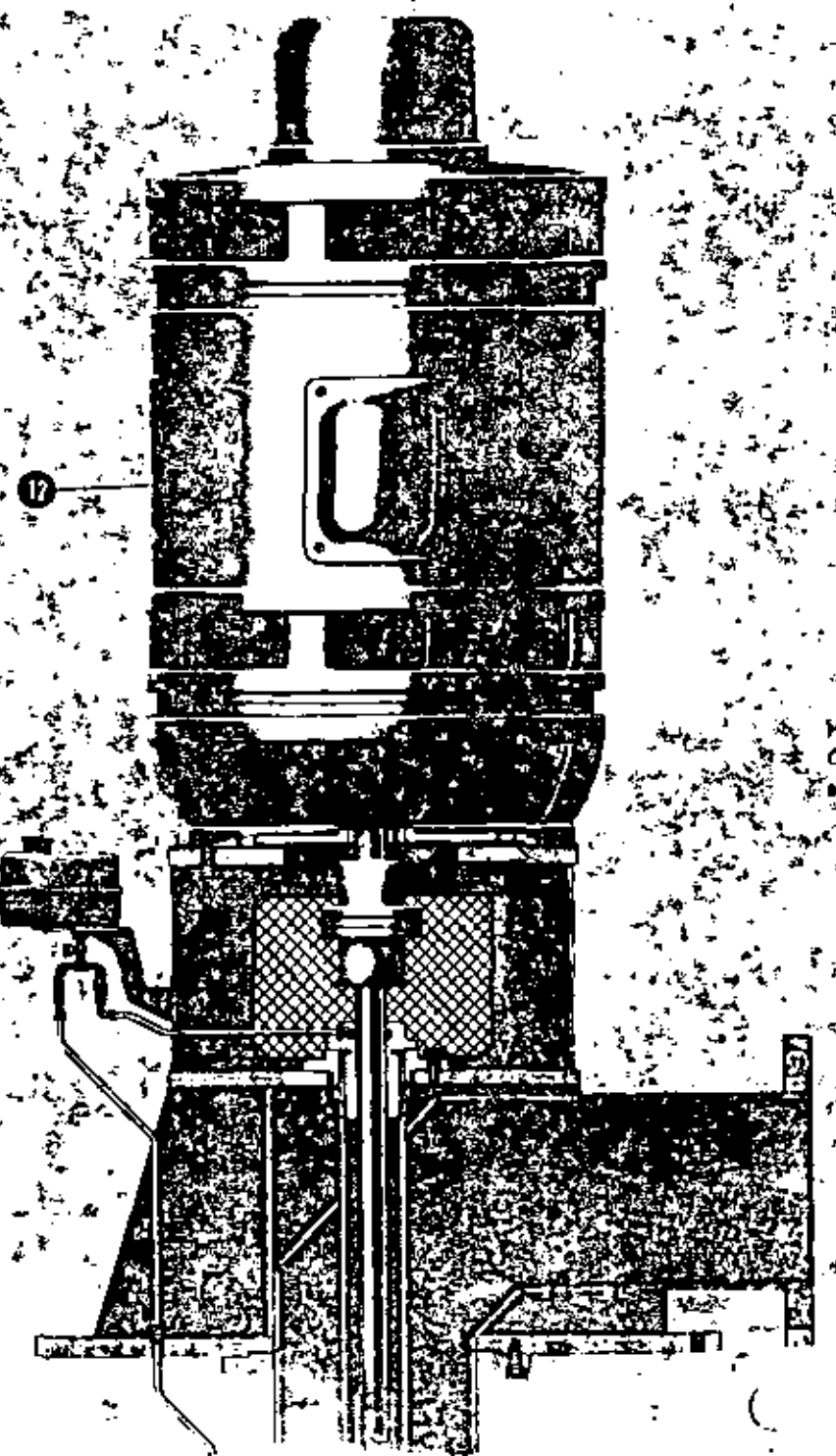
Lubricant, either clean water or oil is gravity fed to the outboard ends of the bearing. The pressure differential creates a positive flow of lubricant through the bearings toward the pumped liquid, barring the pumped liquid from flowing through the destructive wear normally encountered in other wet-pit pumps.

Lubrication Options

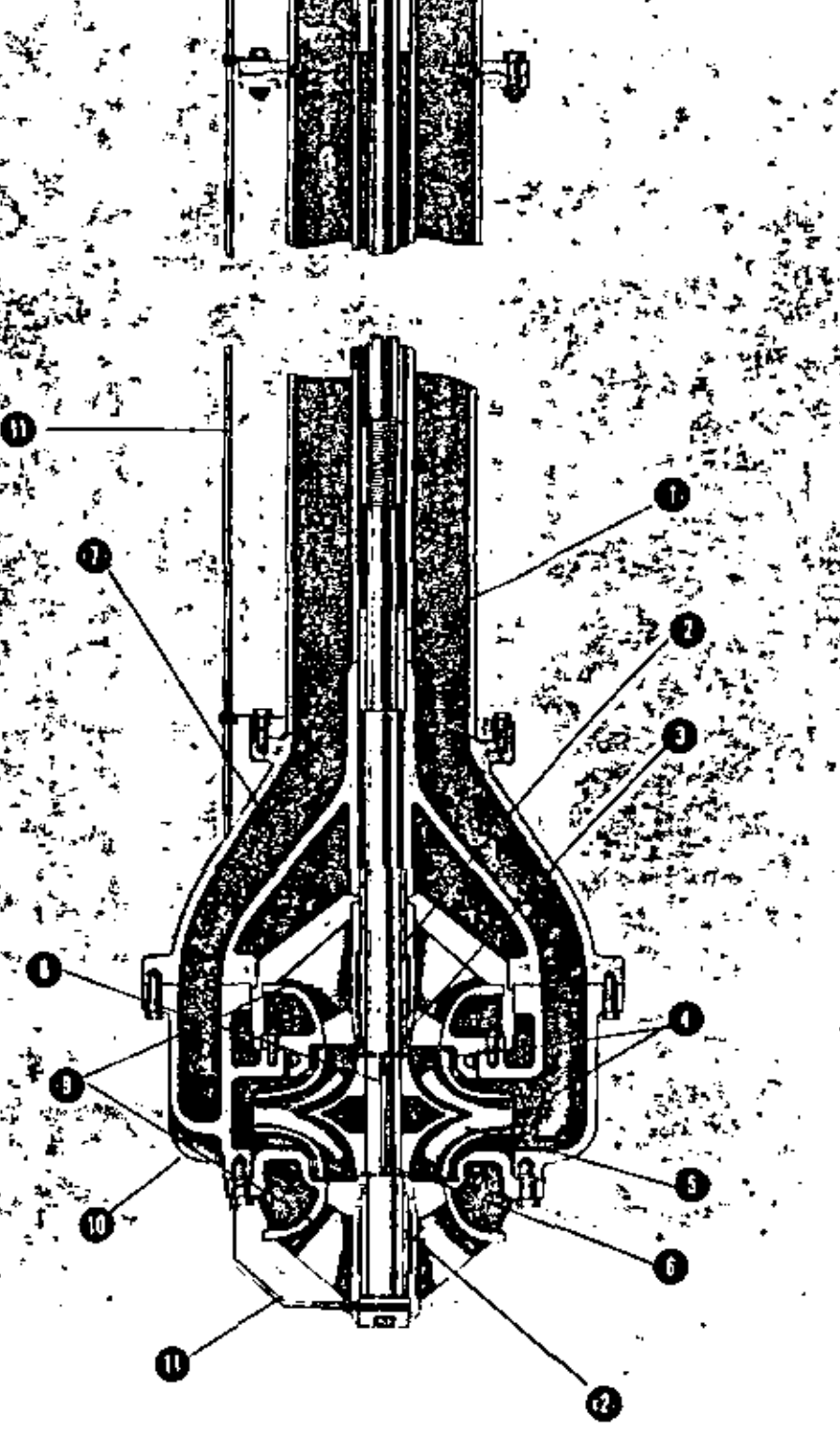
A. Solenoid oiler for automatic drip-feed of oil to bearings.

B. Enclosed lineshaft low pressure water lubrication, available with low pressure stuffing box in the enclosing tube, non-flow alarm system, and flow control valves. This system is basically used with outside clean water supply, but can be used with pumped fluid from discharge head via a cyclone separator which removes gritty particles from the liquid.

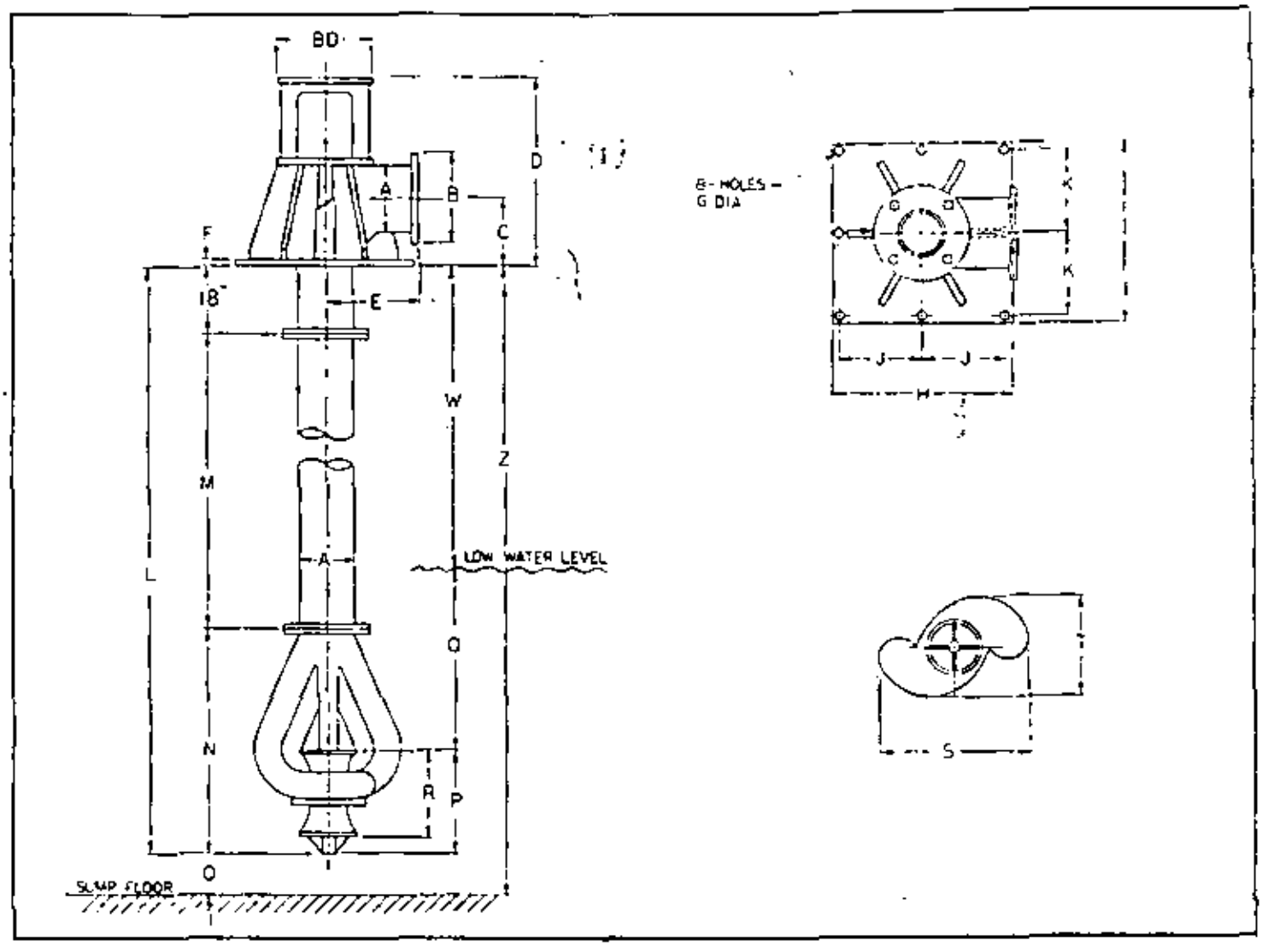
C. Open product lubrication for clean water service through elimination of the shaft enclosing tube. Bearings are supported by cast iron bearing brackets and shaft is sealed through a packed stuffing box in the discharge head.



1. Bronze connector bearing connects enclosing tube to volute, prevents contamination from pumped liquid.
2. Heavy duty bearings for tough service.
3. Bearing seal prevents contaminants from entering enclosing tube during shutdown.
4. Casing wear rings standard equipment with optional impeller rings where service requires.
5. Double Suction Impeller inherently balances axial and radial thrust. Statically and dynamically balanced and aligned for minimum radial reaction.
6. Impeller key holds impeller securely in place.
7. Transistion diffuser provides smooth hydraulic transition from volute to column. Minimizes corrosion and erosion.
8. Extremely short bearing span on pump shaft virtually eliminates deflection.
9. Double Suction Bells — direct liquids efficiently into impeller eye with minimum resistance.
10. Rugged twin volute casing eliminates radial load.
11. Lubrication of lower bearing thru tube line from surface.
12. Low thrust design permits use of more economical drivers.



dimensions



PRELIMINARY DIMENSIONS FOR QL DOUBLE SUCTION PUMPS — All dimensions in Inches

Pump	A	B 150 lb. Flange	B 300 lb. Flange	C	D	E	F	G	H	I	J	K	N	O	P	R	S	T
12QL12	12	19	20½	12	40	28	1	1	42	38	19	17	34-1/8	3	21-15/16	16-5/8	30	25
12QL147	12	19	20½	12	40	28	1	1	50	40	23	18	42-3/8	2	27-1/4	19-1/2	38	26
12QL18	12	19	20½	12	40	28	1	1	42	38	19	17	34-9/16	4	22-5/16	17-11/16	30	26
12QL20	14	N/A	23	14	44	32	1⅛	1	48	42	22	19	44-1/16	3	26-1/4	18-1/2	36	29
14QL18	14	21	23	14	44	32	1⅛	1	54	42	25½	19	43-7/16	3	26-3/4	19	41	30½
14QL22	14	N/A	23	14	44	32	1⅛	1	54	44	25	20	46-11/16	2	28-1/4	17-1/2	42	32
16QL16	16	23½	25½	15	46	38	1⅛	1	52	44	24	20	57-7/8	3	27-9/16	20	40	32
16QL17	16	23½	25½	15	46	38	1⅛	1	54	46	25	22	50-1/4	2	29-3/16	20-1/4	42	36
16QL20	18	25	28	16	53	38	1¼	1	66	52	31	24	54	4	32-3/8	24	53	40
16QL21	16	N/A	25½	15	50	38	1¼	1	62	54	30	22	43-3/4	4	27-1/4	20-1/8	48	41
16QL22	16	N/A	25½	15	50	38	1¼	1⅛	52	46	24	21	46-1/2	2	27	17-3/8	37½	31
16QL25	16	N/A	25½	15	50	38	1¼	1⅛	68	54	32	25	50-3/8	2	31-1/2	19-5/8	53	40
16QL26	16	N/A	25½	15	52	38	1½	1⅛	68	54	32	25	50-3/8	2	31-1/2	19-5/8	53	40
20QL20	20	27½	30½	18	56	43	1½	1⅛	74	54	35	25	62-7/8	3	36	28-3/8	60	40
20QL26	20	27½	30½	18	58	43	1½	1⅛	78	64	36	30	58-7/16	6	32-3/16	25-1/2	62	49
24QL19	24	32	38	21	62	46	1½	1⅛	82	62	39	29	75-1/4	2	47-5/8	36	68	48
24QL23	24	32	38	21	62	46	1⅝	1⅛	80	66	38	31	70-9/16	2	38-1/8	28-7/16	66	52
24QL27	24	32	38	21	64	46	2	1¼	86	72	40½	33½	72-3/8	5	40-1/4	31-1/2	70	58
24QL34	24	32	38	22	70	46	2	1¼	90		42½		73-7/8	10	37-9/16	29-1/2	73	
36QL36	36	48	50	29	82	72	2¼	1¼	114		54½		103	15	49-1/16	42-7/16	96	

Dimensions L, M, and Q vary with installation. Size of floor opening equals S and T dimensions plus 3 inches to each, which allows for 1½ inches of clearance on all sides of the pump. All dimensions and configurations are for preliminary use only.

Refer to Worthington for dimensions for 4", 6", and 8" sizes, and for applications in suction tanks.

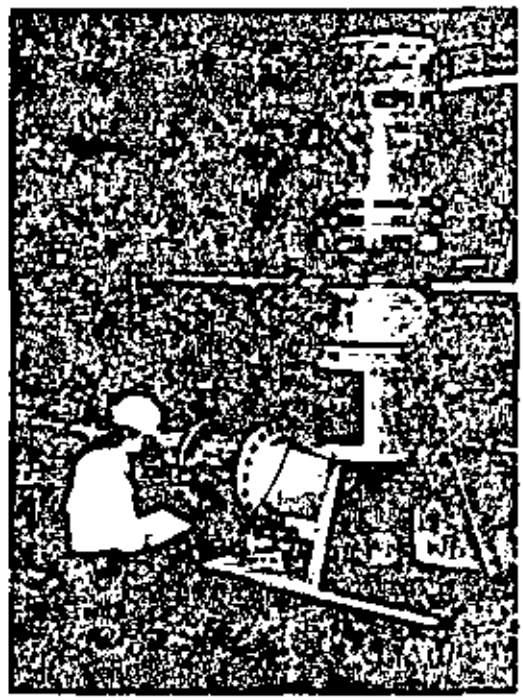
advanced manufacturing and testing facilities assure built in quality

Worthington's Taneytown operation, with over 80,000 square feet of manufacturing and testing space, is completely devoted to the production of engineered pumps. Each unit is built to exacting customer specifications using modern manufacturing techniques and equipment. Complete testing capability includes hydrostatic and performance testing, with immediate test results available via high speed computer.

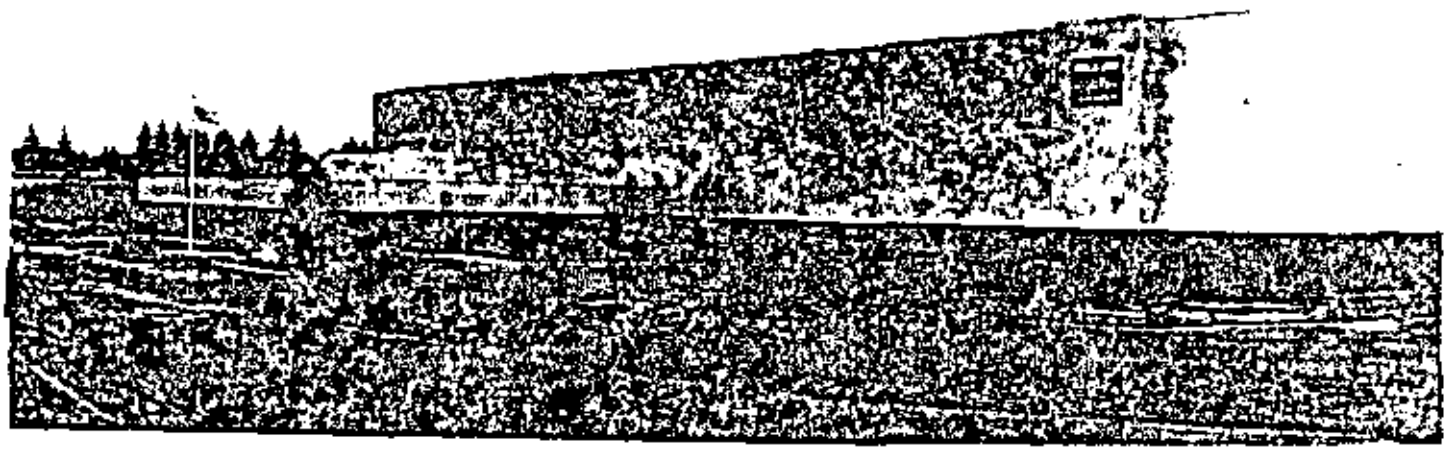
And most importantly, the people who will handle your order, from marketing thru engineering, production, service, and parts, are all located at Taneytown to provide total product co-ordination of the highest caliber.

Testing Capabilities

- 12,000 square foot commercial test floor
- 160,000 gallon by 150 ft. long test channel
- Suitable AC power available for drivers up to 3500 horsepower
- 125 and 250 volt DC power supplies
- Calibrated venturi meters for accurate flow measurement up to 80,000 gallons per minute
- Hydrostatic test pressures to 17,000 PSIG



QL Pump Performance Test



typical specifications for standard construction

108

The pump shall be a heavy-duty, vertical double-suction, twin volute, single-stage, centrifugal design equal to the type QL manufactured by Worthington Corporation.

Pump casing shall be cast iron (or steel depending on size unit) of suitable design for hydrostatic pressures of at least 1½ times pump shut-off head. The twin volute shall be designed to provide complete balance of radial reactive forces, and efficient entry of liquid from volute to the cast iron transition piece guiding flow into a single-column connection.

Cast iron suction bells shall be provided for both upper and lower impeller inlets and shall be flanged to volute casing, so as to provide easy removal for access to a bronze double-suction centrifugal type impeller. Impeller shall be secured to 11-13 stainless steel pump shaft by a key and axially located by stainless steel retaining rings.

Renewable bronze wear rings shall be installed in the volute case on both sides of impeller.

The pump casing and suction bell shall contain sleeve bearings located immediately adjacent to the impeller and having a length not less than four times the shaft diameter. The design of the pump shall be such as to maintain suction pressure only at these bearings.

Line shaft 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.

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 30 ft. apart.

The pump shall be supplied with a surface discharge head having flanged discharge opening with 150 lb. or 300 lb. ANSI drilling. A lubrication system consisting of oil reservoir, manual 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 creat 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 tapped drain opening shall be incorporated in the discharge head to permit drain piping to be installed.

The lineshafts shall be ground and polished carbon steel. 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 pipe size shall be such that the friction loss will not exceed 5 ft. per 100 ft. 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 ft., and shall be connected by flanged type couplings.

Motors shall be of the vertical solid shaft squirrel cage induction type with suitable thrust bearing capacity to carry pump thrust under all operating conditions.

Information required with specification:

Type of Service
Liquid Handled —
  Viscosity
  Sp. Gr.
  Vapor pressure
  Temp.
Design capacity (gpm)
Total head (ft.)
Min. Operating Head
Max. Operating Head
Pump discharge size
Min. water level above suction inlet
Overall length from base of head to suction inlet
Current characteristics
Description of nature of liquid being pumped

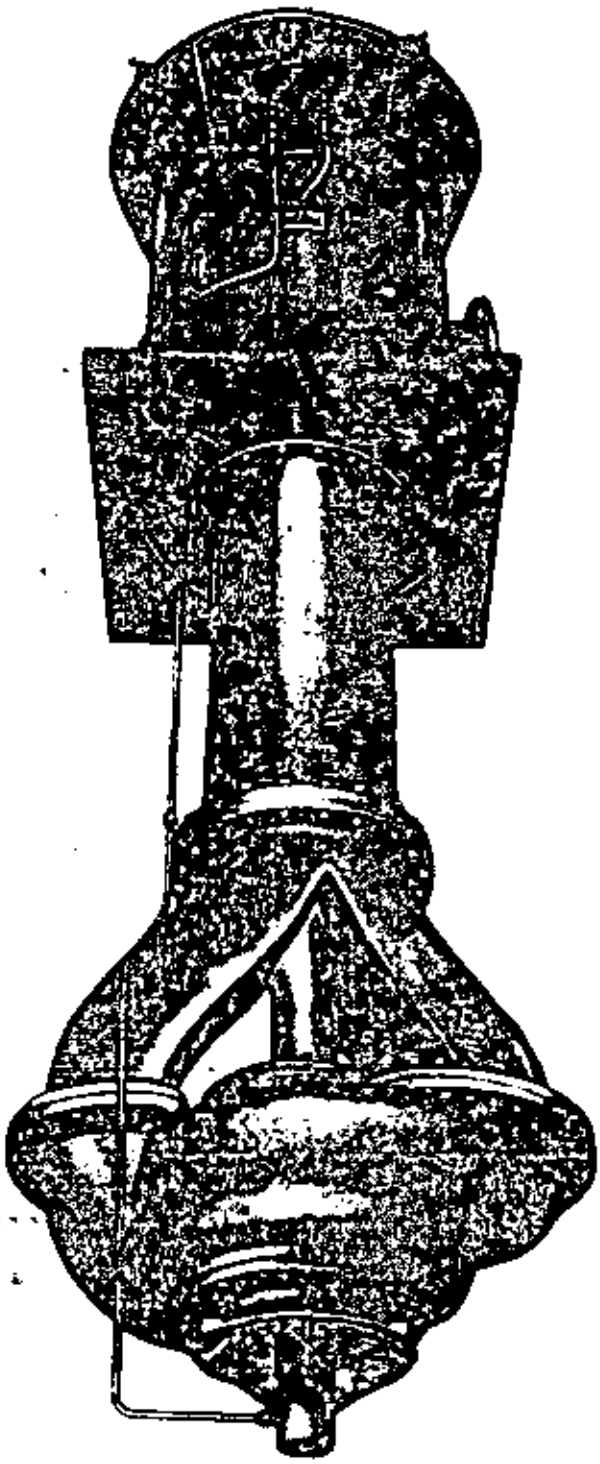
Worthington Pump Corporation (U.S.A.)
Taneytown, Maryland 21787
A subsidiary of Worthington Pump, Inc.
2144-B1 7710-LE

WORTHINGTON PUMPS

Litho in U.S.A.

Boletin WM-40

109



BOMBAS VERTICALES DE DOBLE SUCCION TIPO QL

INSTRUCCIONES PARA INSTALACION, OPERACION, MANTENIMIENTO Y LISTA DE PARTES

WORTHINGTON

INDICE

11.0

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 stándares 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 preveerse 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 absorver 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 dejarse con acabado rugoso para obtener una adherencia satisfactoria entre la cimentación y la lechada que se agregará después del alineamiento.

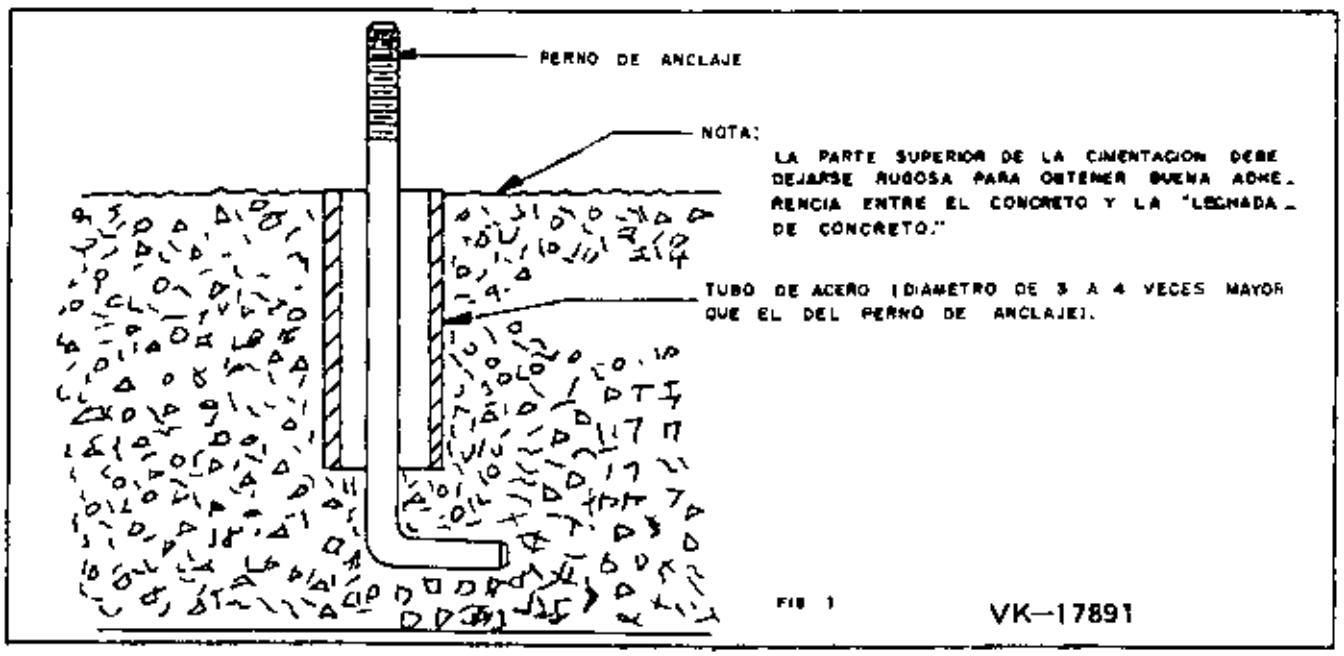
Cuando la bomba se monte directamente sobre una viga "I" de acero estructural, se colocará directamente sobre o tan cerca como sea posible de las paredes, vigas o elementos estructurales del edificio. La base deberá ser atornillada y fijada a los soportes de acero, con objeto de impedir movimientos y 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 siempre 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 substancias 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 roscadas 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.

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 sujección 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 repuesto.

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 asegurará 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) Ensámblese 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.

b) Quítense los tapones protectores de los extremos de la tubería de protección de la flecha, en el caso de recibir tramos pre-ensamblados 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 roscadas 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 lubríquense 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 Stitlson. 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.

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) Vuélvanse 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 descanse 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 ensámblese 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 caso, primero atorníllese 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. Atinie los barrenos de la base del cabezal con las anclas de cimentación.

g) Asiéntese 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 destroce 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 sentido 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 simultánemante 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 lainas 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").

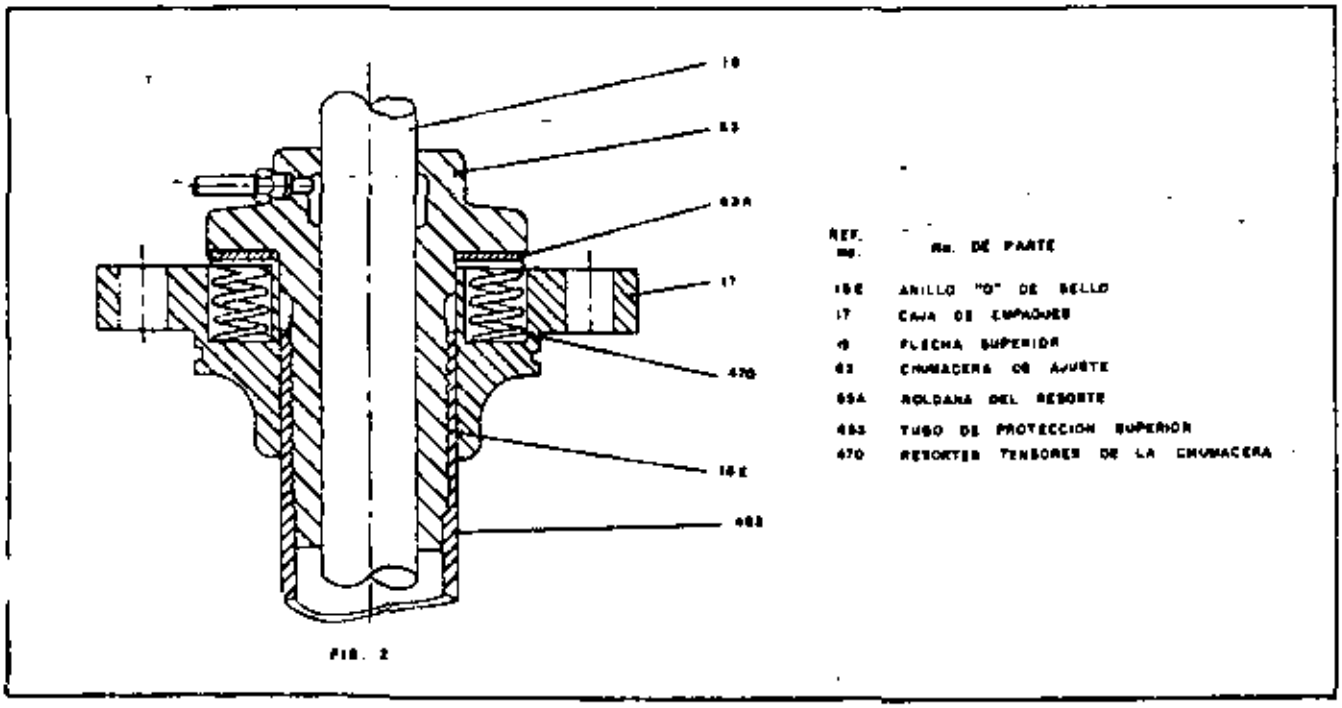


FIG. 2

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) Atornillese 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 lainas, 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 coples 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 Engranes 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.

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 céntrelo 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 lainas 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) Ajústese 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) Atorníllese 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 cárcamo 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.

i 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.

rocedimiento 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 cimiento 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 expuestos.

h) Para retirar con facilidad las lainas y las cuñas utilizadas en la nivelación y antes de que se endurezca la lechada practíquense las ranuras necesarias frente a dichas lainas y cuñas.

i) Una vez que la lechada ha endurecido totalmente retírense las lainas 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 lainas 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 procédase 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 coples de línea y limpiar la bomba de partículas extrañas, deberá pararse la unidad y reverificar 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.

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 Diarías.

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 diarías 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, quitando 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.

Consérvese 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. Ajústese 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 columan 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 Liquido.

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. Coladeras 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, investíguense 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 sacar 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 tómese 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.

Protéjanse 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.

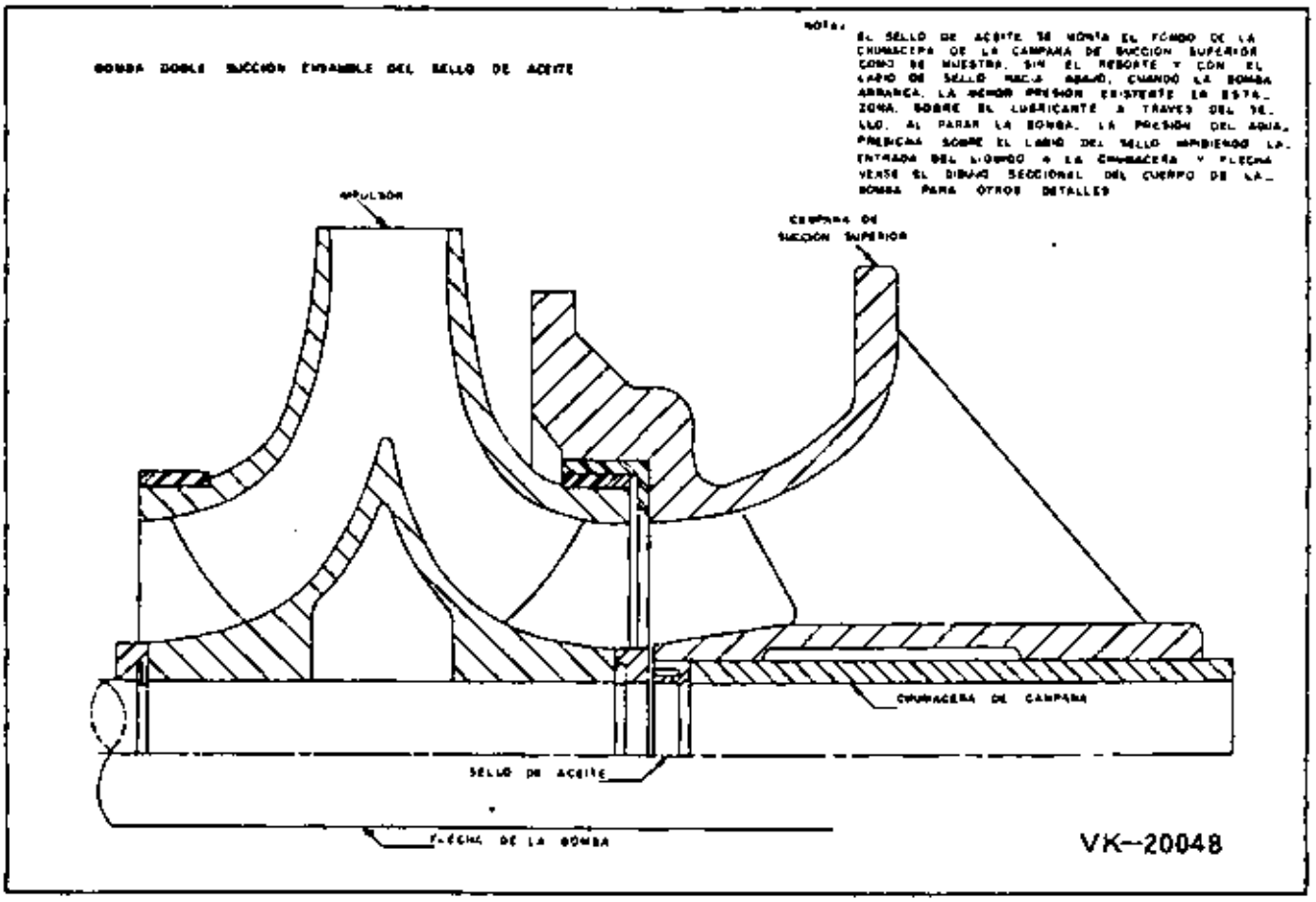
Antes de instalar las chumaceras mídase el diámetro interior de las mismas y el diámetro exterior de la flecha. Si los claros no están dentro de la tolerancia antes señalada procédase a remaquinar el diámetro interior de la chumacera.

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 insertándolas 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, auméntese la tolerancia del claro diametral en un 50 por ciento de la indicada).

Cuando se suministren anillos de desgaste de repuesto, 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 mídase 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. Quítese 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, mídase 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 manteiniento 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.

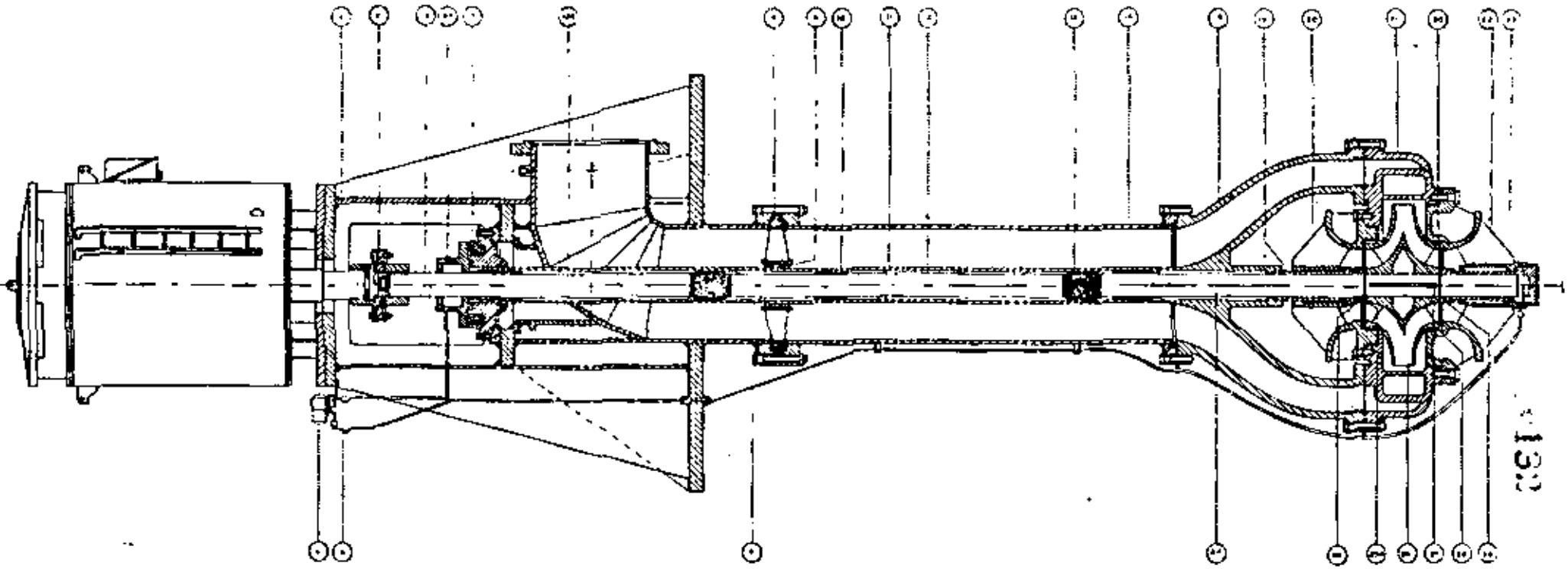
b) La Gerencia de Ventas de WORTHINGTON DE MEXICO, S. A., notificará al usuario o cliente la decisión respectiva, informando en su caso, al Departamento de Recepción de Materiales de nuestra fábrica.

   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



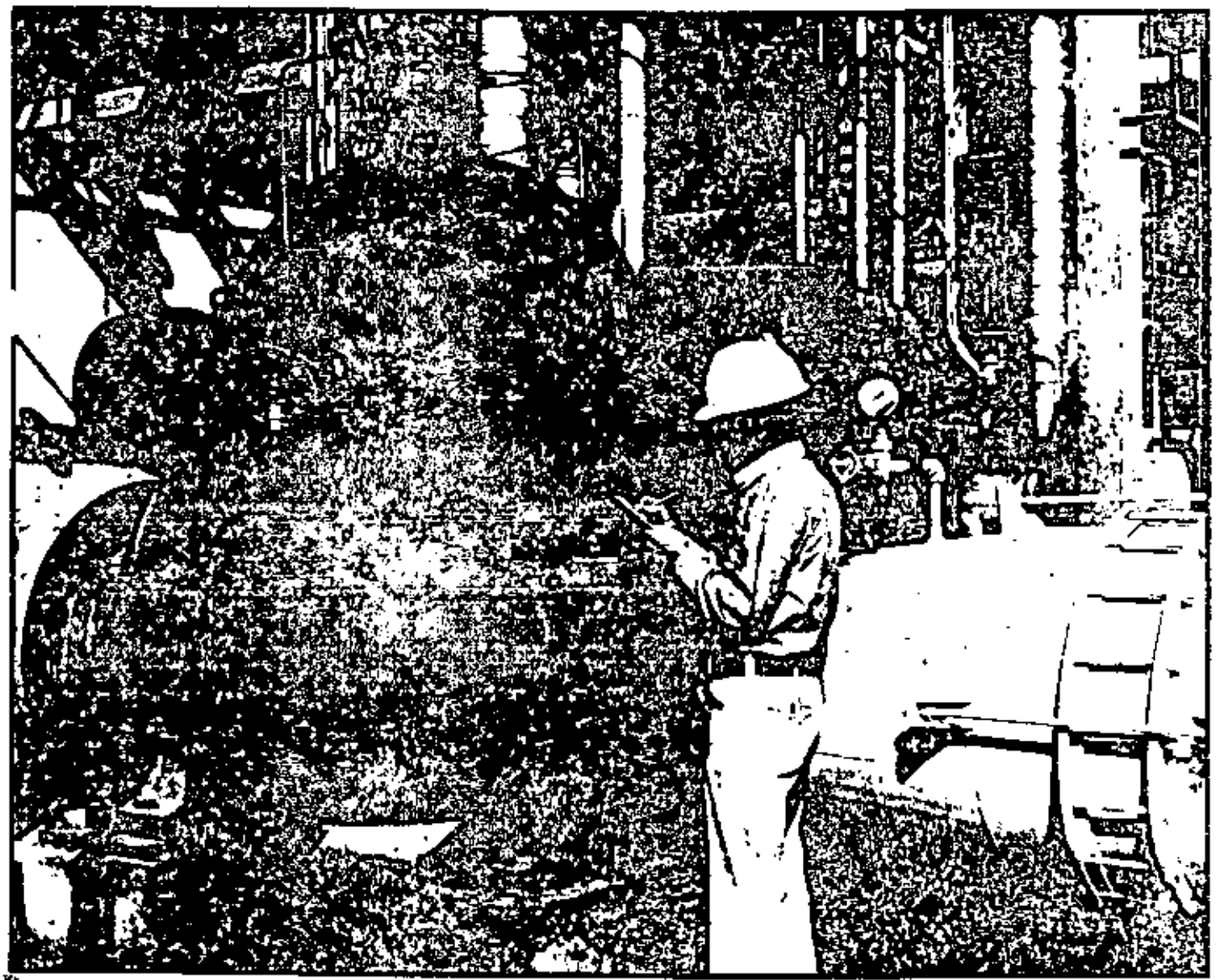
CABEZAL DE DESCARGA	
PARTE Nº	DESCRIPCION
1	CABEZAL DE DESCARGA
2	COPLE FIJO
4	TAPONES LUBRICADOR
5	VALVULA SOLENOIDE
6	TUBERIA DE LUBRICACION
17	BAN DE ENPAQUE
19	FLECHA SUPERIOR
85	CHAVETA DE AJUSTE
455	TUBO DE PROTECCION SUPERIOR

COLUMNA	
PARTE Nº	DESCRIPCION
8	SOPORTE DE CHUMACERA
9	ENVOLVENTE DE ACEITE
10	CHUMACERA DE LINEA
11	TUBO DE PROTECCION
12	FLECHA DE LINEA
13	COPLE DE LINEA
14	TUBO DE COLUMNA

EXTREMO LIQUIDO	
PARTE Nº	DESCRIPCION
16	PIEZA DE TRANSICION
18	BUJE DE CAMARA DE SUCCION, SUPERIOR
20	CAMARA DE SUCCION SUPERIOR
21	CARCASA
22	CAMARA DE SUCCION INFERIOR
23	BUJE DE CAMARA DE SUCCION, INFERIOR
24	FLECHA DE IMPULSORES
25	TAPA DE ANILLO ENVIVARC
25A	ANILLO ENVIVARC
26	IMPULSOR
27	CUÑA DE FLECHA DE IMPULSOR
28	ANILLO DE DESGASTE DE CARCASA
29	CAPACITE ESTOP SUCCION INF
30	ANILLO DE DESGASTE DE IMPULSOR

Worthington LN double-volute single-stage pumps

Sizes 5-36 inches, capacities to 200,000 gpm, heads to 550 feet



A rugged pump built for sustained efficiency and economy.

