

Selección y Operación de Bombas de Agua y Sistemas de Bombeo
1980.

| Fecha | Tema | Hora | Profesor |
|--------------------------------|---|--------------|---|
| 14 de Julio | Problemas de Bombeo de Agua | 18 a 21 h | Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín del Campo. |
| 16 de " | Hidráulica de los Sistemas de Bombeo | 18 a 21 h | Dr. Gilberto Sotelo Avila |
| 18 de " y 21 | Tipos de Bombas | 18 a 21 h | Dr. Carlos Farías de la Garza. |
| 23 de Julio | Especificaciones y Detalles de Construcción de Bombas Centrífugas. | 18 a 21 h | Dr. Carlos Farías de la Garza. |
| 25 de " y 28 | Funcionamiento de las Bombas Centrífugas. | 18 a 21 h | Ing. Jaime Revilla Fajardo |
| 30 de Julio y | Pruebas para Bombas Centrífugas (Visita a la Planta Manufacturera Fairbanks Morse, S. A.). | 9 a 13 h | Ing. César Cruz Carrillo |
| 30 de Julio y 1º de Agosto. | Motores | 18 a 21 h | Ing. Jorge Amezcua García. |
| 4 de Agosto | Bombas para Pozos Profundos | 18 a 21 h | Ing. Jaime Revilla Fajardo |
| 6 de " | Plantas de Bombeo | 18 a 21 h | Ing. Octavio Velasco Sánchez. |
| 8 de " | Bombeo y Almacenamiento | 18 a 19:30 h | Ing. Jorge Luis Navarro Ponce. |
| | Sistemas de Medición de Gastos. | 19:30 a 21 h | Ing. Jorge Luis Navarro Ponce. |
| 11 de " | Aplicaciones Prácticas de Bombeo. | 18 a 21 h | Ing. Federico Alcaraz Lozano. |
| 13 de " | Factores Principales para la Selección y Adquisición de Bombas. | 18 a 21 h | Dr. Carlos Farías de la Garza. |

| | | | |
|--------------|--|--------------|------------------------------------|
| 15 de Agosto | Bombas de Baja Carga (Propela y Flujo Mixto) | 18 a 21 h | Dr. Carlos Farfás de la Garza. |
| 18 de " | Golpe de Ariete en Sistemas de Bombeo | 18 a 21 h | M. en I. Alberto Aldama Rodríguez. |
| 20 de " | Operación y Mantenimiento | 18 a 21 h | Ing. Jorge Amezcua García |
| 22 de " | Instalaciones de Suministro de Energía Eléctrica | 18 a 19:30 h | " " " " |
| | Aspectos Económicos y Financieros | 19:30 a 21 h | " " " " |
| | Clausura. | | |



Directorio de Profesores del Curso Selección y Operación de Bombas de
Agua y Sistemas de Bombeo 1980.

1. Ing. Federico Alcaraz Lozano
Director
Grupo Ingeniería Integral, S.A.
Adolfo Prieto No. 430
México 12, DF.
536.03.29 536.37.70
2. Ing. Alberto Aldama Rodríguez
Gerente de Proyecto
SITTEC INGENIEROS S.A.
Patricio Sanz 1747 Despacho B-102
Col. del Valle
México 12, DF.
524 75 54
3. Ing. Jorge ^Amezcuca García
Subdirector de Ingeniería Electromecánica
Estudios y Proyectos, S.A.
V. M. Alemán 81-2 °
México, D.F.
277.35.99
4. Ing. César Cruz Carrillo
Asesor Técnico
Manufacturera Fairbank Morse
Av. Rfo Lerma 108
Tlalnepantla, Estado de México
565.16.00
5. Dr. Carlos Farías de la Garza
Consultor Independiente
Roberto Gayol 1255-104
Col. del Valle
Z.P.12
575.11.57
6. Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
Ingeniería y Proyectos Ejecutivos, S.A.
Patricio Sanz 710-102
México 12, DF.
7. Ing. Jaime Revilla Fajardo
Gerente
Departamento Hidráulico
Fairbank Morse, S.A. de CV.
Av. Cuauhtémoc 1338-2°
México 13, DF.
559 12 33

8. Dr. Gilberto Sotelo Avila
Director General
SOTTEC INGENIEROS S.A.
Patricio Sanz 1747 B 102
México 12, DF.
524 03 38

9. Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín del Campo
Asesor Técnico
I C A
Minería 145 Edif. C Entrada 2-1° Piso
México 18, DF.
516.04.60 Ext. 393

10. Ing. Octavio Velasco Sánchez
Jefe del Departamento de Derivaciones
Dir. Gral. de Obras Hidráulicas para el Desarrollo Rural
Subdirección de Proyectos
S R H
Plaza de la República No. 31-6°
México, D.F.
546.52 75

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO: Selección y Operación de Bombas de Agua y Sistemas de Bombeo.

FECHA: Del 14 de julio al 22 de agosto, 1980.

| | | DOMINIO DEL TEMA | EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIO VISUALES | MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION). | PUNTUALIDAD |
|----------------------|--|------------------|---|---|-------------|
| CONFERENCISTA | | | | | |
| 1. | Ing. Juan Jacobo Schmitter Martín del C. | | | | |
| | Dr. Gilberto Sotelo Avila. | | | | |
| 3. | Dr. Carlos Farfás de la Garza. | | | | |
| 4. | Ing. Jaime Revilla Falardo. | | | | |
| 5. | Ing. César Cruz Carrillo. | | | | |
| 6. | Ing. Jorge Amezcua García. | | | | |
| 7. | Ing. Octavio Velasco Sánchez. | | | | |
| 8. | Ing. Jorge Luis Navarro Ponce. | | | | |
| | Ing. Federico Alcaraz Lozano. | | | | |
| 10. | Ing. Alberto Aldama Rodríguez. | | | | |

ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

(2)
(a)

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

| TEMA | ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA | GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA | GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA | UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA |
|---|------------------------------------|---|---|----------------------------|
| Problemas de Bombeo de Agua. | | | | |
| Hidráulica de los Sistemas de Bombeo. | | | | |
| Tipos de Bombas. | | | | |
| Especificaciones y Detalles de Const. de Bombas Centrífugas. | | | | |
| Funcionamiento de las Bombas ... | | | | |
| Pruebas para Bombas Centrífugas (Visita a la Planta Manufacturera Fairbanks). | | | | |
| Motores | | | | |
| Bombas para Pozos Profundos. | | | | |
| Plantas de Bombeo | | | | |
| Bombeo y Almacenamiento. | | | | |

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

(b)

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

| TEMA | ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA | GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA | GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA | UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA |
|---|------------------------------------|---|---|----------------------------|
| Sistemas de Medición de Gastos. | | | | |
| Aplicaciones Prácticas de Bombeo. | | | | |
| Factores Principales para la Selección y Adquisición de Bombas. | | | | |
| Bombas de Baja Carga (Propela y Flujo Mixto) | | | | |
| Golpe de Ariete en Sistemas de Bombeo. | | | | |
| Operación y Mantenimiento. | | | | |
| Instalaciones de Suministro de Energía Eléctrica. | | | | |
| Aspectos Económicos y Financieros. | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

ESCALA DE EVALUACION : 1 a 10 edcs.



EVALUACION DEL CURSO

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

ESCALA DE EVALUACION DE 1 A 10



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

| MUY AGRADABLE | AGRADABLE | DESAGRADABLE |
|---------------|-----------|--------------|
| | | |

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

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

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

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

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

| AUTOMOVIL PARTICULAR | METRO | OTRO MEDIO |
|-------------------------|-------|------------|
| | | |

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

5. ¿Recomendaría el curso a otras personas?

| SI | NO |
|----|----|
| | |



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

7. La coordinación académica fue:

| EXCELENTE . | BUENA | REGULAR | MALA |
|-------------|-------|---------|------|
| | | | |

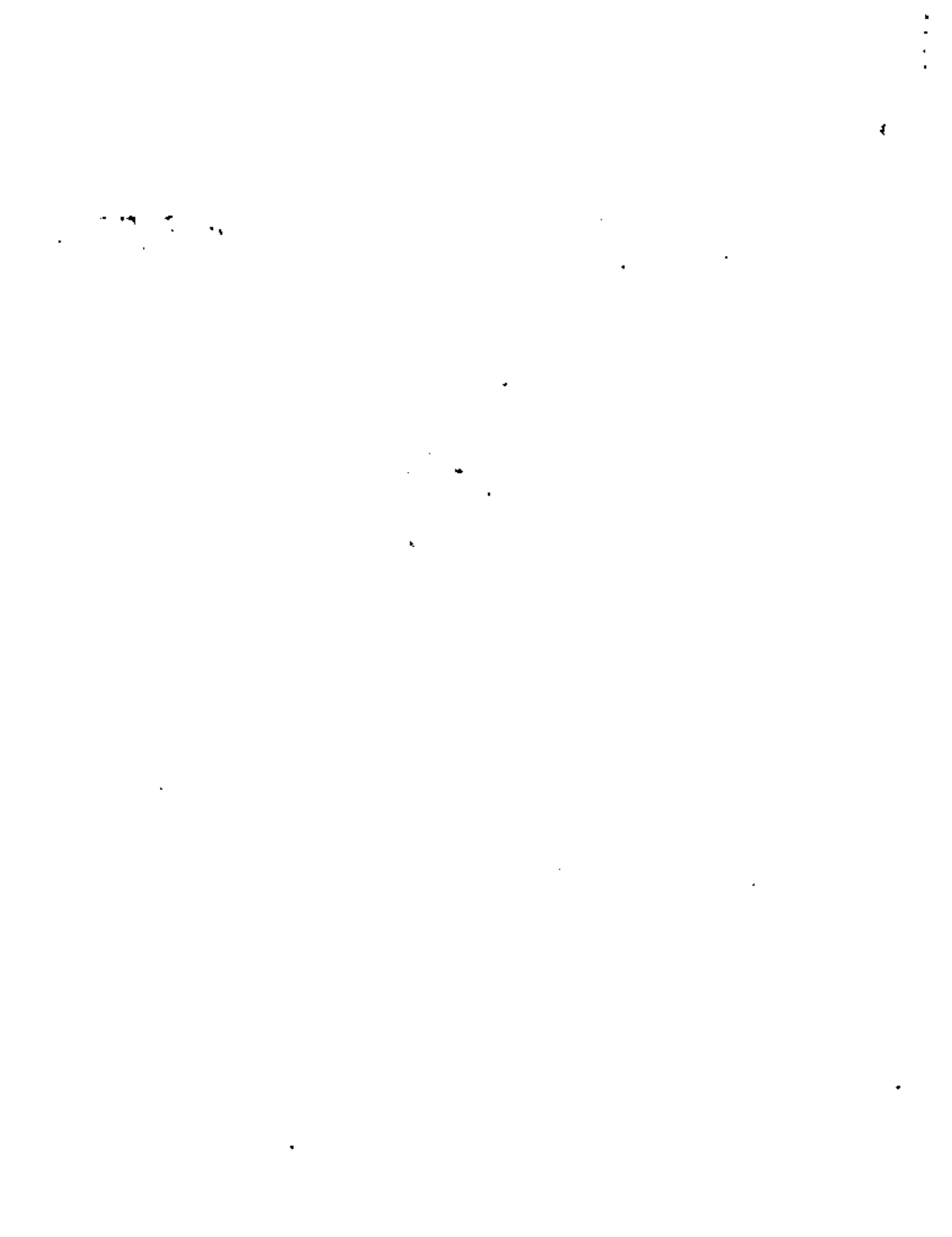
8. Si está interesado en tomar algún curso intensivo ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

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

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

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

10. Otras sugerencias:





centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



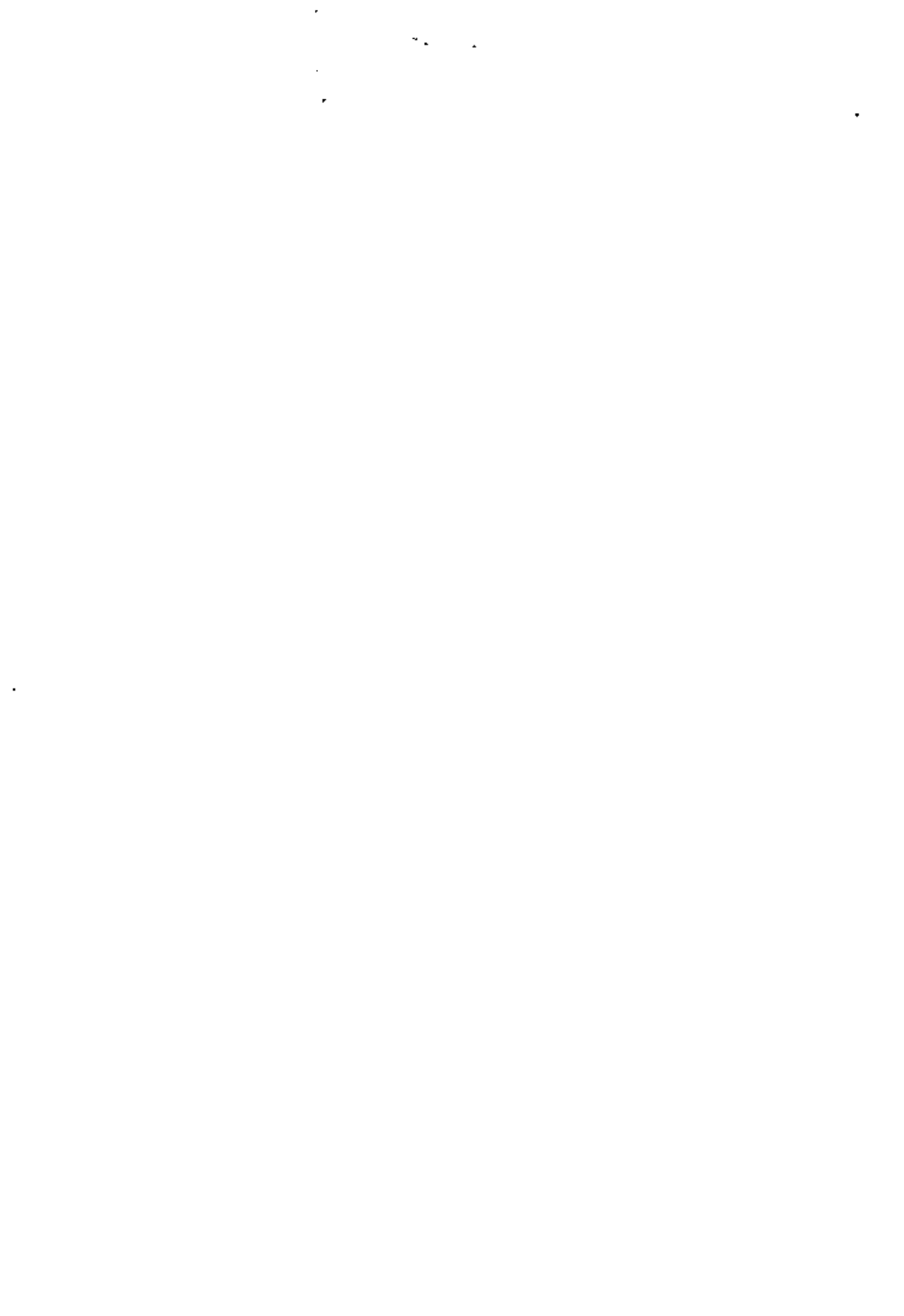
SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 1

PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA

ING. JUAN JACOBO SCHMITTER MARTIN DEL CAMPO

JULIO, 1980



CONTROL DE FILTRACIONES EN
EXCAVACIONES BAJO EL NIVEL FREÁTICO

Ing. Enrique Tamez G.

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

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

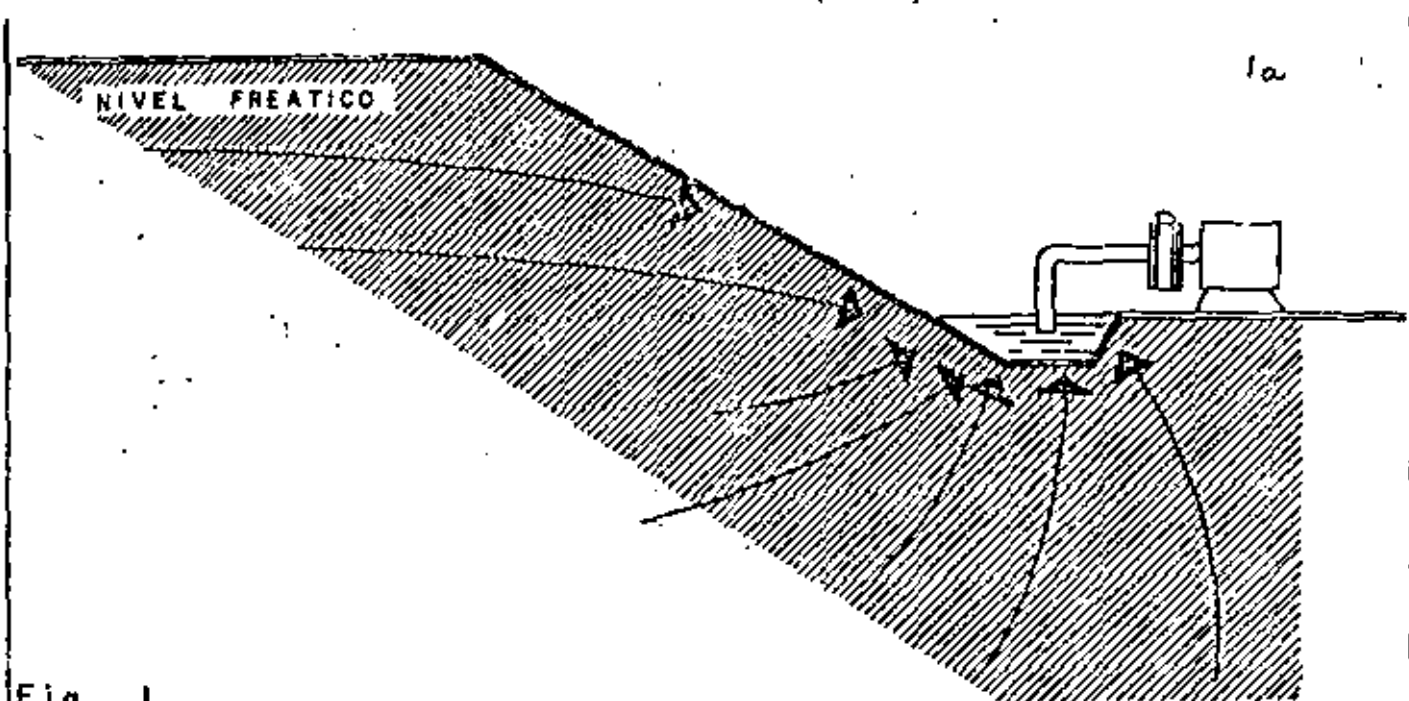


Fig. 1
 FILTRACIONES HACIA EL INTERIOR
 DE UNA EXCAVACION EN TALUD.

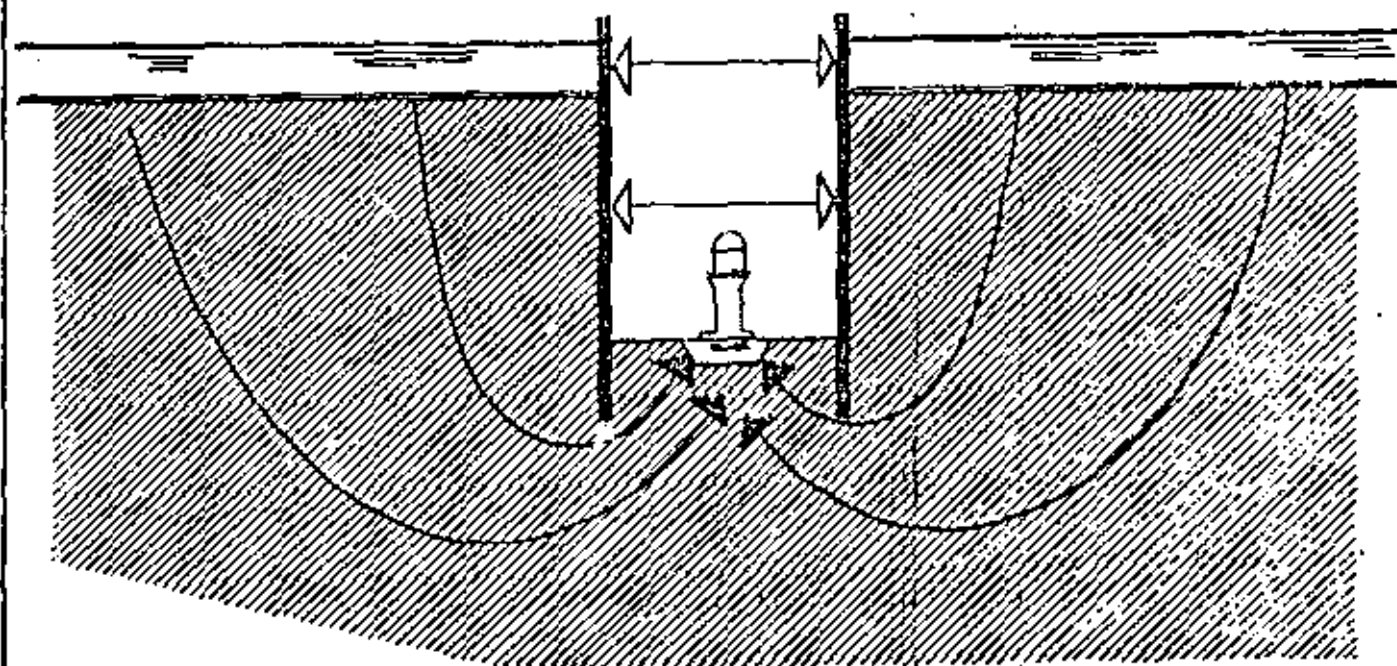


Fig. 2
 FILTRACIONES EN UNA EXCAVACION
 EN TRINCHERA ADEMADA.

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

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

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

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

DRENAJE. - (1)

A continuación se 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.