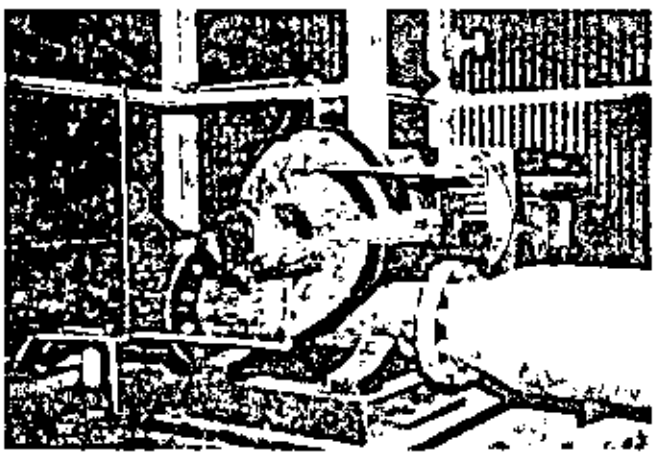
WORTHINGTON PUMP

LN versatility

The LN's versatile centrifugal double-volute design minimizes radial thrust problems and allows the pump to be operated at any capacity — from design point back to shutoff — without harmful effects from excessive deflection. It is essentially a low deflection machine: shaft and casing are all engineered to minimize deflection and consequent vibration, rubbing, and wear.

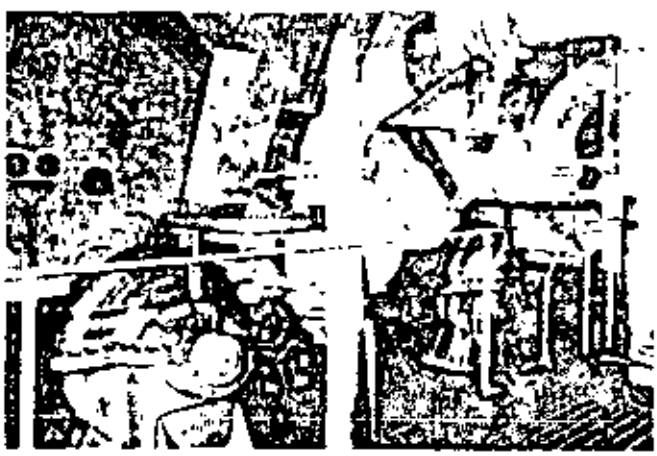
For compactness, economy, and ease of installation, either side or bottom suction with side discharge is available. This flexibility is achieved without adversely affecting hydraulic performance. Suitable for motor, engine or turbine drive. Available in various materials of construction.

application versatility

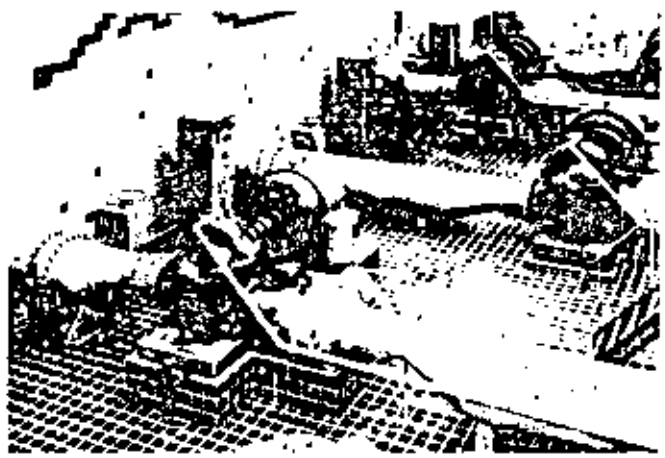


steel mills — service water, roll cooling, strip cooling, blast furnace cooling, cooling tower, BOF gas cleanup systems

pulp and paper — tan pumps, white water, raw water, weak black liquor, primary cleaner

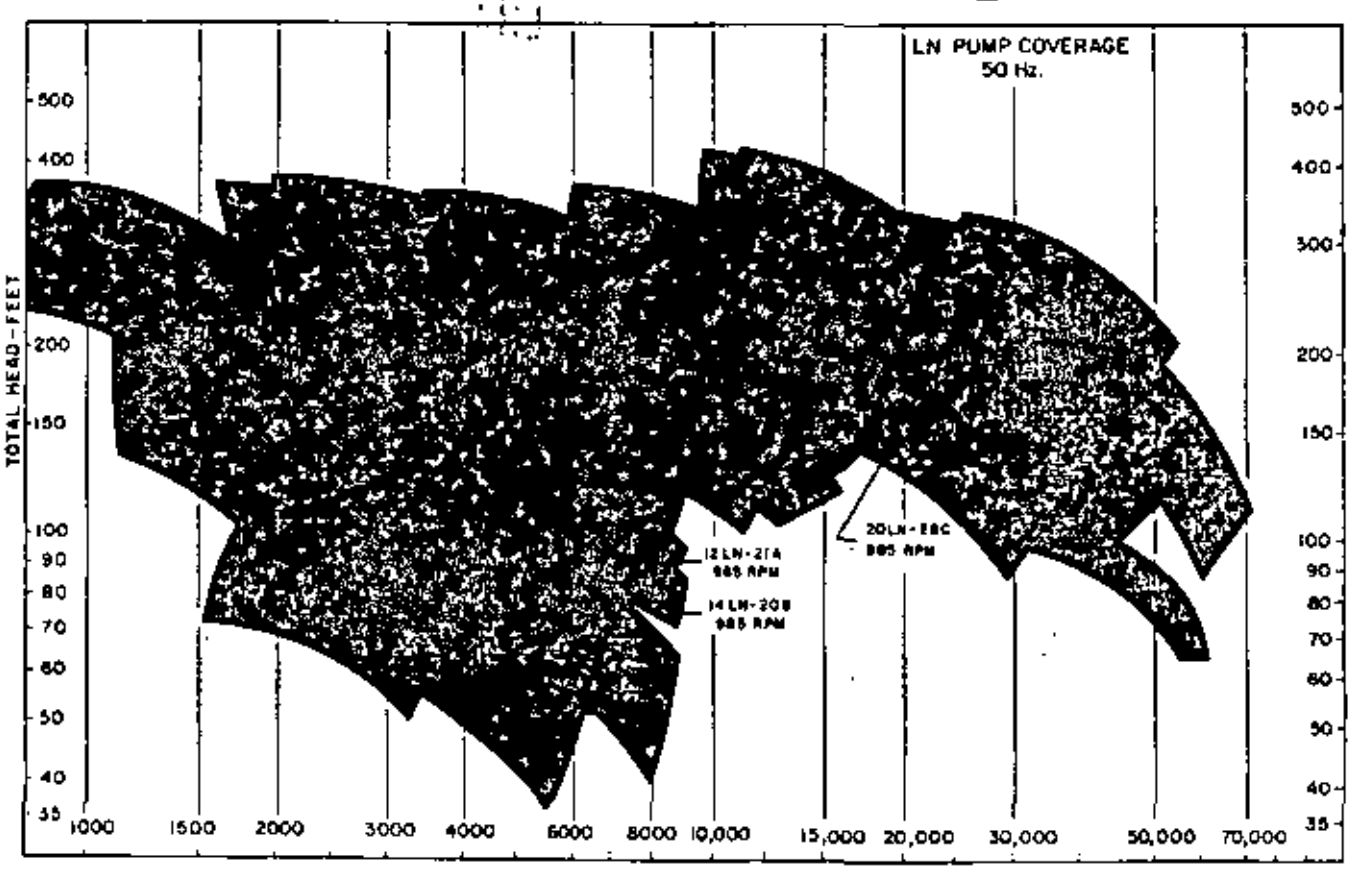


marine — cargo unloading

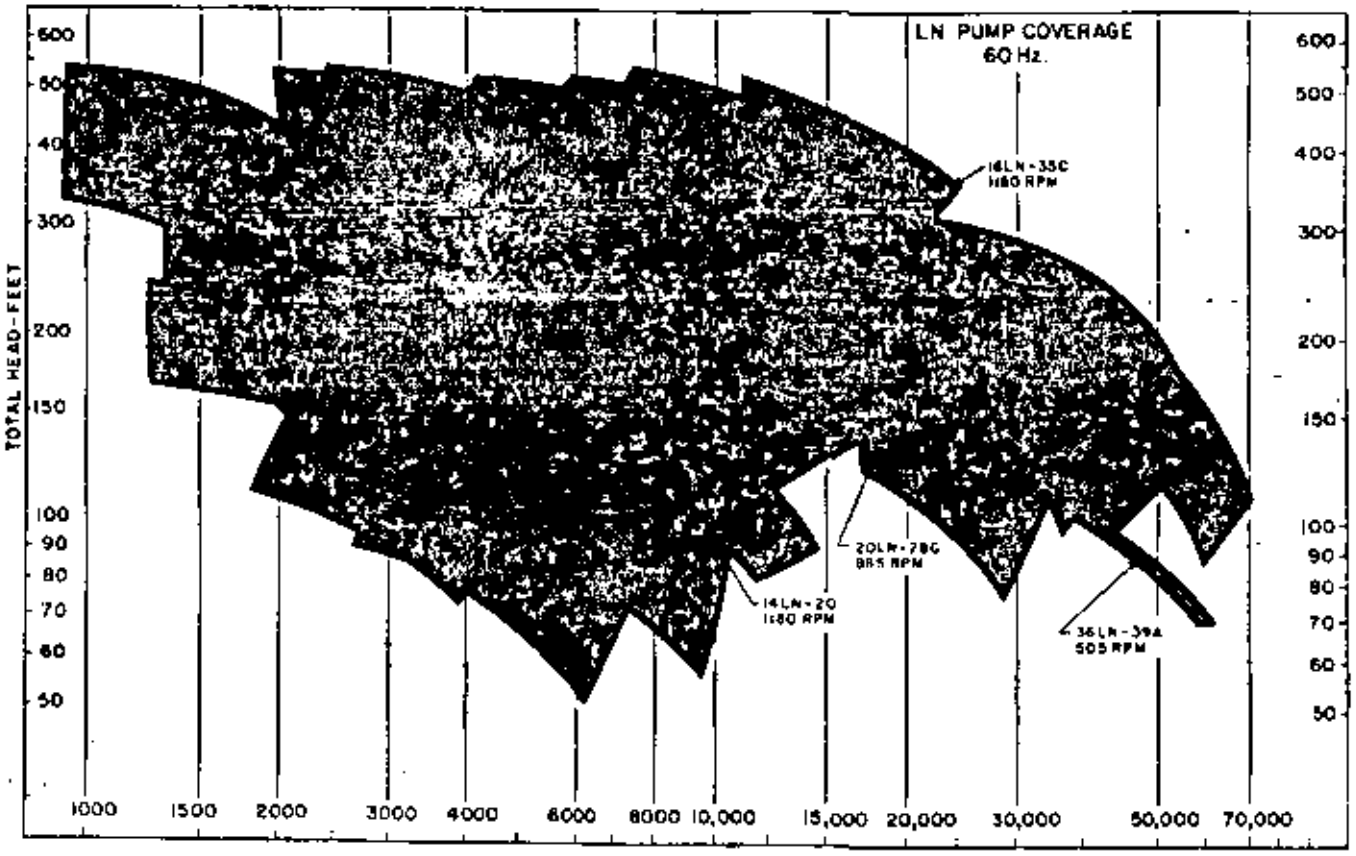


water works — raw water, low and high lift, backwash

complete hydraulic coverage 5 to 36"



CURVE NO E-154500

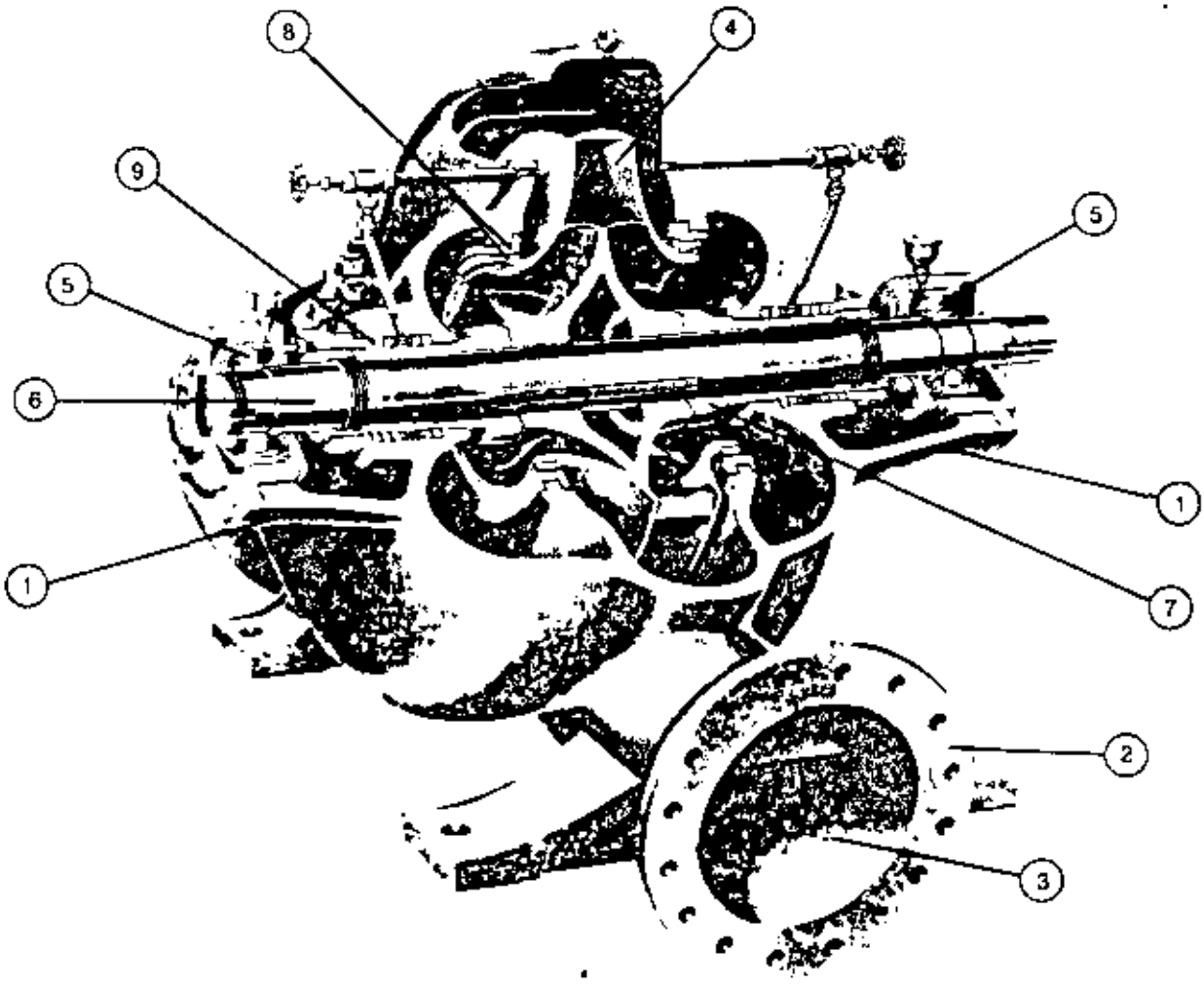


CAPACITY-US GPM

CURVE NO E-154499A

For conditions of service not shown on this chart, consult your local Worthington representative.

how you benefit from advance LN design features



1 Bearing brackets are cast integral with the casing—*assuring perfect alignment.*

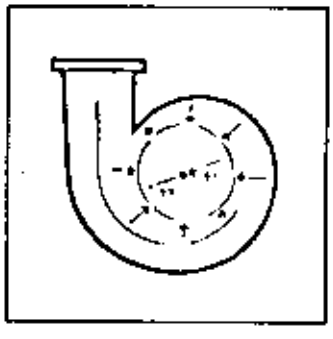
2 Suction and discharge connections are all on the same center line — *simplifying piping.*

3 Smaller discharge diameter — *reduces the cost of piping and valves — allowing more compact installation.*

4 All impellers are dynamically and statically balanced — *for vibration-free operation.*

5 Interchangeable line and thrust bearings, conservatively rated at 100,000 hrs "plus" bearing life — *guarantee maximum life at minimum maintenance cost.* Either oil or grease lubrication available.

6 Rigid shaft combined with double-volute casing — *results in low shaft deflection at all operating points.* Low deflection *reduces packing wear, ring wear and bearing loading,* which ultimately *results in sustained efficiency and economy of operation.*



Double volute — minimizes radial thrust. While in a double-volute pump the pressures are not uniform at part-capacity operation, the resulting forces F_1 and F_2 for each 180° volute section oppose and essentially balance each other.

7 Packing sleeve is keyed to shaft and held in place by separate shaft nut. *This Worthington feature provides the greatest simplification of sleeve replacement.* Sleeves are sealed to shaft by an "O" ring *to prevent leakage and subsequent erosion.* 11/13 Chrome Sleeves are available for extended sleeve life on packing.

8 Casing and impeller wearing rings *are standard and renewable* on all pumps.

9 Stuffing box option. Packing or mechanical seals can be furnished.

10 Many sizes available with side or bottom suction — for *installation flexibility.*

engineering and construction flexibility

Size and Type	Discharge Size	Suction Size	Maximum RPM	Shaft Diameter: At Impeller	Shaft Diameter: At Coupling	Center to Center of Bearings	Stuffing Box Data: O.D. Sleeve	Stuffing Box Data: I.D. Box	Stuffing Box Data: Depth of Box	Stuffing Box Data: Size Packing	Stuffing Box Data: Rings per Box	Stuffing Box Data: Width Seal Cage	Diameral Clearance of Wearing Rings in 1,000th of an Inch	Casing Thickness	Pressure Limits PSIG: Hydrostatic Test	Pressure Limits PSIG: Maximum Suction	Pressure Limits PSIG: Maximum Discharge
5 LN-22	5	8	1800	2½	2.125	32.5	3	4	3¼	½	5	1	18-24	⅝	450	175	400
6 LN-18	6	10	2250	3	2.125	35	3½	4¾	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	250	125	200
8 LN-10	8	10	2000	2	1.375	32.1	2½	3½	3¼	½	5	1	16-20	½	250	125	200
8 LN-12	8	12	2000	2¼	1.500	32.2	2¾	3¾	3¼	½	5	1	18-24	½	250	125	200
8 LN-14	8	12	2700	2½	1.938	32.9	3	4	3¼	½	5	1	18-24	9/16	250	125	200
8 LN-18	8	12	2300	3¼	2.250	37.1	4	5¼	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	250	125	200
8 LN-21	8	14	2450	3½	2.750	39.3	4¼	5½	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	¾	450	200	400
	8	14	1800	3½	2.750	39.3	4¼	5½	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	325	200	275
10 LN-12	10	12	1800	2½	1.625	35.2	3	4	3¼	½	5	1	18-24	9/16	250	125	175
10 LN-14	10	14	1800	3	1.938	37.3	3½	4¾	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	250	125	175
10 LNH-18	10	12	1600	3	2.500	36.7	3½	4¾	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	250	125	200
10 LN/LNC-22	10	14	1500	3½	2.500	39.8	4¼	5½	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	325	200	275
12 LN-14	12	14	1800	3	2.125	41	3½	4¾	4 11/16	⅝	5	1¼	18-24	⅝	250	125	175
12 LN-17	12	16	1500	3¼	2.250	40.5	4	5¼	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	250	175	200
12 LNH-17	12	16	1800	3¼	2.500	40.5	4	5¼	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	250	175	200
12 LN/LNC-21	12	18	1500	3¾	2.750	44.2	4½	5¾	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	250	175	200
12 LN-32	12	20	1200	5	4.250	52.5	6	7½	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	450	200	400
14 LN-17	14	18	1200	3	2.125	43.8	3½	4¾	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	200	125	175
14 LN/LNC-20	14	20	1200	3¼	2.500	43	4	5¼	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	200	125	175
14 LN/LNC-24	14	20	1200	3¾	3.125	45.5	4½	5¾	4 11/16	⅝	5	1¼	20-26	¾	200	125	175
16 LNH/LNCH-23	16	20	1200	4½	3.250	47.9	5¼	6¾	5⅝	¾	5	1½	20-26	⅞	200	125	175
16 LNH/LNCH-28	16	24	1200	5	4.250	54.5	6	7½	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	250	125	200
16 LN/LNC-35	16	24	900	5½	4.500	53.5	6½	8	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	300	175	250
20 LN/LNC-28	20	24	900	5	3.625	54.7	6	7½	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	175	125	150
20 LNH/LNCH-28	20	24	900	5	4.250	55	6	7½	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	175	125	150
24 LN-25	24	30	880	4½	2.750	63.0	5	6½	5⅝	¾	5	1½	20-26	81	125	50	100
24 LN-29	24	30	880	5½	4.625	62.5	6½	8	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	150	100	125
24 LN-34	24	30	735	5½	4.625	61.3	6½	8	5⅝	¾	5	1½	20-26	1	150	100	125
24 LN 42	24	36	735	6½	5.500	63.5	7½	9	5⅝	¾	5	1½	22-28	1⅛	200	125	175
30 LN/LNC-41	30	36	600	7	5.500	68.4	8	9½	5⅝	¾	5	1½	22-28	1⅛	125	75	100
36 LN-39	36	42	450	7	4.750	75.8	8	9½	5⅝	¾	5	1½	22-28	1⅛	75	50	60

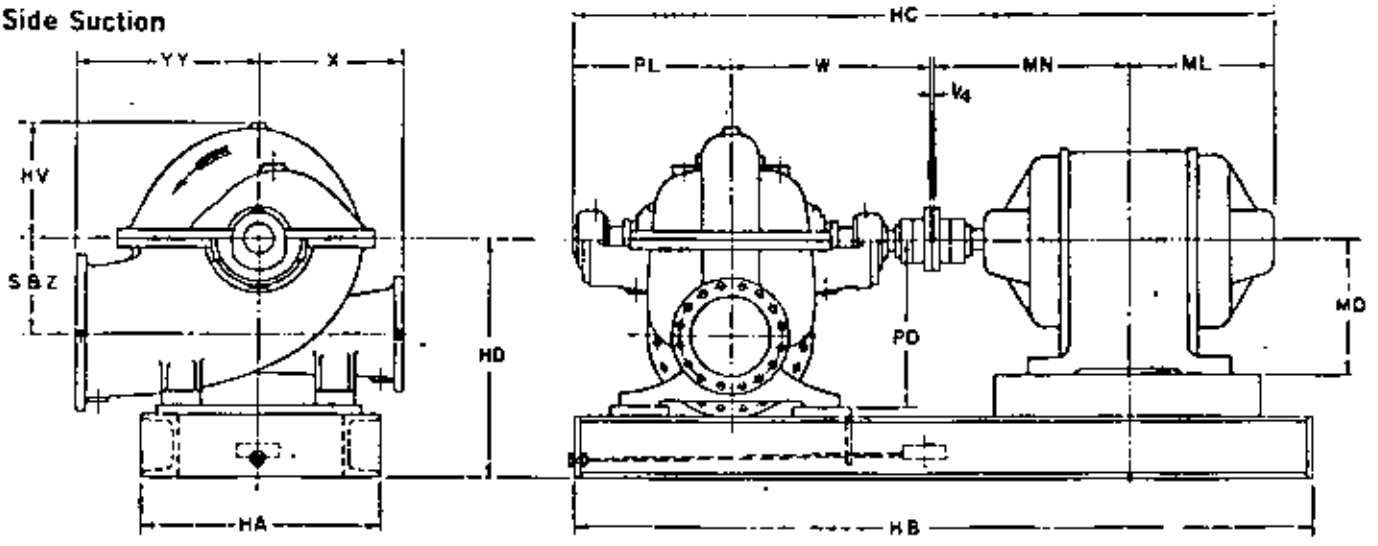
MATERIALS OF CONSTRUCTION

Fittings	Standard Fitted	All-Iron Fitted	All Bronze-Fitted
Casing	Cast Iron	Cast Iron	Bronze
Impeller	Bronze	Cast Iron	Bronze
Impeller Rings	Bronze	Steel	Bronze
Casing Rings	Bronze	Cast Iron	Bronze
Glands	Bronze	Cast Iron	Bronze
Shaft	Steel	Steel	Monel
Shaft Sleeves	Bronze	Steel	Bronze
Shaft Nuts	Bronze	Steel	Bronze
Seal Cage	Lead-Antimony	Cast Iron	Bronze
Bearing Housing	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron
Bearings	SKF or Equal Anti-Friction Type		
Packing	Graphite Impregnated Asbestos		
Baseplate	Fabricated Steel		
Coupling	All Metal—Flexible		

dimensions

138

Side Suction



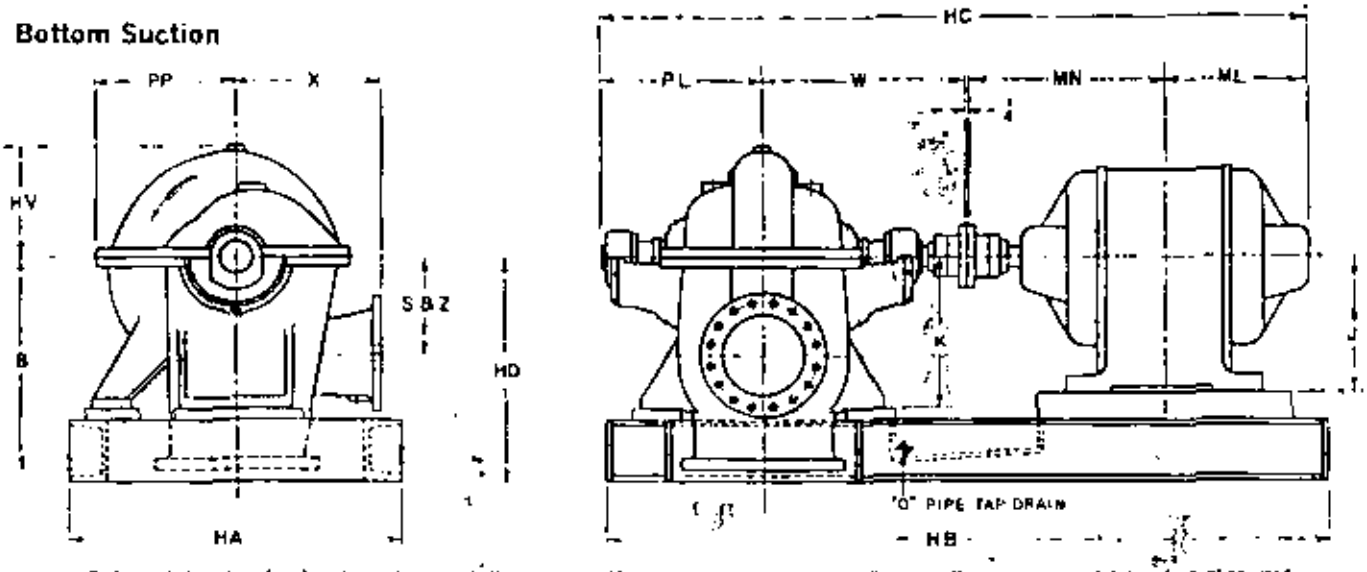
OVERALL DIMENSIONS OF LN-LNH PUMPS FOR MOTOR DRIVE

SIZE AND TYPE	DISCHARGE DIAM. INS.	SUCTION DIAM. INS.	S AND Z	YY	X	PL	W	* MN	* ML	* HC	* MD	PD	* HD	* HA	* HB	HV
5 LN-22	5	8	12	20	16	18⅝	24⅞	26¾	20⅝	91⅛	14½	17	24	30	86	15⅛
6 LN-18	6	10	10	18	16½	19⅝	25½	26¾	20⅝	93	14½	16	25	30¼	79¾	12¾
8 LN-10	8	10	9	15½	12½	18⅜	23 3/16	21⅞	14 7/16	78⅛	11	15	22¼	23¼	69	8⅞
8 LN-12	8	12	9½	17½	15	18 17/32	23 9/32	20 15/16	16 9/16	79 9/16	12½	16¼	23½	26¼	68¾	9⅜
8 LN 14	8	12	10	19	15¾	18 15/16	24¼	23¾	18⅝	85 13/16	14½	16¾	25¾	30¼	73¾	11¼
8 LN-18	8	12	11	22	16½	20 15/16	26⅛	30¾	23⅝	101 11/16	17	18	27	35¼	87¾	12 13/16
8 LN-21	8	14	12	22	20	22⅝	29⅛	32¼	25⅞	109⅛	17	20½	27½	34	95¼	14⅛
10 LN-12	10	12	11	18⅝	15	20⅝	25⅝	24⅞	21½	92⅝	14½	18	25	30½	81	11¾
10 LN-14	10	14	11½	21	18	21 3/16	26 9/16	21½	15¼	84¾	12½	15½	26½	28	80	12
10 LN-18	10	12	12½	21	19	20 13/16	26⅜	25¾	19⅝	92 13/16	14½	15½	26¾	30¼	80¾	13 15/16
10 LNH-18	10	12	12½	21	19	20 13/16	27⅛	32¼	25⅛	105 9/16	17	19½	26¾	34	91½	13 15/16
10 LN-22	10	14	14	25	19½	22⅜	29¾	27¼	21⅜	100¾	17	22½	30	35¼	86¼	15¾
10 LNH-22	10	14	14	25	19½	22⅜	29¾	33½	25¾	110¾	20	22½	30	41½	96¾	15¾
12 LN-14	12	14	12	21	17	22 15/16	28 7/16	29¾	23¾	104 15/16	14½	19½	26½	30½	92	12 9/16
12 LN-17	12	16	14	24	21	22⅝	28⅜	26¾	20⅝	99¾	14½	23	30	31	86¾	14¾
12 LNH-17	12	16	14	24	21	22⅝	29⅝	33½	25⅝	111⅝	20	23	30	41½	98½	14¾
12 LN-21	12	18	15	28½	22½	24¾	31¾	32¼	25⅛	114⅛	17	24½	32	34	97¾	16¾
12 LNH 21	12	18	15	28½	22½	24¾	32⅜	35⅝	27½	120⅝	20	24½	32	40½	104½	16¾
12 LN-32	12	20	18	32	30	29½	38½	47⅝	35⅞	151⅝	30	30	40	60	133⅝	23
14 LN-17	14	18	16	26	21	24 9/16	29 13/16	26¾	20¾	101⅞	12½	26	35½	33	89½	15½
14 LN-20	14	20	16	29½	24	24 9/16	31 1/16	32¼	25⅛	112⅝	17	27¾	37¼	36	99	17
14 LN-24	14	20	17	32	26	26 1/32	34	35⅝	27½	123 7/16	20	28¾	38½	39	107	18⅝
16 LN-23	16	20	17½	31½	26	27 1/32	35 1/32	32	23⅞	118 9/16	20	29⅝	40	41½	107⅝	18⅞
16 LNH-23	16	20	17½	31½	26	27 1/32	35 1/32	35⅝	27½	125 7/16	20	29⅝	40	40½	114½	18⅞
16 LN-28	16	24	19	34	28	30 7/16	33 9/16	40⅝	31½	142⅝	20	32½	43¾	40½	128	22 15/16
16 LNH-28	16	24	19	34	28	30 7/16	39 9/16	44	33⅞	148¾	25	32½	43¾	52	133¾	22 15/16
16 LN-35	16	24	22	38	32	30¼	39⅛	63	55	187⅞	40	36½	51¾	89	168	25⅝
20 LN-28	20	24	21½	37	32	31	40	43⅝	28⅝	143	25	35½	46¾	40	128	22⅞
20 LNH-28	20	24	21½	37	32	31	39 15/16	39	29⅞	146 9/16	25	35½	46¾	41	132	22⅞
24 LN-25	24	30	24	44	32	34¾	41⅝	33 75	31 4	148	14.5	43½	55	54	128	29¾
24 LN-29	24	30	24	43	32	35	44	60	60	212	23	41	52.5	60	164	25¾
24 LN-34	24	30	27¾	45	36½	34 9/16	43⅝	49 2	36.4	178 2	24.8	44½	56	56	160	27⅝
24 LN-42	24	36	28½	49	44	36⅛	44½	49.2	36.4	181	24 8	48	56	56	163	33
30 LN-41	30	36	32	52	48	38¾	49½	47⅝	35⅝	172	30	52	65	68	153½	32½
36 LN-39	36	42	34	56	56	42⅝	52⅝	47⅝	35⅝	178¾	30	57	71	68	156⅞	33½

* Approximate only. Will vary with hp size, type and make of motor received.

ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND ARE FOR PRELIMINARY USE ONLY. PUMPS OF EITHER ROTATION CAN BE SUPPLIED

Bottom Suction



Distance between ends of motor and pump shafts, shown as ¼ in. in the above sketch, will vary with size, make and type of coupling used, thus affecting dimension "HB" in table below. Special couplings may require increase in dimension "E", also affecting dimension "HB".

OVERALL DIMENSIONS OF LNC-LNCH PUMPS FOR MOTOR DRIVE

SIZE AND TYPE	DISCHARGE DIAM INS	SUCTION DIAM INS	S AND Z	B	X	PL	W	MN	ML	HC	MD	K	HD	HA	HB	O	PP	HV
10 LNC-22	10	14	14	27	19½	22⅜	29¼	27⅛	21⅛	100¾	17	21	28	37⅛	86¾	⅜	20	15¾
10 LNCH-22	10	14	14	27	19½	22⅜	29¼	33½	25⅜	110¾	20	21	28	41½	93	⅜	20	15¾
12 LNC-21	12	18	15	32	22½	24¾	31¾	32¼	25⅛	114⅛	17	23	30	43½	100⅜	¾	22	16¾
12 LNCH-21	12	18	15	32	22½	24¾	32¾	35⅝	27½	120⅞	20	23	30	43½	102⅜	⅜	22	16¾
14 LNC-20	14	20	16	37	21	24 9/16	31 11/16	32¼	25½	112½	17	28	39	52	103	¾	22	17
14 LNC-24	14	20	17	37	26	26 1/32	34	35⅝	27½	123 1/16	20	28	37⅛	42	110	⅜	23¾	18⅝
16 LNC-23	16	20	17½	38	26	27 3/32	35 1/32	32	23⅞	118 3/16	20	26	40	50	107 1/32	⅜	24 15/16	18⅞
16 LNCH-23	16	20	17½	38	26	27 3/32	35 1/32	35⅝	27½	125 7/16	20	26	40	50	107 13/32	⅜	24 15/16	18⅝
16 LNC-28	16	24	19	41	28	30 7/16	39 9/16	40⅝	31½	142⅜	20	30	41¼	49¼	107 7/16	⅜	27 7/16	22 15/16
16 LNCH-28	16	24	19	41	28	30 7/16	39 9/16	44	33⅞	148⅜	25	30	41¼	52	125½	¾	27 7/16	22 15/16
16 LNC-35	16	24	22	44	32	30⅛	39¼	63	55	187⅝	40	30	41¼	89	169⅞	⅜	32 9/32	25⅝
20 LNC-28	20	24	21½	44	32	31	40	43⅛	28⅝	143	25	30	41¼	58	130⅝	⅜	29⅞	22⅞
20 LNCH 28	20	24	21½	44	32	31	39 11/16	39	29⅞	146 5/16	25	30	41¼	54	130 7/16	⅜	29⅞	22⅞
24 LNC-34	24	30	27⅛	52	36½	34 9/16	43⅞	49¼	36½	178¼	24⅛	40	51½	72	160	1	36¼	27⅝
24 LNC-42	21	36	28½	56	41	36⅛	47⅛	49¼	36½	181	24⅛	44	52	72	163	1	41 13/16	33
30 LNC-41	30	36	32	60	48	38¾	49½	47⅝	35⅝	172	30	48	61	69	155⅛	¾	41⅜	32½

* Approximate only. Will vary with flip size, type and make of motor involved.

ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND ARE FOR PRELIMINARY USE ONLY. PUMPS OF EITHER ROTATION CAN BE SUPPLIED.

FLANGE DATA:	125 lb. AMERICAN STANDARD												250 lb. AMERICAN STANDARD (FLAT FACE)										
NOZZLE SIZE	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
O D FLANGE	11	13½	16	19	21	23½	25	27½	32	38¾	46	53	12½	15	17½	20½	23	25½	28	30½	36	43	50
FLANGE THICKNESS	1	1⅛	1 1/16	1¼	1⅜	1 5/16	1 9/16	1 11/16	1⅞	2⅛	2⅜	2⅝	1 5/16	1⅜	1⅝	2	2⅛	2¼	2½	2½	2¾	3	3½
NUMBER OF BOLTS	8	8	12	12	12	16	16	20	20	28	32	36	12	12	16	16	20	20	24	24	24	28	32
SIZE OF BOLTS	¾	¾	⅞	⅞	1	1	1⅛	1¼	1⅜	1⅜	1½	1½	¾	⅞	1	1⅛	1⅛	1¼	1⅜	1⅜	1½	1⅝	2
SIZE BOLT HOLES	⅞	1	1	1	1⅛	1⅛	1⅛	1⅜	1⅜	1½	1½	1½	⅞	1	1⅛	1⅛	1⅛	1⅛	1⅜	1⅜	1⅜	2	2¼
BOLT CIRCLE DIAM.	9½	11¾	14¼	17	18¾	21½	22¾	25	29½	36	42¾	49½	10¾	13	15¼	17¾	20¼	22½	24¾	27	32	39¼	46

typical LN pump specifications

general (LN type)
The pump shall be a horizontal, single stage, double suction, double volute axially split case centrifugal pump. The suction and discharge nozzles shall be integrally cast in the lower half of the casing and on the same horizontal centerline. The pump shall have a side suction and discharge equal to the LN type pump as manufactured by Worthington Corporation.

conditions of service
The pump shall be designed for pumping _____ for the following conditions of service:

	Pump	Pump	Pump
Design capacity			
Total head in feet			
Suction head or lift			
Minimum operating head			
Maximum operating head			
Minimum shut-off head			
Pump discharge size			
Maximum rpm			
Driver type			

shaft and sleeves
The pump shaft shall be of heat treated steel, accurately machined and ground over its entire length. The shaft shall be protected from wear and erosion in the pump and stuffing box by removable bronze sleeves. These sleeves are to be keyed to the shaft with the same key extended from the impeller and held in place by separate bronze shaft nuts. The sleeves shall be provided with "O" rings to prevent leakage between the shaft and sleeves.

bearings
The pump bearings shall be of the heavy duty single row anti-friction type, arranged for (grease) (oil) lubrication. The bearings shall be adequately sized for long life without the addition of external cooling. The inboard and outboard bearings of the pump shall be interchangeable. Removable bearing housings shall be bolted and dowelled to bearing brackets that are cast integrally with the pump's lower half casing.

baseplate
The pump and driver should be mounted on a one piece fabricated steel baseplate with provision to collect leakage.

flexible coupling
The pump shall be directly connected to its driver by means of an all metal-type flexible coupling.

casing
The casing shall be of close-grained cast iron equivalent to ASTM A48 Class 25 and shall be tested at a hydrostatic pressure of _____ psi. The bearing bracket shall be cast integrally with the lower half casing. The upper half casing shall be fitted with lifting lugs or eye bolts. The casing shall be provided with all necessary vents, drain plugs and suction and discharge gauge connections. The suction and discharge connections shall be (125 lb. ASA standard flanges) or (125 lb. and 250 lb. ASA standard flanges) or (250 lb. ASA standard flanges).

impeller
The impeller shall be bronze and of the double suction type. The impeller shall be dynamically balanced and mounted on the shaft with a single key which extends beyond the impeller hub locking the impeller and shaft sleeves against rotation on the shaft.

wearing rings
The casing shall be fitted with bronze wearing rings designed to provide a smooth flow of water into the impeller eye. The casing ring shall be provided with a positive means of preventing rotation. The impeller shall also be fitted with removable bronze wearing rings and held in place by set screws.

This is a standard specification for a water pump. For other applications, consult your local Worthington representative.

Worthington Pump Corporation (U.S.A.)
Harrison, New Jersey 07029
A subsidiary of Worthington Pump, Inc.

WORTHINGTON PUMP

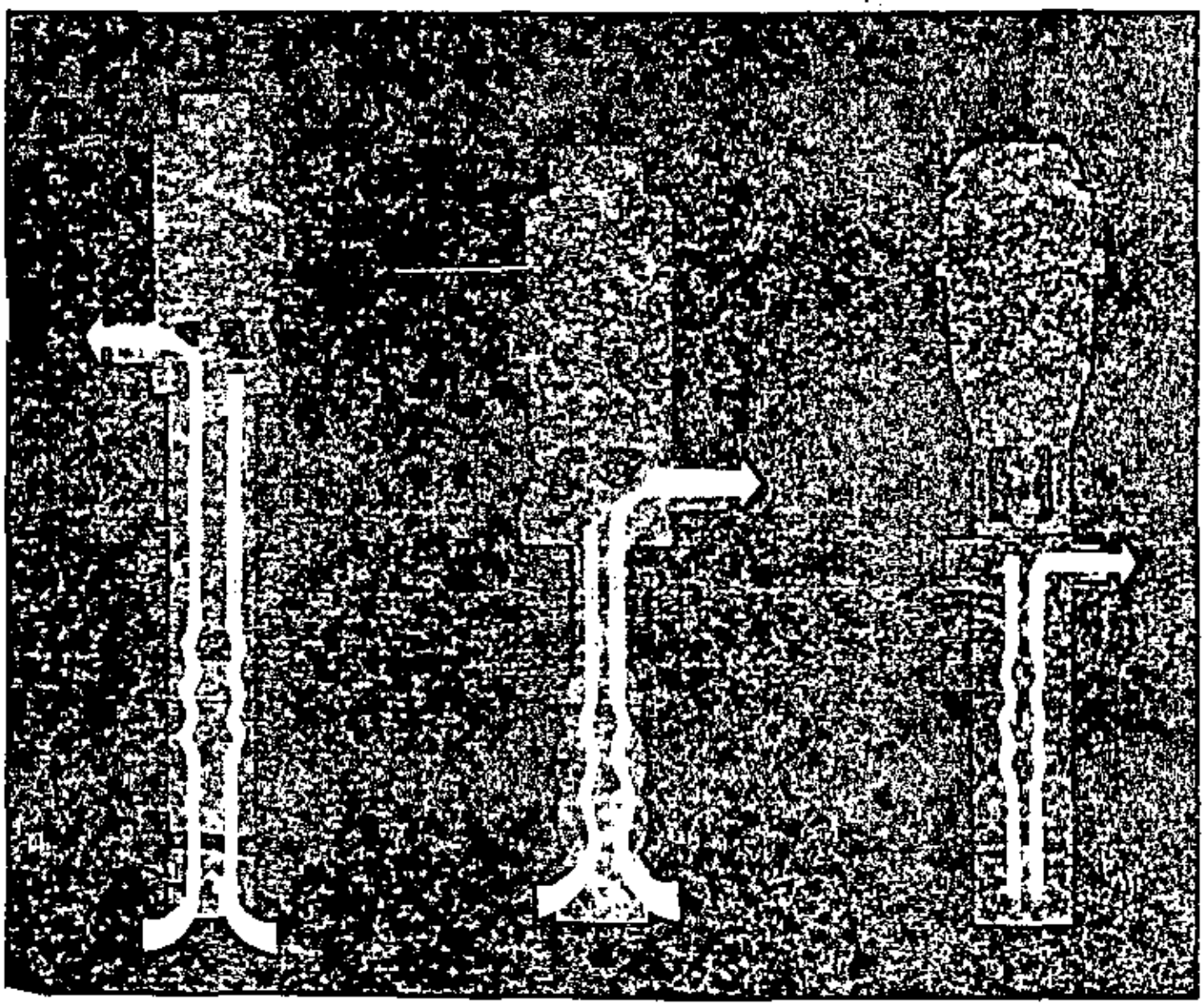
2118-B6B 794 TC

Litho in USA

Bombas verticales Worthington tipo turbina para uso industrial

Instructivo

PARA SU INSTALACION, OPERACION, MANTENIMIENTO Y LISTA DE PARTES



WORTHINGTON

INDICE

SECCION 1

SECCION 2

INSTRUCCIONES DE MANTENIMIENTO

SECCION 3

LISTA DE PARTES.

LISTA DE ILUSTRACIONES

impulsor y soportar el alojamiento de la chumacera de la Campana de Succión. La succión tipo campana es empleada normalmente, pero en aplicaciones donde es necesario unir un tubo de succión, se utiliza un cono de entrada roscado.

TAZONES

Hay dos tipos de tazones, Intermedio y Superior que pueden ser suministrados en las bombas verticales tipo turbina. La operación de los tazones es idéntica con la excepción de que el tazón superior descarga los fluidos en el cono de salida y el tazón ó tazones intermedios descargan los fluídos en el ojo del impulsor inmediato. Cada tipo de tazón contiene un impulsor el cual está mecánicamente conectado a la flecha de impulsores. El liquido fluye en el impulsor a la parte superior del tazón. Las aspas también soportan el alojamiento para la chumacera del tazón. Los tazones intermedios contienen una chumacera de bronce insertada a presión dentro del alojamiento. El tazón superior contiene una chumacera de bronce la cual se extiende hasta dentro del cono de salida. El material de las chumaceras puede ser variable de acuerdo con la aplicación específica. Un ensamble de varios pasos contiene un tazón Superior y uno ó varios intermedios. El ensamble de un solo paso contiene solamente un tazón superior.

IMPULSORES

Los impulsores usados en las bombas verticales UHF marca Worthington son del tipo centrifugo cerrado ó de flujo mixto. El sello para la filtración de un paso a otro se logra por medio de la inserción de anillos de desgaste para proveer un juego axial conveniente del tazón a la entrada del impulsor. Los impulsores están conectados mecánicamente a la flecha de impulsores por medio de un buje y una tuerca del buje la cual presiona ligeramente el impulsor contra el buje. La posición del impusor en la flecha está determinado por un perno. Los pernos están insertados en la flecha y provee una posición exacta a los impulsores.

CONO DE SALIDA

El cono de salida, si es usado, recibe el fluido del tazón superior y lo dirige el tubo de columna. En algunos casos el tazón superior puede conectar directamente al tubo de columna si las dimensiones son compatibles ó la profundidad del cárcamo es limitada. Las aspas que guían el liquido también sirven como soporte para la chumacera del cono de salida. Los taladros roscados en los costillas exteriores del cono de salida permite la pérdida de presión en la descarga y permite un flujo correcto del lubricante en las bombas lubricadas por agua, se insertan dos tapones de tubo en los taladros roscados para prevenir la desviación de los liquidos alrededor de la chumacera del cono de salida.

SECCION II

INSTRUCCIONES DE MANTENIMIENTO GENERAL

La frecuencia para revisiones completas en los cuerpos de tazones depende del número de horas en operación acumuladas, la severidad de las condiciones de servicio, y el cuidado que se haya tenido en la bomba durante la operación. El cuerpo de tazones normalmente no debe ser sacado para su inspección a menos que sea una indicación definida o se vea mal funcionamiento en la bomba. Evidentemente el mal funcionamiento interior generalmente se nota en la reducción de la capacidad ó presión, ó un significativo cambio en la vibración o sonido durante su funcionamiento.

DESENSAMBLE

El desensamble del cuerpo de tazones debe ser efectuado en una área limpia con suficiente espacio para colocar todas las partes en el orden en que se vaya quitando. La figura 2-1 ilustra los componentes de un cuerpo de tazones indicando el orden en que son quitados durante el desensamble. Proceder como
3 sigue:

PRECAUCION

a).—Coloque el cuerpo de tazones en posición horizontal y coloque bajo el tazón superior un bloque de salida.

NOTA: Antes de proceder al desensamble, medir y registrar la dimensión de la flecha fuera del cono de salida.

b).—Quitar el cople de la flecha (1) por medio de un llave.

c).—Quitar los tornillos (2) que conectan el cono de salida (3) y el tazón superior y deslice el cono de salida hacia afuera de la flecha. Quitar la chumacera de conexión (4) del cono de salida desenroscándola del alojamiento de ésta.

d).—Quitar los tornillos (5) que conectan el tazon superior (8) con el inmediato inferior y deslice el tazón hacia afuera de la flecha La chumacera del tazón superior (6) y el anillo "O" (7) si se usa deben quitarse del tazón.

e).—Desenroscar la tuerca del buje del impulsor (9) y deslicelo hacia afuera de la flecha.

f).—Soltar el impulsor (10) y deslizarlo hacia afuera de la flecha.

NOTA: En el centro del perno del buje de impulsor (11) llevo un taladro roscado para ayudar a quitarlo.

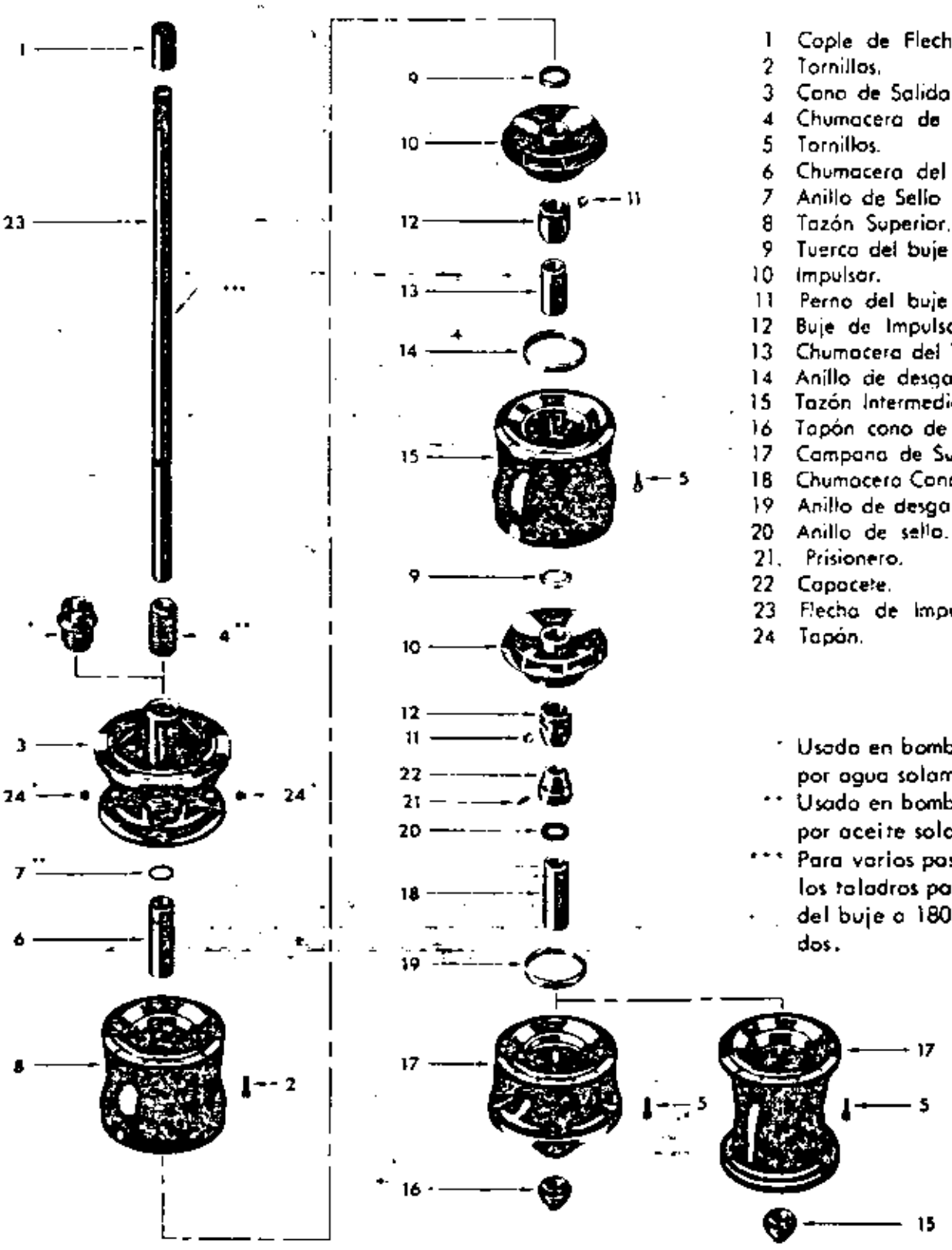
g).—Insertar un tornillo en el centro del perno del buje de impulsor (11) girándolo de tal manera de removerlo para quitarlo. Deslizar el buje de impulsor sacándolo de la flecha.

h).—Quitar los tornillos (5) que conectan con el tazón intermedio (15). Deslizar el tazón superior en la flecha para sacarlo. El buje del tazón y el anillo de desgaste van fijos a presión en el Tazón.

i).—Repita los pasos desde "e" hasta "h" hasta que todos los pasos hayan sido removidos.

j).—Quitar el tapón del cono de entrada y deslice éste en la parte inferior de la flecha, hacia afuera. El buje del cono de entrada (18), el anillo de desgaste (19) y el sello (20) se sacarán del cono de entrada.

k).—Aflojar los prisioneros (21) y deslizar hacia afuera el capacete del cono de entrada (22) por la parte inferior de la flecha (23).



1 Cople de Flecha.
2 Tornillos.
3 Cono de Salida.
4 Chumacera de conexión.
5 Tornillos.
6 Chumacera del Tazón Sup.
7 Anillo de Sello "O".
8 Tazón Superior.
9 Tuerca del buje de Imp
10 Impulsor.
11 Perno del buje de impulsor.
12 Buje de Impulsor.
13 Chumacera del Tazón.
14 Anillo de desgaste.
15 Tazón Intermedio.
16 Tapón cono de Entrada.
17 Campana de Succión.
18 Chumacera Cono de Entrada.
19 Anillo de desgaste.
20 Anillo de sello.
21. Prisionero.
22 Capacete.
23 Flecha de Impulsores.
24 Tapón.

* Usado en bombas lubricadas por agua solamente.
** Usado en bombas lubricadas por aceite solamente.
*** Para varios pasos se hacen los taladros para los pernos del buje a 180° alternados.

Fig. 2-1
VISTA DEL CUERPO DE TAZONES

TAMAÑO DE LA BOMBA.		20	22	24	26	28H	28HH
Diám.Ext.Flecha de Imps.	MAX. MIN.	2.250 2.247	2.250 2.247	2.750 2.747	3.500 3.497	3.250 3.247	4.000 3.997
Diám.Int.Chum.Cono de - Entrada(D.de colocado).	MAX. MIN.	2.2645 2.2585	2.2645 2.2585	2.767 2.760	2.5135 3.5080	3.268 3.261	3.0175 3.0105
Diám.Int.Chum.de Tazones (Después de colocados).	MAX. MIN.	2.2645 2.2585	2.2645 2.2585	2.767 2.760	2.5135 3.5080	3.268 3.261	4.010 4.008
Juego de la Flecha	M			.75	.50		
Juego de la Flecha	H	.68		.75		.80	
Juego de la Flecha	HH		.75				1.5
Diám.Sello del Impulsor	M			11.200	12.722		
Diám. " " "	H	10.127		12.162		14.980	
Diám. " " "	HH		13.105				17.733
Diám.del Anillo de Desg.	M			11.218	12.740		
Diám. " " "	H	10.145		12.178		15.000	
Diám. " " "	HH		13.125				17.750

Fig. 2-2

TABLA DE DIMENSIONES NOMINALES DE TOLERANCIAS.

INSPECCION Y LIMPIEZA

Después del desensamble, todos los componentes del cuerpo de tazones deberán ser limpiados cuidadosamente y examinados los defectos físicos. Examine los impulsores para ver si hay señales de fricción o astilladuras. Cheque las dimensiones dadas en la figura 2-2 y verifique las partes checadas está dentro de las tolerancias.

REEMPLAZO

Las partes que muestren grietas o hendiduras o señales de desgaste excesivo deben ser reemplazados. Solamente Worthington tiene las partes genuinas que deben ser usadas para cambiar por las partes desgastadas o dañadas. Si las flechas, impulsores, anillos de desgaste o piezas de fierro fundido parecen estar sujetas a corrosión excesiva a causa de impurezas o acción química en los líquidos bombeados, se recomienda consultar con los Ingenieros de Worthington. Después de un análisis completo de las condiciones peculiares de su área se puede encontrar qué tipo de manufactura de bomba o materiales especiales pueden proporcionarle a Ud. un mejor servicio. La cotización con cualquier instrucción especial para la

CHUMACERAS

instalación y operación le será suministrada al final de la investigación.

Las chumaceras del cono de entrada y los tazones son insertados a presión dentro de los respectivos alojamientos con un ajuste de .003'. Las chumaceras desgastadas pueden ser sacadas a presión o maqui-

narse en su diámetro interior hasta dejar una pared muy delgada de tal manera que pueda quitarse con las manos. La chumacera de reemplazo debe ser insertada a presión en su alojamiento. Después de instalada checar el diámetro interior y el diámetro exterior de la flecha de impulsores (ver Fig. 2-2). Si el claro no está dentro de la tolerancia, el diámetro interior de la chumacera debe ser maquinado.

ANILLOS DE DESGASTE

Los anillos de desgaste son insertados a presión en sus respectivos alojamientos. Los anillos desgastados pueden ser quitados maquinando el diámetro interior hasta tener una pared muy delgada de tal manera que pueda quitarse con la mano. El anillo de desgaste de reemplazo debe ser insertado en su alojamiento a presión. Después de instalado checar el diámetro interior y el diámetro exterior del impulsor (ver Fig. 2-2). Si el claro no está dentro de la tolerancia el diámetro interior del anillo de desgaste debe ser maquinado.

NOTA: Los conos de entrada y los tazones de reemplazo vienen equipados con chumaceras y anillos de desgaste con dimensiones estandar y no necesitan maquinarse.

LUBRICACION

Lubricar todas las chumaceras metálicas con grasa limpia o aceite cuando los tazones estén desarmados. Limpie el exceso de lubricante y pinte todas las superficies maquinadas con un buen compuesto anticorrosivo.

ENSAMBLE

El ensamble de la unidad es escencialmente al revés del desensamble. Ver Fig. 2-1 y proceda como sigue:

a).—Roscar el tapón (15) en el cono de entrada o campana de succión (16).

b).—Insertar la flecha de impulsores dentro del cono de entrada a tope.

c).—Deslizar el anillo de sello (19) en la flecha con la parte plana hacia abajo y sentarlo firmemente sobre la chumacera del cono de entrada.

d).—Deslizar el capacete (21) con la flecha hacia el cono de entrada girándolo suavemente en el sello para que quede bien colocado este en su alojamiento, entonces apretar los prisioneros (20).

e).—Deslizar el buje de impulsor en la flecha hacia el cono de entrada, alinearlo en el taladro para el perno del buje de impulsor (11). Inserte éste en su alojamiento. Empujar el buje hasta que el perno no sobresalga.

f).—Deslizar el impulsor (10) en la flecha, hasta insertarlo en el buje lo más pronto posible a mano.

g).—Deslizar la tuerca del buje de impulsor (2) en la flecha y roscarlo en la parte roscada del buje. Usando una llave apriete firmemente la tuerca.

h).—Deslizar el tazón (8) en la flecha y alinear los costillas con las del cono de entrada.

i).—Insertar y apretar los tornillos (5).

j).—Repetir los pasos hasta que todos los tazones estén en su lugar.

k).—Deslizar el cono de salida (3) en la flecha y alinear los costillas con el tazón adjunto.

l).—Insertar y apretar uniformemente los tornillos.

m).—Quitar el tapón (15) del cono de entrada e inyectar grasa insoluble de buen grado.

n).—Empuje y estire la flecha varias veces para quitar el exceso de grasa.

o).—Quitar el exceso de grasa e insertar roscando el tazón del cono de entrada. 148

NOTA: Después que el cuerpo de tazones esté ensamblado nuevamente, checar el juego de la flecha y comparar contra la lectura obtenida en la nota después del paso "a" del párrafo 2-4. El juego está listado en las dimensiones nominales de la Fig. 2-2.

PRECAUCION

Los tapones en el cono de salida son usados solamente en las bombas lubricadas por agua y en bombas lubricadas por aceites especiales para alta presión.

NO USAR TAPONES EN BOMBAS LUBRICADAS POR ACEITE ESTANDARD

SECCION III

LISTA DE PARTES

GENERAL

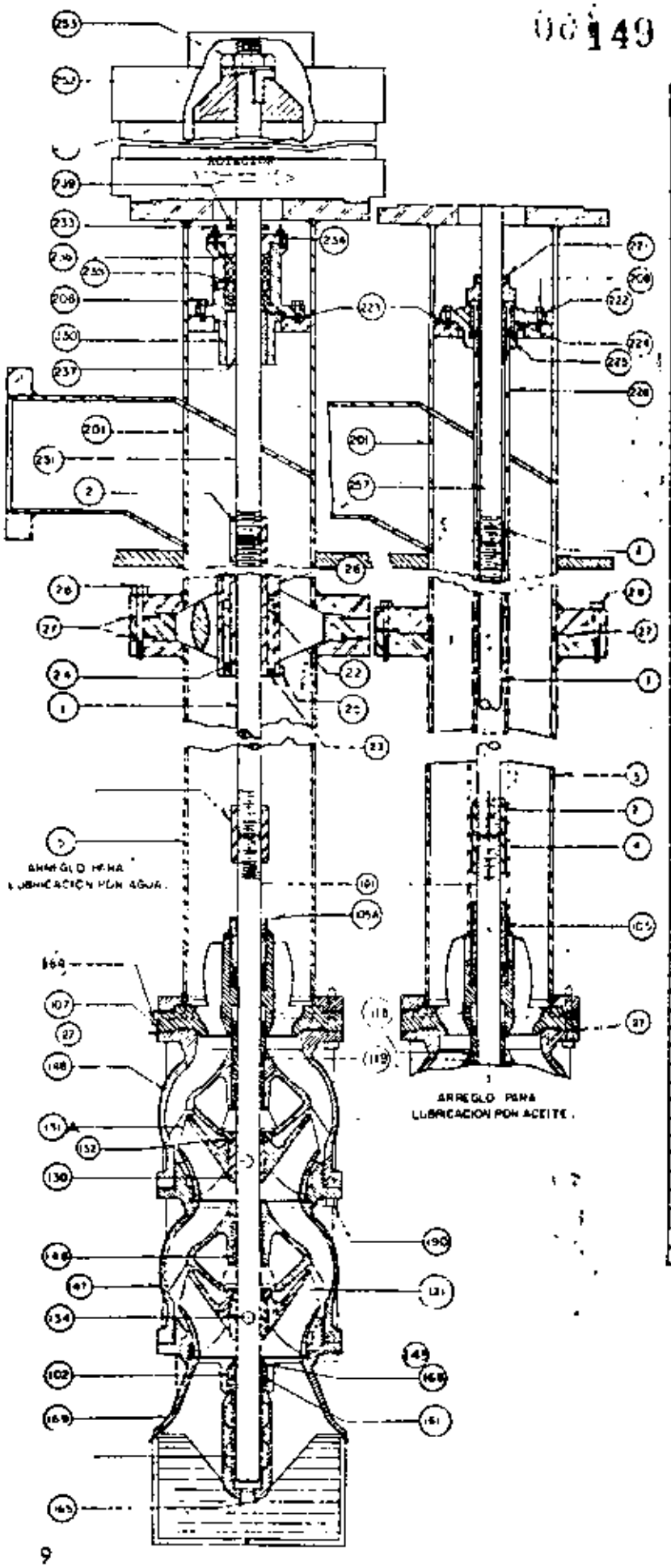
El requerimiento para una existencia de partes de refacción, variará con la severidad de las condiciones de servicio, la extensión del campo de mantenimiento anticipado y el número de unidades instaladas. Un mínimo de una refacción para cada parte expuesto o movimiento debe estar en existencia lo mismo que un juego completo de chumaceras y sellos.

ORDEN DE REFACCIONES

Cuando ordene refacciones y parte de reemplazo, se deben dar el número de serie, el tamaño y tipo de la bomba. Tomar los datos de la placa de nombre. Esta información es escencial para que Worthington de México pueda identificar la bomba y construir las refacciones correctas. Dar el nombre y número de la parte citados en la lista de partes del dibujo seccional aplicable a estas bombas, la cantidad requerida y cuando sea posible los símbolos completos grabados en las partes desechadas. Las órdenes de partes para reemplazo deben ser enviadas a la Oficina mas cercana representante de Worthington de México.

REGRESO DE PARTES

Todas las partes que sean regresadas a la fábrica deben tener adjunta una etiqueta especial con los datos completos de las partes regresadas así como el nombre del Cliente y número de referencia. Retardos innecesarios son evitados cuando las partes regresadas a la fábrica llevan el procedimiento correcto.



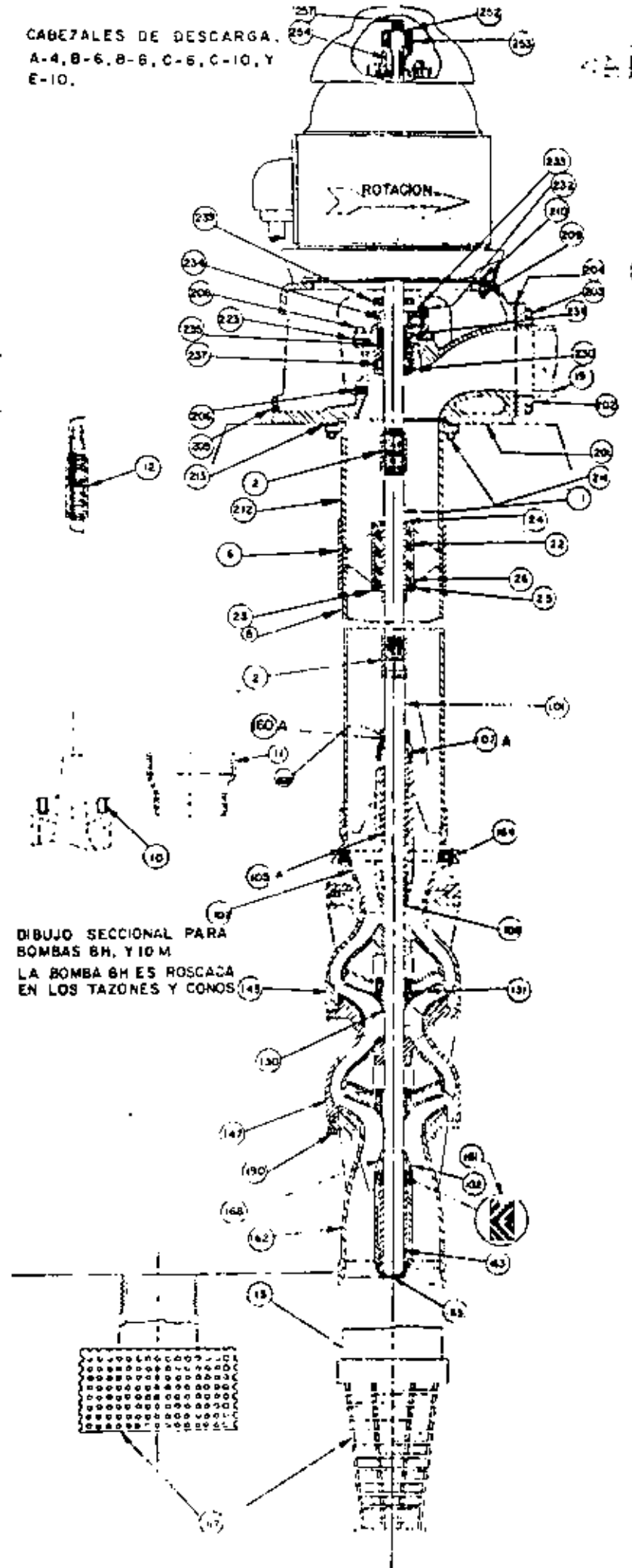
REF.	CABEZAL DE DESCARGA	LUBRICACION AGUA	LUBRICACION ACEITE
2	CORTE DE FLECHA	•	•
201	CABEZAL DE DESCARGA	•	•
308	TORNILLOS CAJA DE EMPAQUES	•	•
121	CHUMACERA DE AJUSTE		•
227	CAJA DE EMPAQUES		•
221	JUNTA DE LA CAJA DE EMPAQUES	•	•
224	CAMISA DE EMPAQUES		•
251	EMPAQUE		•
228	TUBO DE PROTECCION SUPERIOR		•
201	CAJA DE EMPAQUES	•	
233	ESPARRAGOS DE PRENSA ESTOPAS	•	
234	PRENSA ESTOPAS	•	
235	JAULA DE SELLO	•	
226	JUEGO DE EMPAQUES	•	
237	BUJE DE LA CAJA DE EMPAQUES	•	
239	ANILLO DESVIADOR	•	
231	FLECHA SUPERIOR	•	
[illegible]	TORNILLO DE SEGURO	•	•
[illegible]	TUERCA DE AJUSTE	•	•
[illegible]	CUÑA DE LA FLECHA SUPERIOR	•	•
[illegible]	FLECHA SUPERIOR		•
	COLUMNA		
1	FLECHA DE COLUMNA	•	•
[illegible]	[illegible]	•	
[illegible]	CHUMACERA DE COLUMNA	•	
[illegible]	[illegible] DE CHUMACERA	•	
[illegible]	CAMISA DE FLECHA	•	
[illegible]	[illegible] DE LA CHUMACERA	•	
[illegible]	[illegible] DE LA CHUMACERA	•	
[illegible]	JUNTA [illegible] DE COLUMNA	•	
[illegible]	TORNILLOS [illegible] DE COLUMNA	•	•
4	TUBO DE PROTECCION		•
	CUERPO DE TAZONES		
2	CORTE DE FLECHA	•	•
101	FLECHA DE IMPULSORES	•	•
[illegible]	CHUMACERA DE COMPRESION		•
1054	CHUMACERA CAPACETE	•	
107	CONO DE SALIDA	•	•
[illegible]	ANILLO ELASTICO		•
119	BUJE DEL TAZON SUPERIOR	•	•
131	IMPULSOR PRIMER PASO	•	•
132	TUERCA DEL BUJE DE IMPULSOR	•	•
130	BUJE DEL IMPULSOR	•	•
134	PERNO DEL BUJE DE IMPULSOR	•	•
145	ANILLO DE LUBRICACION DE CAMPANA DE SUCCION	•	•
146	BUJE DEL TAZON INTERMEDIO	•	•
147	TAZON INTERMEDIO	•	•
148	TAZON SUPERIOR	•	•
161	SELLO DE HULE CON RESORTE	•	•
164	TAPON PARA TUBO DE DESFOGUE	•	
165	TAPON PARA TUBO	•	•
109	CAPACETE	•	•
168	PRISIONERO PARA CAPACETE	•	•
169	CAMPANA DE SUCCION	•	•
143	BUJE CAMPANA DE SUCCION	•	•
150	TORNILLOS PARA TAZON	•	•
131A	IMPULSOR SEGUNDO PASO	•	•

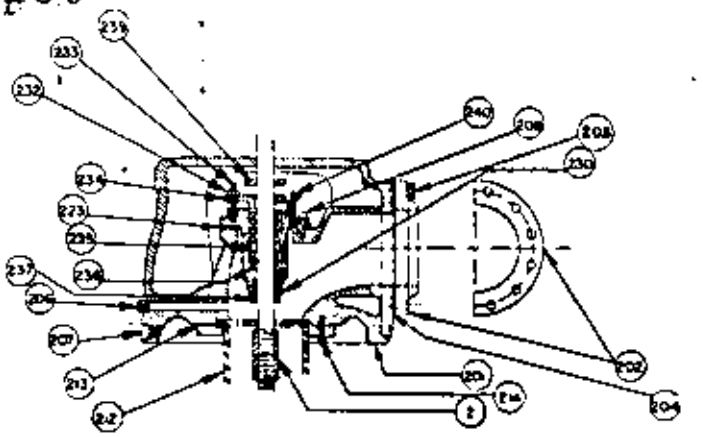
LISTA DE PARTES BOMBA
MODELO 28H
MA-207192

CABEZALES DE DESCARGA.
A-4, B-6, B-8, C-6, C-10, Y
E-10.

150

CABEZALES DE DESCARGA.
1204, 1606, 2006 Y 2412.





DIBUJO SECCIONAL PARA BOMBAS 8H, Y 10 M

LA BOMBA 8H ES ROSCADA EN LOS TAZONES Y CONOS

CABEZAL

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 empaques).
209 Pernos 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 empaque.
230 Caja de empaques (ver # 223).
232 Tuercas de tornillos de prensa estopa.
233 Empaques de prensa estopa.
234 Prensa estopa.
235 Anillo de sello.
236 Juego de empaques.
237 Buje de caja de empaques.
239 Anillo desviador.
240 Grapera de capa.
252 Tornillo de ajuste.
253 Tuerca de ajuste.
254 Cuña de flecha superior.
257 Flecha superior.
19 Tubo de descarga.

COLUMNA.

17 Cople de reducción e ampliación.
1 Flecha de línea.
24 Cuñas de flecha.
2 Cople de flecha.
26 Soporte de chumacera.
27 Chumacera de línea.
23 Retén de chumacera.
25 Remaches de la chumacera.
5 Tubo de columna.
13 Tubo de succión.
117 Casadera.
6 Cople del tubo de la columna.
11 Campana de ampliación.
10 Anillo de reducción.

CUERPO DE TAZONES.

142 Tazón de entrada.
140 Tazón superior.
160 Buje cono de entrada.
102 Capacete cono de entrada.
150 Tapón cono de entrada.
164 Tapón para hule de desbaste.
166A Retén del capacete.
168 Rodamiento del retén y capacete.
107 Cono de salida.
106 Buje cono de salida.
105A Chumacera de cono de.
143 Sellos de hule con resorte (solo en modelo 10 M).
131 Impulsor.
130 Buje del impulsor.
147 Tazón intermedio.
101 Flecha de revolver.
190 Tornillos para resorte.
102A Capacete cono de salida.

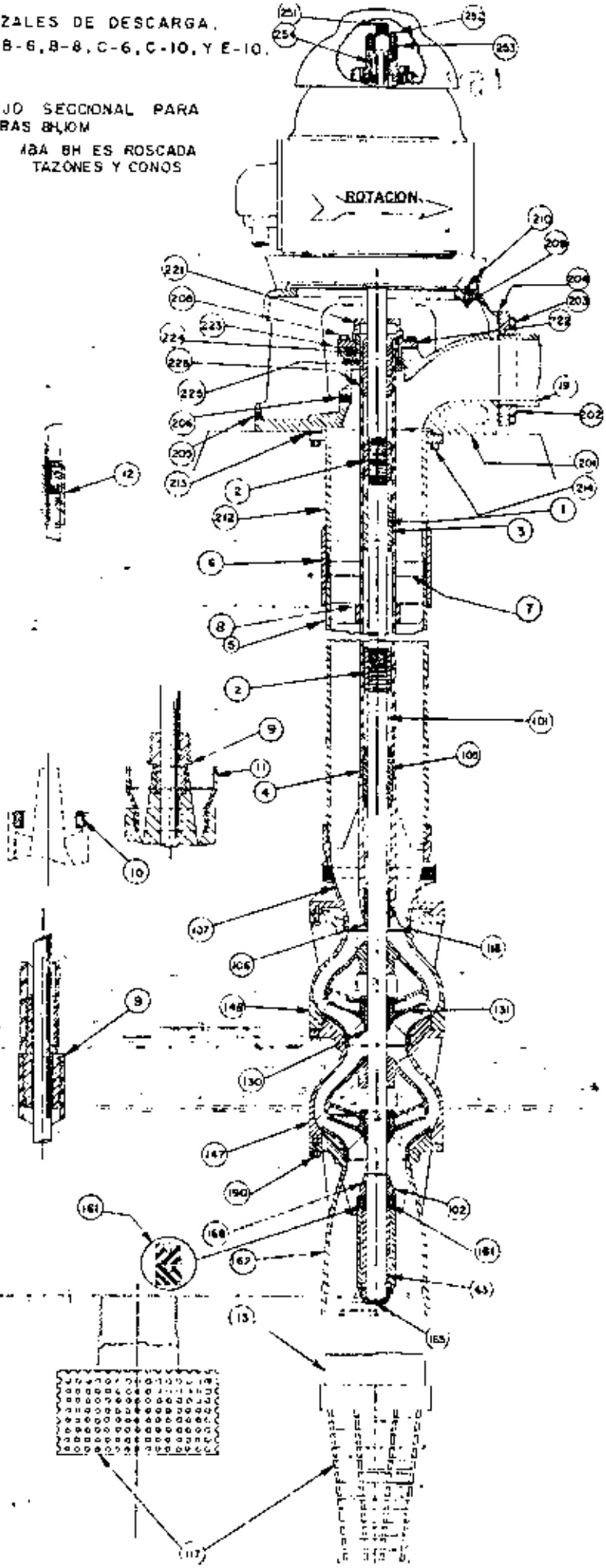
LISTA DE PARTES DE BOMBAS VERTICALES TIPO TURBINA MODELO 8H Y 10M. LUBRICACION POR AGUA.

MA-202050

CABEZALES DE DESCARGA.
A-4, B-6, B-8, C-6, C-10, Y E-10.

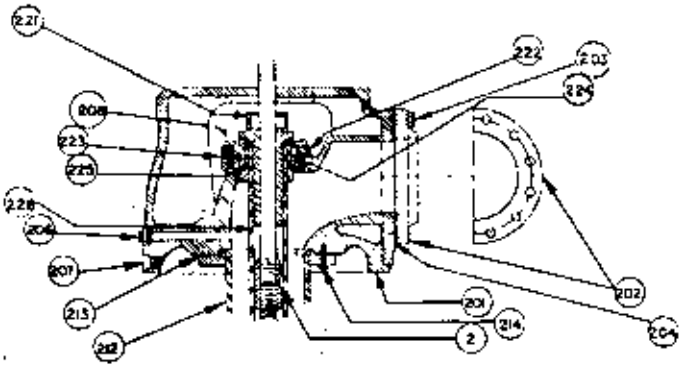
DIBUJO SECCIONAL PARA BOMBAS BH,IOM

L IBA BH ES ROSCADA
E TAZONES Y CONOS



151

CABEZALES DE DESCARGA.
1204, 1606, 2006 Y 2412.



CABEZAL.

201 Cabezal de Descarga.
202 Brida de Descarga.
203 Tornillos Brida de Descarga.

204 Junta Brida de Descarga.
205 Tapón (conexión arenajel).
206 Tapón (conexión para lubricación con aceite).
207 Tapón (conexión del respiradero).
208 Tornillos (caja de empaques).
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.
222 Caja de empaques (con # 2241).
221 Chumacera de ajuste.
224 Camisa de empaque.
225 Empaque grafitado.
228 Tubo de protección superior.
252 Tornillo de seguro.
253 Tuerca de ajuste.
254 Cono de flecha superior.
251 Flecha superior.
19 Tubo de descarga.

COLUMNA.

9 Chumacera de reducción o ampliación
1 Flecha de línea.
12 Cople de reducción.
2 Cople de flecha.
8 Estrellas.
3 Chumacera de línea.
7 Espaciador.
10 Anillo de reducción.
5 Tubo de columna.
13 Tubo de succión.
117 Coladera.
6 Cople del tubo de la columna.
11 Campana de ampliación.
4 Tubo de protección.

CUERPO DE TAZONES

162 Cono de entrada.
163 Buje cono de entrada.
107 Capacete cono de entrada.
165 Tapón cono de entrada.
107 Cono de salida.
118 Anillo elástico para cono de descarga.
148 Tazón superior.
161 Sello de hule con resorte. (en IOM)
131 Impulsor.
130 Buje del impulsor.
147 Tazón intermedio.
101 Flecha de impulsor.
190 Tornillos para tazón.
168 Prisioneros capacetes cono de entrada
105 Chumacera de conexión.
106 Buje cono de salida.

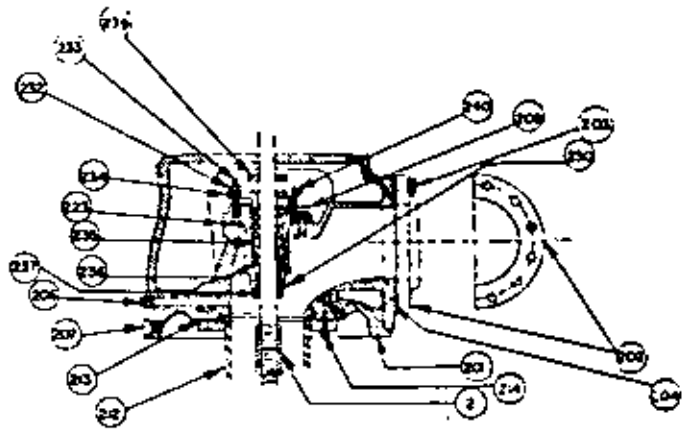
LISTA DE PARTES DE BOMBAS VERTICALES TIPO TURBINA MODELO BH. Y IOM. LUBRICACION POR ACEITE.

MX-202051

CABEZALES DE DESCARGA
C-10, Y E-10.

152

CABEZALES DE DESCARGA.
2412.



CABEZAL

201 Cabezal de Descarga.
202 Brida de Descarga.
203 Tornillos Brida de Descarga.
204 Junta Brida de Descarga.
205 Tapon (conexion drenaje).
206 Tapon (conexión para lubricacion con agua).
207 Tapon (conexión del respiradero).
208 Tornillos (caja de empaques).
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 empaque.
230 Caja de empaques (Con # 2371.
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 Graceta de copa.
252 Tornillos de seguro.
253 Tuerca de ajuste.
254 Cuña de flecha superior.
257 Flecha superior.
19 Tubo de descarga.

COLUMNA.

12 Cople de reducción o ampliacion
1 Flecha de linea.
24 Camisa de flecha.
2 Cople de flecha.
26 Soporte de chumacera.
23 Chumacera de linea.
22 Reten de chumacera.
25 Remaches de la chumacera.
5 Tubo de columna.
11 Campana de ampliación.
10 Anillo de reducción.

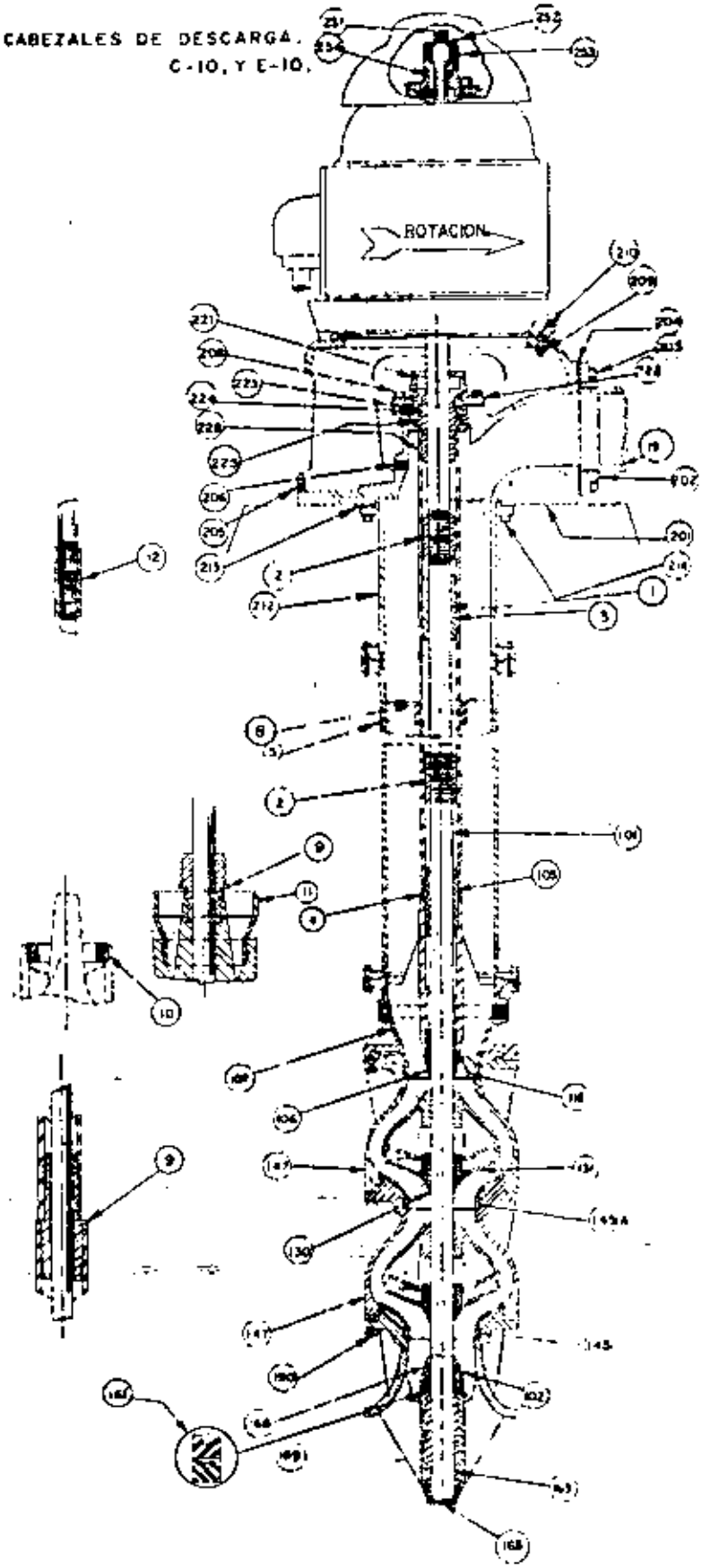
CUERPO DE TAZONES

169 Campana de succion.
163 Buje cono de entrada.
107 Capacete cono de entrada.
165 Tapon cono de entrada.
164 Tapon para tubo de desfogue.
145 Anillo de desgaste campana de succion.
145A Anillo de desgaste tazón intermedio.
107 Cono de salida.
106 Buje cono de salida.
105A Chumacera de conexión.
161 Sellos de hule con resorte.
131 Impulsor.
130 Buje del impulsor.
147 Tazón intermedio y superior.
101 Flecha de impulsor.
190 Tornillos para tazon.
168 Prisioneros del capacete.