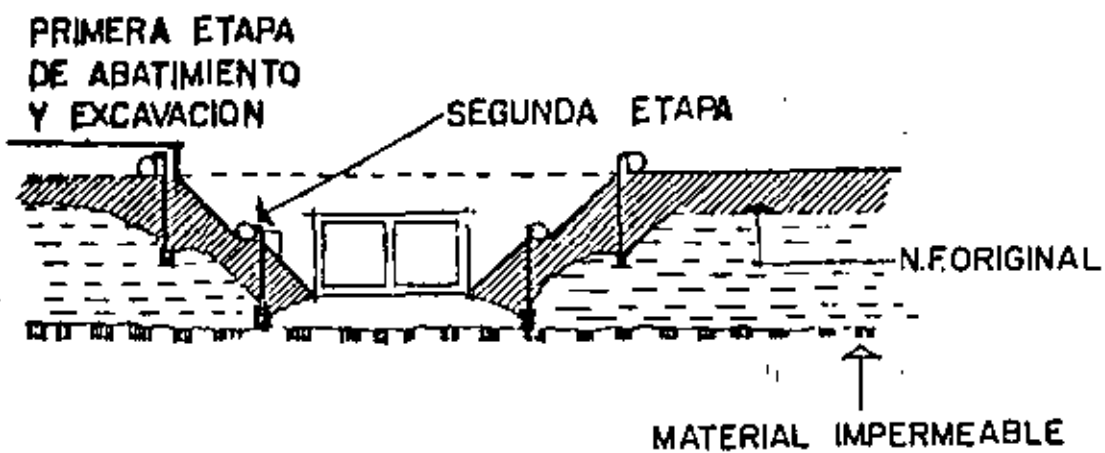
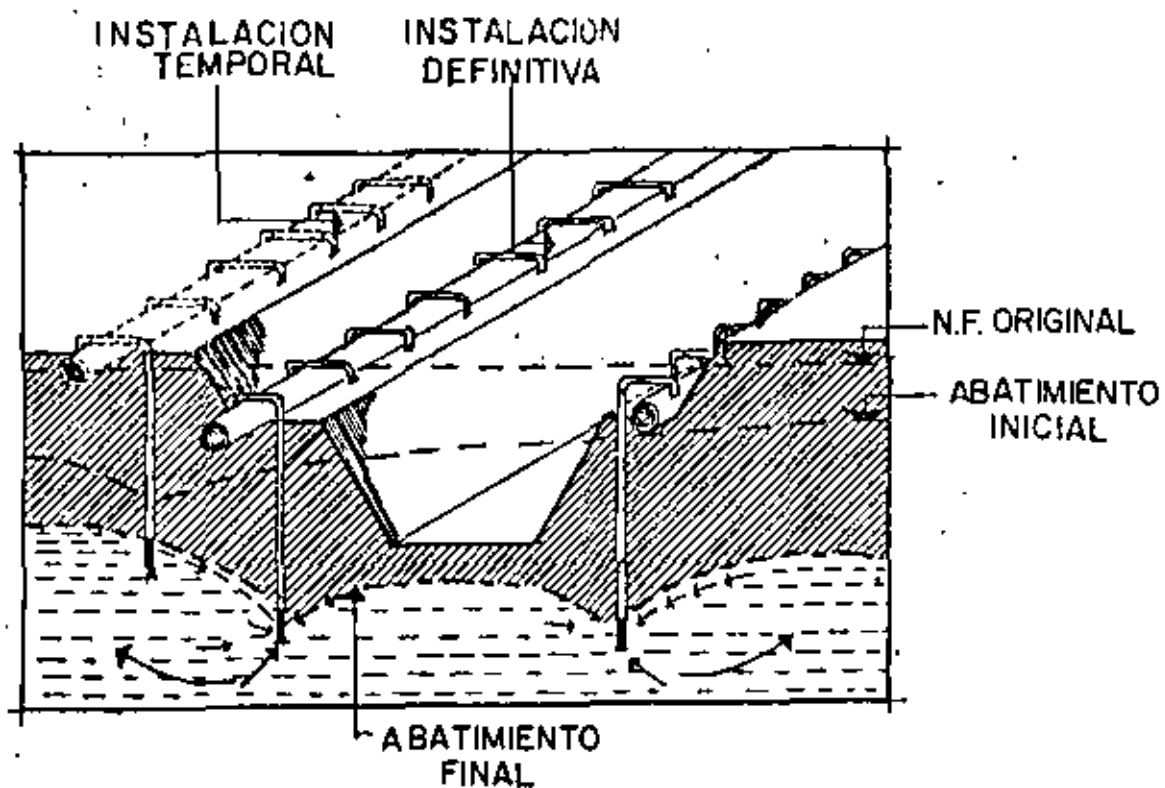


FIG. 3

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-

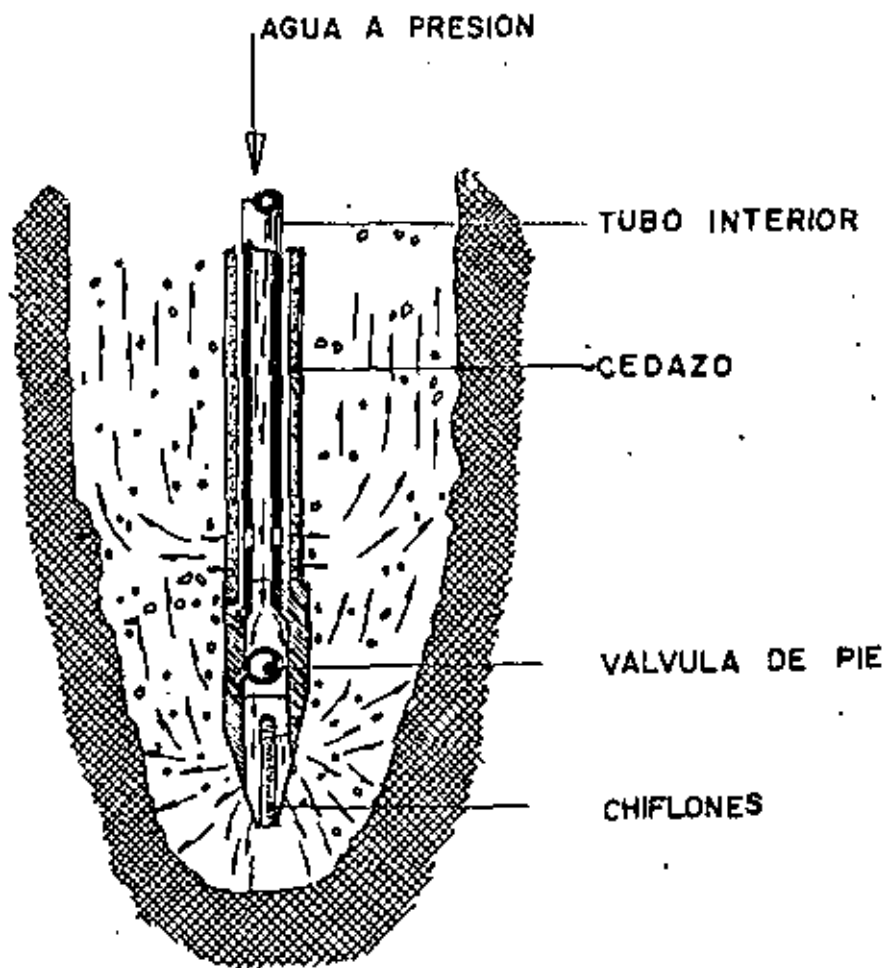


FIG. 4

HINCADO DE LA PUNTA POR MEDIO
DE CHIFLON DE AGUA

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 bombearían 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.