DIBUJO SECCIONAL PARA BOMBA 20H

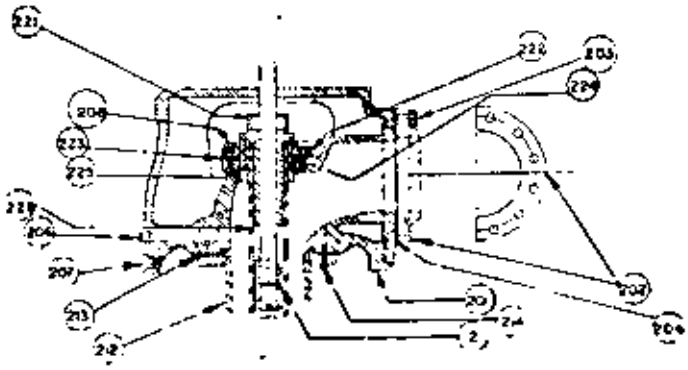
LISTA DE PARTES DE BOMBA: VERTICAL TIPO TURBINA MODELO 20 H. LUBRICACION POR AGUA.
MX-202194

CABEZALES DE DESCARGA.
C-10, Y E-10.



LISTA DE PARTES DE BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA MODELO 20m.
LUBRICACION POR ACEITE.
MX-202193

153 CABEZAL DE DESCARGA 2412.



CABEZAL.

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 aguat.
207 Tapón (conexión del respiradero)
208 Tornillos (caja de empaques).
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 Junto de caja de empaques.
222 Caja de empaques. (con # 224).
221 Chumacera de ajuste.
224 Camisa de empaque.
225 Empaque grafitado.
228 Tubo de protección superior.
252 Tornillo de seguro.
253 Tuerca de ajuste.
254 Cuña de flecha superior.
251 Flecha superior.
19 Tubo de descarga.

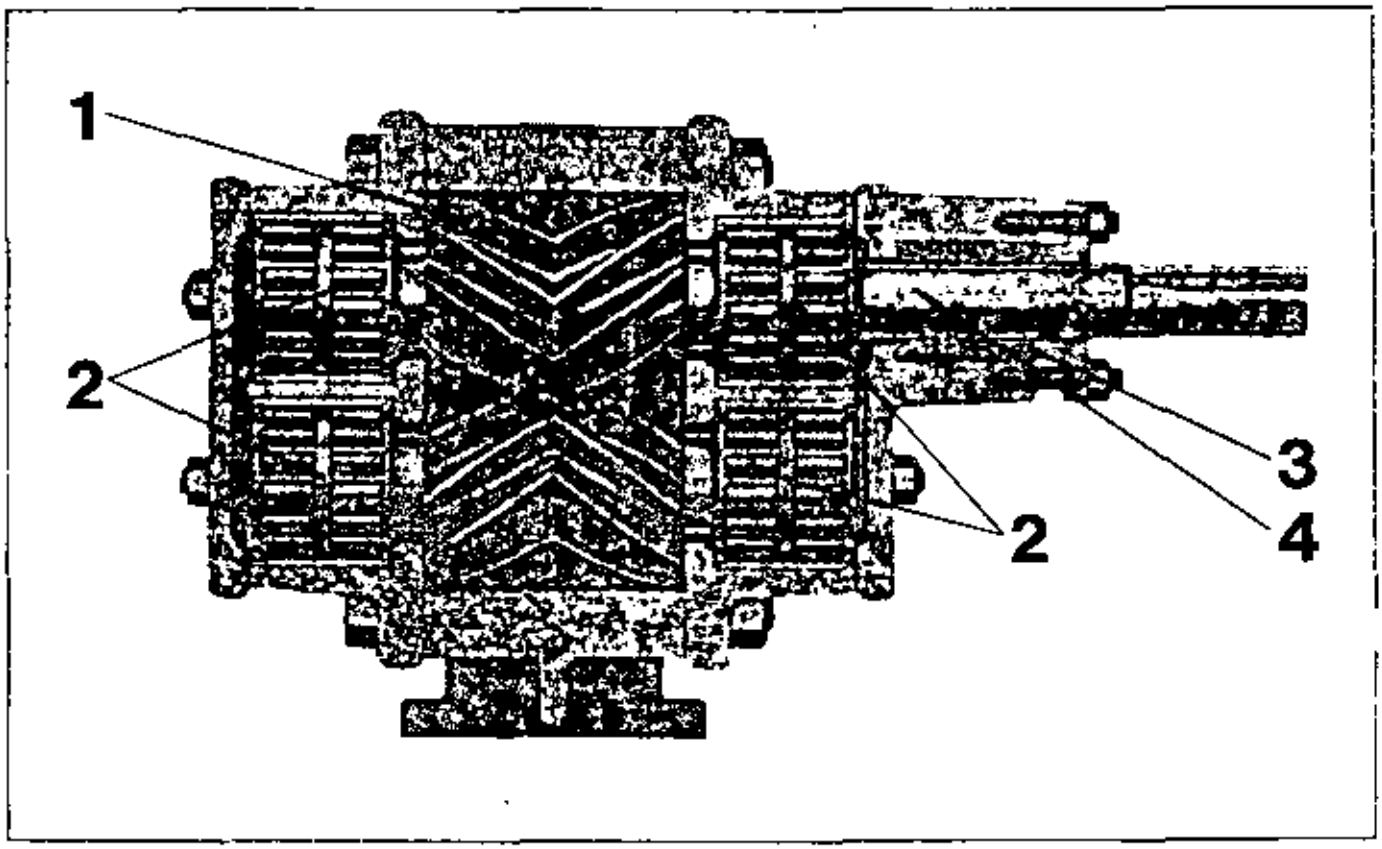
COLUMNA.

9 Chumacera de reducción o ampliacion.
1 Flecha de linea.
12 Cople de reducción.
2 Cople de flecha.
8 Estrella.
3 Chumacera de linea.
10 Anillo de reducción.
5 Tubo de columna.
11 Campana de ampliacion.
4 Tubo de protección.

CUERPO DE TAZONES.

169 Campana de succion.
163 Buje cono de entrada.
102 Capacete cono de entrada.
116 Anillo elástico para cono de descarga.
165 Tapón cono de entrada.
145 Anillo de desgaste campana de succion.
145A Anillo de desgaste tazon intermedio.
107 Cono de salida.
161 Sello de hule con resorte.
131 Impulsor.
130 Buje de impulsor.
147 Tazon intermedio y superior.
101 Flecha de impulsor.
190 Tornillos para tazón.
168 Prisioneros capacete cono de entrada.
105 Chumacera de conexion.
106 Buje cono de salida.

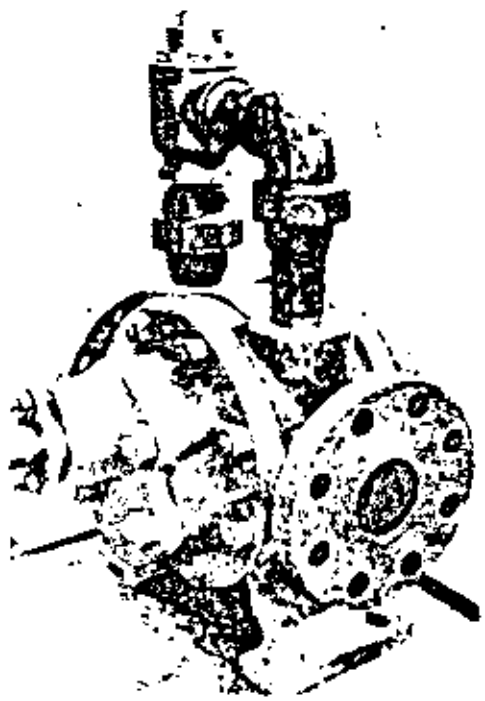
Bombas Rotativas WORTHINGTON Tipo GR para Trabajo pesado



CARACTERISTICAS:

CUERPO DE BOMBA sólidamente construido de excelente hierro colado; con amplios orificios de succión y de descarga; sin ningún obstáculo ni espacio muerto, lo que disminuye al máximo las turbulencias y las pérdidas por deslizamientos, manteniendo la eficiencia volumétrica. La bomba puede desarmarse sin tocar las tuberías de succión ni de descarga, para fácil y rápida inspección y limpieza.

1. **ENGRANES HELICOIDALES**, de dos hélices encontradas (Herringbone), sin empuje axial, con gran área de contacto. Como los dientes engranan progresivamente del centro a los extremos, el desplazamiento del líquido es suave, sin pulsaciones, gradual e ininterrumpido. Fundición de alta resistencia al desgaste.
2. **BALEROS INTERNOS**, lubricados por el líquido manejado, a la presión de succión, de alta eficiencia y gran duración. Este sistema de baleros internos disminuye la luz entre los apoyos y evita la flexión de la flecha.
3. **UNA SOLA CAJA DE EMPAQUE**, de tipo convencional; pero extra profunda, en lugar de las cuatro requeridas por las bombas de rodamientos exteriores. Se pueden usar sellos mecánicos.
4. **FLECHA DE ACERO**, con maquinado de alta precisión.



PRESION MAXIMA DE SUCCION:
3.5 Kgs./cm.2 (50 p. s. i.)

TEMPERATURA MAXIMA
de trabajo recomendada con caja de empaque normal: 177°C (350°F).

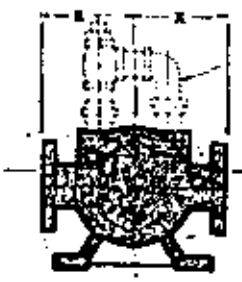
CONDICIONES DE SERVICIO

Para VISCOSIDADES de 100 SSU y de 100 000 SSU
Para PRESIONES o CARGAS de 7 Kg/cm2 (100 Psi) y de 35 Kg/cm2 (500 Psi).

TAMAÑO	SSU	RPM	LPS	GPM	H.P.
1½ GR	100	De 600 a 1800	De 0.5 a 3.7	De 8 a 58	De 1.6 a 20
	100 000	De 150 a 650	De 0.3 a 1.4	De 5 a 22	De 0.5 a 11
2 GR	100	De 600 a 1800	De 0.8 a 5.7	De 13 a 90	De 2.5 a 31
	100 000	De 100 a 650	De 0.3 a 2.2	De 5 a 34	De 1.6 a 17
3 GR	100	De 200 a 1200	De 1.4 a 13	De 22 a 206	De 2 a 66
	100 000	De 60 a 460	De 1 a 5.2	De 16 a 83	De 1.4 a 36
4 GR	100	De 300 a 900	De 3.2 a 19	De 50 a 300	De 7 a 100
	100 000	De 60 a 300	De 1.3 a 6.6	De 20 a 105	De 4 a 47
Para otras condiciones de servicio CONSULTAR CON WORTHINGTON.					

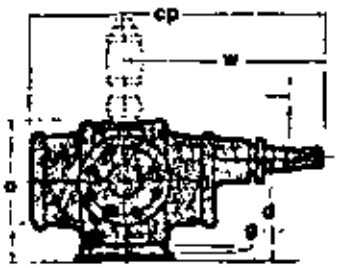
Las velocidades se reducirán **para mayores viscosidades**, pues si el líquido no llena totalmente los engranes, hay vaporización que reduce la capacidad y induce la cavitación destructiva.

Cuando se trabaje a velocidades máximas, se instalará la tubería de succión del diámetro inmediato superior al de la bomba. Cuando la altura de succión sea grande no se trabajará a la velocidad máxima. Aunque no existe teóricamente límite inferior para la velocidad, por economía, es preferible usar bomba menor a trabajar a muy pocas revoluciones.



válvula de alivio opcional

Puede trabajarse con el sentido opuesto de rotación



DIMENSIONES

Tamaño	a	b	d	e	g	j	o	r	w	x	cp
1¼ GR	254 (10)	133 (5 1/4)	159 (6 1/4)	111 (4 3/8)	17.5 (11/16)	44.5 (1 3/4)	229 (9)	51 (2)	254 (10)	133 (5 1/4)	371.5 (14 5/8)
2 GR	286 (11 1/4)	159 (6 1/4)	216 (8 1/2)	124 (4 7/8)	19 (3/4)	51 (2)	305 (12)	57 (2 1/4)	305 (12)	178 (7)	440 (17 5/16)
3 GR	311 (12 1/4)	171 (6 3/4)	254 (10)	133 (5 1/4)	22 (7/8)	57 (2 1/4)	356 (14)	63.5 (2 1/2)	438 (17 1/4)	210 (8 1/4)	629 (24 3/4)
4 GR	356 (14)	279 (11)	292 (11 1/2)	152 (6)	30 (1 3/16)	63.5 (2 1/2)	419 (16 1/2)	114 (4 1/2)	508 (20)	241 (9 1/2)	743 (29 1/4)

Dimensiones en milímetros. Entre paréntisis, las equivalencias en pulgadas.

WORTHINGTON DE MEXICO, S.A.

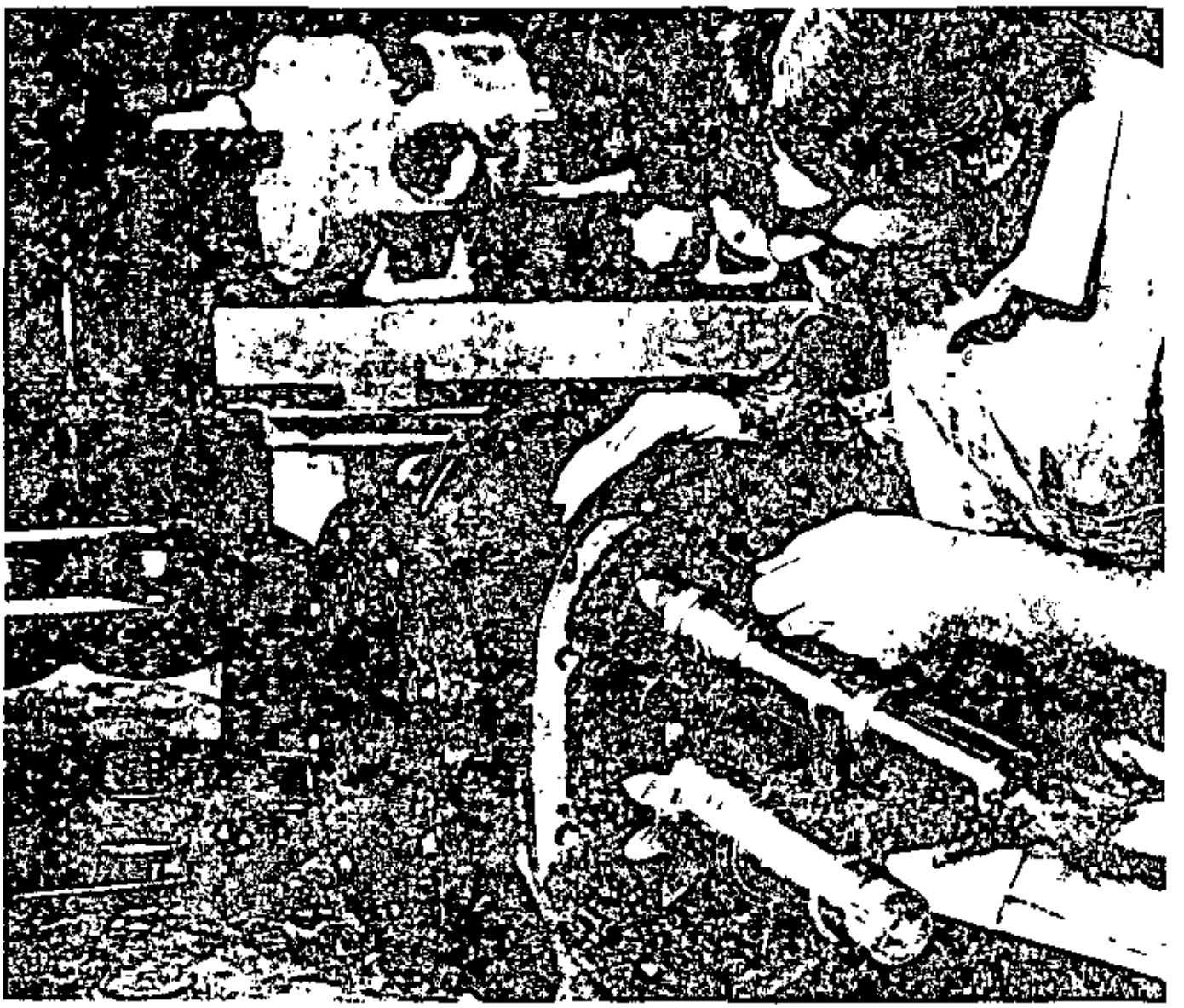
FABRICA, VENTAS Y SERVICIO MEXICO, D.F.
Av. Poniente 140 No 859 Esq. Av. Ceylán
Col. Industrial Vallejo
Tel. 5 67-51-00 Telex. 0177-2-527

MONTERREY
Gonzalitos No. 919
Tel. 46 76 80
Telex. 038-797

WORTHINGTON

Worthington

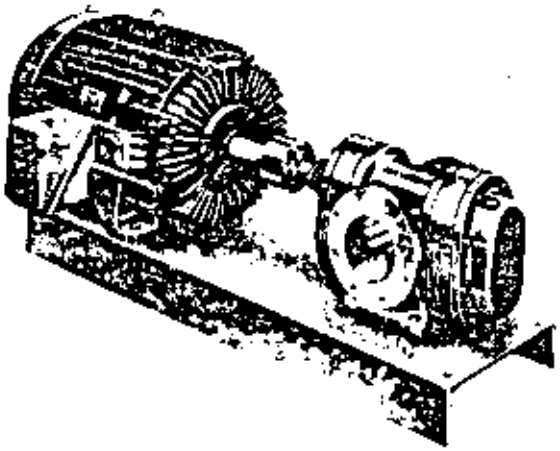
156



☐ Internal type for lubricating liquids

☐ External type for non-lubricating liquids

WORTHINGTON PUMPS



The Sier-Bath Gearex pump represents the most update design in rotary gear pumps. Although employing the basic rotary gear principle to move liquid, many refinements ensure the longest possible pump life. The herringbone pumping rotors, which are the heart of the pump, and timing gears which drive the rotors, are manufactured under high standards of quality control. Shafts are machined and ground to close tolerances for accurate fits, symmetrical clearances and precise alignment. Locked bearings are positioned and held to maintain "Factory set" clearances, thus preventing axial movement of the rotating element and consequent wear. Heavy duty double row roller bearings capable of carrying high loads and husky shafts maintain radial clearance and minimize rotor deflection. All these quality features are standard features in Sier-Bath Gearex pumps.

advantages

No contact between rotors — Timing gears transfer power to both rotors quietly and evenly. No metal to metal wear between pumping rotors promotes long pump life — lower maintenance costs. Timing gears make it possible to build external design Gearex pumps in high nickel alloys, including 316 stainless steel.

No contact between rotors and housing — Heavy duty ball and roller bearings support the rotating element so that it does not contact the housing, thus reducing wear on O.D. of rotors and I.D. of body bore. No liner is required. Locked bearings centralize the rotor in body housing, preventing end wear.

Direct coupled — No belts or reduction gears required. Pump operates at standard motor speeds, thus saving space and cost of expensive speed reducers. High shaft speed eliminates the need for gear reducers or low speed motors.

Double herringbone pumping rotors — Rotors are deep cut to produce high flow rates with low tip speed and liquid velocity. Rotors do not drive each other and are thus designed for maximum pumping efficiency.

Quiet operation — Double helical timing gears are designed for smooth power transmission and quiet operation. Herringbone pumping rotor teeth have specially selected helix angle to provide overlapping in the casing. This provides flow from each gear tooth in series, reducing pulsation, vibration and noise.

Built to meet your requirements — Available in all machinable corrosion resistant alloys, water cooled bearings, steam or water jacketed bodies, horizontal or vertical construction, mechanical seals, lantern rings, shaft slingers, etc. according to your specific needs.

range

Capacity:	Up to 650 GPM
Viscosity:	Up to 5,000,000 SSU
Pressure:	Up to 350 PSI
Temperature:	Up to 800°F

applications

Chemical . . . External design available in all alloys for transfer and high capacity metering of any chemical product such as dope, acetates, cellulosics, additives, acids, alkalies, etc. Internal design available for same services on non-corrosive liquids having lubricating qualities.

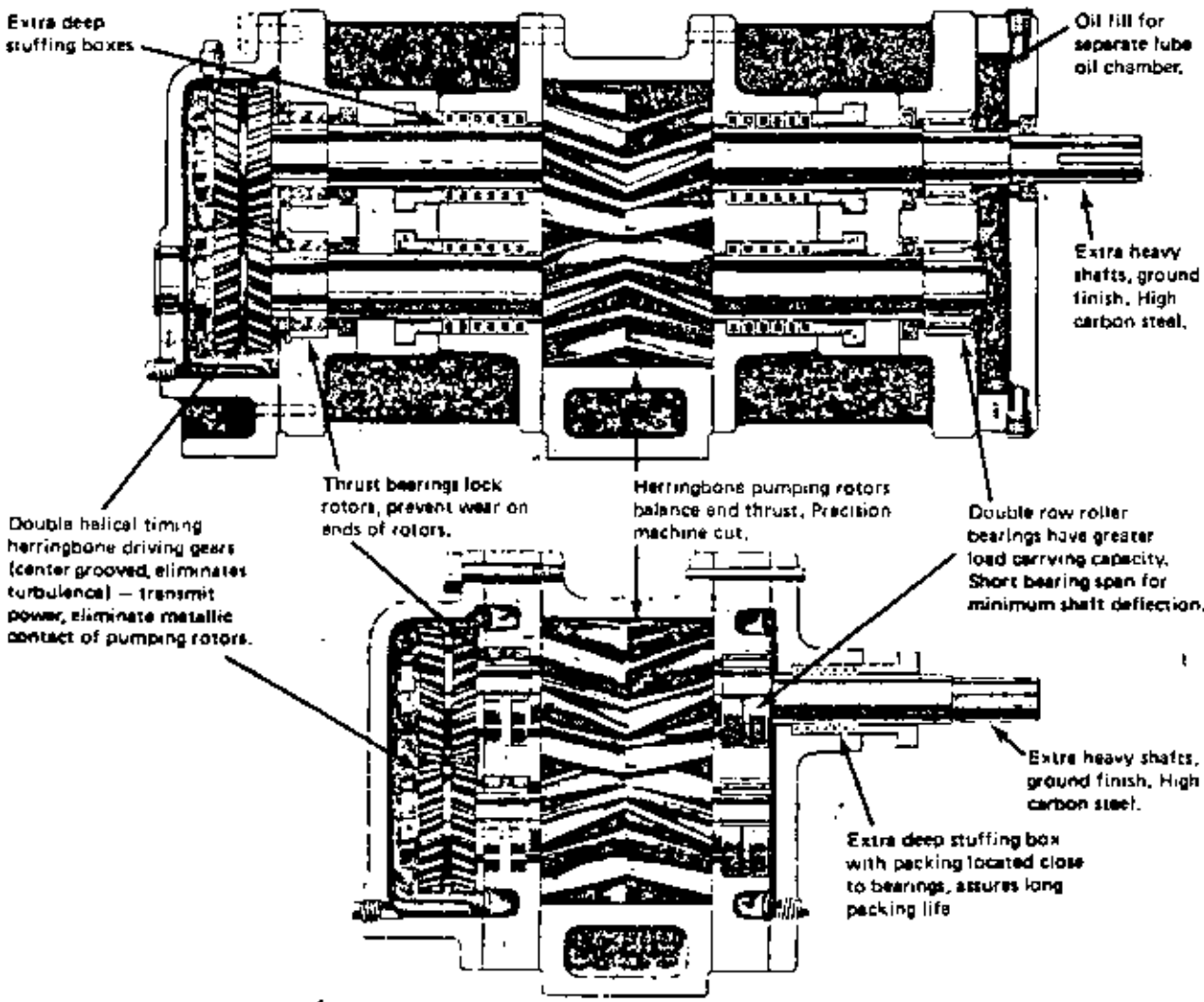
Petroleum . . . Assures continuous operation in 24 hour service in all vital refinery applications handling crudes, asphalts, fuel oils, and greases. Accurate flow rates assure precise control in blending plants. Reliability and ease of maintenance unsurpassed for remote loading and unloading terminals.

Marine . . . Lightweight and compact, resulting from high shaft speed. Ideal for marine applications such as transfer of fuel and lube oils, burner service, cargo and stripping applications. External design can handle wide range of cargoes from paraffins and tallow to asphalt and all grades of fuel oil.

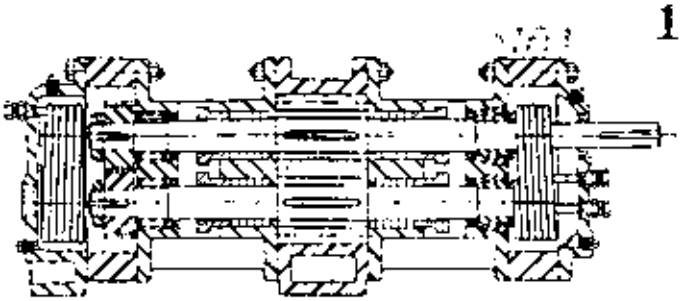
Power . . . Timing gears assure many years of quiet operation, sustained capacity and pressure on all grades of fuel oils. Pulseless flow prevents puffy firing and hunting of draft and pressure controls, improving boiler efficiency and reducing tip cleaning.

design features

EXTERNALLY LUBRICATED TYPE – No Metallic Contact in Pumping Chamber

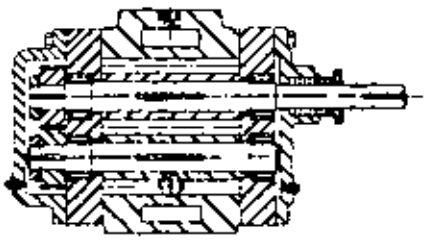


INTERNAL BEARING TYPE – No Metallic Contact in Pumping Chamber



high temperature

Copper cooling coils remove heat that might be transferred to oil reservoirs when handling high temperature liquids, thus maintaining proper oil temperature and promoting long bearing and timing gear life by ensuring good lubrication. Designs available up to 800°F.



jacketed body

Steam or water jacket cast integral with body ensuring even thermal transfer – no hot spots. No need to steam trace the pump in the field. Prevent hardening of heavy liquids, such as asphalt, inside the pump during shutdown.

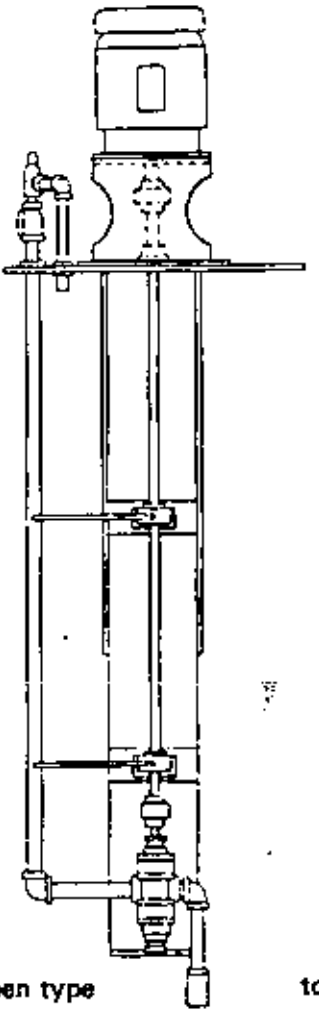
lantern rings

Permit sealing or flushing liquid to be introduced into packing. Lubricate packing, keep abrasives out, or seal against entrance of air on high vacuum.

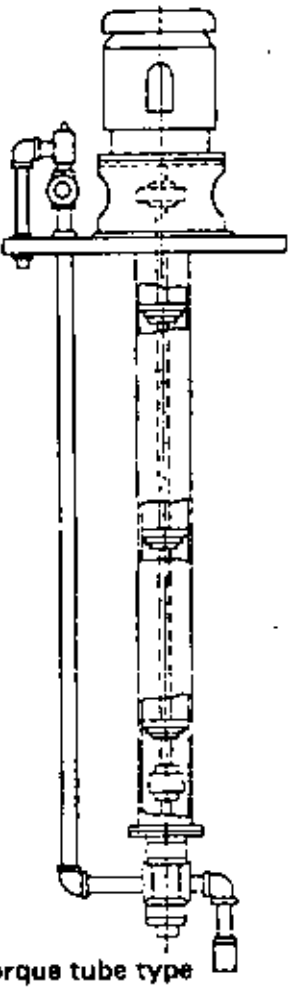
mechanical seals

Pumps normally furnished with conventional packing and glands, but may be modified to accommodate mechanical seals to meet your specifications.

vertical submerged sump type



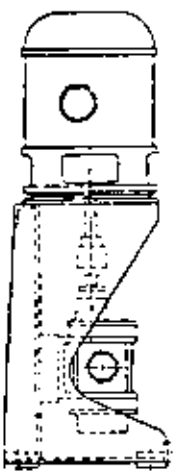
open type



torque tube type

Vertical submerged type eliminates high suction lift, conserves floor space, ensures flooded suction without foot valves; ideal for cold oil handling.

vertical dry type



Conserve floor space by bolting to floor or wall. Straight-through flow eliminates complex piping arrangements. All parts easily accessible. Ideal for marine service.

other types

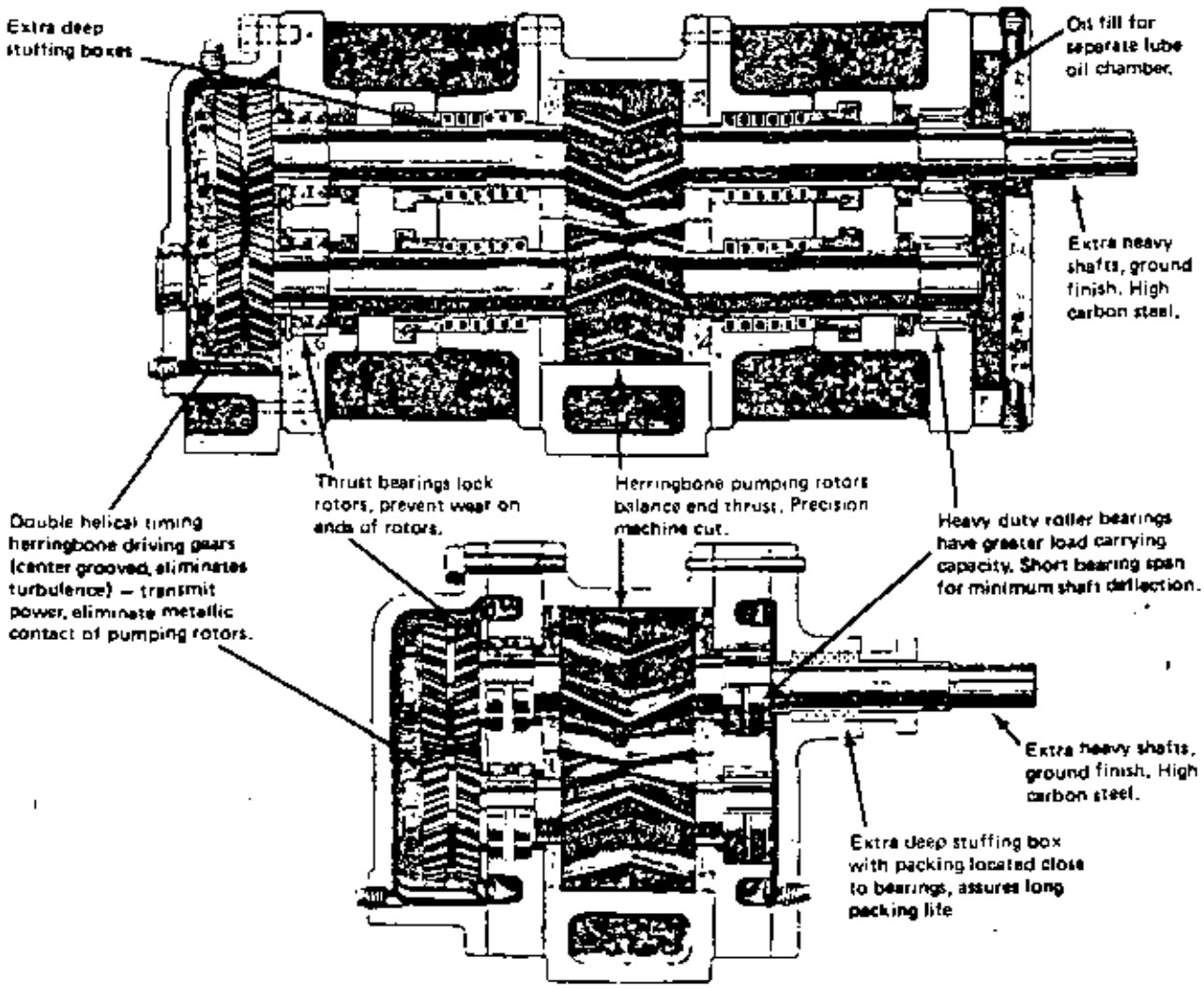
Gearex pumps can be modified, or specially designed to meet your requirements. Special designs include flange mounting brackets for engine mounting of lube oil pumps, jackshafts for V-belt drives, portable truck mounted type, special shaft lengths, and modifications. Special materials of construction available, such as iron, steel, bronze, nickel, Monel, 316 stainless steel, aluminum, etc. for any chemical application.

TR- 161

design features

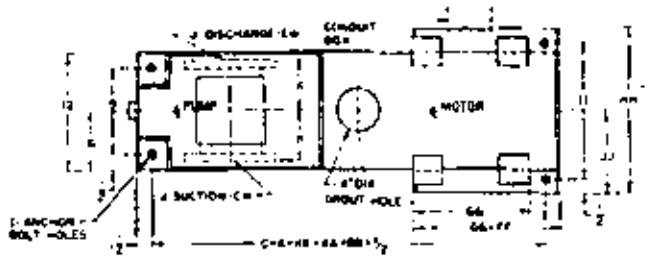
The TR-Gearex high pressure external pump gives new flexibility to positive displacement pumps. It is designed to handle low viscosity fluids such as gasoline, water and light fuel oil, solvents and hydrocarbons at low flow rates and high discharge pressure, efficiently and economically. Capacity range is up to 125 GPM, viscosity up to 10,000 SSU and pressure up to 350 PSI. The pump is available in both internal and external bearing designs. All standard Sier-Bath Gearex quality features are incorporated.

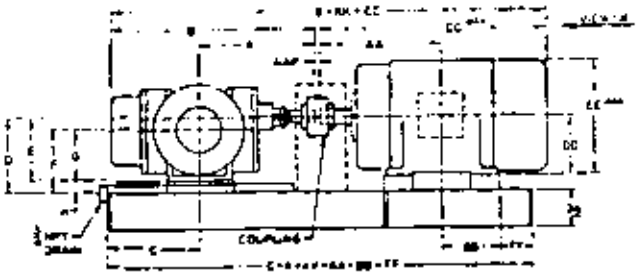
EXTERNALLY LUBRICATED TYPE – No Metallic Contact in Pumping Chamber



INTERNAL BEARING TYPE – No Metallic Contact in Pumping Chamber

typical dimensions



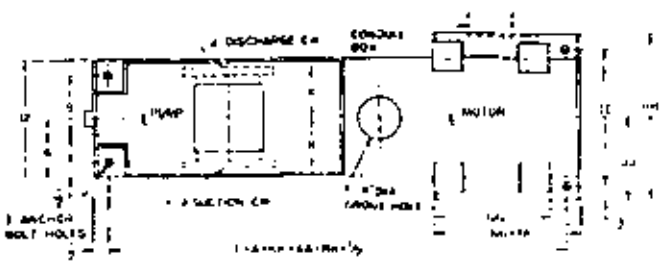


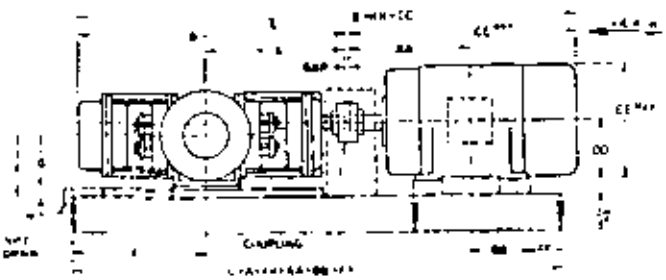
internal bearing type

PUMP DIMENSIONS													MOTOR & BASE DIMENSIONS															
SIZE	BM NO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	FRAME	HP	AA	BB	CC	DD	EE	FF	GG	HH	II	JJ	COUP GAP		KK MAX GAP	
B1	2B1D	8	15	5	17	5	6	4	2		1	3	143T	1	6	5	13	3	7	3	9	12	9	6				
B2	2B2D	8	24	6	17	5	6	4	2		1	3	145T	2	7	5	13	3	7	3	9	12	9	6				
C1	2C1D	10	18	7	18	5	7	4	2		1	2	182T	3	7	4	14	4	9	3	9	12	9	6				
C2	2C2D	11	18	8	18	5	7	4	2		1	2	184T	5	8	3	15	4	9	3	9	12	9	6				
C3	2C3D	12	19	8	18	5	7	4	2		1	4	254T	7	12	8	23	6	12	4	14	18	15	9				
D1	2D1D	12	20	9	19	7	8	6	2		1	3	256T	10	13	7	24	6	12	4	14	18	15	9				
D2	2D2D	12	21	10	19	7	8	6	2		1	4	284T	15	14	8	25	7	14	4	14	18	15	9				
E1	2E1A	15	24	10	11	9	9	7	2		1	4	286TS	20	15	7	25	7	14	4	14	18	15	9				
E2	2E2A	15	25	11	11	9	9	7	2		1	6	324T	25	15	8	28	8	16	4	16	18	15	9				
E3	2E3A	16	26	11	11	9	9	7	2		1	6	326T	30	16	8	30	8	16	4	16	18	15	9				
E4	2E4A	17	28	12	11	9	9	7	2		1	6	364T	40	17	7	32	9	18	4	16	18	15	9				
E5	2E5A	18	30	13	11	9	9	7	2		1	8	365TS	50	15	8	34	9	18	4	16	18	15	9				
E6	2E6A	19	32	14	11	9	9	7	2		1	8	404T	60	20	12	36	10	20	5	21	22	19	11				
													405T	75	20	11	38	10	20	5	21	22	19	11				
													444T	100	23	8	42	11	23	5	21	22	19	11				
													445TS	125	20	11	40	11	23	5	21	22	19	11				
													213T	3	9	5	17	5	10	4	9	12	9	6				
													215T	5	10	4	19	5	10	4	9	12	9	6				

*STANDARD FLANGE RATINGS

PUMP CONSTUCTION	CAST IRON OR DUCTILE IRON	STEEL OR STAINLESS STEEL
SUCTION	125 LB FF	150 LB FF
DISCHARGE	125 LB FF	150 LB FF





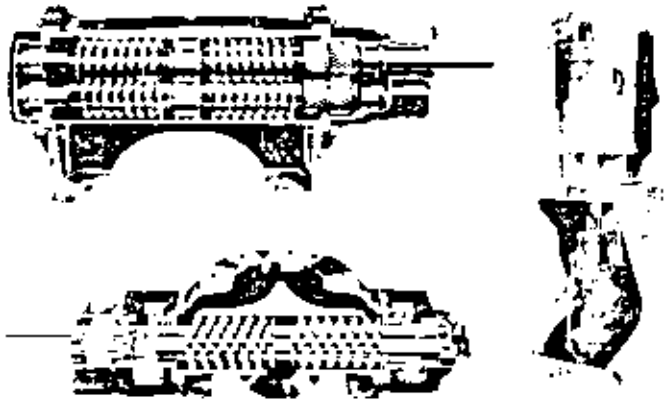
external bearing type

PUMP DIMENSIONS													MOTOR & BASE DIMENSIONS															
SIZE	BM NO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	FRAME	HP	AA	BB	CC	DD	EE	FF	GG	HH	II	JJ	COUP GAP		KK MAX GAP	
B1	3B1A	10	19	10	17	5	6	4	2		1	3	143T	1	6	5	13	3	7	3	9	12	9	6				
B2	3B2A	11	20	10	17	5	6	4	2		1	3	145T	2	7	5	13	3	7	3	9	12	9	6				
C1	3C1A	11	21	11	18	5	7	4	2		1	2	182T	3	7	4	14	4	9	3	9	12	9	6				
C2	3C2A	12	22	11	18	5	7	4	2		1	2	184T	5	8	3	15	4	9	3	9	12	9	6				
C3	3C3A	12	24	12	18	5	7	4	2		1	4	254T	7	12	8	23	6	12	4	14	18	15	9				
D1	3D1A	13	26	13	19	7	8	6	2		1	3	256T	10	13	7	24	6	12	4	14	18	15	9				
D2	3D2A	14	27	14	19	7	8	6	2		1	4	284T	15	14	8	25	7	14	4	14	18	15	9				
E1	3E1A	16	31	16	11	9	9	7	2		1	4	286TS	20	15	7	25	7	14	4	14	18	15	9				
E2	3E2A	17	32	16	11	9	9	7	2		1	6	324T	25	15	8	28	8	16	4	16	18	15	9				
E3	3E3A	17	34	17	11	9	9	7	2		1	6	326T	30	16	8	30	8	16	4	16	18	15	9				
E4	3E4A	18	35	18	11	9	9	7	2		1	6	364T	40	17	7	32	9	18	4	16	18	15	9				
E5	3E5A	20	38	19	11	9	9	7	2		1	8	365TS	50	15	8	34	9	18	4	16	18	15	9				
E6	3E6A	21	40	20	11	9	9	7	2		1	8	404T	60	20	12	36	10	20	5	21	22	19	11				
													405T	75	20	11	38	10	20	5	21	22	19	11				
													444T	100	23	8	42	11	23	5	21	22	19	11				
													445TS	125	20	11	40	11	23	5	21	22	19	11				
													213T	3	9	5	17	5	10	4	9	12	9	6				
													215T	5	10	4	19	5	10	4	9	12	9	6				

*STANDARD FLANGE RATINGS

PUMP CONSTUCTION	CAST IRON OR DUCTILE IRON	STEEL OR STAINLESS STEEL
SUCTION	125 LB FF	150 LB FF
DISCHARGE	125 LB FF	150 LB FF

Sier-Bath screw pumps



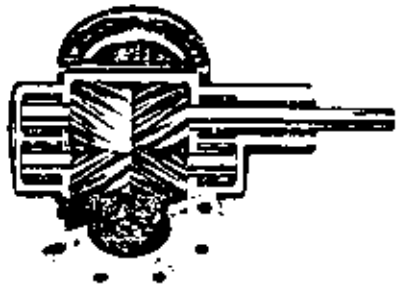
Capacity: 1 to 10,000 gpm

Discharge: 3,500 psi for viscous liquids

Viscosities: 32 to 200,000,000 SSU

Sier-Bath screw pumps are designed for pumping high volumes and high pressures of high viscosity materials such as Bunker "C" fuel oil, celullosics, asphalts, syrups, greases, soaps, solvents, chemicals, etc. Maintain high volumetric efficiency because dual-controlled precision rotor design prevents rotor-to-rotor or rotor-to-casing contact — provides a continuous flow without pulsation, hammering or vibration — without strains, misalignment and wear on rotors, shafts, bearings and gears. Direct connected up to 1800 RPM motors. Available in horizontal or vertical construction, pinned element or integral as well as corrosion-resistant alloys, special bodies, stuffing boxes and bearings for specific needs.

Sier-Bath Hydrex II pumps



Capacity: 1 to 350 GPM

Discharge: 350 PSI continuous — 500 PSI intermittent

Viscosities: 32 to 500,000 SSU

The simplest heavy-duty gear pump made. Can be used in place of more expensive, bulkier pumps on many jobs handling chemical solutions, fuel oils, lube oils, hydraulic liquids, etc. Extreme simplicity of design permits heavier construction, easier installation and maintenance, less downtime, longer life. Ask for complete details.

WORTHINGTON (CANADA) LTD.
BRANTFORD, ONTARIO, CANADA

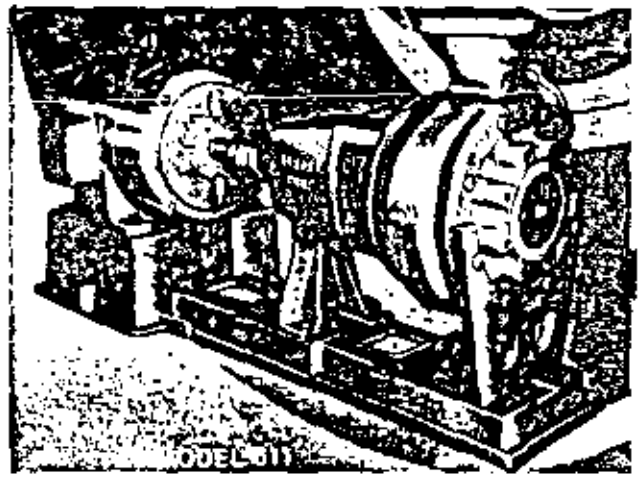
WORTHINGTON PUMPS

Bulletin No. 2167-81-7711

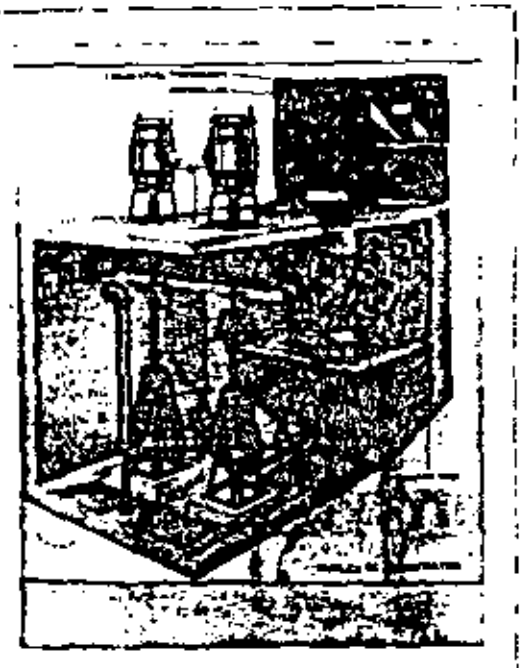
BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
CON PASO DE ESFERA
DE 76mm O MAYOR

PARA:
AGUAS NEGRAS,
LODOS,
PULPA DE PAPEL,
PROCESO, ETC.

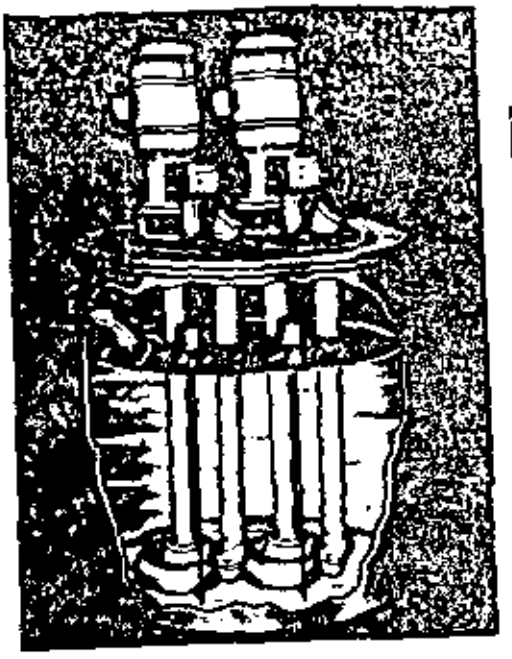
BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO HORIZONTAL



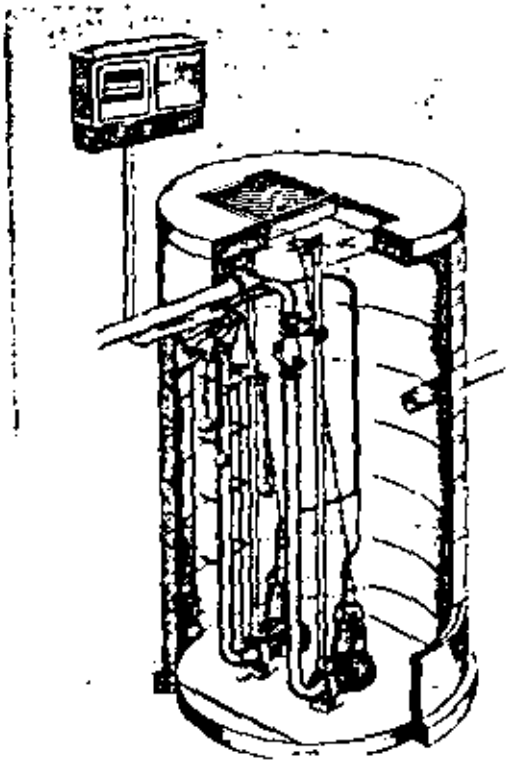
BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO VERTICAL

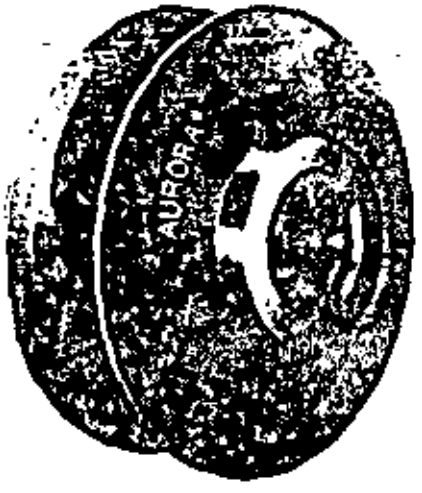


BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO HUMEDO
TIPO VERTICAL



BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
TIPO SUMERGIBLE

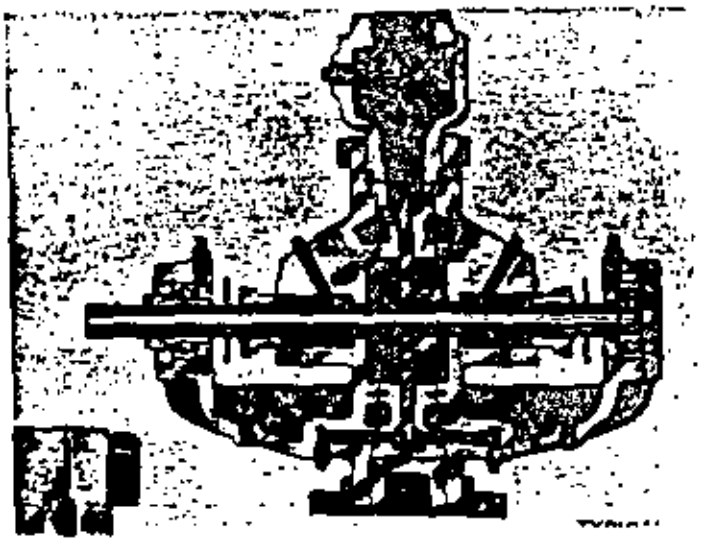


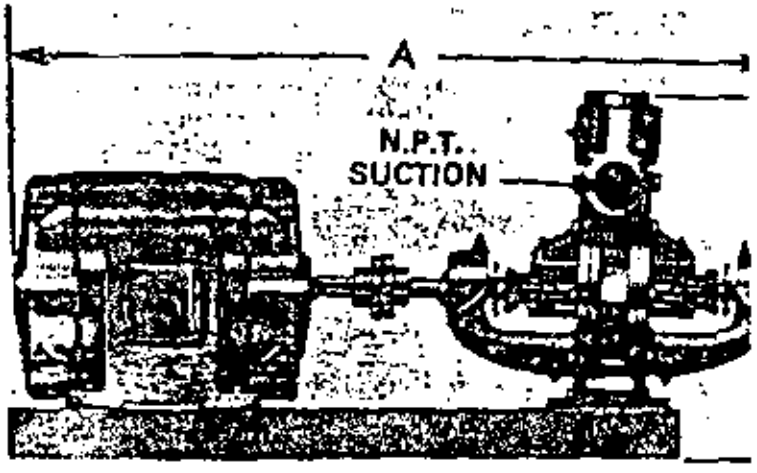


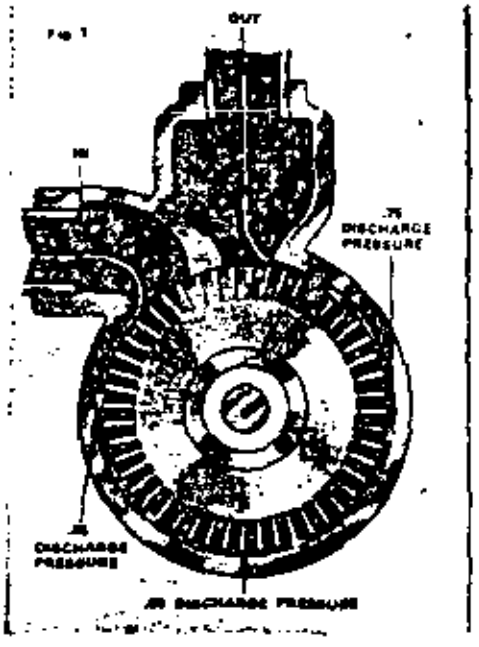
ENCLOSED NON-CLOG

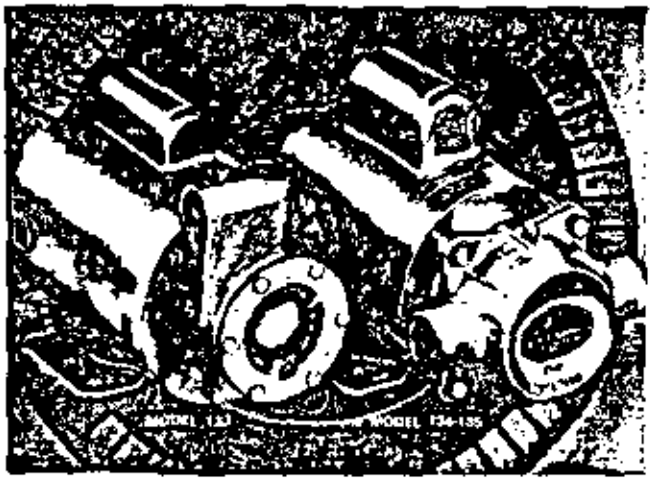
BOMBAS

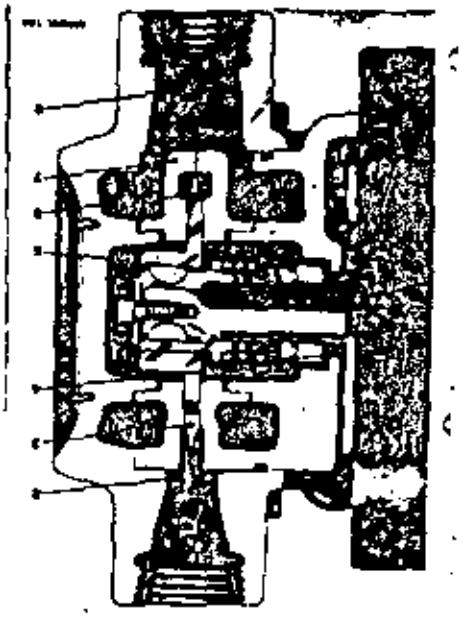
PERIFERICAS





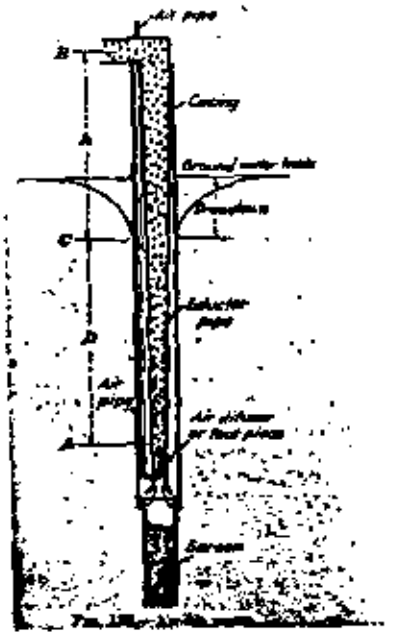


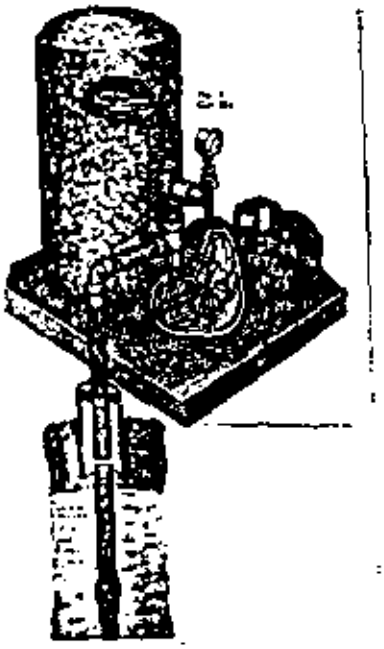


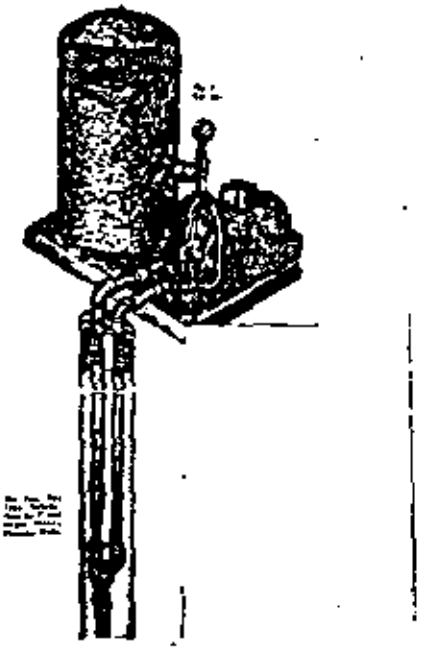


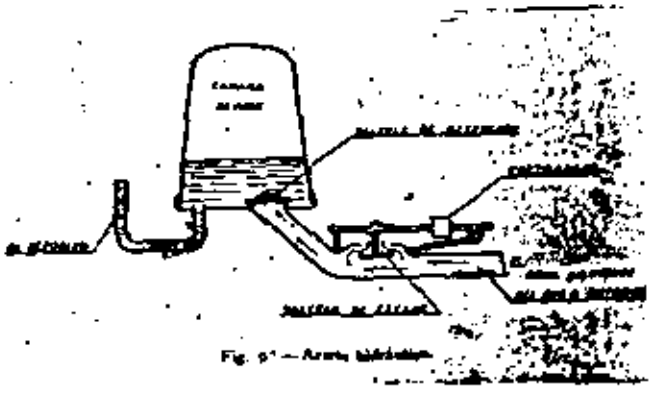
BOMBAS

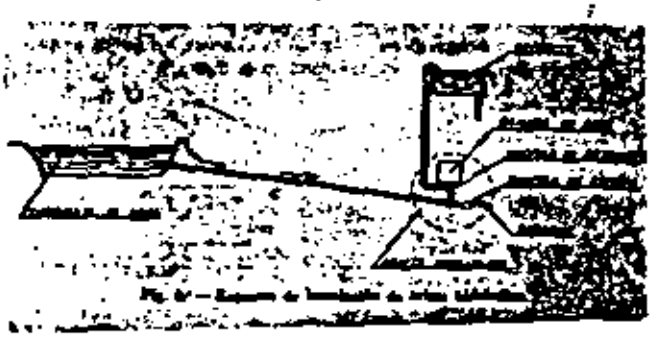
ESPECIALES











Los productos Worthington son el fruto de más de un siglo de estudios y desarrollos continuados. Diseños que mejoran los existentes, adecuada selección de los materiales empleados y mayor precisión en la construcción, son las características que reflejan la experiencia antes nombrada. Gracias a ella, los productos Worthington le dan a sus usuarios un servicio eficiente, exento de problemas y que no demandan sino gastos mínimos de mantenimiento y de reparación.

Este libro de instrucciones, permitirá que el personal encargado de operar las bombas Worthington de modelo "L", se familiarice con todo lo concerniente a la instalación, operación y conservación de las mismas.

Inscriba usted en el cuadro siguiente sus notas de identificación acerca del equipo para el que este boletín fue preparado.

TIPO Y TAMAÑO	No. DE IDENTIFICACION

ESTUDIE EL PRESENTE LIBRO DE INSTRUCCIONES

Las descripciones e instrucciones incluídas en este boletín, se refieren al diseño normal del equipo Worthington, lo mismo que a las variaciones usuales en toda la medida de lo posible. El boletín no cubre por lo consiguiente todos los detalles y variaciones posibles, ni prevé cualquier contingencia con la que pueda tropezarse. Cualquier información que por las razones antes mencionadas dejara de encontrarse en este boletín, se deberá solicitar, por lo mismo, del representante Worthington, o distribuidor que esté más cerca.

170

ÍNDICE

CAPITULO I

INTRODUCCION Y DESCRIPCION GENERAL

INTRODUCCION

La bomba Worthington del modelo L, es una bomba centrífuga de tipo voluta partida horizontalmente, de una sola etapa y de doble succión. Puede ser accionada con turbina de vapor, motor eléctrico, o motor de combustión interna de gasolina o diesel.

CARCAZA

La carcaza de la bomba está partida horizontalmente y tiene las bridas de succión y de descarga en la porción inferior. En dicha mitad inferior están también, fundidos integralmente, los soportes para los rodamientos que aseguran así el buen alineamiento de los baleros o rodamientos. Las patas de la bomba están también fundidas integralmente, formando cuerpo con la mitad inferior de la carcaza.

El rotor de estas bombas puede ser retirado de la carcaza sin desajustar las tuberías de succión y de descarga.

IMPULSOR Y ANILLOS DE DESGASTE

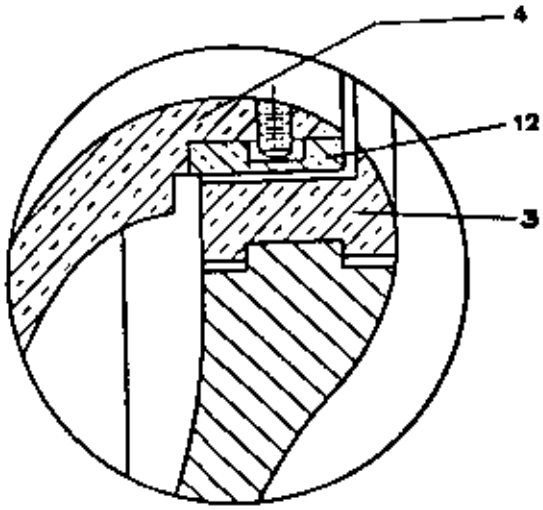
Las bombas del modelo L, están equipadas con un impulsor cerrado de doble succión que está acuñado a la flecha y mantenido en la posición debida mediante tuercas que lo fijan a la flecha. Prisioneros convenientemente dispuestos sobre las tuercas impiden que éstas se muevan durante la operación.

La construcción normal de este tipo de bombas incluye anillos de carcaza renovables. Hasta bombas del tamaño 14" (35 cms. de diámetro en la descarga), e incluyendo estas mismas bombas, los anillos de desgaste de la carcaza, son del tipo sección en L y están sujetos por medio de un perno cilíndrico (véase hoja Instr. K-796) para evitar que giren dentro de la carcaza. En las bombas del tamaño 16" (40 cms. de diámetro en la descarga) o mayores, los anillos de desgaste son del tipo ranura y lengüeta con una brida en la mitad inferior (véase hoja Instr. K-796 fig. (1) y (2)).

Los anillos del impulsor (se suministran solamente sobre pedido) son igualmente del tipo normal de buje recto que del tipo especial en L (véase hoja Instr. K-796 fig. (1) y (2)). Se oprimen dentro de los cubos del impulsor y se aseguran contra la rotación por medio de un prisionero como explica el dibujo. Worthington se reserva el derecho de montaje por otros sistemas.

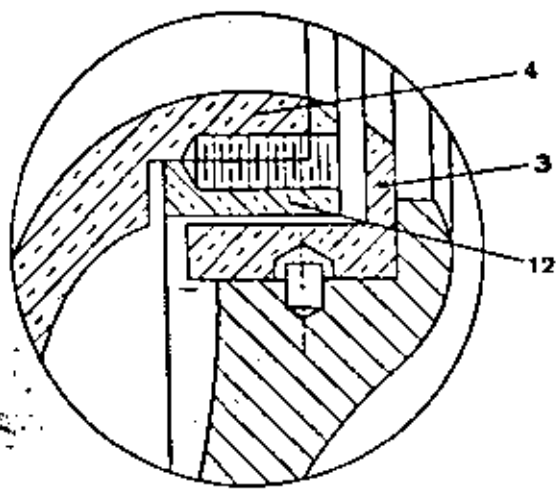
FLECHAS Y CAMISAS DE LA FLECHA

La flecha de estas bombas ha sido cuidadosamente diseñada y se maquina con la precisión requerida para asegurar un soporte rígido al impulsor. Las camisas que son reemplazables, están colocadas a la altura de la caja de estopas para prevenir el desgaste.



No. REF.	No. PZAS.	DESCRIPCION
3	2	ANILLO DE DESGASTE
4	1	IMPULSOR
12	2	ANILLO DEL IMPULSOR

FIG-1
INSTR-K-796



No. REF.	No. PZAS.	DESCRIPCION
3	2	ANILLO DE DESGASTE
4	1	IMPULSOR
12	2	ANILLO DEL IMPULSOR

FIG-2
INSTR-K-796

CAJA DE ESTOPAS

La caja de estopas sella la bomba evitando fugas a lo largo de la camisa de la flecha, en el punto donde ésta atraviesa la carcaza. Se empaca con anillos de asbesto grafitado y trenzado en medio de los cuales se coloca una jaula de sello cuando es necesario. También va equipada con un prensa estopas. (Instr. K-800 fig. (3)).

La conexión del líquido de sello a la caja de estopas se hace generalmente de la voluta de descarga. Un goteo moderado en cada una de las cajas de estopas, indicará un ajuste apropiado del elemento sellador y el flujo podrá ser controlado por medio de válvulas en la línea del líquido de sello.

Un sello independiente se usa cuando el líquido que se bombea no pueda también ser empleado para sellar la caja de estopas. El sello independiente podrá ser suministrado desde una fuente de abastecimiento que proporcione un líquido limpio y frío y que tenga una presión ligeramente mayor a la de succión de la bomba (1 a 1.5 kg/cm²).

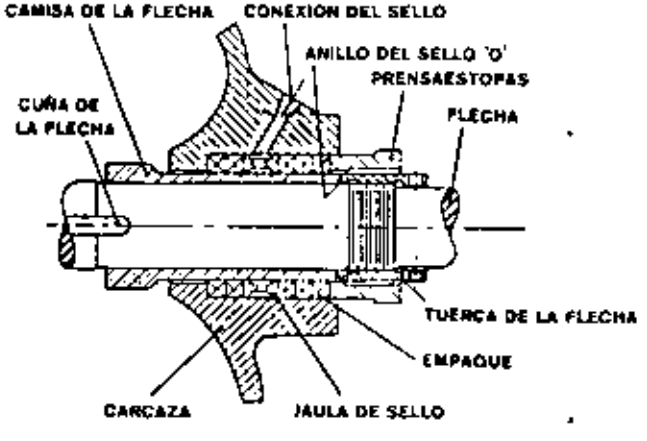


FIG-3

RODAMIENTOS

Las bombas del modelo L están equipadas con rodamientos de bolas que van en cada uno de los extremos de las carcazas.

Los rodamientos que sirven para fijar la posición radial del rotor, se llaman baleros radiales, mientras que los que fijan la posición axial del motor, son llamados baleros axiales.

Para todo lo concerniente a la lubricación de los rodamientos, véase la sección V.

COPLES

El acoplamiento usual en este tipo de unidades es el flexible el que puede ser del tipo de engranes, cadena de rodillos o laminillas de acero en espiral.

Para cualquier información adicional debe consultarse a los Departamentos Técnicos de los fabricantes de coples que en cada caso particular sea usado para las unidades en cuestión.

Regularmente es suministrado con el equipo un instructivo del cople usado.

En todo caso deberá consultarse el manual de instrucciones del fabricante.

CAPITULO II

PRE-INSTALACION

INSPECCION DEL EQUIPO

Inmediatamente después de que se reciba el equipo, deberá inspeccionarse haciendo la verificación contra la lista de embarque. Se recomienda que se examinen cuidadosamente la caja y las envolturas antes de tirarlas, porque algunas partes, o accesorios se envuelven individualmente, o se sujetan a las cajas. Deberá reportarse cualquier daño o faltante al representante, o agente de la compañía de transportes que corresponda. Sólo así podrá sacarse partido de la póliza de seguro que invariablemente se contrata.

ALMACENAJE

Cuando se necesite almacenar la bomba durante poco tiempo antes de la instalación, habrá que colocarla en lugar seco y protegérsele contra la humedad. Cuando las bridas de protección vayan sujetas a las bridas de succión y de descarga, se tendrá cuidado de no quitarlas.

Se deberán proteger los rodamientos y los coples contra el daño que pueda causarles la arena, lo mismo que substancias abrasivas, o materiales extraños. Para impedir que la unidad se oxide o se pegue, habrá que lubricarla (véase la sección V, lubricación). Téngase la precaución de hacer girar el rotor a mano de tiempo en tiempo (por lo menos una vez por semana).

Precauciones más cuidadosas se requerirán cuando la bomba deba permanecer en el almacén por un tiempo más largo. Habrá que verificar el prensa estopas para comprobar que no tiene empaques que puedan originar oxidación de las partes internas como resultado de la condensación. Las superficies internas de la bomba deberán ser cubiertas con algún líquido protector.

Todas las otras partes, tales como los rodamientos, los coples metálicos, deberán ser lavados, secados y cubiertas con vaselina, o con un aceite pesado que no contenga ningún ácido, y sólo después de ello se almacenan. Se envolverán y se meterán en cajas las partes o ensambles, para impedir que haya contacto de metal a metal. Todas las partes desarmadas, deberán estar inventariadas y etiquetadas para su pronta localización.

LIMPIEZA PREVIA A LA INSTALACION

Si se tuvo la precaución de usar un compuesto anti-corrosivo para proteger las partes almacenadas, éstas deberán ser cuidadosamente limpiadas. Después de ello se volverán a lubricar los baleros. Se tendrá cuidado para comprobar que desaparece cualquier huella de la capa protectora.

CAPITULO III

LOCALIZACION DEL EQUIPO

La bomba deberá ser colocada de tal manera que sea fácilmente accesible para fines de inspección durante la operación, aunque guardándole la debida atención a la conveniencia que siempre hay de simplificar el arreglo de las tuberías de succión y de descarga.

La bomba deberá instalarse tan cerca como sea posible del pozo de succión, o de la fuente de abastecimiento a fin de mantener las pérdidas de succión y la altura de bombeo, tan bajas como sea posible. Se deberá dejar espacio suficiente arriba de la unidad como para usar una grúa, o mecanismo elevador con capacidad suficiente para levantar la parte más pesada de la unidad.

CIMENTACION

La cimentación podrá hacerse empleando cualquier material que suministre un soporte rígido y permanente a toda la base de la bomba, al elemento que soporte el propulsor, y deberá tener la resistencia necesaria para absorber los esfuerzos y los choques que se puedan producir durante la operación.

Las cimentaciones de concreto se deberán construir sobre un terreno firme. Los pernos de anclaje deberán tener el tamaño requerido y se pondrán como lo especifiquen los dibujos de elevación. Cada perno deberá estar rodeado por una camisa de tubo que tenga dos o tres veces el diámetro del perno mismo. Las camisas deberán sujetarse rigidamente aunque también deberán permitir que los pernos se muevan dentro de los agujeros que están en la base (véase hoja Instr. -K-830 fig.-4).

Cuando la bomba se monte directamente sobre una armadura 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 distorsiones, evitar vibraciones y eliminar pérdidas de alineamiento.

ALINEAMIENTO

Un alineamiento exacto entre las flechas de la bomba y el propulsor es fundamental para una buena operación, independientemente del tipo de cople que se use. Todas las unidades son alineadas en la fábrica pero, a pesar de ello, se deberá tener presente que las bases son flexibles y están sujetas a sufrir distorsiones con motivo de los embarques y manejo de que son objeto, así es que las unidades deben ser alineadas una vez más en el lugar de la instalación.

AVISO IMPORTANTE: El alineamiento deberá ser comprobado después de que la bomba haya sido conectada a las tuberías correspondientes. Errores serios de alineamiento pueden originarse si se atornillan los pernos de las bridas de succión y de descarga sin que las caras de dichas bridas guarden el debido paralelismo. Se deberá tener el mayor cuidado para hacer descansar bien los tubos de succión y de descarga, de manera que no ejerzan esfuerzos, o empujes sobre la bomba. Los esfuerzos que ejerce la tubería son frecuentemente causa de desalineamiento y entonces se calientan los baleros, se gastan los coples y se originan vibraciones.

Los coples flexibles se usan para compensar ligeros errores de alineamiento que ocurren durante la operación normal de las unidades, pero no se usan para corregir los desplazamientos de las flechas.

NOTA MUY IMPORTANTE.—Los pernos de los coples deben retirarse de los coples hasta después de que se termine la inspección final de alineamiento, es decir, que precede a la puesta en operación de la unidad.

Para alinear la bomba y el propulsor, se procederá como sigue:

1.—Se desconectarán las dos mitades de los coples retirando los pernos que los une.

2.—Se usarán cuñas y calzas que se pondrán debajo de la base en cada uno de los pernos de anclaje y se nivelarán la bomba y el motor colocando placas en ambas direcciones. Se comprobará enseguida que las bridas de succión y de descarga estén niveladas, a plomo y al nivel requerido. Se apretarán enseguida los pernos de la cimentación.

3.—Se comprobará que el claro dejado entre las dos mitades de los coples (o los cubos) correspondan con las dimensiones que aparecen en los dibujos de elevación que haya proporcionado la Worthington, o que estén impresos en las mitades de los coples. Si se requiere cualquier ajuste, será preferible desalojar el propulsor y no la bomba.

NOTA: Cuando se trate de motores equipados con chumaceras de bronce, el claro deberá ser comprobado poniendo el rotor en el centro magnético.

Para localizar el centro magnético, se pondrá a funcionar el motor sin acoplar, o se tomará la mitad del juego total axial del rotor.

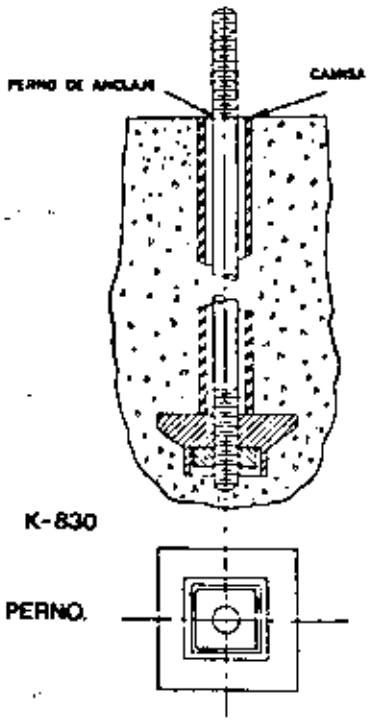


Fig. No. 4 .. ANCLAJE DEL PERNO.

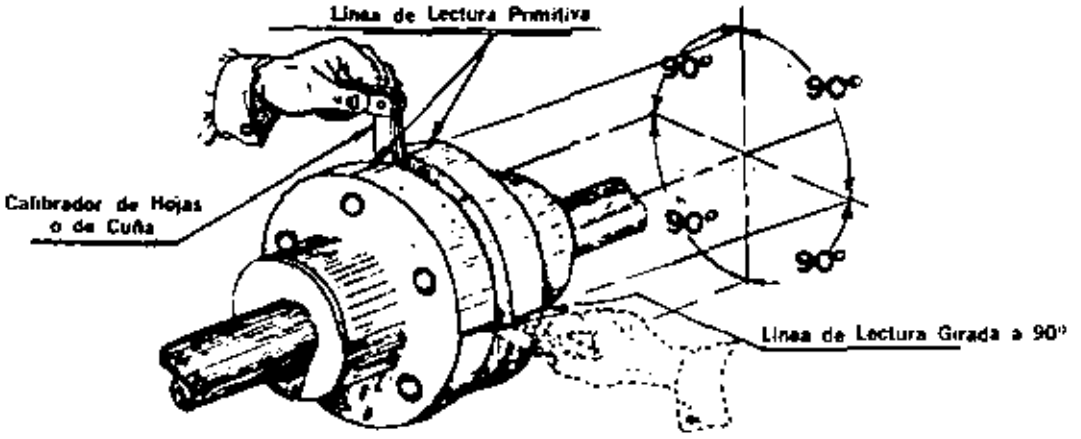
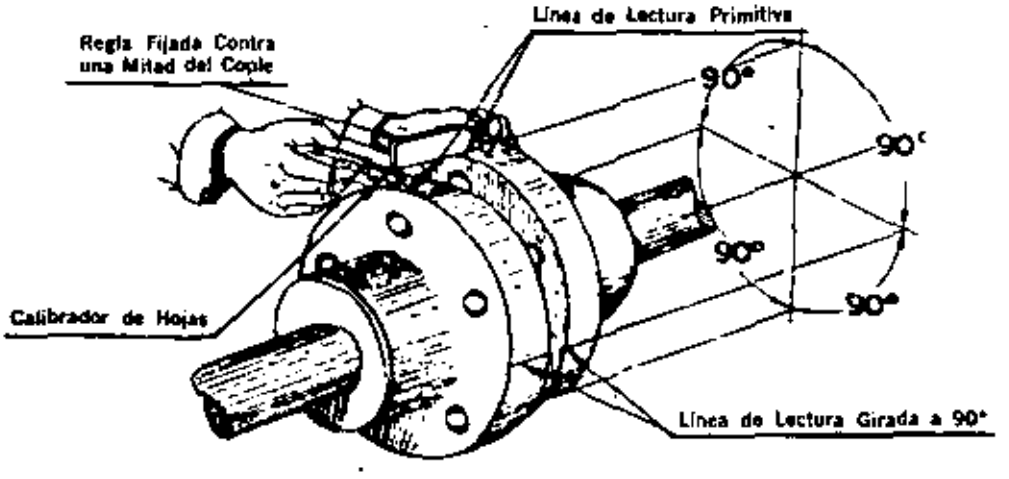


Fig.5.Metodo Para Checar el Alineamiento Angular



K-344

Fig. 6 .Metodo Para Checar el Alineamiento Paralelo

4.—Se hará la comprobación del alineamiento angular y paralelo. Se elevará al efecto una línea sobre cada una de las mitades de los coples (véase Instr. -K-344). fig. 5 y fig. 6 Para el alineamiento angular, se giran juntas las dos mitades del cople como se ve en la figura número 5. Para hacer el alineamiento de paralelismo, colocará una regla recta manteniéndola firmemente contra una de las mitades del cople y se usará un calibrador de hojas como se muestra en la figura 6. Habrá que mover y calzar el propulsor (o la bomba), hasta que todas las lecturas angulares correspondan dentro de una tolerancia de 0.001" y todas las lecturas de paralelismo estén dentro de una tolerancia de 0.002".

5.—Se atornillarán la bomba y el propulsor afianzándolos a la base y se volverá a comprobar el alineamiento tal y como se explica en el punto 4.

6.—Se vaciará entonces lechada entre la base y la cimentación, como se explica en la sección de Afinado de la Cimentación.

7.—Se taladrarán, rimarán y se pondrán los pernos guías en el pie de la base. Si la máquina propulsora no está unida a la base, se hará lo mismo con ella.

8.—Se comprobará finalmente el alineamiento como se explicó ya en el punto 4.

AFINADO DE LA CIMENTACION

El propósito con que se hace el afinado final de una cimentación es el de impedir el desplazamiento lateral de la base y no el de compensar las rugosidades de la cimentación. Recomendamos que se proceda del modo que sigue: La mezcla típica para afinar la base de una bomba está compuesta de una parte de cemento Portland de buena calidad, dos partes de arena para construcción y agua suficiente para que la mezcla pueda escurrir libremente por debajo de la base.

La parte superior y rugosa de la base deberá antes saturarse empapándola con agua. Una forma de madera deberá construirse alrededor de la base para que le sirva de dique a la mezcla del afinado.

En algunos casos la forma se coloca a una pequeña distancia del filo de la base, en otros casos contra el extremo inferior de la base. La mezcla del afinado se vierte en seguida hasta rellenar todo el espacio libre que haya quedado debajo de la base. Los agujeros de cimentación que se ponen en la base, sirven precisamente como respiraderos y para que se usen a fin de verter la masa fluida del afinado. Un alambre suficientemente rígido debe usarse para acomodar el afinado y ayudar a que desaparezcan las bolsas de aire.

Después de que se cuela el afinado, las superficies expuestas deberán cubrirse con papel húmedo a fin de que la transpiración del agua sea lento y se eviten grietas. Después de que se seca la masa del afinado (aproximadamente a las 48 horas), se quitarán las formas y se aplanarán las superficies si se desea. El afinado endurecerá en aproximadamente 72 horas. (Instr. K-345 fig.-71.

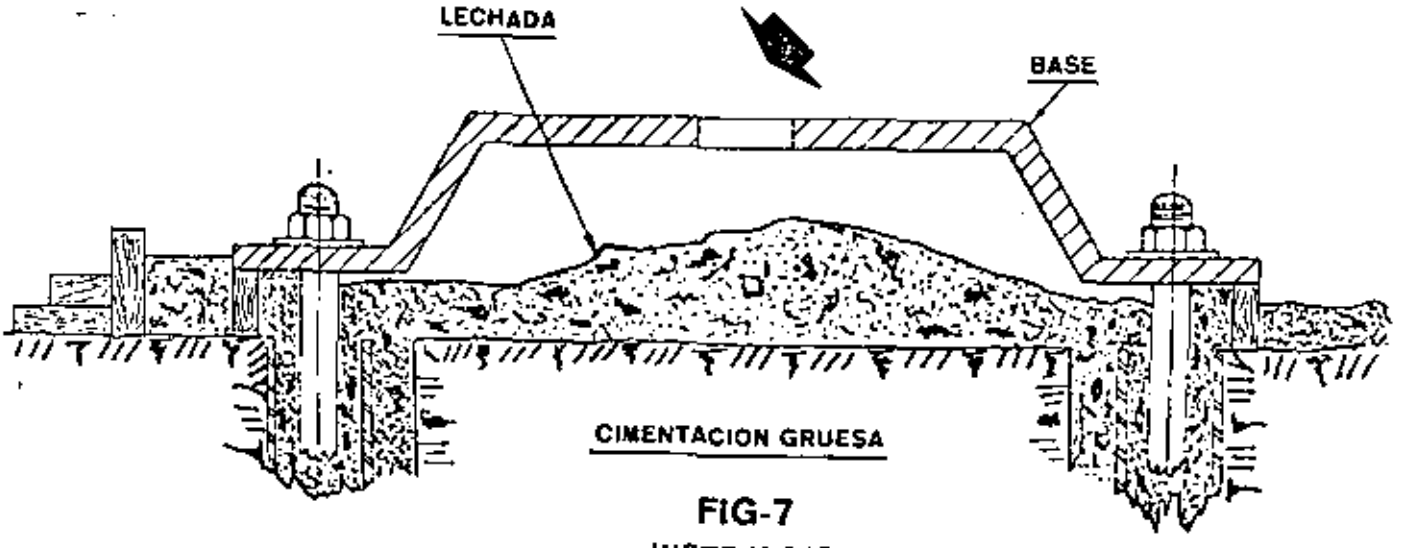


FIG-7
INSTR-K-345

RED DE DISTRIBUCION

ESFUERZOS EN LA TUBERIA

La operación de una bomba no podrá mantenerse de manera satisfactoria, si las tuberías conectadas a la misma las someten a esfuerzos. La bomba puede ser jalada o empujada y puesta por lo mismo fuera de su posición normal al momento de apretar las bridas de descarga y de succión. Para que eso no suceda, las bridas deberán ser puestas o colocadas correctamente y a escuadra antes de apretar los tornillos.

Las tuberías de succión y de descarga y el equipo complementario deberán ser sostenidas y ancladas cerca de la bomba, pero independientemente de ella, de manera que no haya esfuerzos que se transmitan hasta la carcaza de la bomba. Los esfuerzos a que está sometida la tubería son por lo común causa de desalineamiento y hacen que las chumaceras se calienten, provoquen desgaste en los coples y originen vibraciones.

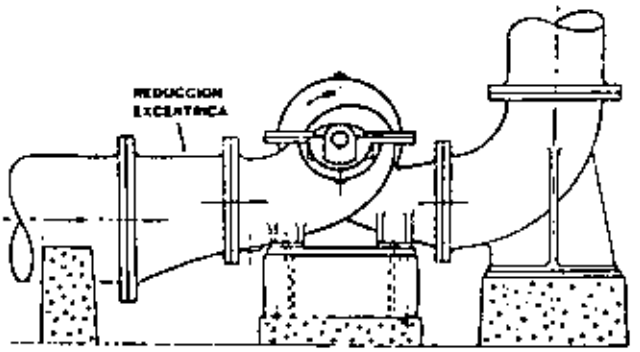
TUBERIA DE SUCCION

La experiencia indica que la causa principal de dificultades en la instalación de una bomba centrífuga (independientemente de su falta de alineamiento), se puede atribuir a una tubería de succión mal localizada. Se debe por eso conceder la mayor atención a esta parte de la instalación. La línea de succión deberá estar tan recta y su longitud debe ser tan corta como sea posible. Cuando se requiera una línea de succión más larga, habrá que aumentar el diámetro de la tubería a fin de reducir las pérdidas por fricción. La tubería deberá instalarse sin que tenga sección de nivel más alto y con un desnivel uniforme hasta la bomba. Esto evitará bolsos de aire que serían inevitablemente origen de problemas. Sólo deberán usarse reductores excéntricos cuando se ponga la parte recta de ello hacia arriba (véase figura 8 Instr. K-797).

Los codos deberán estar cerca de la brida de succión e instalarse precisamente en la posición vertical apuntando indistintamente hacia arriba, o hacia abajo (véase figura 9 Instr. K-794). Por ningún motivo deberán instalarse los codos en posición angular, o en cualquier otra que no sea precisamente la vertical. El escurrimiento del fluido en un codo es siempre irregular y cuando el codo se instale en cualquier otra postura que no sea la vertical, ello puede originar que haya más afluencia de líquido por un extremo que por el otro del impulsor, afectándose también la eficiencia de la bomba.

La línea de succión deberá ser inspeccionada antes del arranque inicial para comprobar que no haya fugas.