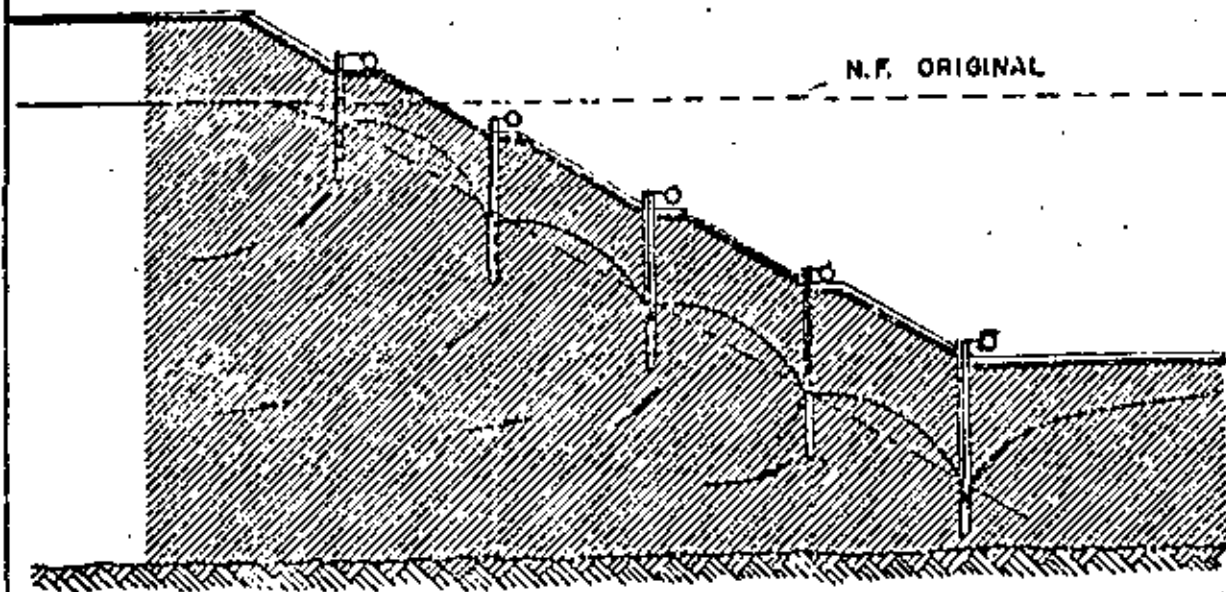


FIG. 5
ABATIMIENTO MEDIANTE VARIAS
ETAPAS ESCALONADAS

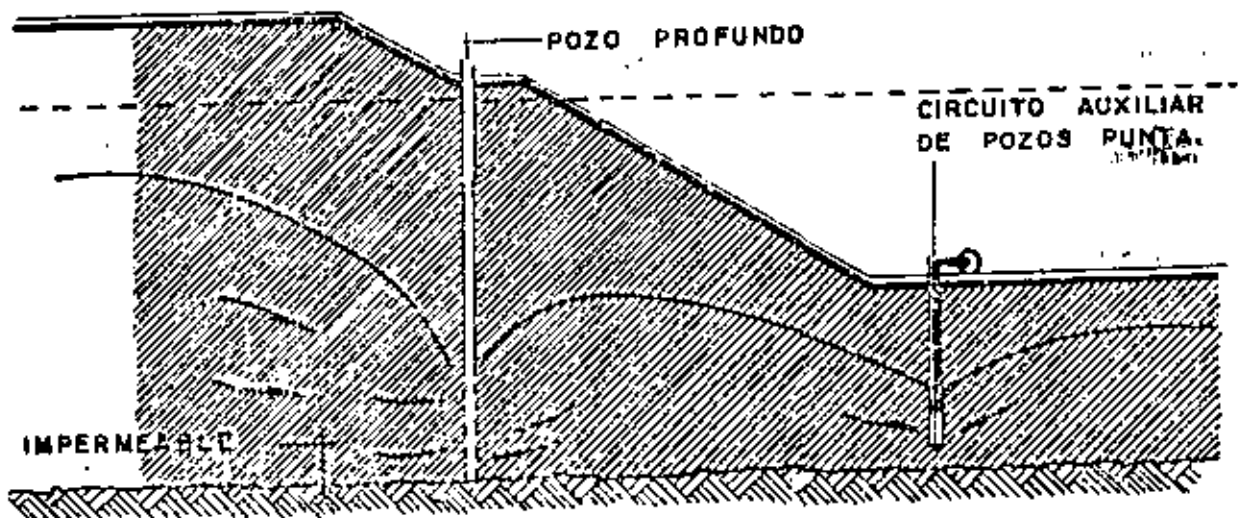


FIG. 6
ABATIMIENTO DE N.F. MEDIANTE
POZOS PROFUNDOS

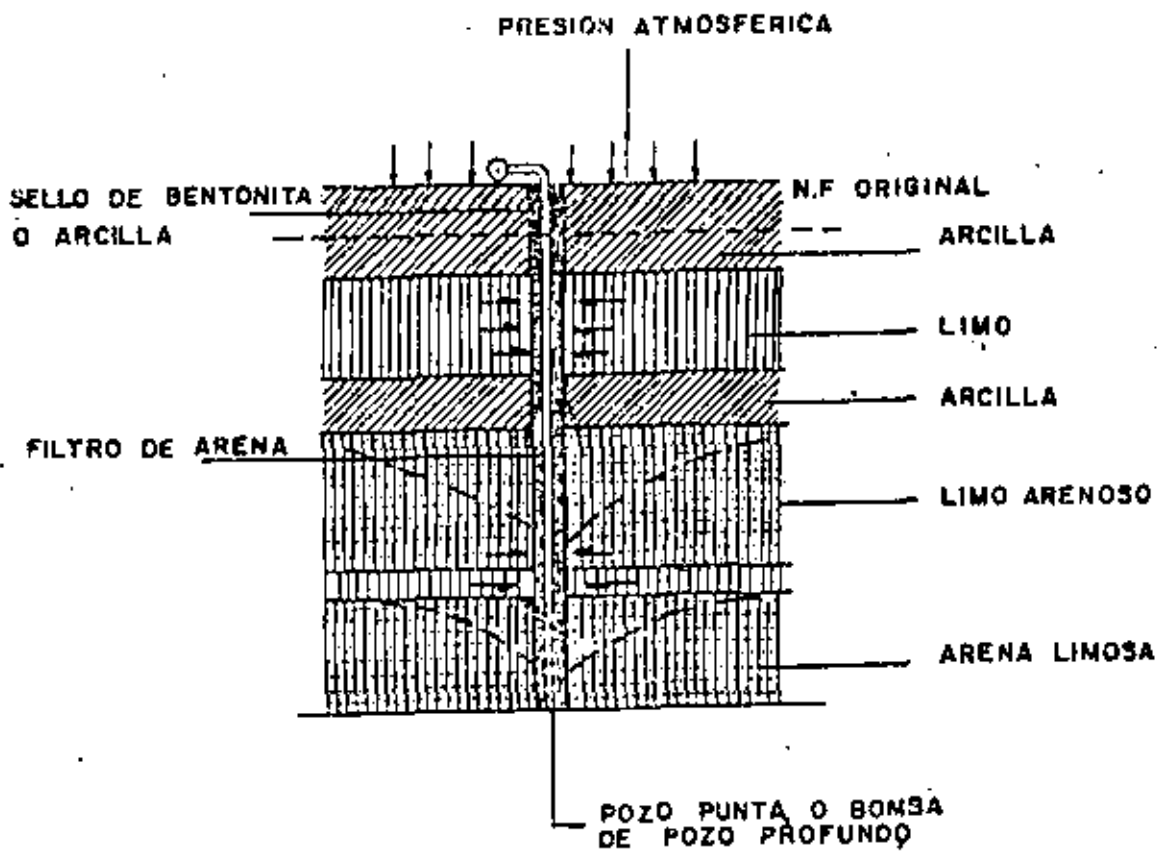


FIG. 7
BOMBEO Y VACIO COMBINADOS

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

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

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

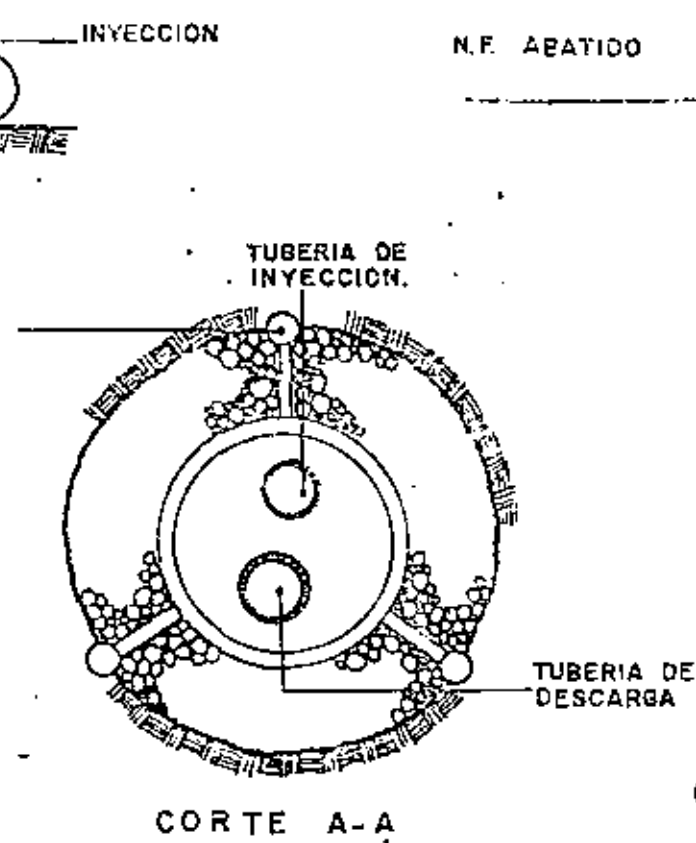
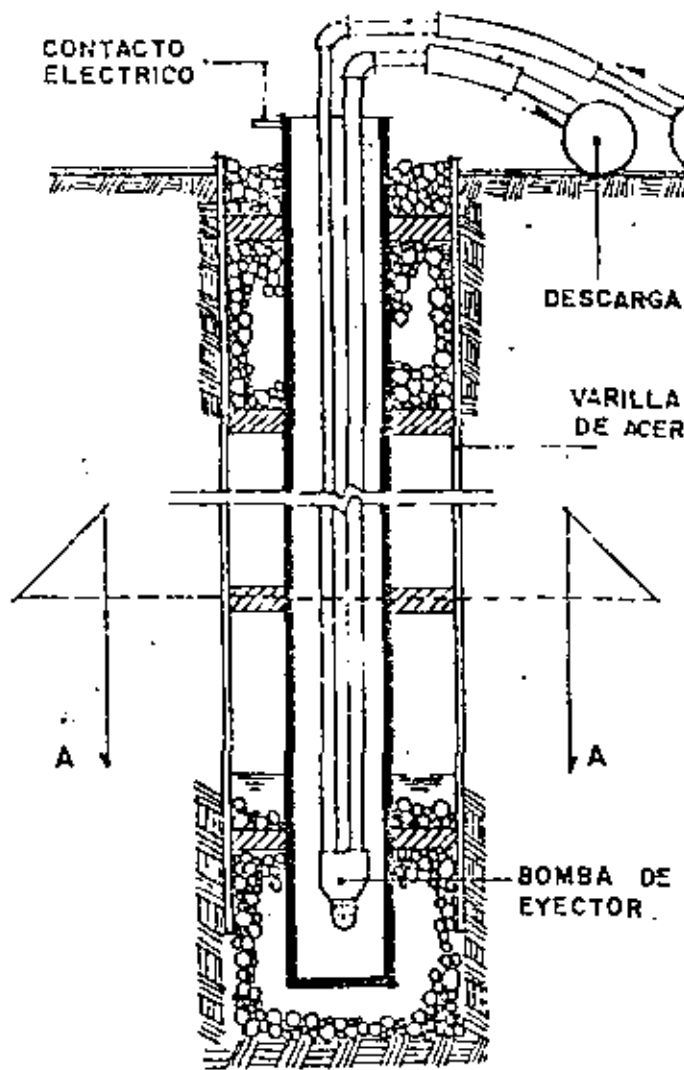
En el caso de excavaciones en arcillas blandas y expansivas, como las del Valle de México, se producen expansiones del fondo de la excavación, como consecuencia de la descarga que sufren los suelos que quedan bajo el nivel del fondo, al retirar la tierra que se encuentra arriba de ese nivel. En excavaciones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

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

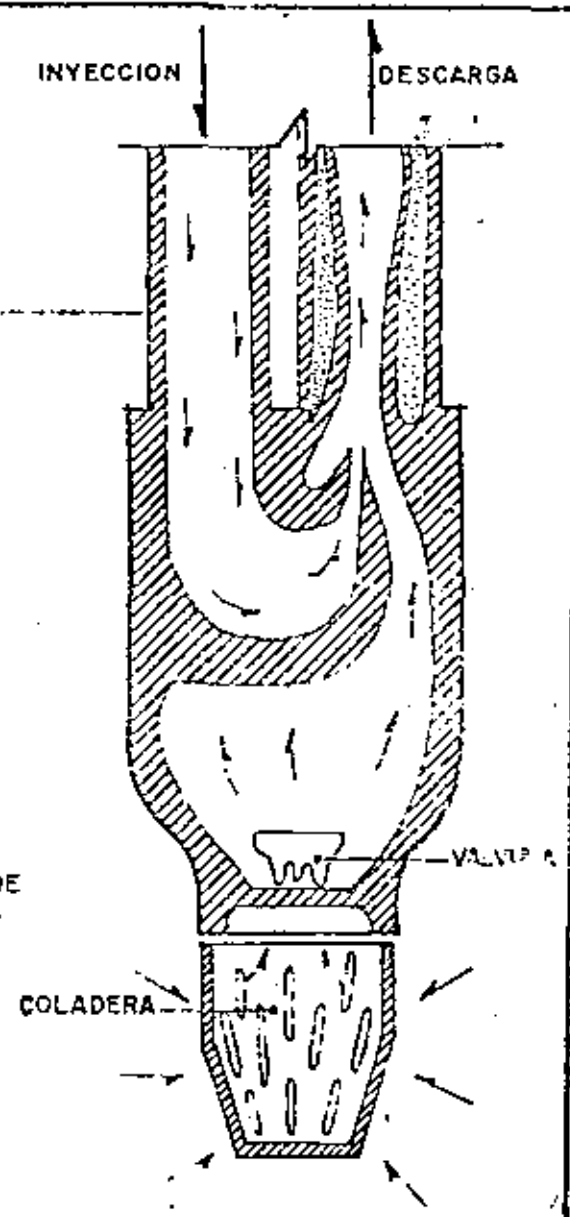
En arcillas de alta compresibilidad la distribución de los electrodos en el área de la excavación y el gradiente de potencial aplicado se diseñan de manera tal que se reduzcan al mínimo los asentamientos de la corona de los taludes y de la zona vecina a la excavación, con el fin de evitar daños a estructuras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

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

FIG. 8



N.F. ABATIDO



INSTALACION DE UN POZO CATODO

DETALLE DE LA-BOMBA DE EYECTOR

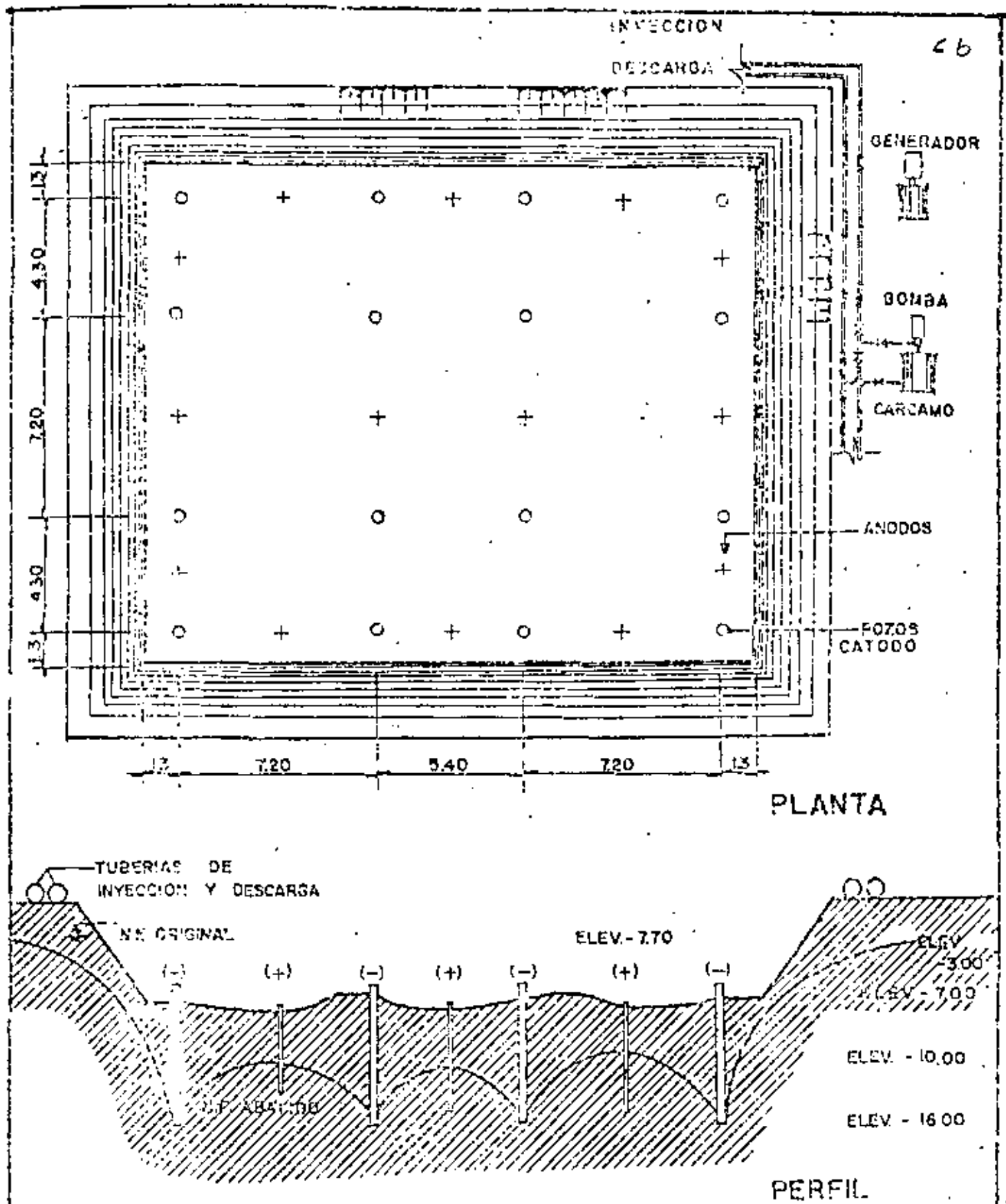


FIG. 2

INSTALACION PARA ABATIMIENTO ELECTROSMOTICO EN ARCILLAS

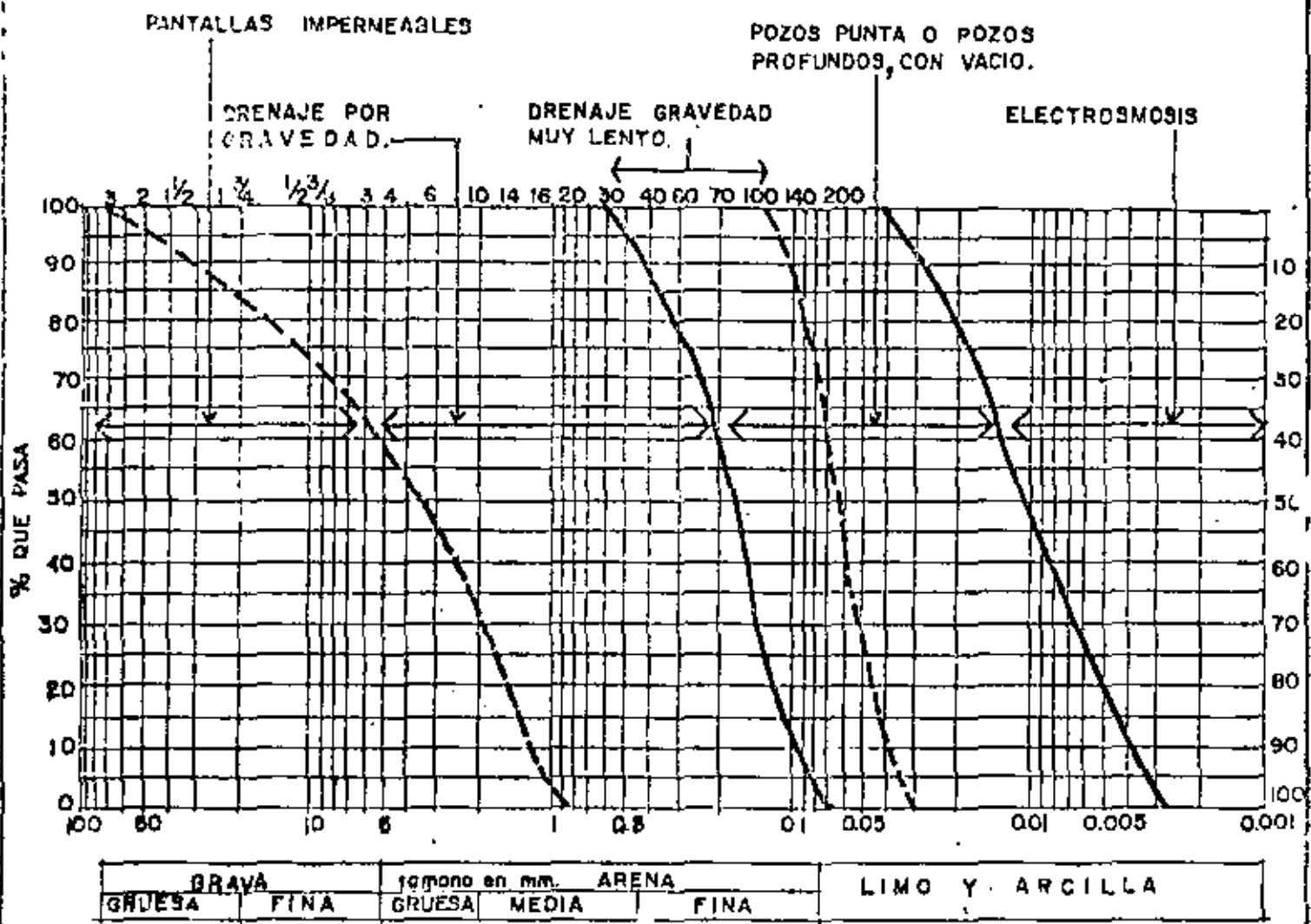


FIG 10

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

7)

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

Tableros de concreto. (3)