FIG-8
INSTR-K-797



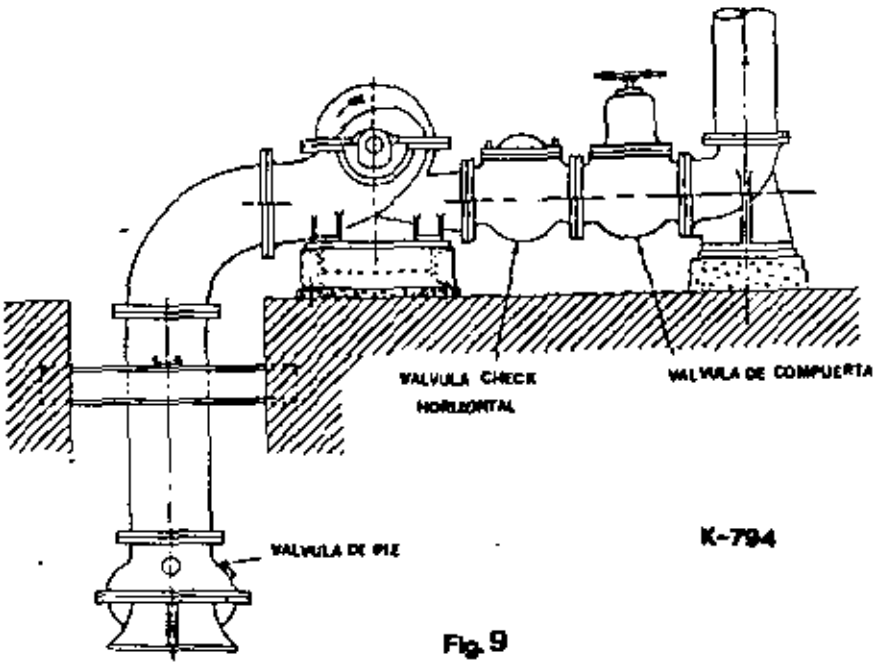


Fig. 9

TUBERIA DE DESCARGA

Una válvula de compuerta será necesaria en la línea de succión, si una carga positiva existe más allá de donde se invierte la tubería de succión.

En una instalación nueva se deberá de tener cuidado para evitar que basura, herrumbre y escoria de la soldadura sean transportadas hacia la bomba. El sistema de succión deberá ser completamente lavado antes de que se conecte la bomba.

Una válvula check, una válvula de compuerta o preferiblemente ambas son requeridas en la [illegible] de descarga. La válvula check colocada entre la bomba y la válvula de compuerta es para proteger la bomba de cualquier posible presión excesiva en sentido inverso o para evitar una rotación en sentido contrario causada por el líquido cuando regrese hacia la carcaza durante una falla del propulsor o de la energía (véase figura 9 Instr. K-794).

INSTRUMENTOS

Un vacuomanómetro deberá ser conectado a la succión de la bomba así como un manómetro a la descarga. Use las conexiones roscadas que encontrará en las bridas de succión y de descarga para este propósito. Además cuide que los manómetros estén convenientemente localizados tanto como sea necesario para facilitar una comprobación adecuada en el rendimiento de la bomba.

CAPITULO IV

OPERACION

Se explican a continuación los pasos sucesivos de que se compone la operación de bombas. Cualquier modificación de esta secuela con motivo de instalaciones que no sean las normales, deberá apegarse a las buenas recomendaciones de la ingeniería. Consúltese al efecto el libro de Normas del Instituto Hidráulico ("Standards of the Hidraulic Institute").

ALTURA DE SUCCION

Algunas veces las condiciones de succión que se imponen a una bomba centrífuga son sumamente desfavorables y hacen que la bomba no trabaje. La altura de succión debe mantenerse dentro de los límites para los que la bomba haya sido vendida. Si las condiciones de operación iniciales se cambian por cualquier motivo, habrá que consultar al representante, o al distribuidor Worthington que estén más próximos.

Deberá tenerse el mayor cuidado para evitar fugas y entradas de aire en la tubería de succión. (Consúltese al efecto el capítulo "Tubería de Succión" en la Sección III).

CEBADO

CUIDADO PREVIO.—Cébese la bomba antes de arrancarla.

Cebar una bomba centrífuga quiere decir extraer el aire. Lo mismo que cualqueir gas, o vapor de la tubería de succión y de la carcaza. Las partes internas de la bomba que se lubrican con el líquido, pueden deteriorarse si la carcaza no está completamente llena del mismo antes de iniciar la operación.

El cebado de una bomba se consigue por cualquiera de los métodos que siguen y su empleo dependerá de las condiciones de operación.

A).—Carga de succión positiva (presión): Con una carga positiva de succión en la bomba, el cebado se hace de la manera siguiente:

a.—Se abre la válvula de succión para que el líquido pase a través de la tubería de succión y en seguida se cierra la válvula de descarga.

b.—Se abre la llave de purga que está localizada en el punto más alto de la carcaza de la bomba para darle salida a todo el aire que haya quedado atrapado en la carcaza.

c.—Cuando el líquido fluya ya con un chorro continuo (sin burbujas de aire), la bomba estará cebada y podrá arrancarse.

B).—Carga de Succión Negativa (vacío o elevación de agua).

1.—Cebado por eyector o extractor. Cuando se dispone de vapor, agua a alta presión, o de aire comprimido, la bomba puede ser cebada poniéndole un eyector en el punto más alto y evacuando con su auxilio todo el aire contenido en la carcaza de la bomba. (Véase figura 10 Instr. K-801).

Procédase como sigue:

a.—Abrase la válvula de succión y ciérrese la válvula de descarga y las válvulas de los sellos hidráulicos.

b.—Póngase a trabajar el eyector para que extraiga el aire contenido en la carcaza de la bomba y en la línea de succión.

c.—Cuando el tubo de salida del eyector descargue el líquido de manera continua, la bomba estará cebada y podrá arrancarse.

d.—Con objeto de asegurar que el cebado no se pierda, déjese que el eyector trabaje hasta que la bomba arranque y alcance su velocidad de operación. Una corriente continua del líquido, será la señal que indique que el cebado fue bien hecho.

2.—Mantenimiento del cebado por medio de una válvula de pie. Una válvula de pie puede ser instalada en el punto más bajo de la línea de succión (véase figura 9 Instr. K-794). La válvula de pie deberá retener el líquido en la tubería de succión y en la carcaza de la bomba, después de que la bomba misma haya sido cebada inicialmente.

a.—Ciérrese la válvula de descarga y llénese de líquido el tubo de succión y la carcaza de la bomba con líquido tomado de un abastecimiento independiente.

b.—Abrase la llave de purga que está colocada en el punto más alto de la carcaza para permitir que el aire escape.

c.—Cuando el líquido comience a brotar por la llave de purga, en la forma de un chorro continuo (sin burbujas de aire), la bomba estará cebada y podrá arrancarse.

NOTA: No se recomienda el empleo de válvulas de pie cuando el líquido que deba ser bombeado lleva cuerpos sólidos en suspensión, porque se correrá el peligro de que los cuerpos sólidos se alojen en los asientos de las válvulas y no permitan un cierre hermético.

3.—Cebado con Bombas de Vacío. En estos casos, el cebado puede hacerse por medio de una bomba de vacío de tipo mojado. La secuela a seguir, será la misma ya explicada para cebar por medio de un eyector.

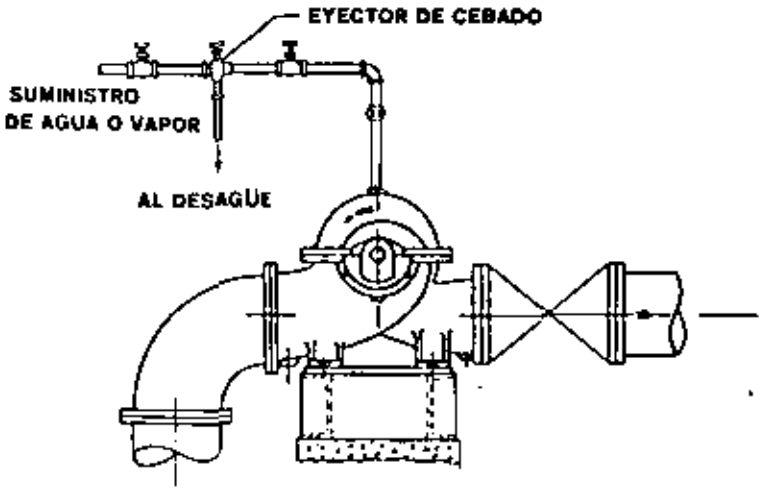


FIG-10
INSTR-K-801

ARRANQUE Y OPERACION

Antes de hacer el arranque inicial, compruébese el sentido de rotación del propulsor, teniendo cuidado de desacoplar la unidad. La flecha puesta en la carcaza de la bomba, muestra el sentido correcto de la rotación. Désele vuelta al rotor a mano y pruébese que no se atora.

Las válvulas que controlan el líquido de sello que abastece la línea que conduce a los prensaestopas, deberán entonces cerrarse para que la bomba sea cebada. No se opere la bomba a menos de que antes haya sido cebada y esté llena de líquido, porque se corre el peligro de dañar alguna de las partes interiores que se lubrican precisamente con el líquido a bombear.

Todas las partes de la unidad deberán inspeccionarse con el mayor cuidado antes de arrancar la bomba, a fin de comprobar que cada parte está ya lista para ser operada.

Arránquese el impulsor, o el propulsor de acuerdo con el libro de instrucciones de su fabricante.

Abrase lentamente la válvula de descarga tan pronto como la bomba alcance su velocidad de operación.

Un vacuomanómetro conectado a la succión de la bomba y un manómetro conectado a la descarga y que estén instalados en lugares adecuados, se necesitan, a fin de comprobar en forma debida el comportamiento de la bomba.

Durante la operación regular de la bomba, los rodamientos deberán ser inspeccionados de tiempo en tiempo, para comprobar si están o no bien lubricados. La abertura de la válvula conectada de la línea de sello a la caja de estopas, deberá ser controlada con los prensa-estopas ajustados, de tal manera que sólo salga de los prensa-estopas una pequeña cantidad de líquido, mientras dura la operación, de lo contrario, el empaque puede originar desgaste excesivo en las camisas de las flechas.

El sello del líquido es tan necesario para suministrar lubricación adecuada entre la flecha y el empaque, como para prevenir que el aire entre a la bomba a través del prensa-estopas.

INTERRUPCION DE LA OPERACION

Ciérrese lentamente la válvula de descarga. Cuando dicha válvula esté ya cerrada, párese el propulsor de acuerdo con las instrucciones de su fabricante. Si la bomba está trabajando bajo condiciones de carga de succión positiva, ciérrese también la válvula de succión para evitar fugas innecesarias a través del prensa-estopas y también para evitar la entrada de cuerpos extraños dentro de dicha caja. Si se usa un líquido de sello independiente, éste deberá ser suprimido para aliviar la presión de la caja de estopas y evitar que se desperdicie el líquido.

CAPITULO V

LUBRICACION

RODAMIENTOS DE BOLAS LUBRICADOS POR GRASA

Es la clasificación que corresponde a los baleros con que se equipan este tipo de bombas y que, la fábrica que los manufactura, entrega ya empacados de grasa, como para que no necesiten ninguna otra atención antes de que la bomba sea puesta en operación, aunque siempre sobre la base de que la bomba en cuestión haya estado en almacenamiento durante un corto período de tiempo y en un lugar seco y limpio, antes de su instalación y operación (véase el capítulo relativo a "Pre-Instalación"). Los rodamientos deben comprobarse aproximadamente durante la primera hora en que la bomba se ponga en movimiento, para garantizar que funcionan de manera adecuada.

Usar una grasa adecuada es de la mayor importancia. La insuficiencia de grasa y la abundancia excesiva de ella, son igualmente criticables. Las características de la instalación y la severidad del servicio a que la bomba está sujeta, serán determinantes por cuanto a la frecuencia de la lubricación. Usese la mejor grasa que se pueda obtener en el mercado. Los fabricantes de lubricantes han dedicado años de estudio y atención de grasas para baleros de bolas y son los que pueden suministrar grasas de la mejor calidad y adecuadas para todas las condiciones de servicio. **De ninguna manera debe usarse grasa grafitada.** Una buena grasa del número 2, será la indicada cuando la operación de la bomba se conduzca a la temperatura ordinaria de cualquier local cerrado y una grasa ligera del número 1, cuando la bomba se opere a altas velocidades, o en locales cerrados en que la temperatura sea baja.

Para recomendaciones más detalladas, consúltese con un fabricante de grasas bien acreditado.

Un balero de tipo de bolas no debe tener su alojamiento completamente lleno de grasa. Se recomienda que los espacios vacíos entre el balero y el alojamiento, se llenen solamente en un tercio, o a la medida de su capacidad con grasa.

Un alojamiento completamente lleno puede ser causa de que los baleros se sobrecalienten, reduciéndose así la vida de éstos.

La máxima temperatura de operación deseable para baleros tipo de bolas, variará según las unidades de que se trata. Un aumento continuo de temperatura, o un cambio brusco de temperatura, son indicios de que se está haciendo frente a una dificultad imprevista. Cuando se presenten estos síntomas, la bomba deberá ser parada inmediatamente, a fin de investigar las causas de la dificultad (véase Instr. K-786 fig-11).

INSTRUCCIONES PARA LOS CAMBIOS REGULARES DE GRASA

Se recomienda que la grasa sea cambiada completamente cada 6 meses y aun cada año, dependiendo ello del número total de horas que la bomba haya trabajado. Si se trata de una bomba de refacción, o si solamente trabajó unas cuantas horas cada mes, la grasa deberá cambiarse cada 6 meses. Si la bomba trabajó 50% más del tiempo, la grasa no necesitará cambiarse, sino una vez al año.

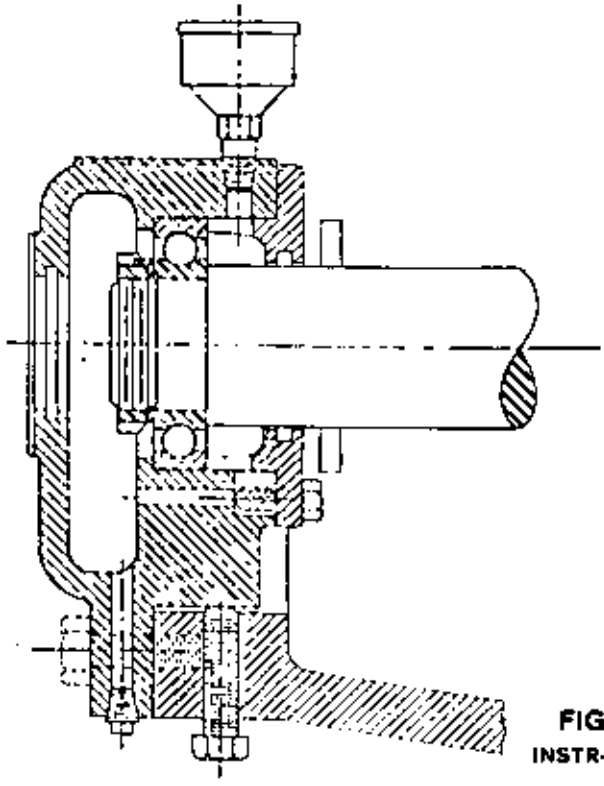


FIG-11
INSTR-K-786

LUBRICACION REGULAR

Normalmente, dos o tres vueltas a la tapa de la grasera de copa, bastarán para agregar la grasa que necesitan los rodamientos si una lubricación adicional se necesita antes de que se haga la siguiente limpieza y cambio total de la grasa.

LIMPIEZA TOTAL EN EL CURSO DE UNA REPARACION GENERAL

Cuando se presente la oportunidad de hacer una reparación general, los baleros y los alojamientos para los mismos, deberán ser limpiados completamente del modo que sigue:

1.—Se quitará el rotor, separándolo de los alojamientos de los baleros. Se lavarán después los alojamientos en cuestión con petróleo caliente, o con algún solvente similar, cuya temperatura se haya elevado hasta los 44° a 52°C (110° a 125°F). Antes de volver a poner grasa, se deberá comprobar que los alojamientos han sido enjuagados con un aceite ligero, que evite el enmohecimiento. No se deberá usar aceite o solvente de desperdicio para limpiar los alojamientos.

NOTA: Al reensamblar los alojamientos cuídese de que los números de marca de los alojamientos coincidan con los de la carcaza.

2.—Los baleros se limpiarán con mayor cuidado. Habrá que sumergirlos en petróleo o en un solvente, por un período suficientemente largo para que la grasa se disuelva, o se suavice. Cuando las grasas estén muy usadas, podrá ser necesario inclusive calentar el petróleo, o el solvente. En cuanto la grasa se disuelva, se hará girar el balero suavemente, limpiándolo con una brocha, para remover las partículas de grasa. Una vez limpio, se sumergirá y hará girar en un aceite ligero, a fin de eliminar completamente el petróleo, o el solvente que se haya usado para limpiarlo.

RODAMIENTOS DE BOLAS LUBRICADOS POR ACEITE

El aceite que se use para lubricar los baleros de bolas, o balas, deberá ser un aceite mineral bien refinado, de la mejor calidad, para que no se oxide fácilmente, ni se vuelva gomoso. Los aceites vegetales, o animales, no podrán usarse para este fin, puesto que se hacen rancios fácilmente, resultando de ello que la superficie de los baleros se corroa. Además, los aceites que se empleen, deberán estar limpios y libres de cualquier materia abrasiva.

En términos generales, podrá usarse aceite SAE número 10 o número 20. La selección de uno u otro de ellos, dependerá de la forma de instalación y de la clase de servicio que se demande. Para condiciones muy severas, se deberá consultar con un vendedor de lubricantes bien conocido, a fin de recibir de él las recomendaciones adecuadas.

Es muy importante que el nivel del aceite se mantenga a la altura debida. Este nivel estará indicado, por el dispositivo que se pone en la bomba, o se verá en el dibujo de elevación de la misma. Mantener el aceite a un nivel inmoderadamente alto, puede dar lugar a temperaturas de operación también altas y originar que el aceite fluya y se escape a lo largo de la flecha.

CAMBIOS DE ACEITE

Las condiciones de operación y la severidad del servicio determinarán la frecuencia con que el aceite deba cambiarse. Si los baleros han mantenido una temperatura normal y no se ha producido ninguna contaminación del aceite, los intervalos para cambiarlo pueden prolongarse. Hablando en términos generales, el aceite deberá cambiarse cada seis meses. Pero si la temperatura del balero aumenta, habrá que averiguar inmediatamente si la lubricación es suficiente, o si hay inclusive un balero defectuoso.

CONTROL DEL ACEITE A NIVEL CONSTANTE

El control del aceite a nivel constante, mantendrá como su nombre lo indica, un nivel constante en el aceite que lubrica los alojamientos de los baleros. Dicho aditamento protege contra cualquier fallo en el suministro del aceite y evita por lo consiguiente, paralizaciones costosas del equipo. El control suministra únicamente la cantidad de aceite requerida para mantener el nivel debido y mientras que se vea aceite en el depósito de vidrio, no se necesitará poner más (véase Inst. K-790 fig.-12).

El control opera sobre el principio del sello de líquido y alimenta únicamente cuando el nivel en el alojamiento del balero está bastante bajo como para que se rompa el sello líquido en el extremo interior de la conexión y el aire entre al depósito de vidrio. La alimentación se interrumpirá, naturalmente, si el aceite cubre el orificio en el ya citado extremo inferior de la conexión (véase Instr. K-787 fig 13).

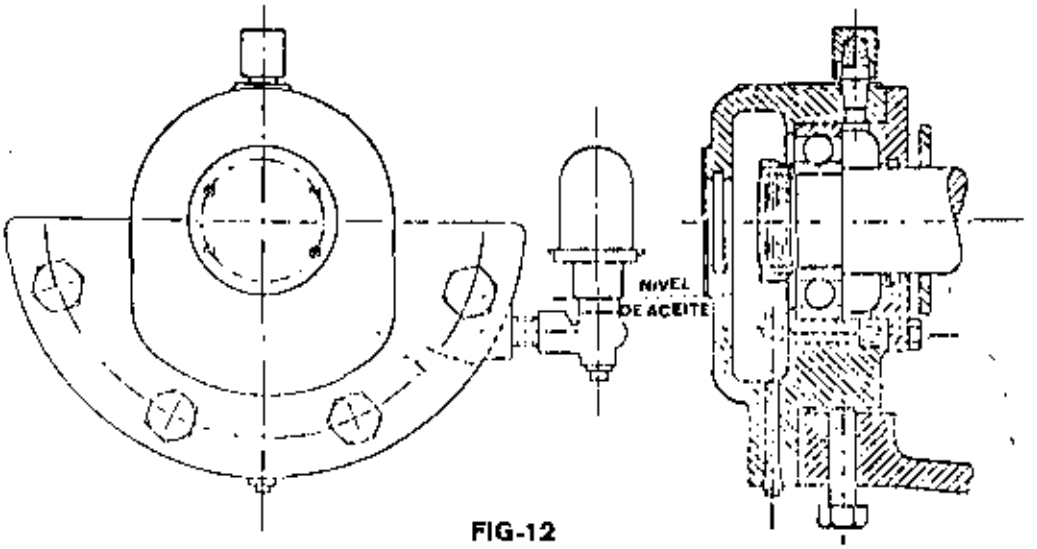


FIG-12
INSTR-K-790

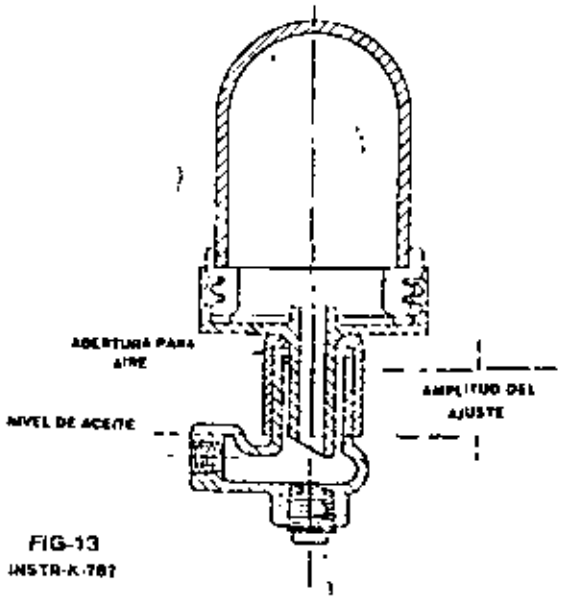


FIG-13
INSTR-K-787

LUBRICACION DEL COPLE

Todos los coples metálicos flexibles requieren lubricación. En las unidades en que este tipo de coples se use, el usuario deberá atenerse a las instrucciones del fabricante del cople de que se trate. Habrá que inspeccionar periódicamente estos coples para comprobar que tienen la lubricación requerida.

CAPITULO VI

MANTENIMIENTO

INSPECCIONES

Para evitar que una bomba se deteriore, habrá que hacer observaciones diarias y en ocasiones hasta observaciones horarias de su operación. No todas las personas pueden considerar que valga la pena llevar un registro escrito de estas inspecciones, pero de todos modos, el operador deberá estar siempre alerta para localizar cualquier irregularidad que surja en la operación de la bomba o bombas que tenga a su cuidado. En tal caso, deberá dar cuenta inmediatamente de los síntomas que descubra.

El funcionamiento de las cajas de estopas, por ejemplo, debe ser inspeccionado periódicamente. Del mismo modo, un cambio repentino en la temperatura de los baleros, será más digno de observar que si la alta temperatura es constante. Y un cambio en el sonido de cualquier bomba que esté trabajando, deberá tomarse también como advertencia para corregir inmediatamente posibles daños. (Consúltese el capítulo de "Localización de Dificultades").

INSPECCIONES SEMESTRALES Y ANUALES

Compruébese que los prensa-estopas se muevan libremente dentro de las cajas de estopas, límpiece y acéitese los tornillos de los prensa-estopas, lo mismo que sus tuercas respectivas. Obsérvese cuidadosamente el comportamiento de las cajas de estopas, para ver que no haya fugas excesivas que no puedan ser reducidas con sólo ajustar el prensa-estopas y cámbiese el empaque, si así se requiere. Obsérvense asimismo los registros de la operación de la bomba para determinar el uso horario y saber si los baleros deben ser limpiados y relubricados. (Consúltese la "Sección de Lubricación").

REPARACION COMPLETA

La frecuencia con que deba hacerse una reparación a fondo de cualquier bomba, dependerá del número de horas que tenga en operación, de la severidad de las condiciones de servicio a que esté sometida, de los materiales usados en la construcción de la unidad y del cuidado que ésta haya recibido durante su operación.

No debe abrirse ninguna bomba, para inspeccionarla, a menos de que se esté seguro de que ha disminuido sensiblemente su capacidad, o de que haya indicaciones de descomposturas en el interior de la bomba, o en los baleros.

COMO PROCEDER AL DESMANTELAMIENTO

Se deberá tener mucho cuidado para desarmar una bomba. Lo primero que deberá hacerse será cerrar las válvulas de succión y de descarga y drenar el líquido que haya quedado en la carcaza.

NOTA: Cuando se desmantele una bomba, será muy conveniente, para facilitar su ensamble, cuando llegue la hora de hacerlo de nuevo, que todas las partes que se vayan quitando se coloquen en sucesión por su orden. En todo caso se protegerán todas las caras maquinadas contra cualquier contacto directo de metal con metal y contra la corrosión.

Procédase como a continuación se explica:

1.—Drénese los alojamientos de los baleros.

2.—Desconéctense las dos mitades del cople. (Los coples lubricados por aceite deberán ser drenados antes de que se proceda a su desconexión).

3.—Desconéctense los prensa-estopas de la carcaza.

4.—Levántese la mitad superior de la carcaza. Al hacer esta operación, téngase cuidado de que no sufran daño las partes estacionarias de la bomba que estén unidas a las paredes de la carcaza.

5.—Desatornillense los pernos que fijan los alojamientos de los baleros de la carcaza.

6.—Levántese el ensamble del rotor. Téngase mucho cuidado al levantar y manipular este conjunto.

7.—Aflójense las tapas de los baleros y quítese el alojamiento de los mismos.

8.—Quítense los baleros, lo mismo que sus tapas. Véase el capítulo "Mantenimiento de los baleros".

9.—Quítense los prensa estopas, los empaques y las jaulas de sello.

10.—Quítense las tuercas de las camisas de flecha y las mismas camisas después.

11.—Quítense por último el impulsor, los anillos de desgaste y las cuñas del impulsor.

Tan pronto como la bomba y el rotor hayan quedado desarmados y desintegrados como antes se explica, procédase a examinar cuidadosamente todas las juntas y todas las superficies de desgaste que son de importancia para el desempeño de la unidad.

De un modo general, independientemente del desempeño de la unidad, límpiense todas las partes que estén totalmente desgastadas, a menos de que se vaya a examinar la bomba en un proceso de reparación general próximo. Téngase presente que cuando algunas de las partes (nuevas o en buenas condiciones), tienen asientos metálicos ensamblados en contacto con partes que estén sucias o desgastadas, será casi seguro que las partes nuevas se desgasten rápidamente.

MANTENIMIENTO DE LA CARCAZA

Las vías de agua de las carcazas deberán mantenerse limpias y libres de herrumbre. Tan pronto como cualquier unidad sea desarmada, se deberá proceder a limpiar y a pintar las vías del agua de la carcaza, usándose al efecto una pintura adecuada que se adhiera firmemente al metal. Un acabado esmaltado será el que dé los mejores resultados.

La experiencia enseña que un programa usual para limpiar y reparar las carcazas, debe ser puesto en obra regularmente. De esta manera, la capa protectora de pintura estará siempre en buenas condiciones y se evitará la corrosión.

Siempre que la bomba se desarme, se deberá poner una nueva junta entre las dos mitades de la carcaza. La junta deberá ser del mismo espesor y material que la originalmente empleada por el fabricante, para que pueda comprimirse hasta el mismo grueso.

MANTENIMIENTO DE LOS ANILLOS DE DESGASTE

Los anillos de desgaste de los impulsores están colocados a presión y se han sujetado por medio de tornillos. Para quitar dichos anillos, cuando llegue el momento de reemplazarlos, será necesario sacar los tornillos que estarán embutidos y extraer los anillos mismos usando cuñas, o algún otro objeto adecuado. Se deberá tener mucho cuidado para comprobar que el impulsor no sufra ningún daño mientras se haga la operación anterior.

En vista de que los anillos del impulsor se colocan a presión, existe siempre el peligro de que se produzca alguna excentricidad al momento del ensamble. Por eso se aconseja que se inspeccionen el conjunto de la flecha y del impulsor, después de montar los anillos sobre el impulsor, a fin de determinar si las nuevas superficies del anillo de desgaste, no quedaron excéntricos.

ADVERTENCIA.—Tratándose de los anillos rectos de tipo buje, cuya construcción se ve en la hoja Instr. K-796, fig. (1) y (2) téngase cuidado de no apretar excesivamente los prisioneros que los sujetan. Háganse llegar simplemente hasta el anillo, fíjense después los prisioneros por medio de golpes de punto dados a su alrededor.

NOTA: De un modo general se recomienda que los anillos se quiten o se reparen cuando tengan un juego que sea doble del original.

Este dependerá por supuesto del rendimiento que se demande de la bomba.

Tratándose de unidades que tengan anillos dobles, al modificarse el claro, se necesitará maquinar el anillo estacionario hasta un diámetro ligeramente mayor y reemplazar el anillo del impulsor con un anillo que sea también ligeramente más grande. La reparación siguiente se hará torneando el anillo del impulsor y reemplazando el anillo estacionario con otro de dimensiones ligeramente menores. De este modo, renovando alternativamente y remaquinando los dos anillos, cada anillo podrá ser usado dos o más veces. (Consúltese la sección VII relativa a "Partes de refacción").

MANTENIMIENTO DE LA FLECHA Y DE LAS CAMISAS DE LA FLECHA

Siempre que una bomba sea desarmada, se deberá tener la precaución de examinar cuidadosamente la flecha. Su estado deberá ser revisado precisamente en el lugar en que se monte el impulsor, lo mismo que debajo de las camisas de flecha y en el sitio en que se montan los baleros. Puede ser que la flecha esté dañada por oxidación, o por corrosión que causen las fugas que se produzcan a lo largo de la flecha, debajo del impulsor, o en las camisas de la flecha. Cuando los baleros se coloquen en forma indebida en la flecha de la bomba, ello puede dar por resultado que el anillo interior gire sobre la flecha causando un daño indebido. Se deberá inspeccionar también el cuñero de la flecha, para comprobar que no haya ninguna distorsión. A causa de una temperatura excesiva, o por efecto de la corrosión, el impulsor puede aflojarse dentro de la flecha y someter al cuñero a choques excesivos. En todo caso, habrá que reemplazar cualquier flecha que se encuentre doblada, o torcida.

La camisa de la flecha está sujeta a sufrir desgaste y puede ser necesario reemplazarla. Cuando una camisa se ha desgastado demasiado, resulta ya imposible ajustar el empaque y evitar que haya fugas en exceso; es entonces cuando la camisa debe reemplazarse. Las camisas que están maltratadas, o que tienen ranuras, deterioran y desgastan, en efecto, el nuevo empaque tan pronto como éste se aloja dentro de la caja de estopas. Las camisas en mal estado pueden también determinar una carga mecánica axial excesiva contra los baleros.

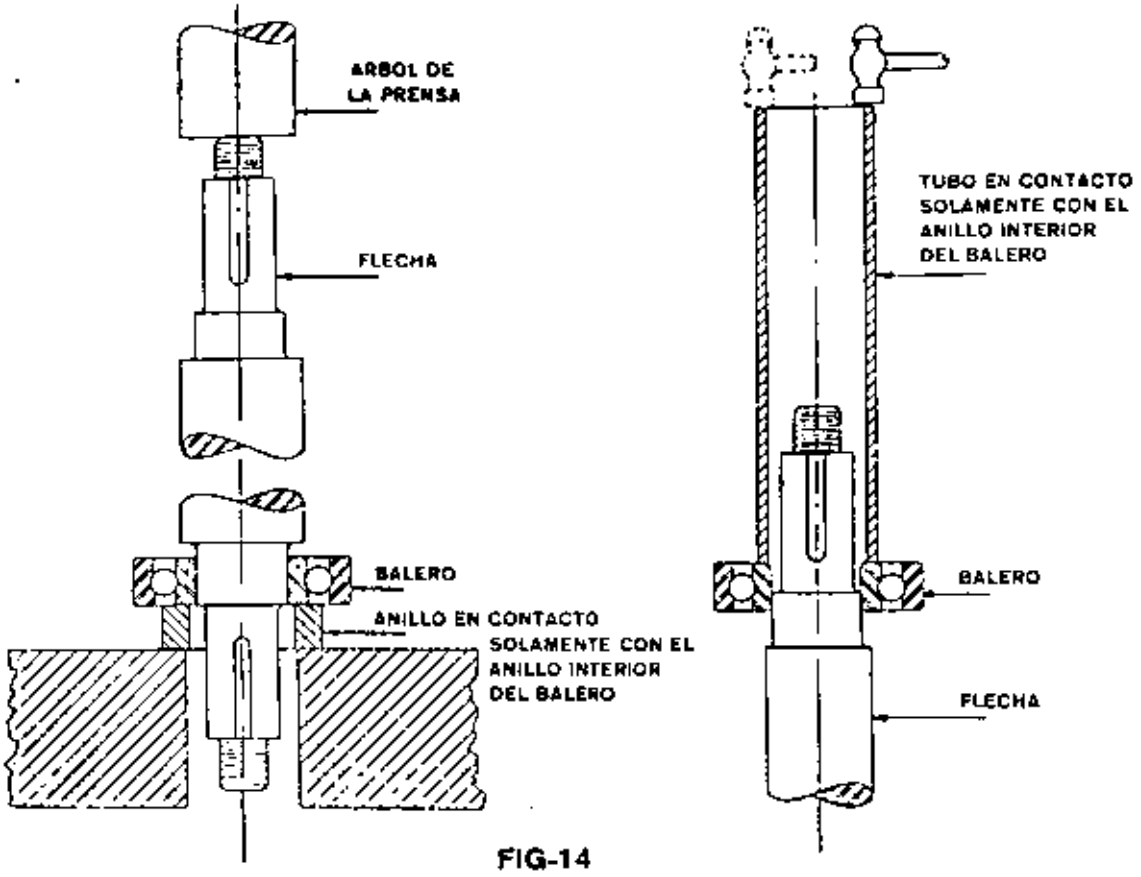


FIG-14
INSTR-K-791

MANTENIMIENTO DE LOS BALEROS

Los baleros se colocan generalmente a presión, o se embuten en la flecha y al momento de desmontarlos se requerirá disponer para ello de un útil adecuado. Las mordazas del extractor, o los brazos que al efecto se usen, deberán ponerse fuera de la arista del anillo exterior. Cuando no haya partes de la flecha que lo impidan, será preferible inclusive que el balero quede soportado por un anillo partido y que la flecha sea oprimida y forzada hacia abajo por medio del árbol de una prensa.

Cuando se trate de montar los baleros en la flecha de una bomba, recuérdese que para que los baleros trabajen satisfactoriamente, se requerirá que el anillo interior quede firmemente sujeto a la flecha, sin que pueda girar sobre ella. También es importante que el ajuste del anillo exterior se haga de manera que se evite que haya una rotación libre en el alojamiento.

De un modo general, hay dos métodos que pueden aplicarse para montar un balero sobre la flecha de una bomba:

1.—Se calentará el balero para que el anillo interior se dilate, a fin de que cuando se enfríe quede bien apretado sobre la flecha; o

2.—Se forzará el balero hasta que tome su lugar dentro de la flecha.

El primer método es el más recomendable. Al efecto se calentará el balero en un baño de aceite, o en un horno eléctrico, hasta una temperatura uniforme de 99° a 115°C (220-250°F). Cuando el balero esté caliente, se montará rápidamente en la flecha.

Si se usa el otro método señalado, la fuerza se aplicará por medio de una prensa, o dando golpes cortos y rápidos con un martillo (véase Instr. K-791 fig 14). Si se dispone de un árbol de prensa, se podrá usar una camisa tubular, o si no, un anillo, o finalmente pequeños bloques de espesor uniforme, a fin de aplicar la fuerza en el anillo interior. Haciéndolo con cuidado, se podrá colocar en su lugar, dentro de la flecha cualquier balero, golpeando alternativamente con un martillo sobre los lados opuestos de una camisa tubular que haga contacto con el anillo interior.

Cuando se trate de forzar un balero dentro de una flecha, se deberá tener cuidado de que el anillo interior no sufra ninguna deformación. Invariablemente se deberá comprobar la buena colocación de los baleros en la flecha, usando al efecto un calibrador de hojas, para estar seguro de que el balero fue embutido hasta el reborde de la flecha.

ENSAMBLE

Para ensamblar la bomba se sigue, a la inversa, el procedimiento ya descrito para desmontarla, excepto en lo que se refiere al empaque y a las jaulas de sello.

NOTA: Cuando se vuelva a ensamblar el impulsor en la flecha, se tendrá mucho cuidado de que las puntas de las aspas apunten hacia el lado opuesto de la dirección en que deba producirse el flujo. El rotor siempre gira hacia las secciones más amplias de la voluta. (Véase Instr. K-346 fig 15).

CUIDADO: Las marcas de los alojamientos deben coincidir con los de la carcaza. Son marcas pares.

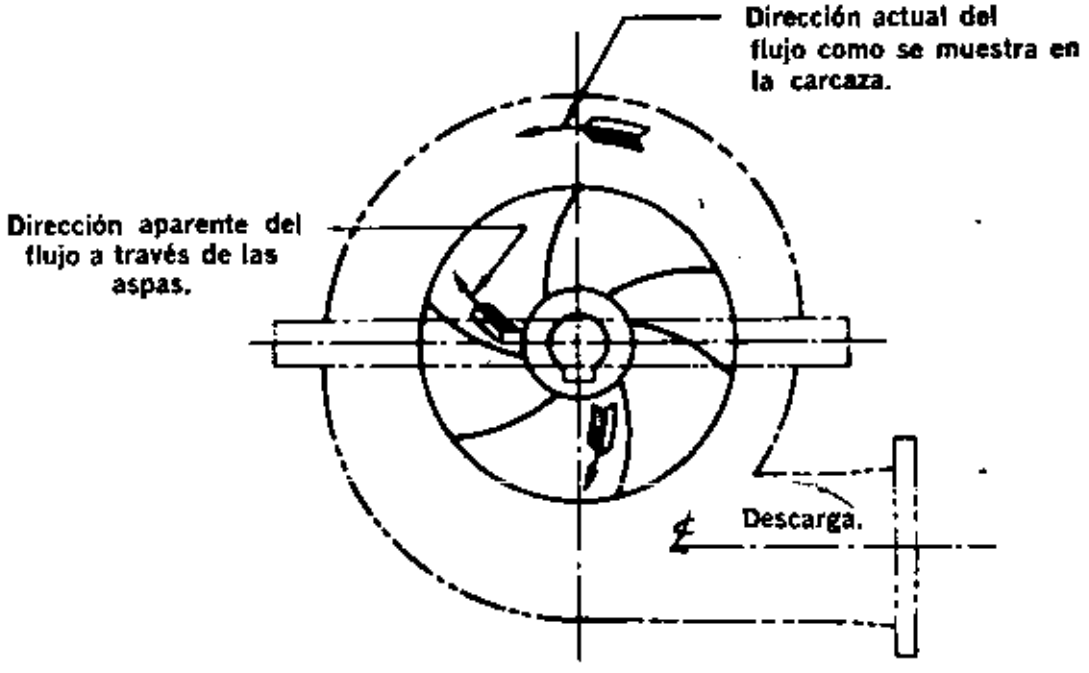


Fig. No. 15._DIRECCION DE ROTACION DEL IMPULSOR

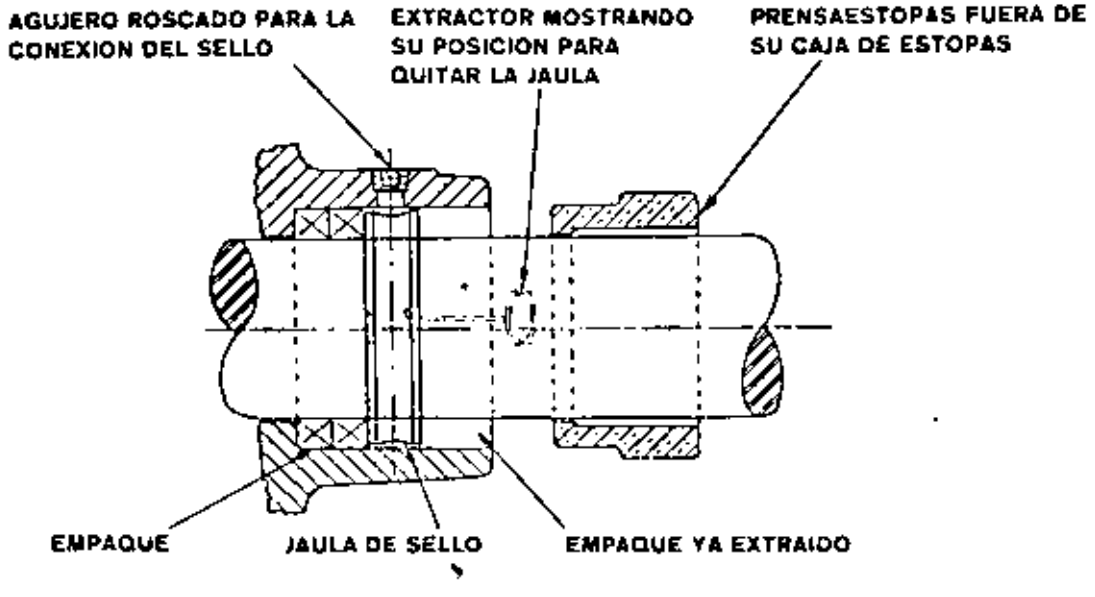


FIG-16
INSTR-K-799

Al momento de instalar el rotor dentro de la carcaza, se comprobará que gira libremente a la presión de la mano. Las superficies de desgaste del impulsor, no se deberán tocar. Se tendrá cuidado de alinear la bomba cuidadosamente. Se pondrán empaque y jaula de sello como enseguida se explica:

EMPAQUE

Para empacar la caja de estopas, se deberá usar un empaque de asbesto trenzado y grafitado de buena clase. Por ningún concepto se usará empaque hecho de fibra de lino, porque éste desgasta rápidamente las camisas.

Para empacar la caja de estopas, se procederá de la siguiente manera:

1.—Se aflojará el prensa estopas.

2.—Se extraerá el empaque usado, valiéndose al efecto de un extractor de empaque y se limpiará la caja de estopas (véase hoja Instr. K-799). fig. 16

3.—Se comprobará que el empaque que se vaya a poner tenga el tamaño y sea del tipo adecuado. Se medirá al efecto la caja de estopas, para determinar la longitud de empaque requerido. El empaque deberá ser cortado de tal manera (aproximadamente a 1.5 mm. 1/16" más grande que la medida justa), que el diámetro exterior de los anillos de empaque, presione la pared de la caja de estopas, mejor que la camisa.

4.—Se insertarán los anillos de empaque uno por uno, empujándolos tan hondo como sea posible en la caja de estopas y asentándolos firmemente. Se alternarán las juntas de los anillos de tal manera, que las uniones queden dispuestas con diferencias angulares de 90° o de 180°.

5.—Se colocará la jaula de empaque después de haber insertado tantos anillos de empaque como haya sido necesario. Se tendrá mucho cuidado de comprobar que la jaula quede colocada directamente abajo de la conexión del sello y que no se desplace cuando se coloquen los anillos restantes.

6.—Se seguirán colocando más anillos de empaque. Cuando ya se hayan puesto todos los que se necesiten, se pondrá el prensa estopas y se apretarán las tuercas, pero se harán girar en sentido inverso inmediatamente después, hasta que el prensa estopas quede flojo. Con ello se conseguirá que al apretar definitivamente el prensa estopas, las tuercas puedan ser apretadas una tras otra, uniformemente, a manera de que el prensa estopas entre siempre alineado y de que el empaque quede sujeto a una presión uniforme.

7.—Se asentará el empaque nuevo que vaya a ponerse. Se recomienda arrancar la bomba todavía con el prensa estopas relativamente flojo.