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

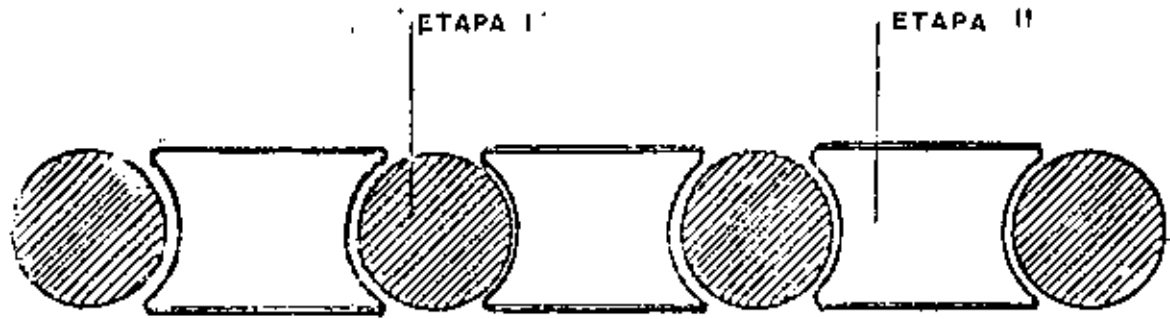


FIG. 11

PILOTES SECANTES

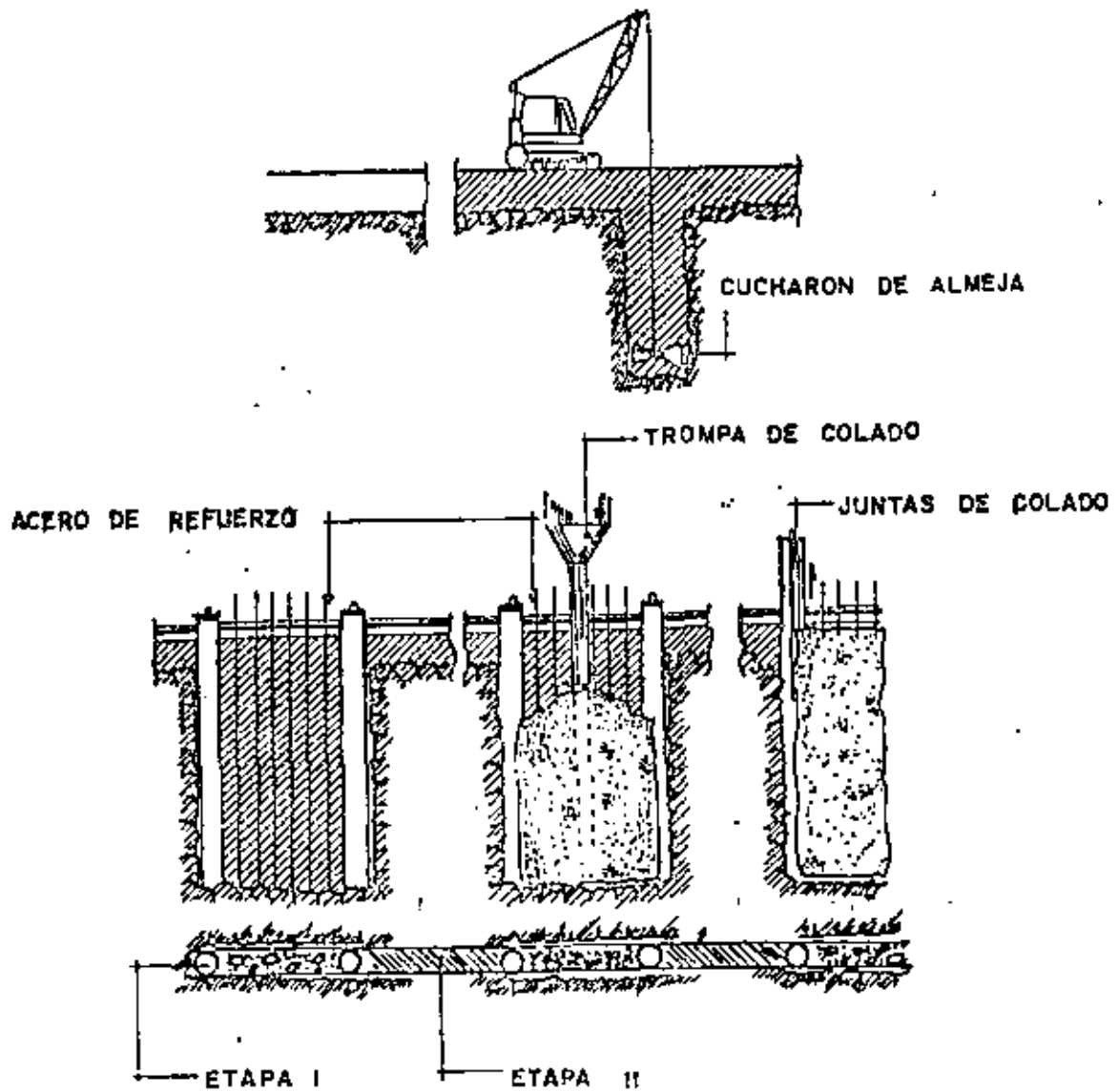


FIG. 12

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

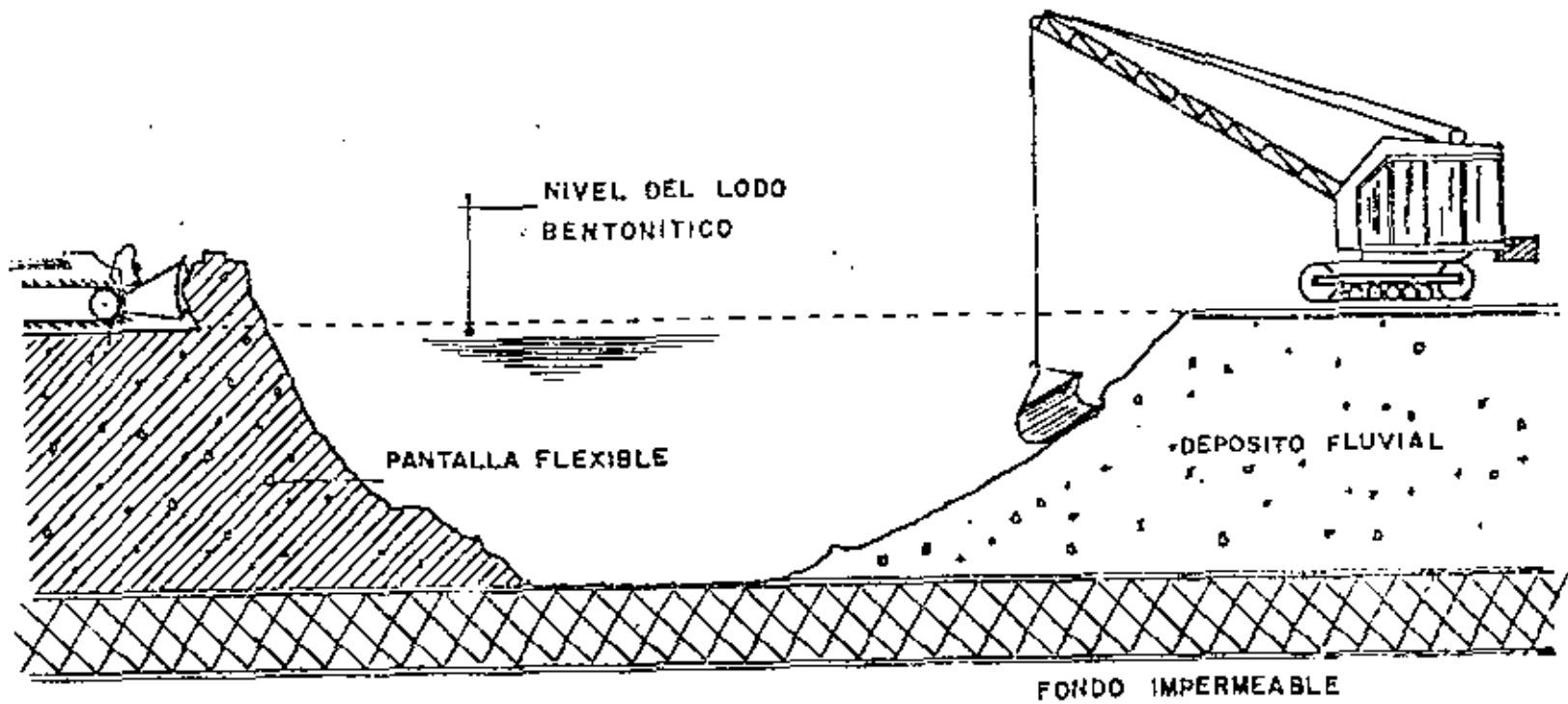


FIG. 13

PANTALLA FLEXIBLE

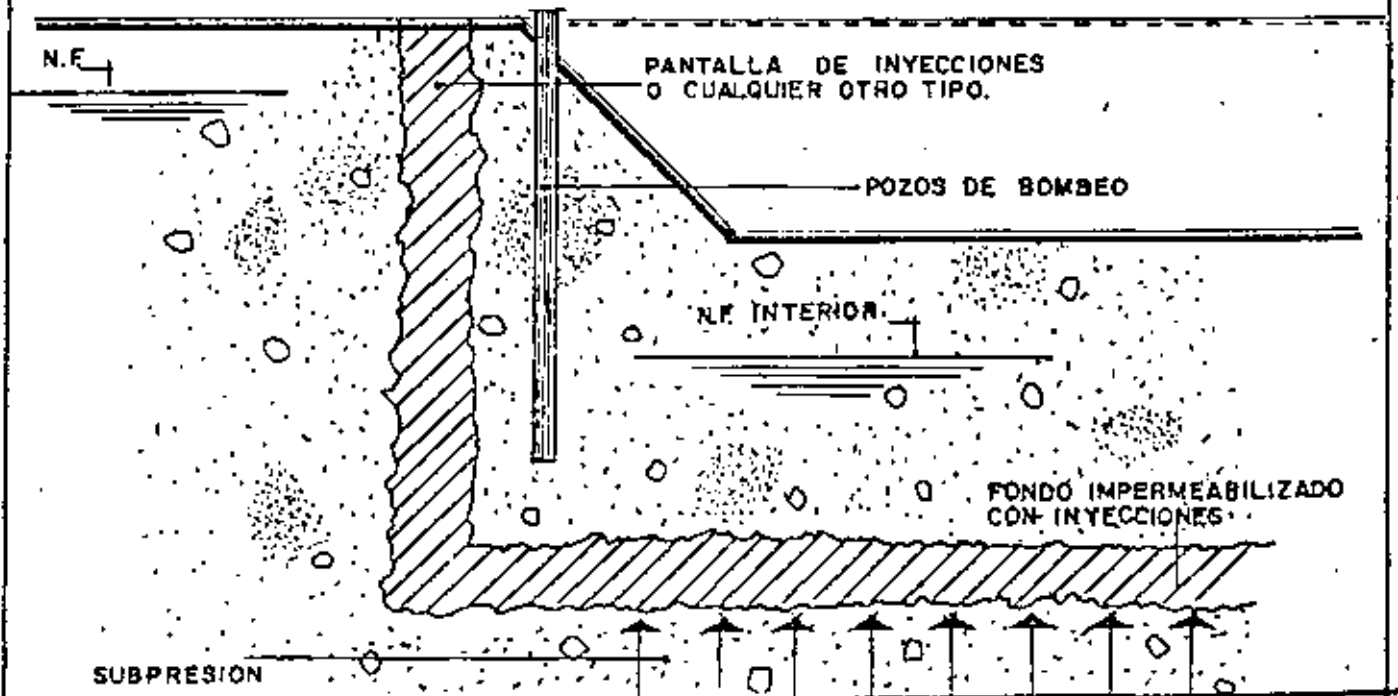
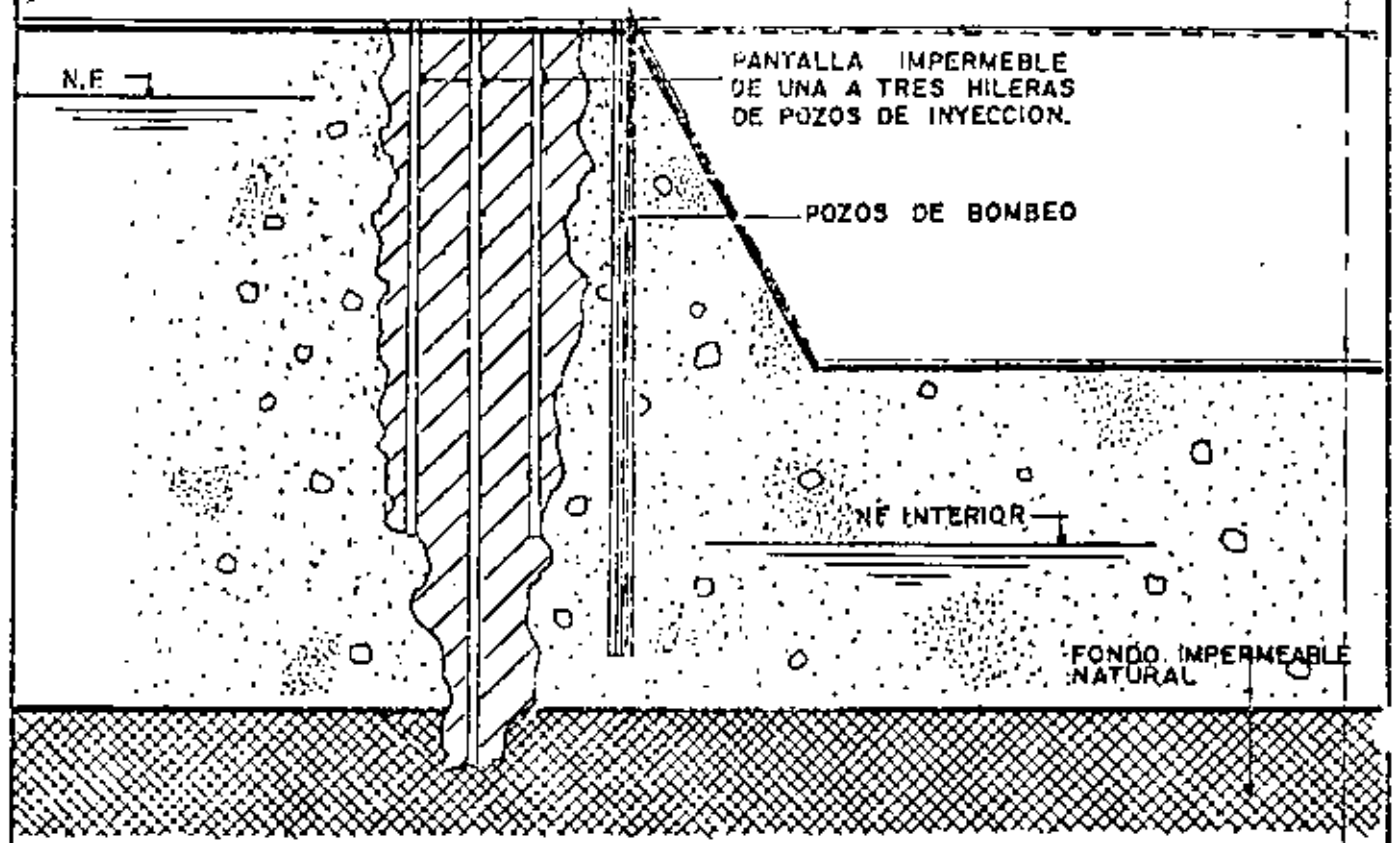
cual se va desalojando el lodo bentonítico que estabiliza las paredes de la zanja. Se han construido pantallas flexibles de este tipo, hasta profundidades de 30 m, para interceptar depósitos fluviales de arena, grava y cantos rodados, utilizando draga de arrastre y bulldozer.

Pantallas de inyección. - Fig. 14 (4)

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

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

FIG. 14 PANTALLA DE INYECCION



REFERENCIAS.

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

1

..

.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 2

HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

DR. GILBERTO SOTELO AVILA

JULIO, 1980

CAPITULO 2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

2.1 Introducción

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

En este capítulo se establecen las ecuaciones de la hidráulica referidas al flujo unidimensional y que resultan de la aplicación de los principios fundamentales de la Física. Ellas 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 , $\text{lt}/\text{mín}$ o lt/hr .

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

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

$$\sum_e VA = \sum_s VA \quad (2.2)$$

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

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

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

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

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

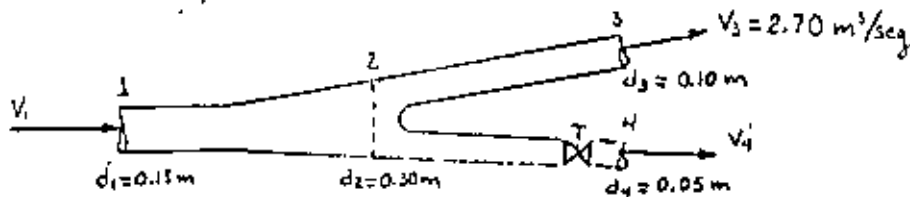


Fig 2.1 Esquema aclaratorio del problema 2.1

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

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

de donde se tiene :

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

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

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

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

El gasto total es :

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

El gasto por la sección 3 es entonces :

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

y el gasto por la sección 4 es el siguiente :

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

Esto es, el gasto vale :

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

que comprueba el resultado anterior.

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

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

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

2.3. Ecuación de la energía

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

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

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

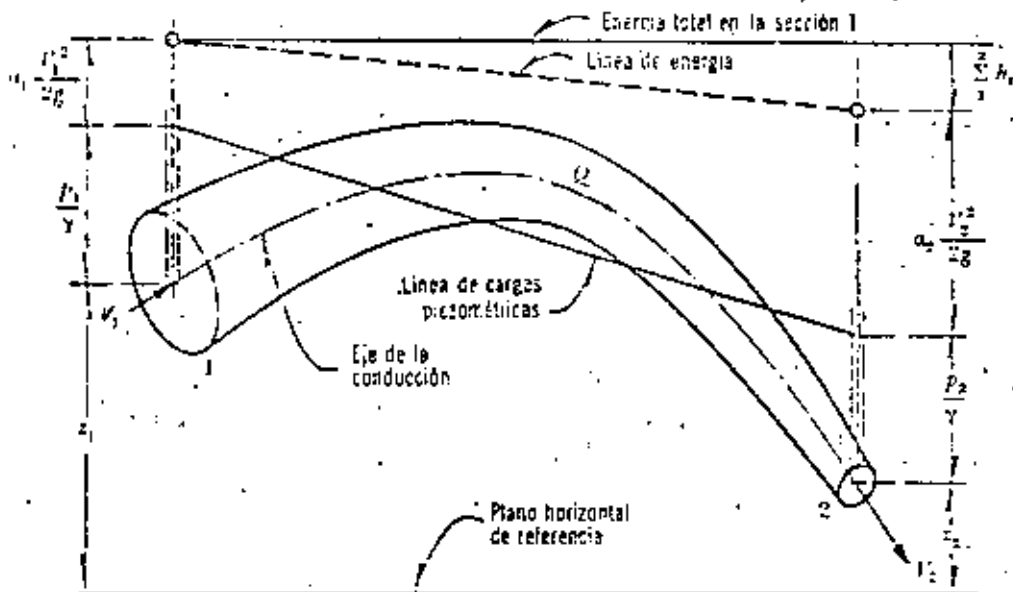


Figura 2.2. Interpretación de la ecuación de la energía para una conducción forzada.

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

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_r \quad (2.4)$$

El análisis de cada uno de los términos de esta ecuación muestra que sus dimensiones corresponden a los de una longitud o "carga". El término z medido desde un plano horizontal de referencia, se llama "carga de posición"; p/γ es la carga de presión; $v^2/2g$ la carga de velocidad y $\sum_1^2 h_r$ "la pérdida de carga" entre las secciones 1 y 2, esto es, la disipación de energía del escurrimiento entre dichas secciones.

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

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

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.5)$$

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

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

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

$$E = \gamma H v$$

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

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

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

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

donde:

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

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

$$P_1 = P_2 + \sum_i \Pr \quad (2.8)$$

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

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

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

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

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

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

En la instalación hidroeléctrica la turbina queda generalmente muy próxima a la sección 2 y el término $\sum \frac{v^2}{2g}$ es despreciable.

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

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

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

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

si se trata de una turbina; y

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

si es una bomba.

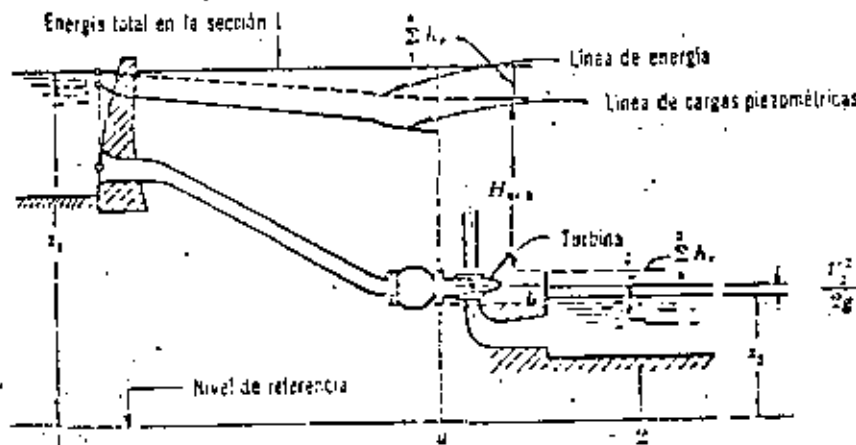


Figura 2.3. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación hidroeléctrica.

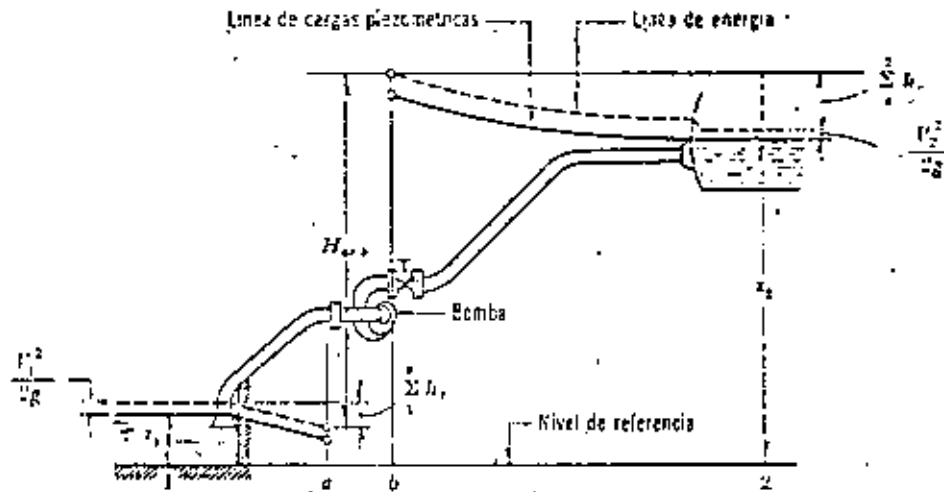


Figura 2.4. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

2.4 Ecuación del impulso y cantidad de movimiento

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

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

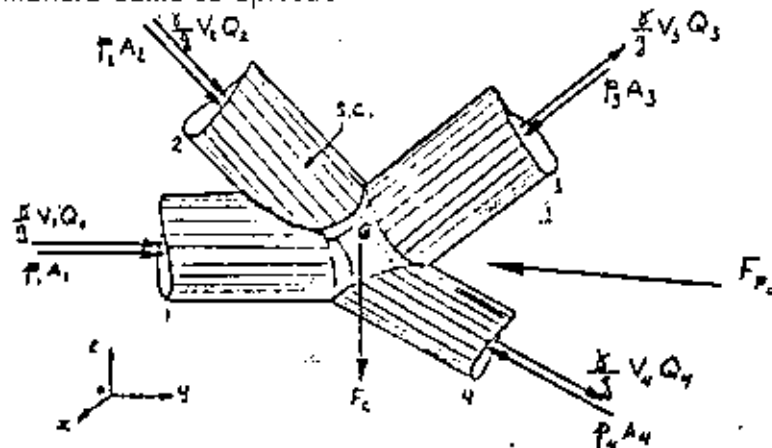


Fig. 2.5 Aplicación de la ecuación del impulso y cantidad de movimiento.

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

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

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

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

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

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

Para aplicar esta ecuación conviene observar los siguientes pasos:

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

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

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

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

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

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

ria a la del flujo por estos tubos. La resultante de las fuerzas de superficie de tipo dinámico producidos sobre el resto de la superficie S.C. se representa por \overline{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 \overline{F}_r . La fuerza de cuerpo \overline{F}_c es la correspondiente al peso del líquido encerrado por el volumen analizado y tendrá siempre la dirección vertical. Finalmente los vectores $\frac{\delta}{g} \cdot Q_i \cdot \overline{V}_i$ son las cantidades de movimiento del líquido -

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

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

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

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

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

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

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

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

Estas secciones son las siguientes.

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

2.6 Conceptos generales en el cálculo de pérdidas

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

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

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

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

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

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

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

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

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

2.7 Pérdidas por fricción

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

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

donde

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

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

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

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

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

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

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

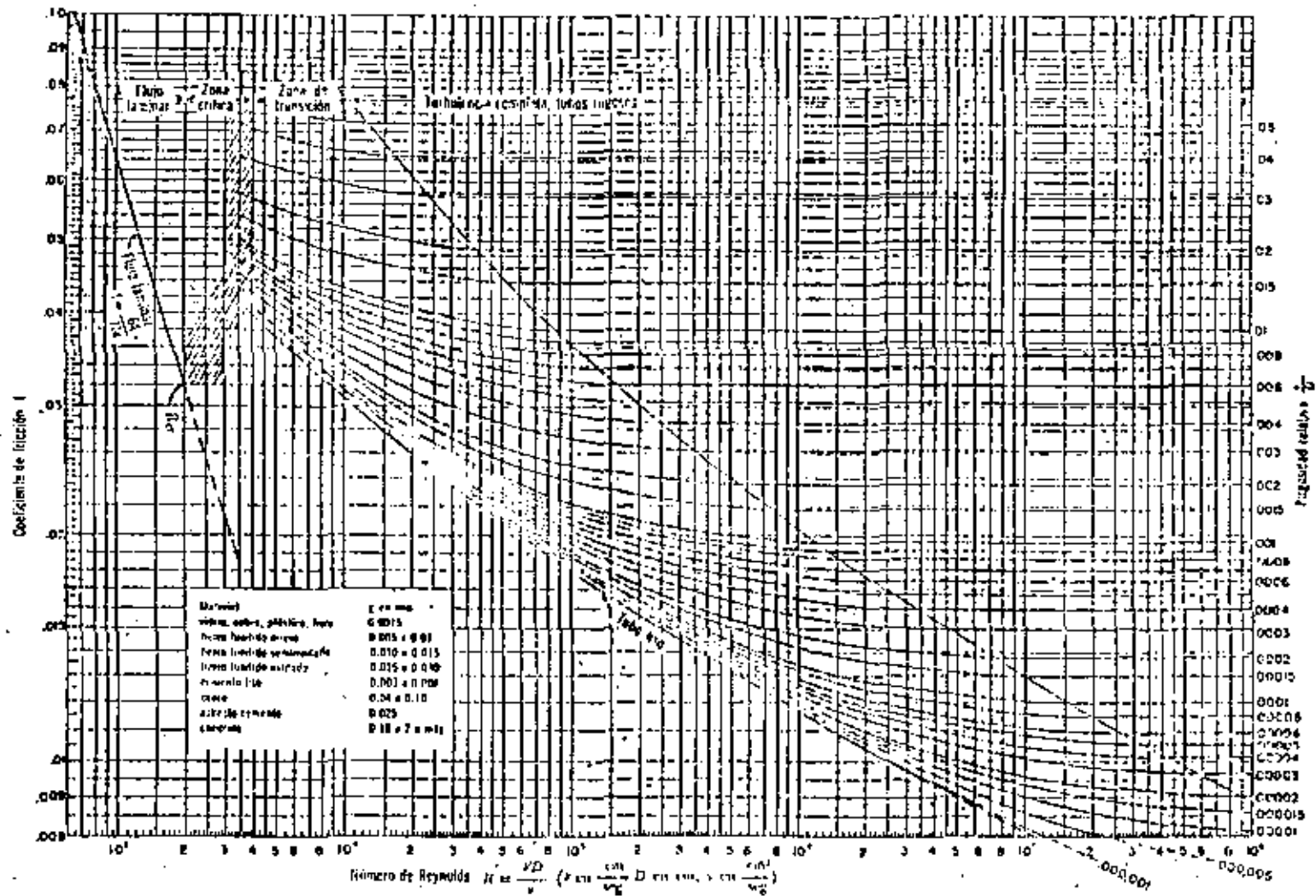


Figura 2.6 Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo; diagrama universal de Moody.

resistencia al flujo en tubos comerciales

TABLA 2.1 Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

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

resistencia al flujo en conductos a presión

TABLA 2J (Continuación)