Sólo después de que la bomba haya trabajado por unos 10 ó 15 minutos, será cuando las tuercas del prensa estopas se vayan apretando, hasta reducir las fugas a un goteo constante. Piénsese al efecto que cuando el empaque esté demasiado apretado en las cajas de estopas, ello será causa de fricción indebida, generándose entonces una temperatura que hará que el empaque tome una consistencia vidriosa, susceptible de rayar las camisas de la flecha. El empaque deberá estar siempre suave y flexible.

ADVERTENCIA.—Puede ocurrir que ya no sea posible poner el último anillo de empaque dentro de la caja e insertar a continuación el prensa estopas. Cuando esto ocurra, se quitará el último anillo de empaque y se apretará el prensa estopas. A intervalos periódicos (por ejemplo cada día), pero siempre tolerando un escape razonable, se continuará apretando el prensa estopas hasta que el empaque se haya asentado suficientemente como para permitir colocar el último anillo.

LOCALIZACION DE DIFICULTADES

Los problemas que pueden ocasionar una bomba y las causas que los producen, se enlistan

o continuación. El operador podrá evitar gastos y molestias inútiles, si toma en cuenta cuidadosamente las indicaciones que siguen:

EL FLUIDO NO SALE

a).—La bomba no ha sido cebada.
b).—La velocidad del impulsor es insuficiente.
c).—La carga total dinámica es muy alta (mayor que aquélla para la cual la bomba fue seleccionada).
d).—La altura de succión es excesiva.
e).—Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
f).—El sentido de la rotación está invertido.

LA CAPACIDAD NO ES LA DEBIDA

a).—Entra aire en la tubería de succión.
b).—La velocidad de la bomba es demasiado baja.
c).—La carga total dinámica es mayor que aquélla para la que la bomba fue seleccionada.
d).—La altura a la que descarga la bomba es excesiva.
e).—Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
f).—Hay defectos mecánicos como los que siguen: Impulsor dañado. Anillos de desgaste dañados (si la bomba está equipada con ellos).
g).—La válvula de pie que se puso al extremo de la succión, es muy pequeña, o ha sido obstruida por material extraño.
h).—La válvula de pie, o el tubo de succión, no tienen la sumergencia requerida (están muy cerca de la superficie del fluido a bombear).

LA PRESION DE DESCARGA ES INSUFICIENTE

a).—La velocidad de la bomba es muy baja.
b).—Hay aire en el fluido que se bombea.
c).—Existen defectos mecánicos: Impulsor dañado. Anillos de desgaste dañados (si la bomba está equipada con ellos).

LA BOMBA PIERDE SU CEBADO DESPUES DE ARRANCARLA

a).—Hay fugas en la línea de succión.
b).—La altura de succión es muy alta.
c).—Hay gases, o aire en el líquido que se bombea.

LA BOMBA SOBRECARGA EL MOTOR

a).—La velocidad de operación es muy alta.
b).—El líquido bombeado tiene gravedad específica y viscosidad diferentes de aquéllas para las que la bomba fue seleccionada.
c).—Hay defectos mecánicos.
d).—El prensa estopas está muy apretado y por ese motivo produce pérdidas por fricción excesivas en la caja de estopas (para unidades que la tienen).

LA BOMBA VIBRA

a).—No está bien alineada.
b).—La cimentación no es suficientemente rígida.
c).—El impulsor está parcialmente obstruido y por ese motivo desbalanceado.
d).—Hay defectos mecánicos: Flecha distorsionada. Elementos giratorios parcialmente obstruidos. Chumaceras desgastadas.

CAPITULO VII

REPUESTOS, PARTES DE REFACCIONES Y LISTA DE PARTES

REPUESTOS Y PARTES DE REFACCION

La severidad de las condiciones de servicio, la extensión con que pueden llevarse a cabo, en el lugar de instalación, las reparaciones y el número de unidades que se tengan instaladas; determinarán en buena parte el mínimo de partes de refacción que deban tenerse en existencia en el lugar de instalación.

Para una bomba tipo L, el menor número de refacciones que debe tenerse a la mano es el siguiente:

1.—Un juego de baleros radial y axial.
2.—Dos anillos de desgaste y dos anillos de impulsor.
3.—Dos camisas de flecha.
4.—Dos anillos de sellos "O"
5.—En todos los casos, una existencia suficiente de empaques para las cajas de estopas y el material necesarios para cambiar las juntas de la carcaza.

NOTA: Cuando los anillos se ordenan como partes de repuesto, después de que la bomba haya estado en servicio por algún tiempo, no se suministrarán anillos estacionarios de tamaño ligeramente menor al normal, o anillos de impulsor de tamaño ligeramente mayor al normal, a menos de que el cliente lo solicite expresamente. Cuando se desee tener anillos de medida ligeramente superior, o ligeramente inferior a los suministrados originalmente con la unidad, la dimensión en defecto, o en exceso que se requiera, deberá ser especificada por el cliente con su orden de pedido.

COMO ORDENAR PARTES DE REPUESTO Y REFACCIONES

Cuando se ordenen piezas de repuesto, o refacciones, será indispensable señalar tipo, tamaño y número de serie de la bomba de que se trate.

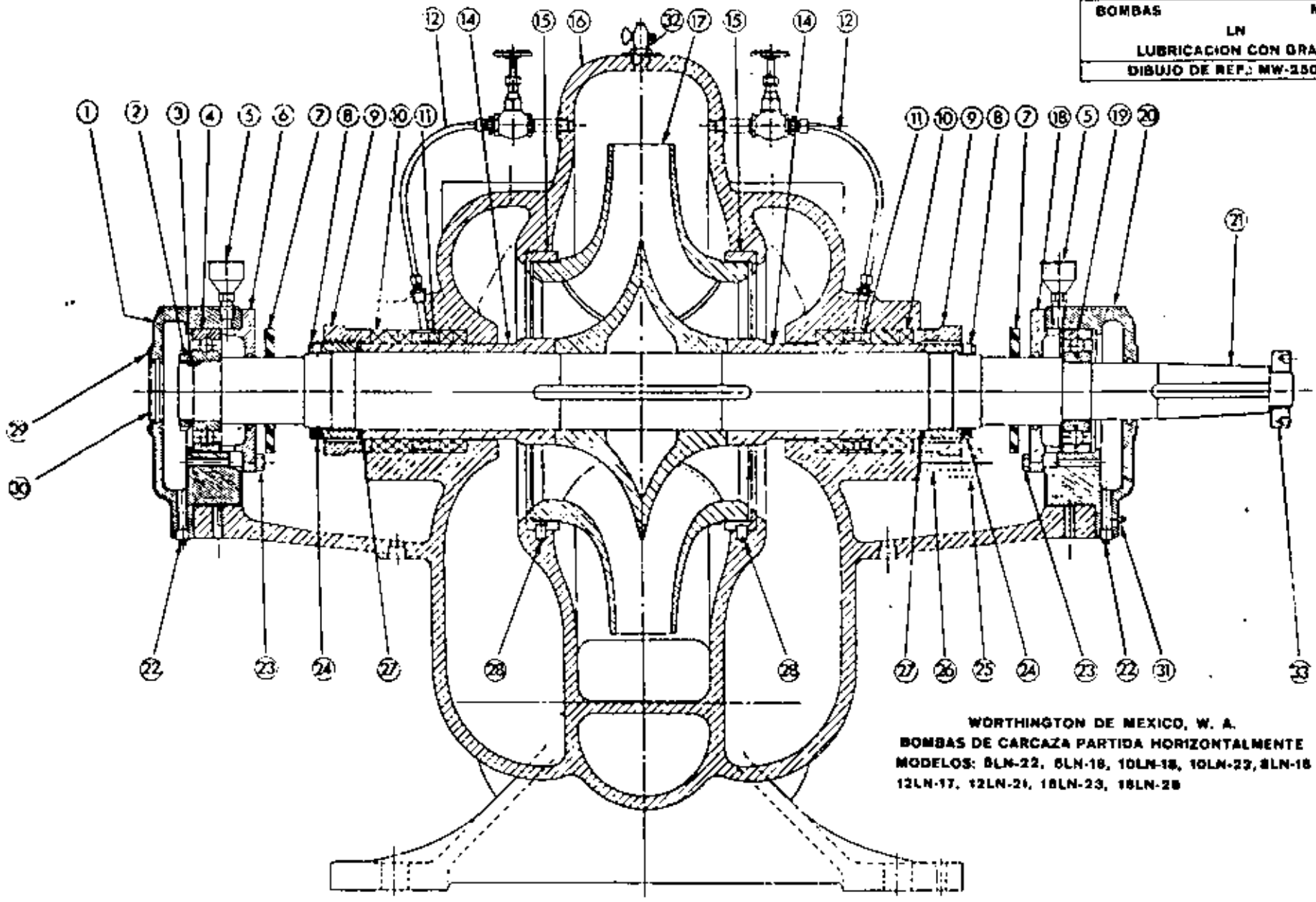
Se consultará al efecto la placa que lleva cada bomba. Esta información es esencial para el efecto de que Worthington de México pueda identificar la bomba y suministrar las partes de repuesto adecuadas. Se deberá tener cuidado de dar el nombre y el número de la parte que se quiera recibir, tal y como está consignado en la lista de partes del correspondiente dibujo de corte de elevación de la bomba. También se hará saber el número de cada parte que se solicite y, siempre que sea posible, los símbolos completos que estén estampados en las partes que se quiera reponer. Las órdenes para piezas de repuesto deberán ser enviadas al Representante Worthington más próximo al sitio en que las bombas están instaladas, directamente a la Oficina de Ventas de Worthington de México, S. A., o a nuestro Departamento de Servicio.

WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.
BOMBAS DE CARCAZA
PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS: 5LN-22, 6LN-18, 8LN-18,
10LN-22, 12LN-17, 12LN-21, 16LN-23,
y 16LN-28
(LUBRICACION CON GRASA)

LISTA DE PARTES

Núm. de Ref.	Nombre de la parte
1	Alojamiento del balero axial
2	Tuerca de seguro del balero axial
3	Roldana del balero axial
4	Balero axial
5	Grasera de copa
6	Tapa para el alojamiento del balero axial
7	Desviador
8	Tuerca para la camisa de la flecha
9	Prensa estopas
10	Anillo de empaque (juego de cinco)
11	Jaula de sello
12	Tubería para el sello hidráulico
14	Camisa de flecha
15	Anillo de desgaste
16	Carcaza (dos piezas)
17	Impulsor
18	Tapa para el alojamiento del balero radial
19	Balero radial
20	Alojamiento del balero radial
21	Flecha de cuñas
22	Tapón para el alojamiento
23	Tornillo para el alojamiento
24	Prisionero Allen
25	Tuerca del prensa estopas
26	Espárrago del prensa estopas
27	Anillo elástico
28	Perno del anillo de desgaste
29	Tornillos de la placa de nombre
30	Placa de nombre
31	Perno cónico con tuerca
32	Válvula de purga
33	Tuerca del cople

WMR-2118	HOJA 101
DICIEMBRE 1980	
BOMBAS	MODELO
LN	
LUBRICACION CON GRASA	
DIBUJO DE REF.: MW-250276	



WORTHINGTON DE MEXICO, W. A.
BOMBAS DE CARCAZA PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS: 8LN-22, 8LN-18, 10LN-18, 10LN-23, 8LN-18
12LN-17, 12LN-21, 18LN-23, 18LN-28

206

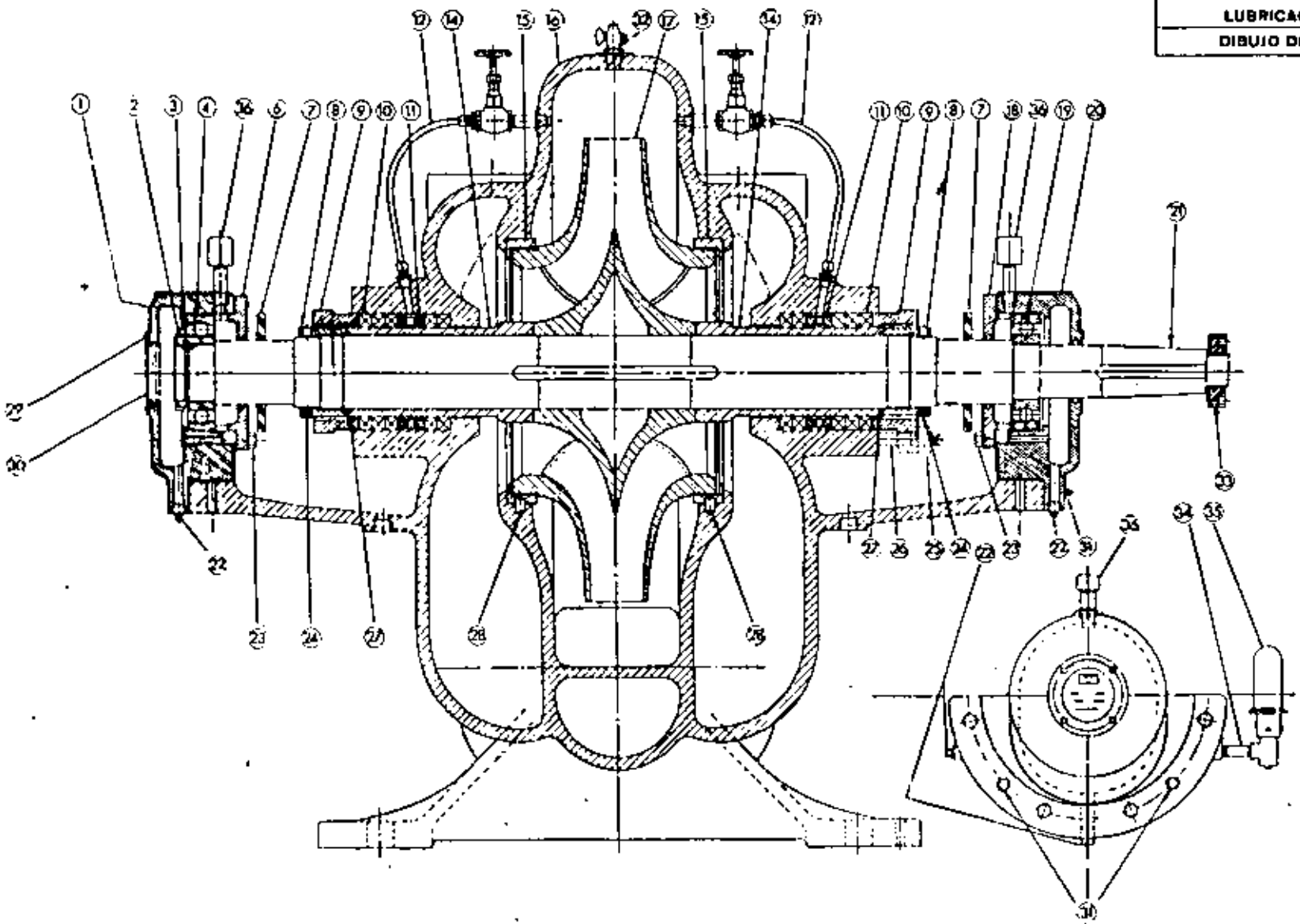
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.
BOMBAS DE CARCAZA
PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS: 5LN-22, 6LN-18, 8LN-18,
10LN-22, 12LN-17, 12LN-21
16LN-23 y 16LN-28
(LUBRICACION POR ACEITE)

LISTA DE PARTES

Núm. de Ref.	Nombre de la parte
1	Alojamiento del balero axial
2	Tuerca de seguro del balero axial
3	Roldana del balero axial
4	Balero axial
6	Tapa para el alojamiento del balero axial
7	Desviador
8	Tuerca para la camisa de la flecha
9	Prensa estopas
10	Anillo de empaque (juego de 5)
11	Jaula de sello
12	Tubería para el sello hidráulico
14	Camisa de flecha
15	Anillo de desgaste
16	Carcaza (dos piezas)
17	Impulsor
18	Tapa para el alojamiento del balero radial
19	Balero radial
20	Alojamiento del balero radial
21	Flecha con cuñas
22	Tapones para el alojamiento
23	Tornillo para el alojamiento
24	Prisionero Allen
25	Tuerca del prensa estopas
26	Espárrago del prensa estopas
27	Anillo elástico
28	Perno del anillo de desgaste
29	Tornillo de la placa de nombre
30	Placa de nombre
31	Perno cónico con tuerca
32	Válvula de purga
33	Tuerca del cople
34	Niple para aceitera
35	Aceitera completa de nivel constante
36	Ventila del alojamiento

WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.
BOMBAS DE CARCAZA PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS 6LN-22, 6 LN-18, 8 LN-18, 10 LN-18
10 LN-23, 12 LN-17, 12 LN 21, 1 8L N-23 y 16LN-28

WMR 2118	HOJA 102
MAYO 1981	
BOMBAS	MODELO
LN	
LUBRICACION CON ACEITE	
DIBUJO DE REF.: MW-250276	



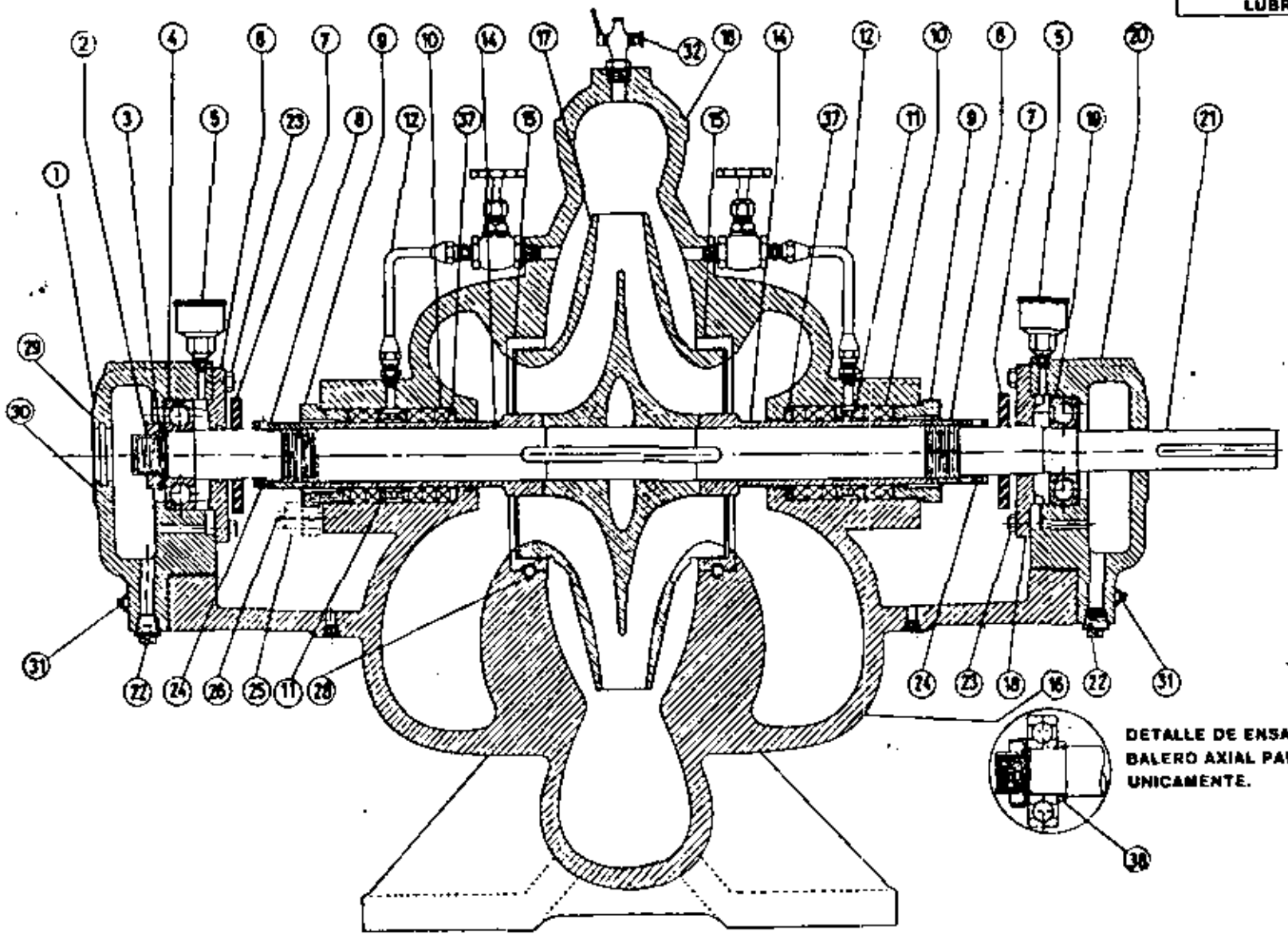
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.
BOMBAS DE CARCAZA
PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS: 4L-3, 5L-1, 6L-3
(LUBRICACION GRASA)

LISTA DE PARTES

Núm. de Ref.	Nombre de la parte
1	Alojamiento del balero axial
2	Tuerca de seguro del balero axial
3	Roldana de seguro del balero axial
4	Balero axial
5	Grasera de copa
6	Tapa para el alojamiento del balero axial
7	Desviador
8	Tuerca para la camisa de flecha
9	Prensa estopas
10	Anillo de empaque (juego de 5)
11	Jaula de sello
12	Tubería para el sello hidráulico
14	Camisa de flecha
15	Anillo de desgaste
16	Carcaza (2 piezas)
17	Impulsor
18	Tapa para el alojamiento del balero radial
19	Balero radial
20	Alojamiento del balero radial
21	Flecha con cuñas
22	Tapones para el alojamiento
23	Tornillos para el alojamiento
24	Prisionero Allen
25	Tuerca del prensa estopas
26	Espárrago del prensa estopas
28	Perno del anillo de desgaste
29	Tornillos de la placa de nombre
30	Placa de nombre
31	Perno cónico con tuerca
32	Válvula de purga
37	Anillo de caja de estopas
38	Collarín de la flecha

WORTHINGTON DE MEXICO. S. A.
BOMBAS DE CARCAZA PARTIDA HORIZONTALMENTE.
MODELOS: 4L-3, 5L-1, 6L-3

WMR-2035	HOJA 101
MARZO 1962	
BOMBAS MODELO	
L	
LUBRICACION POR GRASA	



210

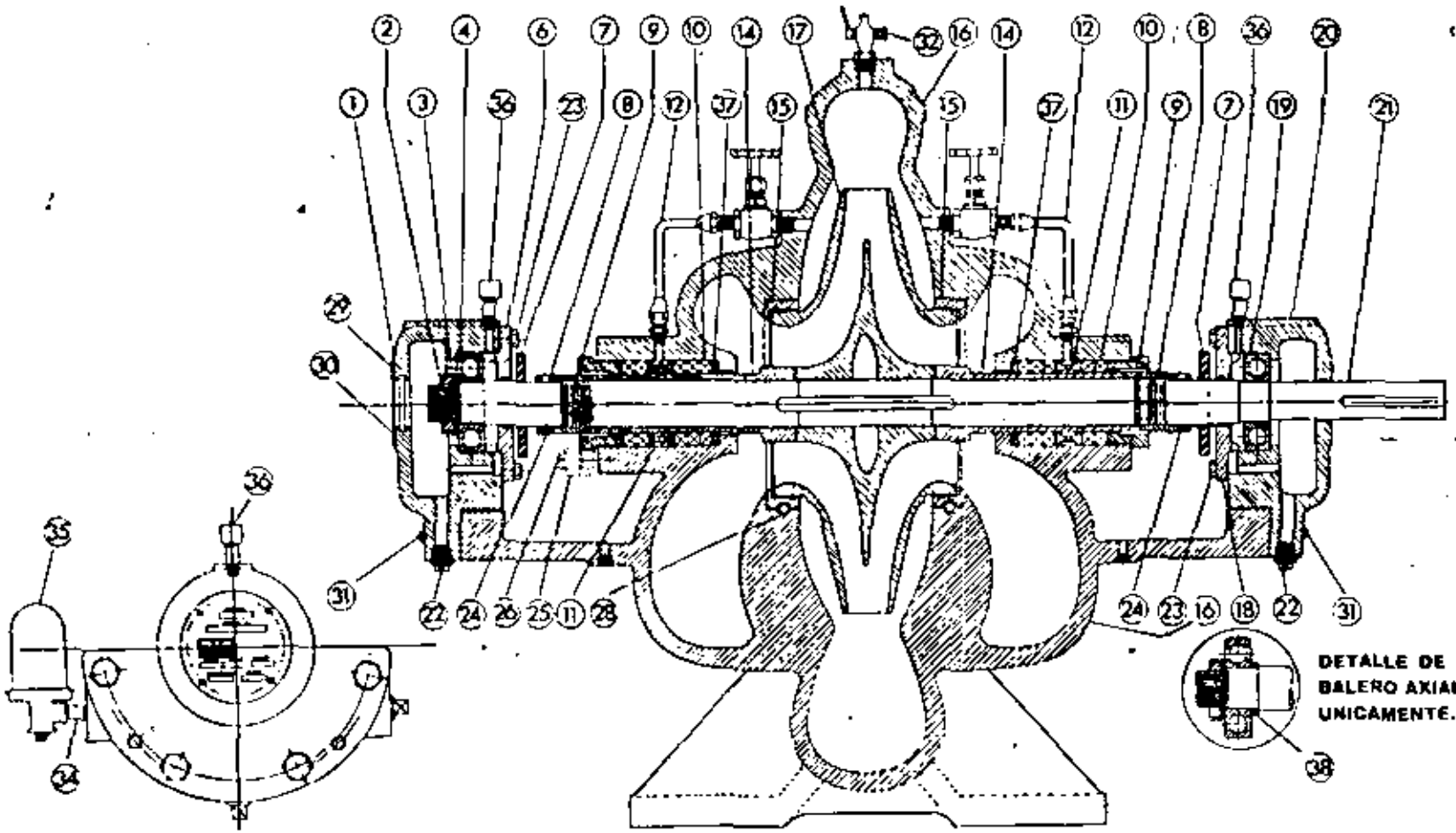
WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.
BOMBAS DE CARCAZA
PARTIDA HORIZONTALMENTE
MODELOS: 4L-3, 5L-1, 6L-3
(LUBRICACION ACEITE)

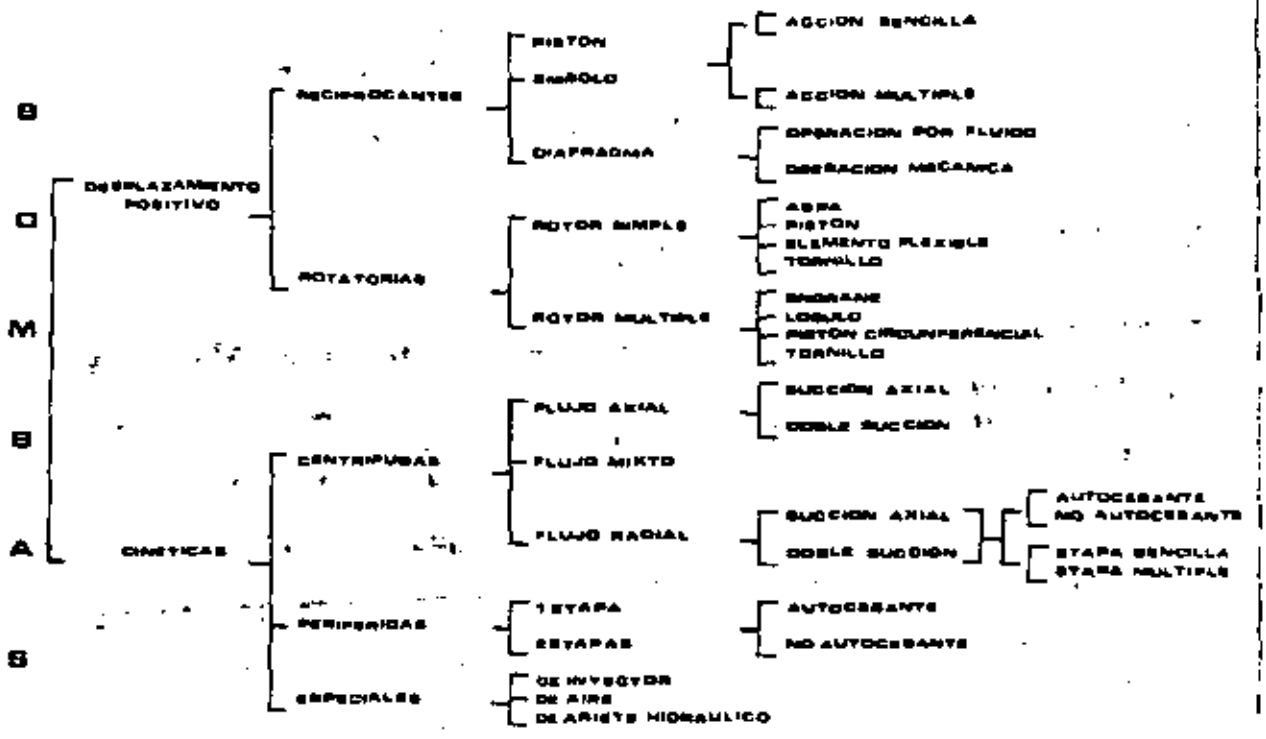
LISTA DE PARTES

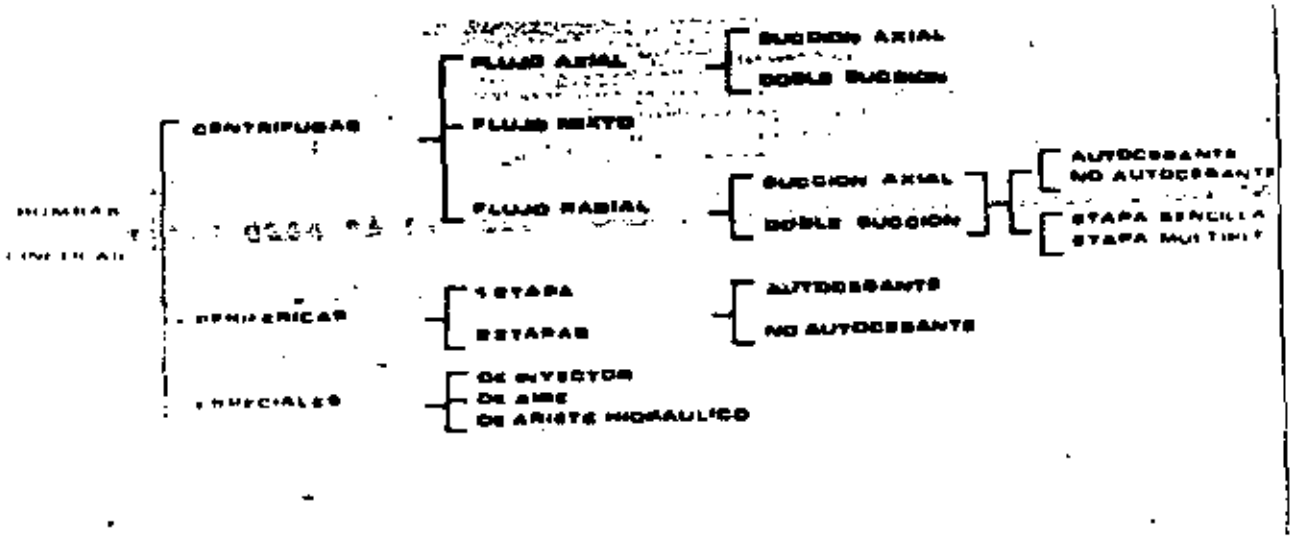
Núm. de Ref.	Nombre de la parte
1	Alojamiento del balero axial
2	Tuerca de seguro del balero axial
3	Roldana de seguro del balero axial
4	Balero axial
6	Tapa para el alojamiento del balero axial
7	Desviador
8	Tuerca para la camisa de la flecha
9	Prensa estopas
10	Anillo de empaque (juego de 5)
11	Jaula de sello
12	Tubería para el sello hidráulico
14	Camisa de flecha
15	Anillo de desgaste
16	Carcaza (2 piezas)
17	Impulsor
18	Tapa para el alojamiento del balero radial
19	Balero radial
20	Alojamiento del balero radial
21	Flecha de cuñas
22	Tapones para el alojamiento
23	Tornillos para el alojamiento
24	Prisionero Allen
25	Tuerca del prensa estopas
26	Espárrago del prensa estopas
28	Perno del anillo de desgaste
29	Tornillos de la placa de nombre
30	Placa de nombre
31	Perno cónico con tuerca
32	Válvula de purga
34	Niple para aceitera
35	Aceitera completa de nivel constante
36	Ventila del alojamiento
37	Anillo de caja de empaques
38	Collarín de la flecha

WM-2035	HOJA 10
MARZO 1962	
BOMBAS MOD. L.	
LUBRICACION POR ACEITE	

BOMBAS DE CARCAZA PARTIDA HORIZONTALMENTE MODELOS:
4L-3, 5L-1, 6L-3




BOMBAS
DESPLAZAMIENTO POSITIVO
RECIPROCANTES
PISTON
EMBOLO
DIAFRAGMA
ACCION SENCILLA
ACCION MULTIPLE
OPERACION POR FLUIDO
OPERACION MECANICA
ROTATORIAS
ROTOR SIMPLE
ROTOR MULTIPLE
ASPA
PISTON
ELEMENTO FLEXIBLE
TORNILLO
BIGRANE
LOBULO
PISTON CIRCUNFERENCIAL
TORNILLO
CINETICAS
CENTRIFUGAS
FLUJO AXIAL
FLUJO MIXTO
FLUJO RADIAL
SUCCION AXIAL
DOBLE SUCCION
AUTOCEBANTE
NO AUTOCEBANTE
ETAPA SENCILLA
ETAPA MULTIPLE
PERIFERICAS
1 ETAPA
2 ETAPAS
AUTOCEBANTE
NO AUTOCEBANTE
ESPECIALES
DE INYECTOR
DE AIRE
DE ARIETE HIDRAULICO


BOMBAS
CINETICAS
CENTRIFUGAS
FLUJO AXIAL
FLUJO MIXTO
FLUJO RADIAL
SUCCION AXIAL
DOBLE SUCCION
SUCCION AXIAL
DOBLE SUCCION
AUTOCEBANTE
NO AUTOCEBANTE
ETAPA SENCILLA
ETAPA MULTIPLE
PERIFERICAS
1 ETAPA
2 ETAPAS
AUTOCEBANTE
NO AUTOCEBANTE
ESPECIALES
DE INYECTOR
DE AIRE
DE ARIETE HIDRAULICO

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

ESQUEMA N° 11

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 vacía 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 hidraúlica 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, pués 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/cm^2 a un máximo absoluto de 1.4 Kg/cm^2, para evitar daños al tanque hidroneumático escapando así el aire comprimido o llenándose el tanque de agua en su totalidad lo que [illegible] mu chos trastornos.

El diseño de la capacidad máxima de la bomba se hace, como se ha explicado en capítulos anteriores utilizando, de prefe

rencia del 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, pués 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 ésto podría causar arranques y paradas demasiado frecuentes de la bomba, pués 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 hidraúlico, - 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 ÷ 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, pués 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 ésto 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 sólamente 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 es 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/pulg^2).

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/cm^2 la descarga de agua en una válvula de 13 milímetros es de 186 LPM y a 4.5 Kg/cm^2, (presión máxima), esta descarga aumenta a 226 LPM.

Lo anterior explica porqué los sistemas de presión variable no pueden ser "SISTEMAS PROGRAMADOS"; pués 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 hidraúlica 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 golpeteen 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, pués 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, pués 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 constanto, 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 ésto 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, pués 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 pié 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, ruído 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, pués 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, pués 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 éste 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.

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, i[illegible] [illegible]e cases, the coupling can be [illegible] out of alignment enough to cause noise.

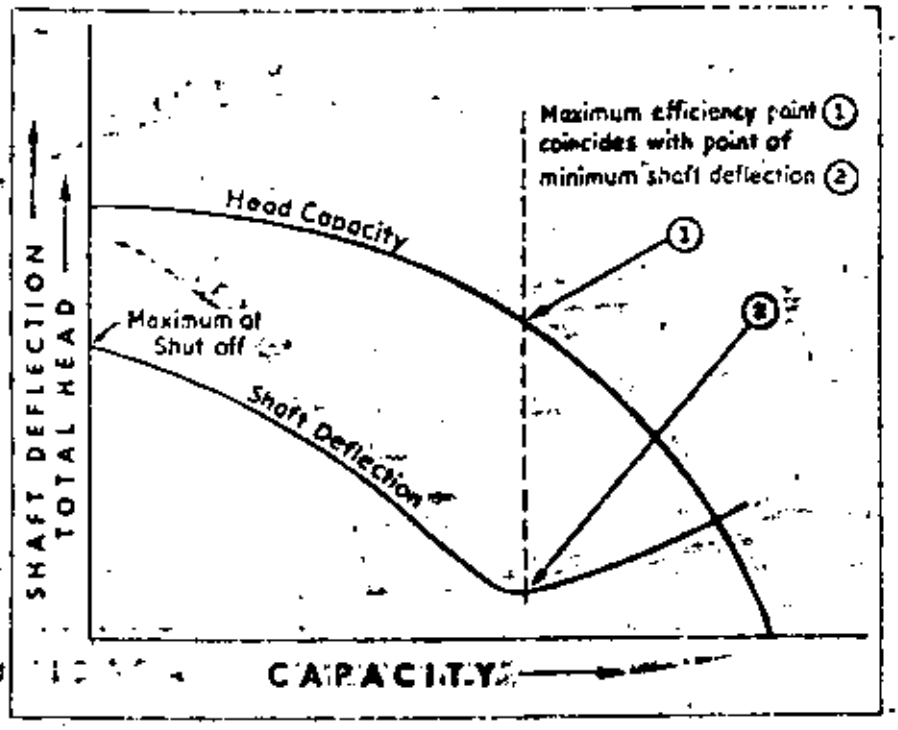


Fig. 3
Minimum shaft deflection occurs at maximum efficiency point

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 [illegible] the pump to the critical area, [illegible]s in an air conditioning system. [illegible]ver, the airborne noise can be eliminated by proper treatment of the pump room.

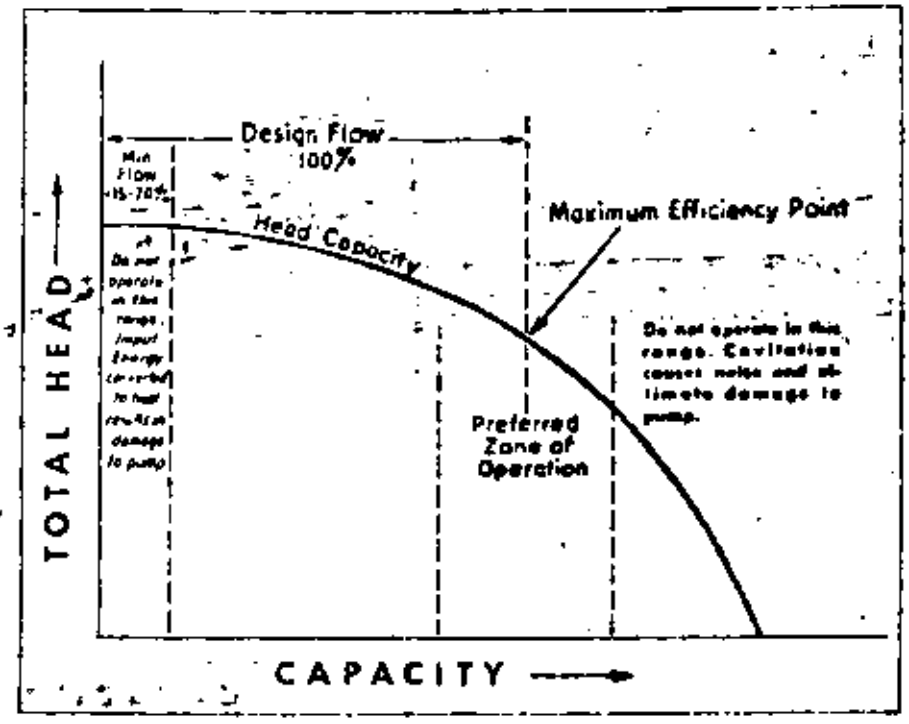


Fig. 4
Preferred operating zone for minimum noise level

VIBRATION 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 "fetishes", the application of empirical solutions to all noise problems.

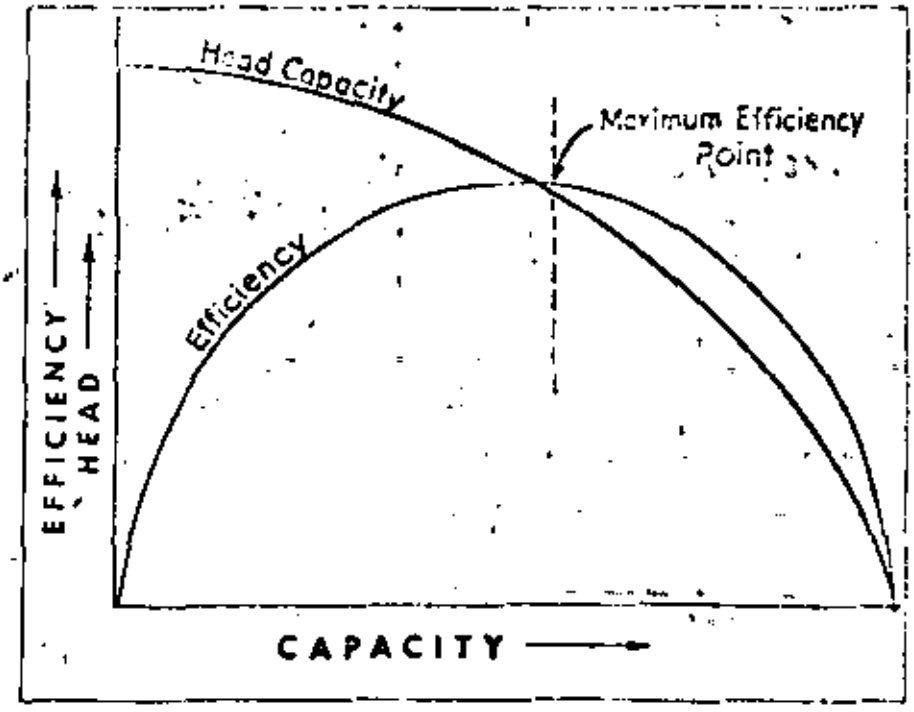


Fig. 1
Typical efficiency and performance curves for centrifugal pumps

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

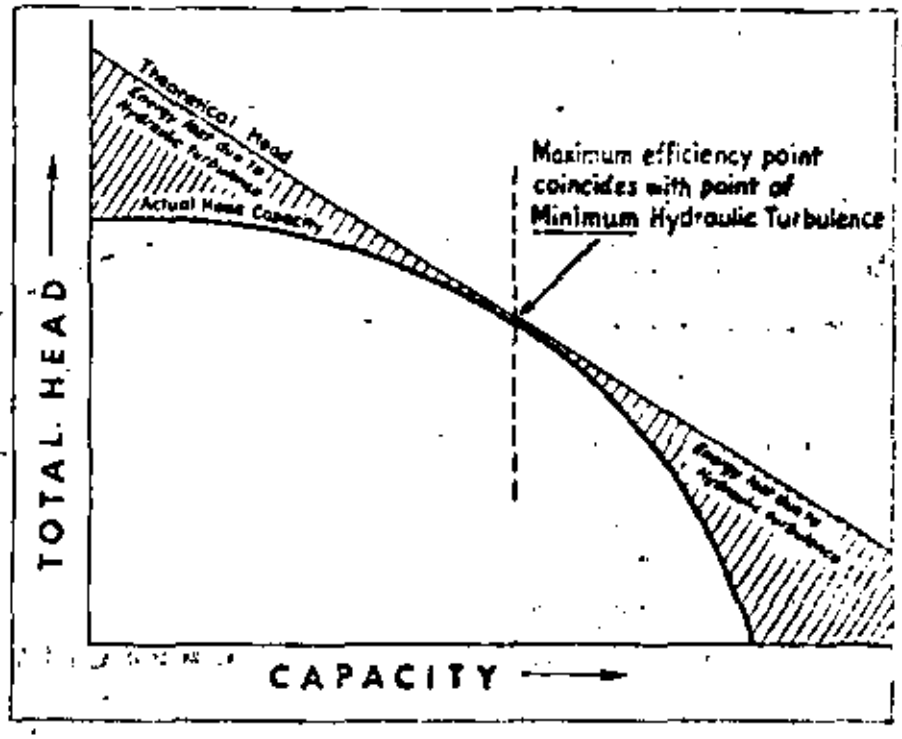


Fig. 2
Minimum turbulence at maximum efficiency point

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 for 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 valve).
9. Errosive 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.

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-GAR-GAFT-GR and modifications

In general the horizontally split case centrifugals are used for larger capacities or where it is desired not to disturb the piping while checking the pumps 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 I-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. Errosion 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.

General Type of Service	Type of Pump	Operating Conditions: Liquids: Clean	Liquids: Dirty	Liquids: Corrosives: Acid	Liquids: Corrosives: Ammonia	Suction Pressure - To PSIG Max. ①	Temperature To °F Max. ①	Range To: Capacity GPM	Range To: Head Ft.	Construction Features: Impeller Type: Radial	Impeller Type: Axial	Materials: Cast Iron	Materials: Bronze	Materials: Aluminum	Materials: Stainless	Materials: Ceramic	Packed Box	Mechanical Seal	Suction and Discharge: Threaded	Suction and Discharge: Flanged	Self-Priming	With Jacketed Bearing Box	Drives: Coupled	Drives: Close Coupled: Motor	Drives: Close Coupled: Turbine	Drives: Close Coupled: Engine	Mounting: Horizontal	Mounting: Vertical	Book Section: Catalog Number	Book Section: Page	Recommended For
General Service	CH	X				90	325	320	500	X		X		X			X	X	X				X				X		2020	2020	
	CHE	X				90	325	2000	550	X	X	X		X			X	X		X			X				X		2020	2020	General Service
	CHF	X	X	X		90	325	100	130		X	X		X			X	X	X				X				X		2021	2021	Hotwell Service with Vacuum as Where Vacuum Will Prevent Its Outlet Point
	CHFE	X	X	X		90	325	2100	250		X	X		X			X	X		X			X				X		2021	2021	
Hotwell Refinery	CHH	X				0	212	190	135	X		X		X			X	X	X				X				X		2022	2022	
	CHR	X				150	350	2000	300	X		X					X	X		X		X	X				X		2024	2024	Refinery Service or Where Temperature and Suction Pressure
	CHG	X	X	X	X	90	350	2000	250		X				X		X	X	X	X	X	X	X				X		2028	2026	
	CHGA	X	X	X	X	90	350	250	200		X				X		X	X		X	X	X	X				X		2027	2027	
Chemical Service	CA	X	X	X	X	60	300	1350	120		X					X		X		X			X				X		2031	2031	All Corrosive Chemical Applications
	CB	X	X	X	X	60	300	500	55		X					X		X		X			X				X		2031	2031	Where Pumps are Accessible and Where Noise is Not Tolerable
Close Coupled Motor	FAL	X	X	X	X	50	300	250	100		X					X		X		X				X			X		2031	2031	
	DHG	X	X	X	X	90	250	2000	250		X				X		X	X	X	X		X		X			X		2006	2012	
	DH	X				90	250	320	300	X		X		X			X	X	X					X			X		2008	2005	
	DHE	X				90	250	2000	540	X		X		X			X	X		X				X			X		2008	2005	
	DHF	X	X	X		90	250	100	130		X	X		X			X	X	X					X			X	X	2008	2006	
	DHFE	X	X	X		90	250	2100	250		X	X		X			X	X		X				X			X	X	2008	2006	
	DHH	X				0	212	190	135	X		X		X			X	X	X					X			X		2007	2007	
	DHG	X				150	250	2000	300	X		X					X	X		X		X		X			X		2004	2010	
Close Coupled Turbine	DHY	X				90	250	320	500	X		X		X			X	X	X						X		X		2000	2009	
	DHEY	X				90	250	1150	500	X		X		X			X	X		X					X		X		2020	2009	
	DHFY	X	X	X		90	250	100	130		X	X		X			X	X	X						X		X		2021	Impeller	
	DHFEY	X	X	X		90	250	1300	250		X	X		X			X	X		X					X		X		2021	Impeller	
Air Conditioning	DHHY	X				0	212	190	135	X		X		X			X	X	X						X		X		2008	2008	Recirculation Service Where Pump Can Be Attached to Side of Base
	DHT	X				90	250	110	52	X		X					X	X	X	X				X				X	2005	2005	
Close Coupled Coolant	DTB	X	X					55	37		X	X								X				X				X	2016	2016	Coolant Recirculation
	DTHB	X	X					20	25		X	X							X					X				X	2016	2016	
	DTHC	X	X					150	75		X	X						X	X					X				X	2016	2016	Dry Operation
General Service Self-Priming	PC	X	X			35	220	670	130		X			X			X	X	X	X	X		X				X		2054	2054	Lubricating Self-Priming
	PH	X	X			35	220	670	130		X						X	X	X		X			X			X		2056	2056	Hot Water Priming
	PE	X	X			35	220	2100	140		X							X	X	X	X					X	X		2053	2055	Permanent Mounts
Regenerative Turbine	TF, TG, TH	X				75	225	60	500		X		X						X		X		X				X		2046	2044	Turbine Gear, and Complete Service Also Permanent Feed
	ZTF, ZTG, ZTH	X				75	225	60	500		X		X						X		X			X			X		2046	2045	
General Service	R	X				125	225	500	440	X		X		X			X	X		X			X				X		2036	2035	Single Suction
	L	X				125	225	2500	475	X		X					X	X		X			X				X		2036	2035	Double Suction
Boiler Feed	U	X				125	250	250	600	X		X		X			X	X		X			X				X		2036	2035	Two Stage

① Check pump section data sheets for individual pump limitations and modifications that may be required. These ratings may be exceeded. Refer to factory.

② Smaller sizes have grease lubed ends.

TYPE OF PUMP	OPERATING CONDITIONS: RANGE TO CAPACITY GPM MAX.	DIFFERENTIAL PRESSURE PSI MAX. (1)	VISCOSITY SSU MAX. (1)	SUCTION PRESSURE TO PSI MAX.	TEMPERATURE TO °F MAX. (1)	MA CAST IRON
GA	120	150	10,000	25	350	X
GAU	120	150	10,000	25	350	X
GAM	120	150	10,000	50	240	X
GAUM	120	150	10,000	50	240	X
GAMI	120	100	10,000	50	240	X
GAUMI	120	150	10,000	50	240	X
GAY	120	150	10,000	25	650	X
GAUY	56	150	10,000	25	650	X
GB	56	150	10,000	25	180	
GBU	56	150	10,000	25	180	
GAFT	120	150	10,000	25	350	X
GAUFT	120	150	10,000	25	350	X
GAFTM	120	150	10,000	50	240	X
GAUFTM	120	150	10,000	50	240	X
GAR	25	500	5,000	25	350	X
GARM	25	500	5,000	50	240	X
GARFT	25	500	5,000	25	350	X
GARFTM	25	500	5,000	50	240	X
GR	5,000	500	1,000,000	50	350	X
GRW	450	300	50,000	50	350	X
GRM	5,000	500	1,000,000	50	240	X
GRWM	450	300	50,000	50	240	X
GRMI	1,200	300	1,000,000	50	240	X
GRWMI	450	300	50,000	50	240	X
GRD	5,000	500	1,000,000	100	250	X
GRJ	3,000	500	1,000,000	50	350	X

(1) Check pump section data sheets for individual pump limitations and modifications

TERIALS		CONSTRUCTION FEATURES						DRIVES			EBOOK SECTION	
BRONZE	CAST STEEL	PACKED BOX	MECHANICAL SEALS	MECHANICAL SEAL AND SUPPORT BEARING FOR OVER-HUNG BELT OR CHAIN DRIVE	UCTION AND SCHARGE: THREADED	UCTION AND SCHARGE: FLANGED	INTEGRAL RELIEF VALVE	COUPLING	CLOSE COUPLED	V BELT	RATING CURVES	PRICES
		X			X			X			2061	2061
		X			X		X	X			2061	2061
			X		X			X			2061	2061
			X		X		X	X			2061	2061
			X	X	X					X	2061	2061
			X	X	X		X			X	2061	2061
		X			X			X			2061	2061
		X			X		X	X			2061	2061
X		X			X			X			2061	2061
X		X			X		X	X			2061	2061
		X			X			X	X		2061	2061/3
		X			X		X	X	X		2061	2061/3
			X		X			X	X		2061	2061/3
			X		X		X	X	X		2061	2061/3
		X			X			X			2064	2064
			X		X			X			2064	2064
		X			X			X	X		2064	2064/5
			X		X			X	X		2064	2064/5
	X	X				X		X			2066	2066
	X	X				X		X			2066	2066
	X		X			X		X			2066	2066
	X		X			X		X			2066	2066
	X		X	X		X				X	2066	2066
	X		X	X		X				X	2066	2066
	X	X	X			X		X			2066	2066
	X	X	X			X		X			2066	2066

that may be required. These ratings may be exceeded. Refer to Ampere.

Brine is a general term applied to any liquid used as a heat transfer medium in cooling operations. It can range from salt solutions, such as calcium chlorides, chlorides, to organic compounds, such as the glycols.

As most services are at extreme conditions, the following is a guide to selecting a suitable pump.

I. Operating Conditions which must be known

a. Liquid pumped
b. Capacity required
c. Suction pressure
d. Discharge or differential head
e. Specific gravity of liquid pumped
f. Pumping temperature range
g. Viscosity

II. Pump Selection

Temperature Range	To Minus 30°F	To Minus 10°F	Below Minus 30°F
Type Pump	CN-CNF-LR-LLR	DN-DNF	CNG
Recommended Construction (1)	Standard Fitted All Iron All Bronze	Standard Fitted All Iron All Bronze	Worthite
Bearing Lubrication	Oil	Grease	Oil
Packing	Standard	Standard	Not Recommended
Mechanical Seal (2)	Standard	Standard	EA Seal

Note (1) – Use all iron for calcium salt brines and all bronze for sodium salt brines. Refer questionable material applications to Ampere for recommendation.

Note (2) – Mechanical seals are not recommended where solids are present in the liquid. Because of the difficulty in sealing many brines, Worthington will not warrant the mechanical seal. However, with a reasonable amount of care, economical usage can be expected.

III. Brine Properties

a. Viscosity Corrections for calcium and sodium brines.

To determine pressure drop for calcium or sodium brine flowing, calculate the pressure drop on the basis of water flowing in the same size and type of pipe, then multiply by the brine flow factor given in the following tabulation.

Specific Gravity	Calcium Brine								Sodium Brine			
	Brine Temperature °F											
	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	10	20	30	40
	Brine Flow Factors											
1.30	1.86	1.79	1.72	1.66	1.62	1.57	1.55	1.52				
1.25		1.69	1.62	1.57	1.52	1.47	1.44	1.42				
1.20				1.48	1.43	1.38	1.34	1.32	1.44	1.38	1.34	1.32
1.15					1.34	1.30	1.27	1.24	1.35	1.25	1.29	1.27
1.10					1.27	1.22	1.19	1.17	1.23	1.19	1.17	1.15

Example:

The friction loss thru a system when handling water will be 60 feet. What is the friction loss using 1.25 Specific Gravity Calcium Brine at 0°F?

60 feet x 1.57 = 94.2 feet

Viscosity of Glycol Brine Solutions – Refer to 2002-3 Page 19.

b. Specific Gravity, Freezing Point, Specific Heat

CALCIUM CHLORIDE BRINE				SODIUM CHLORIDE BRINE			
Specific Gravity 60F/60F	Per Cent Calcium Chloride	Freezing Point °F	Specific Heat	Specific Gravity	Per Cent Sodium Chloride	Freezing Point °F	Specific Heat
1.000	0	32.0		1.000	0	32.0	
1.050	5.8	27.0		1.057	8	23.2	0.907
1.100	11.4	20.3	0.845	1.072	10	20.4	0.888
1.125	14.1	15.0	0.802	1.087	12	17.2	0.870
1.150	16.5	10.0	0.768	1.103	14	13.9	0.854
1.175	19.2	2.5	0.733	1.118	16	10.2	0.840
1.200	21.9	-7.5	0.700	1.134	18	6.1	0.826
1.225	23.7	-15.2	0.679	1.150	20	1.8	0.813
1.250	26.0	-25.8	0.657	1.166	22	-3.0	0.802
1.275	28.2	-39.7	0.639	1.183	24	+3.8	0.791
1.300	30.5	-41.8	0.633	1.200	26.2	+32.0	0.786

Specific Gravity and Freezing Points of Glycol Brine Solutions – Refer to 2002-3 Page 19.

The following is a guide to identifying systems and selecting units for the three basic types of condensate water applications.

Systems

Type	Hotwell	Heater Drain	Condensate Return
System Pressure	High vacuum – to 29 inches Hg. Absolute pressure and temperature should correspond. See 2002 Section I Page 10.	Above atmospheric. Absolute pressure and temperature should correspond. See 2002 Section I Page 10.	Atmospheric Pressure
Temperature NPSH	Below 212°F. Very low	Above 212°F. Low	About 212°F. Low

Selection

Type Pump	CNH-DNH CN-DN See 2004 price book section before making selection.	CN-DN CNR LR-LLR	CN-DN LR-LLR
Head	Select pump capable of making head about two times suction lift. This may require throttling discharge. See note below.	Suction pressure and total pressure should be within pump limitations.	---
Temperature	------	Temperature should be within pump limitations and motor limitations if monobloc.	------
Materials	Standard fitted	Standard fitted where temperature permits, otherwise, all iron or steel. Refer to Ampere on questionable applications.	Standard fitted
Packing	Standard packing with independent water seal to lantern ring for sealing and lubricating packing.	Standard packing with independent water seal to lantern ring where temperature and pressure permit. Use flushing glands where required.	Standard packing with internal water seal to lantern ring.

Packing(Cont'd)		Refer to price book for limitations.	
Mechanical Seal	Standard BP-271 seal	Standard BP-271 seal to 180°F. Above this, refer to Ampere for special seal.	Standard BP-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: On hotwell service, if discharge head is not numerically equal to or greater than suction lift, pump will operate under vacuum with chance of slow rack. If discharge head is not great enough, it will be necessary to throttle discharge.

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 tapped 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 collets 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.

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: ¼" 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.

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.

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 tapped 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 collets 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. 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 butted 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: ¼" 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.

NEW

255 GENERAL INFORMATION

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.

OPEN LINESHAFT VERTICAL TURBINE PUMP

(SHORT SETTING 15" BOWLS 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 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 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 seat 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

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 retainers 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-reverse ratchet 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.

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 suction inlet	Ft.
Total Pump Downtrust	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 (column)
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 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. $\frac{\text{Feet of setting}}{100}$ × 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. $\frac{\text{Feet of setting}}{100}$ × Friction loss/100' 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
$\frac{\text{GPM} \times (\text{Total Head} + \text{Col. Frict.})}{3960 \times \text{Bowl Eff.}}$ + Shaft horsepower loss.

9- Select driver for required BHP and obtain base diameter for selection of discharge head.

260

GENERAL INFORMATION

SELECTION OF VERTICAL TURBINE PUMPS

SUPERSEDES
SECT. 2400 PAGE 1
MAY 15, 1959 ISSUE

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 _____

SPECIFIED 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 _____ Volts
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. ___ Nor. ___ 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. Stages + Shft. WT/Ft x No. Ft. of Shaft

$$\text{Bowl HP} = \frac{\text{GPM} \times (\text{Total Head} + \text{Column Friction}) \times \text{Sp. Gr.}}{3960 \times \text{Bowl Efficiency}}$$

Pump HP = Bowl HP + Shaft HP

$$\text{Pump Eff.} = \frac{\text{GPM} \times \text{Total Head} \times \text{Sp. Gr.}}{3960 \times \text{Pump HP}}$$

Refer to motor price list section for method to correct motor eff. for thrust bearing losses.

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.) Strainer (Basket) (Bronze)				
	_____ x _____ (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

Shipment _____ weeks after receipt of complete manufacturing information or approved drawings at the factory.

VERTICAL PUMP DIVISION

DO-51GN1 1060

TABLE ET-19

CHEMICAL COMPOSITION
AND
MINIMUM PHYSICAL PROPERTIES
Austenitic Cast Irons

Selection #13	Type I	Type II
Total Carbon	— — 3.00 max.	— — 3.00 max.
Silicon	1.00 — 2.80	1.00 — 2.80
Manganese	1.00 — 1.50	.80 — 1.50
Nickel	13.50 — 17.50	18.00 — 22.00
Copper	5.50 — 7.50	— — .50 max.
Chromium	1.75 — 2.50	1.75 — 2.50
Tensile, psi (using keel block test bar)	25,000	
Brinell Hardness, range	125/175	

Selection #13(a) — Nodular* Austenitic Cast Irons

This covers a number of grades of nodular* austenitic cast iron (Ductile Ni-Resist or its equivalent). The composition and characteristics of those are covered by ASTM-A-439. The important difference between this material and Selection #13 is its ductility which can be as high as 20 per cent elongation.

Selection #14 — Nickel-Copper Alloy

This covers a nickel-copper alloy generally designated as Monel metal. It has excellent resistance to the corrosive attack of a wide variety of non-oxidizing liquids, particularly sea water and other chloride solutions. Within restricted temperature and concentration limits, it may be used for handling both hydrochloric and hydrofluoric acids. It is not suitable for use with nitric acid and most acid mine waters.

TABLE ET-20

CHEMICAL COMPOSITION
AND
MINIMUM PHYSICAL PROPERTIES
Nickel-Copper Alloy

Nickel	60.0 min.
Copper	23.0 min.
Iron	3.5 max.
Manganese	3.5 max.
Silicon	1.0-2.0
Tensile, psi	65,000
Yield, psi	30,000
Elongation, %	22

* Ductile iron or its equivalent.

Selection #15 — Nickel Castings

This covers commercial nickel castings which are frequently used for handling strong caustics in the soap and fat industries where a pure white product is desired. Although nickel has excellent resistance to the attack of many corrosives, it presents casting problems and, hence, other commercial alloys are normally preferred.

E-28. Tabulation Summary

The following tabulation summarizes the selections and associated Society* designations covered by the previous paragraphs:

TABLE ET-21

SUMMARY OF MATERIAL SELECTIONS AND
NATIONAL SOCIETY STANDARDS DESIGNATIONS

Material Selection #	Corresponding National Society* Standards Designations			Remarks
	ASTM	ACI	AISI	
1	A48, Classes 20, 25, 30, 35, 40 & 50	.....	....	Gray Iron—six grades
11(a)	A439, A395, & A536	.....	....	Nodular Cast Iron—five grades
2	B143, 1B & 2A; B144 3A; B145, 4A	.....	....	[illegible] as specified in ASTM Specifications as explained above under Selection #23
3	A216—WCB	.....	1030	Carbon Steel
4	A217—C5	.....	501	5% Chromium Steel
5	A296—CA15	CA15	410	12% Chromium Steel
6	A296—CB30	CB30	....	20% Chromium Steel
7	A296—CC50	CC50	446	28% Chromium Steel
8	A296—CF-8	CF-8	304	18-8 Austenitic Steel
9	A296—CF-8M	CF-8M	316	18-8 Molybdenum Austenitic Steel
10	A296—A07	CN 7M	....	A series of high-alloy steel castings normally used where the corrosive [illegible] are severe
11	.....	.....	....	A series of nickel base alloys
12	.....	.....	....	[illegible]
13	.....	.....	....	[illegible]
13(a)	A439	.....	....	Nodular Austenitic Cast Iron
14	.....	.....	....	Nickel-copper alloy
15	.....	.....	....	Nickel

* ASTM—American Society for Testing Materials
ACI—American Alloy Castings Institute
AISI—American Iron and Steel Institute

Note: For more complete description of Material Selection, see Pages E (IV) - 1 to E (IV) - 7, inclusive.

E-29. Letter Symbols

In Table ET-23, Materials of Construction for Pumping Various Liquids, the letters A, B, and C have the following significance:

A — designates an all bronze pump
B — designates a bronze fitted pump
C — designates an all iron pump

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
Acetaldehyde	.....	C_2H_4O	0.78	C
Acetate Solvents	.....	.....	.....	A, B, C, 8, 9, 10, 11
Acetone	.....	C_3H_6O	0.79	B, C
Acetic Anhydride	.....	$C_4H_6O_3$	1.08	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Acetic	Conc. Cold	$C_2H_4O_2$	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-	.....	$H_3AsO_4 \cdot \frac{1}{2}H_2O$	2.0-2.5	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Benzoic	.....	$C_7H_6O_2$	1.27	8, 9, 10, 11
Acid, Boric	Aqueous Sol.	H_3BO_3	.....	A, 8, 9, 10, 11, 12
Acid, Butyric	Conc.	$C_4H_8O_2$	0.96	8, 9, 10, 11
Acid, Carbolic	Conc. (M.P. 106 F)	C_6H_6O	1.07	C, 8, 9, 10, 11
Acid, Carbolic	(See Phenol)	.....	.....	B, 8, 9, 10, 11
Acid, Carbonic	Aqueous Sol.	$CO_2 + H_2O$	.....	A
Acid, Chromic	Aqueous Sol.	$Cr_2O_3 + H_2O$	.....	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Citric	Aqueous Sol.	$C_6H_8O_7 + H_2O$	.....	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	$HF + H_xC_y$	.....	3, 14
Acid, Hydrofluoric	Aqueous Sol.	HF	.....	A, 14
Acid, Hydrofluosilicic	.....	H_2SiF_6	1.30	A, 14
Acid, Lactic	.....	$C_3H_6O_3$	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, Muriatic	(See Acid, Hydrochloric)	.....	.....	.....
Acid, Naphthenic	.....	.....	.....	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	$C_2H_2O_4 \cdot 2H_2O$	1.65	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Oxalic	Hot	$C_2H_2O_4 \cdot 2H_2O$	.....	10, 11, 12
Acid, Ortho-Phosphoric	.....	H_3PO_4	1.87	9, 10, 11
Acid, Picric	.....	$C_6H_3N_3O_7$	1.76	8, 9, 10, 11, 12
Acid, Pyrogallic	.....	$C_6H_6O_3$	1.45	8, 9, 10, 11
Acid, Pyroligneous	.....	.....	.....	A, 8, 9, 10, 11
Acid, Sulfuric	>77% 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	$H_2SO_4 + SO_3$	1.92-1.94	3, 10, 11
Acid, Sulfurous	.....	H_2SO_3	.....	A, 8, 9, 10, 11
Acid, Tannic	.....	$C_{76}H_{52}O_{46}$	.....	A, 8, 9, 10, 11, 14

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table EF-21 on Page E (IV) - 7.

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, Aqua	.....	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, Dibasic	Aqueous Sol.	$(NH_4)_2HPO_4$	.....	C, 8, 9, 10, 11, 14
Ammonium Sulfate	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.	$C_6H_5NH_2HCl$	.....	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	.....
Benzine	(See Petroleum ether)	.....	.....	.....
Benzol	(See Benzene)	.....	.....	B, C
Bichloride of Mercury	(See Mercuric Chloride)	.....	.....	.....
Black Liquor	(See Liquor, Pulp Mill)	.....	.....	.....
Blood Albumen	(See Lye)	.....	.....	.....
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
Butane	.....	C_4H_{10}	0.60 @ 32 F	B, C, 8
Calcium Bisulfite	Paper 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	Anhydrous	CCl_4	1.50	B, C
Carbon Tetrachloride	Plus Water	.....	.....	A, 8
Catsup	.....	.....	.....	A, 8, 9, 10, 11
Caustic Potash	(See Potassium Hydroxide)		.....	.....

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table ET-21 on Page E-(IV)-7.

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
Chrome Alum	Aqueous Sol.	$CrK(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$	.....	10, 11, 12
Condensate	(See Water, Distilled)	.....	.....	.....
Copperas, 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	$(CN)_2$Gas	.....	C
Diphenyl	.....	$C_6H_5 \cdot C_6H_5$	.99	C, 3
Enamel	.....	.....	.....	C
Ethanol	(See Alcohols)	.....	.....	.....
Ethylene Chloride (di-chloride)	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 Sulphate (Green Copperas)	Aqueous Sol.	$FeSO_4$	.....	9, 10, 11, 12, 14
Formaldehyde	.....	CH_2O	1.08	A, 8, 9, 10, 11
Fruit Juices	.....	.....	.....	A, 8, 9, 10, 11, 14
Furfural	.....	$C_5H_4O_2$	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
Hydrosulfite of Soda	(See Sodium Hydrosulfite)		.....	.....
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

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table ET-21 - Page E (IV) - 7.

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.	$MnCl_2 \cdot 4H_2O$	.....	A, 8, 9, 10, 11, 12
Manganous Sulfate	Aqueous Sol.	$MnSO_4 \cdot 4H_2O$	.....	A, C, 8, 9, 10, 11
Mash	.....	.....	.....	A, B, 8
Mercuric Chloride	Very Dilute Aqueous Sol.	$HgCl_2$	.....	9, 10, 11, 12
Mercuric Chloride	Coml. Conc. Aqueous Sol.	$HgCl_2$	.....	11, 12
Mercuric Sulfate	In Sulfuric Acid	$HgSO_4 + H_2SO_4$	.....	10, 11, 12
Mercurous Sulfate	In Sulfuric Acid	$Hg_2SO_4 + H_2SO_4$	.....	10, 11, 12
Methyl Chloride	.....	CH_3Cl	0.52	C
Methylene Chloride	.....	CH_2Cl_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% Soybean 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	.....	$(C_{10}H_{14}N_2)_2H_2SO_4$	.....	10, 11, 12, 14
Nitre	(See Potassium Nitrate)	.....	.....	.....
Nitre Cake	(See Sodium Bisulphate)	.....	.....	.....
Nitro Ethane	.....	$C_2H_5NO_2$	1.04	B, C
Nitro Methane	.....	CH_3NO_2	1.14	B, C
Oil, Coal Tar	.....	.....	.....	B, 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, Soya Bean	.....	.....	.....	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, see Table ET-21 on Page E (IV) - 7.

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)	.....	.....	.....
Photographic Developers	.....	.....	.....	8, 9, 10, 11
Plating Solutions	(Varied and complicated, consult pump mfgrs.)		.....	.....
Potash	Plant Liquor	.....	.....	A, 8, 9, 10, 11, 13, 14
Potash Alum	Aqueous Sol.	$Al_2(SO_4)_3K_2SO_4 \cdot 24H_2O$	.....	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 @ 18 F	B, C, 3
Pyridine	.....	C_5H_5N	0.98	C
Pyridine Sulphate	.....	.....	.....	10, 12
Rhodolene	.....	.....	.....	B
Rosin (Colophony)	Paper Mill	.....	.....	C
Sal 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)	.....	.....	.....
Sewage	.....	.....	.....	A, B, C
Shellac	.....	.....	.....	A
Silver Nitrate	Aqueous Sol.	$AgNO_3$	.....	8, 9, 10, 11, 12
Slop, Brewery	.....	.....	.....	A, B, C
Slop, Distillery	.....	.....	.....	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.	$Na_2HPO_4 \cdot nH_2O$	.....	A, C, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Tribasic	Aqueous Sol.	$Na_3PO_4 \cdot nH_2O$	.....	C
Sodium Phosphate: Meta	Aqueous Sol.	$NaPO_3$	.....	A, 8, 9, 10, 11
Sodium Phosphate: Hexametaphosphate	Aqueous Sol.	$(NaPO_3)_6$	.....	8, 9, 10, 11

Note: For explanation of Column 5, Material Selection, see Table ET-21 on Page E (IV) - 7.

TABLE ET-23 (Concluded)

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
Sodium Phosphate	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.	$Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$	.....	8, 9, 10, 11
Stannic Chloride	Aqueous Sol.	$SnCl_4$	.....	11, 12
Stannous Chloride	Aqueous Sol.	$SnCl_2$	.....	11, 12
Starch	.....	$(C_6H_{10}O_5)x$	.....	A, B
Strontium Nitrate	Aqueous Sol.	$Sr(NO_3)_2$	.....	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	.....	$Pb(C_2H_5)_4$	1.66	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 Ferrous 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 Pyroligneous)	.....	.....	.....
Wort	(See Beer Wort)	.....	.....	.....
Xylol (Xylene)	.....	C_8H_{10}	0.87	B, 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 ET-21 on Page E (IV) - 7.

HOJA DE CALCULO Y ESTIMACION "BOMBAS HORIZONTALES"

CLIENTE: _____ FECHA: _____
REFERENCIA: _____ ELABORO: _____
ATN: _____ PARTIDA: _____

1.- CONDICIONES DE OPERACION:

269

CARACTERISTICAS:
SERVICIO: _____ Q= _____ LPS _____ GPM.
LIQUIDO : _____ HT= _____ MTS _____ FT.
PESO ESPECIFICO: _____ PRES.SUCCION: _____
VISCOSIDAD: _____ PRES.DESCARGA: _____
TEMPERATURA: _____ PRES.VAPOR: _____
NPSHD: _____ MTS _____ FT.

2.- SELECCION DE LA BOMBA,MOTOR Y COPLE.

(A) BOMBA MOD. _____ SOP.No. ____ CURVA No. _____
VELOCIDAD: _____ RPM. NPSHR: _____ MTS _____ FT.
EFICIENCIA: _____ % Ø FLECHA LADO COPLE: _____ PLG.

BHPn= ____ X ____ X ____ = / 3960 X

BHPmax= ____ X ____ X ____ = / 3960 X

(B) MOTOR ELECT.RECOMENDADO: _____ HP; MARCA: ____ O SIMILAR.
VELOCIDAD: _____ RPM; ____ FASES/ ____ CICLOS/ _____ VOLTS.
TIPO: ____ ; ARM: _____ ; Ø FLECHA LADO COPLE _____ PLG.
AISLAMIENTO CLASE: _____ ; FACTOR SERV.: _____

(C) COPLE MARCA FALK MOD: _____ COPLE ESPACIADOR MCA. _____
Ø MAXIMO: ____ MM. ____ PLG. RANGO: ____ ESPACIADOR: _____ PLG.
Ø MINIMO: ____ MM. ____ PLG. Ø MAXIMO: ____ MM. ____ PLG.
Ø MINIMO: ____ MM. ____ PLG.

3.- ESTIMACION DE PRECIOS:

CANTIDAD BOMBAS: _____ MATERIAL DE CONSTRUCCION: _____

P R E C I O S

PZAS.	DESCRIPCION.	PRECIO LISTA	F.D.	PRECIO NETO.
____	BOMBA CENT.HORIZ.			
____	BASE BOMBA-MOTOR.			
____	GUARDA COPLE.			
		____ X		
____	COPLE MOD:	____ X		

PRECIO UNIT.BOMBA,BASE,COPLE Y GUARDACOPLE. $ _____

____	MOTOR.			
____				
____				
____				

PRECIO UNITARIO MOTOR: _____

____				
____				
____				
____				
____				
____				

PRECIO NETO UNITARIO TOTAL : _____

PRECIO NETO TOTAL EQUIPO (S): _____

HOJA DE CALCULO "VTP"

270

CLIENTE: _____ FECHA: _____
REFERENCIA: _____ ELABORO: _____
PARTIDA: _____

1.- CONDICIONES DE OPERACION:

SERVICIO: _____ LIQUIDO: _____

Q = _____ LPS _____ GPM. PROF.POZO: _____ MTS _____ FT.
NT= _____ MTS _____ PIES Ø ADEME: _____ PLG.
ND. _____ MTS _____ PIES PROF.CARCAMO: _____ MTS _____ FT.
TEMPERATURA: _____ °C _____ °F LONG.COLUMNA: _____ MTS _____ FT.

2.- SELECCION DE LA BOMBA:

BOMBA MODELO: _____ / _____ PASOS CURVA: _____ PAG. _____
VELOCIDAD OPERACION: _____ RPM. NPSHR. _____ MTS _____ FT.
EFICIENCIA: _____ % Ø EXT.DEL TAZON: _____ PLG.
CARGA POR PASO: _____ FT. MATERIAL CONSTRUCCION: _____
LUBRICADA POR: _____

3.- OPERACION 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: _____ PLG; AK: _____ PLG;BD: _____ PLG.

FLECHA DE LINEA:

Ø DE FLECHA: _____ PLG. Ø SUCCION: _____ PLG.
Ø TUBO PROTEC: _____ PLG. Ø FLECHA IMP. _____ PLG.
Ø COLUMNA: _____ PLG.

EMPUJE HIDRAULICO = _____ X _____ = _____ LPS = _____ KGS
PESO FLECHA-LINEA = _____ X _____ = _____ LBS = _____ KGS
PESO DEL ROTOR = _____ X _____ = _____ LBS = _____ KGS

EMPUJE TOTAL = _____ LBS = _____ KGS

EMPUJE MOTOR = _____ LBS = _____ KG

E.H. = _____ X _____ X _____ = _____ LBS = _____ KG
E.TOT.VALV. CERRADA = _____ + _____ + _____ = _____ LBS = _____ K

ELONGACION: _____ PLG.

CABEZAL MODELO: _____
AJ = _____ PLG.; AK. = _____ PLG ; BD = _____ PLG

LOCAL 1er. IMP. = _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG. E. 1er. PASO= _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG. P/P. ADIC.= _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.
LONG.CPO. TAZONES= _____ PLG. _____ MTS. _____ FT.

HOJA DE CALCULO DE UNA BOMBA DE LATA.

1).- Condiciones de operación:

Q= _____ Visc= _____

Ps= _____ T = _____

Pd= _____ P vap.= _____

AP= _____ NPSH Disp: _____

CDT= _____ Loc. succión= _____

Liq.a manejar _____ V. oper.= _____

Sp. Gr.= _____ Tipo de serv: _____

2).- Selección de la bomba:

V= _____ Bomba mod:= _____/ _____ pasos

Mat. CONST: _____ Loc.del imp. 1er.paso _____

n= _____ n'corr= _____ Long.efect 1er paso: _____

Carga p/Paso: _____ Long. p/Paso adic: _____

NPSHR: _____ Mod. del cabezal: _____

Rc. de curva: _____ DIAM. Y LONG.Col.: _____/_____

DIAM. ext. tazón: _____ Diam. y Long. de lata: _____/_____

Peso aprox. bomba= _____ + _____ + _____ + _____ = _____

Cabezal Columna 1er.Paso Pas. adic.

3).- CALCULOS

a1).- $BHP_n = \dfrac{Q \times H \times}{3960 \times n}$

$BHP_{max.} = \dfrac{Q \times HP/paso \times \# \ pasos \times}{3960 \times n}$

$BHP_{com} =$ _____

ø SUC _____ ø FLE.bomba _____

ø DESUC _____ ø FLE.línea _____

d).- CALCULOS DE EMPUJE ( )

Emp. tot. abajo = Emp. hidráulico + Peso del rotor + Peso de flecha

Emp. hidr. = F.E. x c/paso x No. pasos x Sp. Gr.

Peso de rotor = p/paso del rotor x No. pasos

Peso de flecha = Peso de flecha x Log. flecha.

Emp. tot. arriba = $(Ps \times T_2)$ = $(Pd \times T_3)$

EMPUJES VALVULA CERRADA.

Emp. tot. abajo + Emp. hidráulico + peso del rotor + Peso de flecha

Emp. hidráulico = F.E. x c/paso valv. cerr. x No. pasos x Sp. Gr.

Emp. tot. arriba = $(Ps \times T_2)$ x x $(Pd \times T_3)$

No. de SOLICITUD
No. de COTIZACION
FECHA

273

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. DIS./REQ.				
No. CURVA				
BOLETIN				
CARCAZA				
IMPULSOR (ENGRANES)				
ANILLO-CARCAZA				
ANILLO-IMPULSOR				
FLECHA				
CAMISA DE FLECHA				
COJINETES				
COPLE				
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***				

* Vista del lado cople.
Número de semanas después recibida la orden en nuestra fábrica respectiva con toda la información completa incluyendo aprobación de Dibujos certificados y permisos de importación si se requieren.
*** 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 esta oferta es por 30 días a partir de esta fecha.

VTS-4

274

No. de SOLICITUD
No. de REQUISICION
No. de COTIZACION
FECHA

WORTHINGTON DE MEXICO, S. A.

BOMBA(S) VERTICAL(ES) TIPO TURBINA

		PARTIDA NO.	MATERIALES DE CONSTRUCCION DE BOMBA(S)	NORMAL*	ESPECIAL
CONDICIONES DE SERVICIO	SERVICIO		CABEZA DE DESCARGA	FIERRO FUNDIDO	
	LIQUIDO		TANQUE-AUTO CONT.	ACERO ESTRUCTURAL	
	TEMPERATURA		COLUMNA	ACERO	
	PESO ESPECIFICO		TAZONES	FIERRO 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	
POZO CAMARA	PROFUNDIDAD		MOTOR COMBUSTION INTERNA		
	DIAM. ADEME				
	NIVEL ESTATICO				
	NIVEL DINAMICO				
SELECCION	No. DE UNIDADES		MARCA		
	MODELO / PASOS		MODELO		
	VELOCIDAD (RPM)		COMBUSTIBLE		
	EFICIENCIA %		No. DE CILINDROS		
	BHP NOR/MAX.		ENFRIAMIENTO		
	MOTOR RECOMENDADO		VELOCIDAD (RPM)		
	NPSH DSP / REQ.		POTENCIA NETA		
	CURVA		SERVICIO		
	BOLETIN		ALTITUD		
CONSTRUCCION	MOTOR VFH/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/TUBO SUCCION				
	COLADERA DE SUCCION				
	TUBO DE DESCARGA				
PRECIOS	NETO BOMBA				
	EMPAQUE (SELLO)				
	MOTOR				
	NETO TOTAL/UNIDAD COMPLETA				
	L.A.B				
	EMBARQUE SEMANAS**				
	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 recibido la orden en nuestra fábrica respectiva con toda la información completa, incluyendo aprobación de Dibujos certificados 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 esta oferta es por 30 días a partir de esta fecha.

FORMA MEX-VTP. 1-66

G 275

BOMBAS CENTRIFUGAS
HOJA DE ESPECIFICACIONES

RE _____ REV _____
FECHA _____
CLAVE _____

NOTA: ○ INDICA INFORMACION PROPORCIONADA POR COMPRADOR
□ POR FABRICANTE

LUGAR _____ PLANTA _____
SERVICIO _____
Nº BOMBAS REQ'D _____ Nº MOTORES REQ'D _____ CLAVE _____ SUMINISTRADO POR _____ MONTADO POR _____
Nº TURBINAS REQ'D _____ CLAVE _____ SUMINISTRADO POR _____ MONTADO POR _____
FABRICANTE BOMBA _____ TAMAÑO Y TIPO _____ Nº SERIE _____

CONDICIONES OPERACION, CADA BOMBA

LIQUIDO _____ U.S. GPM a 70, NOR. _____ DISEÑO _____
PRES. DESCARGA, PSIG. _____
TB, °F, NOR. _____ MAX. _____ PRES. SUCCION, PSIG, MAX. _____ DISEÑO _____
SP GR. a TB _____ PRES DIF, PSI _____
PRES. VAP. a TS, PSIA _____ CARGA DIF, PIES _____
VIS. a TS, SSU _____ CP _____ NPSH DISPONIBLE, FT _____
CORR/EROS CAUSADA POR _____ HP NOR. _____

RENDIMIENTO

CURVA PROPUESTA Nº _____
RPM _____ NPSH CAUDAL _____
BPP _____ BHP DISEÑO _____
MAX BHP DISEÑO IMP. _____
MAX. CARGA DISEÑO IMP. _____
GPM, MIN. CONTINUO _____
ROTACION (VISTA EXTREMO COPLE) _____

CONSTRUCCION

BOQUILLAS	DIAMETRO	CLASIF. ANSI	MAQUINADO	LOCALIZACION
SUCCION				
DESCARGA				

MONT. CARCAZA: ○ AL CENTRO ○ PIE ○ SOPORTE ○ VERT. (TIPO) _____
DIVISION: ○ AXIAL ○ RAD; TIPO VOLUTA ○ SENCILLA ○ DOBLE ○ DIFUSOR
PRESION: ○ MAX. PERM _____ PSIG _____ °F ; ○ PRUEBA HIDROST _____ PSIG
PRESION: ○ VENTEO ○ DREN ○ MANOMETRO
DIAMETRO IMP.: ○ DISEÑO _____ ○ MAX. _____ ○ TIPO _____
MONTAJE: ○ ENTRE BALEROS ○ SUSPENDIDO
TIPO BALERO: ○ RADIAL _____ ○ EMPUJE _____
LUB.: ○ ANILLO ACEITE ○ INUNDADO ○ NEBLINA ACEITE ○ SALPICADO ○ FORZADA
COPLE: ○ FAB. _____ ○ MODELO _____
UNIDAD ACCIONADOR MTO. BOM: ○ FAB BOMBA ○ FAB MOTOR ○ COMPRADOR
EMPAQUE: ○ FAB. Y TIPO _____ ○ TAMAÑO/Nº ANILLOS _____
SELLO MECANICO: ○ FAB Y MODELO _____ CLASIF. CODIGO API _____
○ CODIGO FABRICANTE: _____

PRUEBAS EN FABRICA

○ COMP SIN TESTIGO ○ COMP. CON TEST.
○ HIDROST. SIN TESTIGO ○ HIDROST CON TEST
○ NPSH REQUERIDO ○ NPSH CON TEST.
○ INSPECCION FABRICACION
○ DERMANT. E INSP. DESPUES PRUEBA
○ OTRAS _____

MATERIALES

BOMBA: CLASIFICACION CARCAZA/INTERMEDIA
○ _____
BASE: ○ _____

TUBERIA AUXILIAR

○ PLANO TUB. A.E. _____ ○ CU. ○ AE; ○ TUBING; ○ TUBO _____
□ REQ. TOTAL AGUA ENF GPM _____ ○ REQ S FLUJO VISUAL
○ REQ INYECCION ENF AL ENPAQUE □ TOTAL GPM. □ PSIG
○ PLANO TUBERIA LAVADO SELLO ○ A.C. ○ A.I. ○ TUBING ○ TUBO _____
○ FLUIDO LAVADO EXTERIOR AL SELLO _____ □ GPM _____ □ PSIG _____
○ PLANO SELLO AUXILIAR _____ ○ A.C. ○ A.I. ○ TUBING ○ TUBO _____
○ FLUIDO ENFRIAMIENTO SELLO AUXILIAR _____

BOMBAS VERTICALES

PROFUNDIDAD CARCAMO ○ _____
SUMERGENCIA MIN. REQ □ _____
TUBO COLUMNA □ BRIDADO □ ROSCADO
FLECHA COL.: □ ABIERTO □ CERRADO
BALS.: □ TAZON _____ □ FLECHA COL. _____
LUB BAL.: □ AGUA □ ACEITE □ GRASA
PLOT Y BARRA ○ A.C. ○ A.I. ○ BRZ ○ NINA
INTERRUPTOR FLOTADOR □ _____
EMPUJE BOMBA, LB □ ARRIBA _____
□ ABAJO _____

MOTOR

HP _____ RPM _____ ARMAZON _____ VOLTS/FASES/CICLOS _____
FAB. _____ BALEROS _____ LUBRICACION _____
TIPO _____ AISL. _____ AMP A CARGA TOTAL _____
SR _____ AUMENTO TEMP. °C _____ AMP A ROTOR BLOQUEADO _____
○ VHS ○ VSS CAP EMPUJE VERT. LB _____

PESO APROX. BOMBA BASE _____
ROTOR _____ TURBINA _____

ESTANDAR API 610 GOBIERNA A MENOS QUE OTRA COSA SE INDIQUE.