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

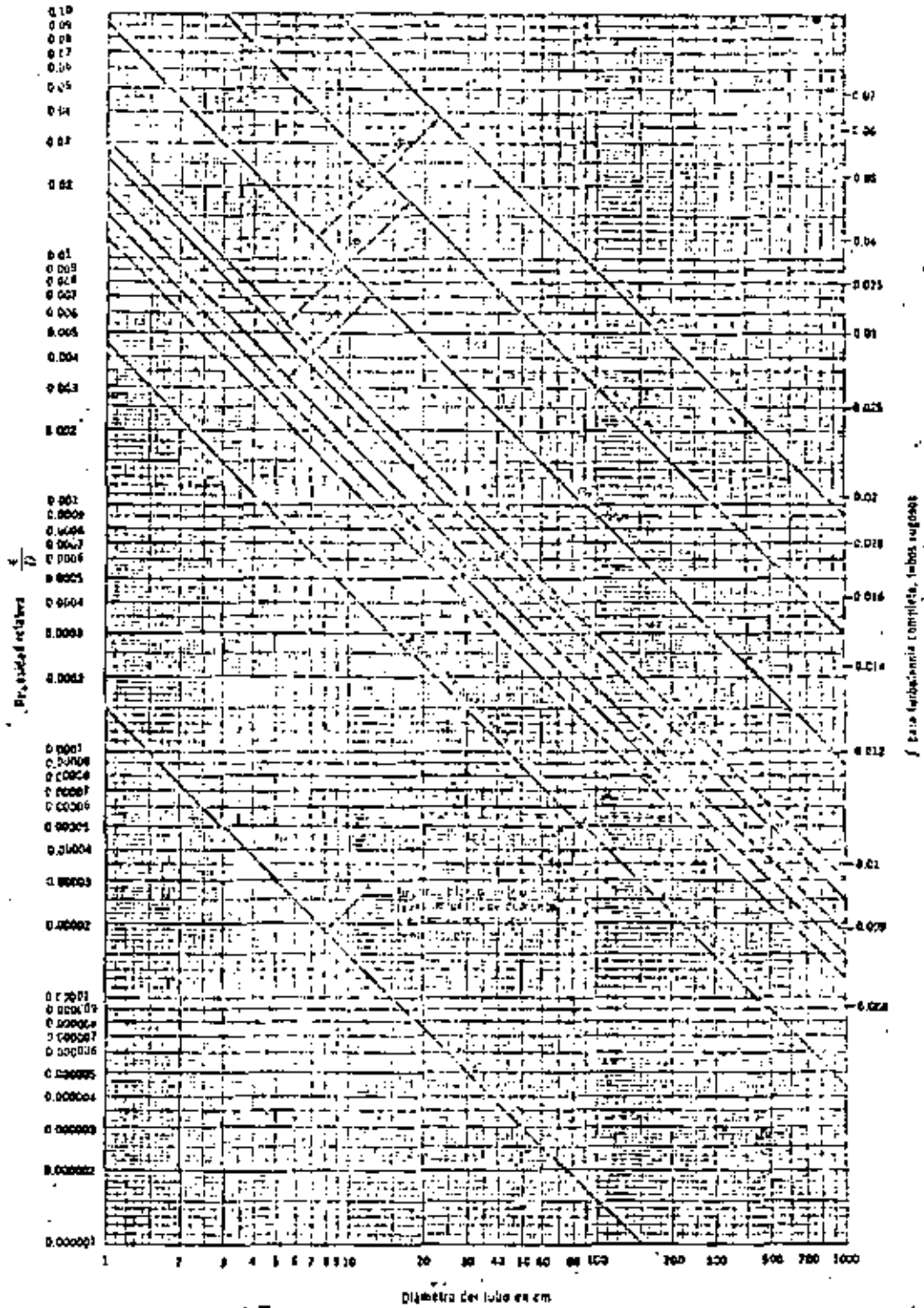


Figura 2.7 Rugosidad relativa para tubos nuevos limpios.

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

2.8 Fórmulas empíricas de fricción

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

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

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

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

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 :

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

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

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

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

| Tipo de tubería y flujo | Autor | Fórmula | Observaciones |
|--|-------------------|--|--|
| Cualquier tipo de tubo y flujo. | Darcy-Weisbach | $h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$ | Es la Ec. (8.2) y es de tipo universal; f se obtiene del diagrama universal de Moody, o de alguna de las fórmulas indicadas a continuación. |
| Tubos lisos o rugosos en la zona laminar. | Poiseuille | $f = \frac{64}{R_e}$ | Es la Ec. (8.3) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para $R_e < 2300$. |
| Tubos lisos en la zona de transición o turbulenta. | Blasius | $f = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}}$ | Es la Ec. (8.4) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para tubos de aluminio, latón, cobre, plomo, plástico, vidrio y asbesto-cemento para $R_e > 10^4$. |
| | Nikuradse | $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right)$ | Es la Ec. (8.5b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. Vale para $2.3 \times 10^4 \leq R_e \leq 3.4 \times 10^6$. |
| | Kozeny (Ref. 9) | $f = \frac{2g}{(7.78 \log R_e - 5.95)^2}$ | Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de asbesto-cemento y para $R_e > 4000$. |
| | Richter (Ref. 43) | $f = 0.01113 + 0.917/R_e^{0.41}$ | Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4000$. |
| | Ludlin (Ref. 42) | $V = 140 R_e^{0.045} S_f^{0.52}$ | Equivale a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.645$, y $z = 5/9$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_e es el radio hidráulico del tubo. |

fórmulas empíricas de fricción

TABLA 2.2 (Continuación)

| | | | |
|--|--------------------------|---|--|
| Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta. | Calchbrook-White | $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{R_A \sqrt{f}} \right)$ | Es la Ec. (8.7) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $R_A > 4000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. |
| | Hazen-Williams (Ref. 44) | $V = 0.355 C_H D^{0.63} S_f^{0.54}$ | Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.355 C_H$; $x = 0.63$, $y = 0.54$. Es la fórmula más común para tubos rugosos. C_H depende del material del tubo de acuerdo con la tabla 8.4. |
| Tubos rugosos en la zona turbulenta. | Nikuradse | $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71 D}{\epsilon}$ | Es la Ec. (8.6b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. |
| | Kozeny (Ref. 9) | $f = \frac{2N}{(8.86 \log D + N)^2}$ | Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. N depende del material en la tubería según la tabla 8.4. |
| | Chezy | $V = C \sqrt{R_A S_f}$ | Es la fórmula general para este tipo de tubos y se obtiene de la fórmula de Darcy-Weisbach haciendo $D = \frac{4}{3} R_A$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.5 C$; $x = y = 0.5/C$ es un coeficiente que se obtiene de las fórmulas de Bazin, Kutter o Manning. |
| | Bazin (Ref. 31) | $C = \frac{87}{1 + \Delta/\sqrt{R_A}}$ | Se aplica a la fórmula de Chezy, donde Δ depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4. |
| | Kutter (Ref. 45) | $C = \frac{100 \sqrt{R_A}}{m + \sqrt{R_A}}$ | 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) | $V = \frac{1}{n} R_A^{2/3} S_f^{1/2}$ | Resulta de la fórmula de Chezy al considerar que $C = R_A^{1/6}/n$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.397/n$, $x = 2/3$, $y = 1/2$. n depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4. |

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

| Materia | C_H | Δ | m | n | N |
|--|-------|----------|-------|----------------|---------|
| Acero corrugado | 60 | — | — | — | — |
| Acero con juntas lock-bar (nuevo). | 135 | — | — | — | — |
| Acero galvanizado (nuevo y usado). | 125 | — | — | 0.014 | — |
| Acero remachado (nuevo). | 110 | — | — | 0.015 a 0.016 | 31 |
| Acero remachado (usado). | 85 | — | — | — | 28 a 26 |
| Acero soldado o con remache avellanado y embutido (nuevo). | 120 | — | — | 0.012 a 0.013 | 34 |
| Acero soldado o con remache avellanado y embutido (usado). | 90 | — | — | — | 31 a 27 |
| Acero sin costura (nuevo). | — | 0.10 | 0.25 | — | 38 |
| Acero sin costura (usado). | — | — | 0.35 | — | 36 |
| Acero soldado, con revestimiento especial (nuevo y usado). | 130 | — | — | — | — |
| Hierro fundido limpio (nuevo). | 130 | 0.16 | 0.25 | 0.013 | 35 |
| Hierro fundido, sin incrustaciones (usado). | 110 | 0.23 | 0.275 | — | — |
| Hierro fundido, con incrustaciones (viejo). | 90 | 0.36 | 0.35 | — | 30 |
| Plástico. | 150 | — | — | — | — |
| 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 repillada o en duelas. | 120 | — | 0.10 | 0.0105 a 0.012 | — |

Fórmulas empíricas de fricción

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:

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

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

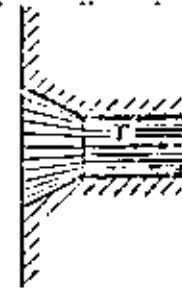
Esta se origina al producirse una ampliación de la sección transversal del tubo. El coeficiente K depende de la brusquedad de la ampliación y para encontrarlo se usa la fórmula de Borda-Carnot:



a) $K = 0.5$



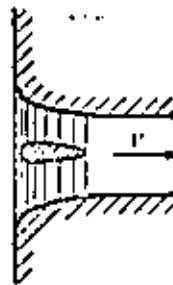
b) $K = 0.5 + 0.3 \cos \theta + 0.2 \cos^2 \theta$



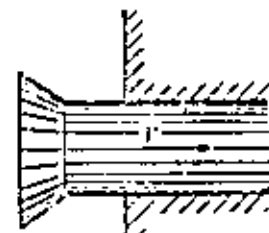
c) $K = 0.15 \pm 0.25$



d)

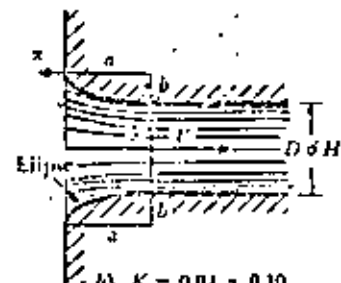
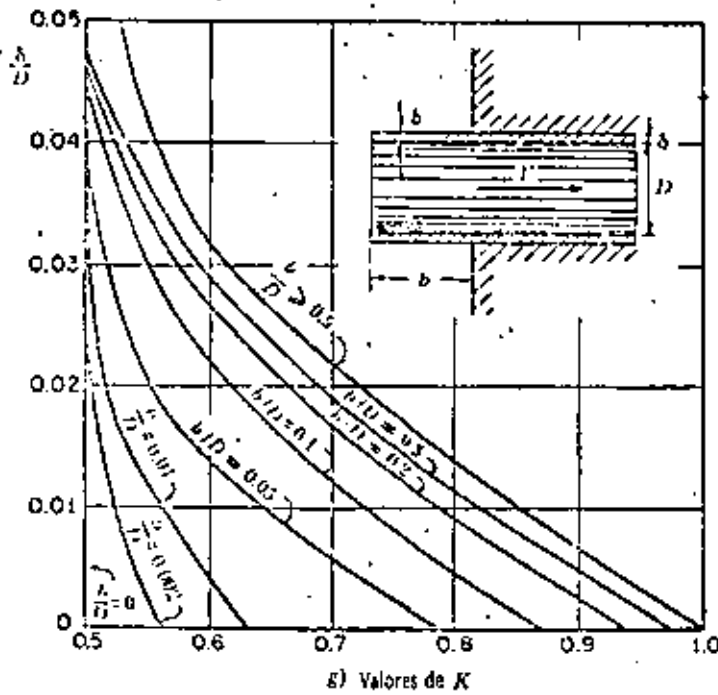


e) $K = 0.06 \pm 0.10$



f) $K = 0.5$

| | | | | | | |
|-------|---|------|------|------|------|-------|
| 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 |



h) $K = 0.04 \pm 0.10$
para tubo circular; d
de 0.07 a 0.2 para
tubo rectangular.



i) Coeficientes de pérdida por escotadura
 $K = 0.05 \pm 0.10$,
si $b/D > 1$ ó $b/H > 0.2$
y $V > 2$ m/seg.
De lo contrario, $K \approx 0$.

Figura 2.8. Coeficientes de pérdida —por entrada— para diferentes formas.

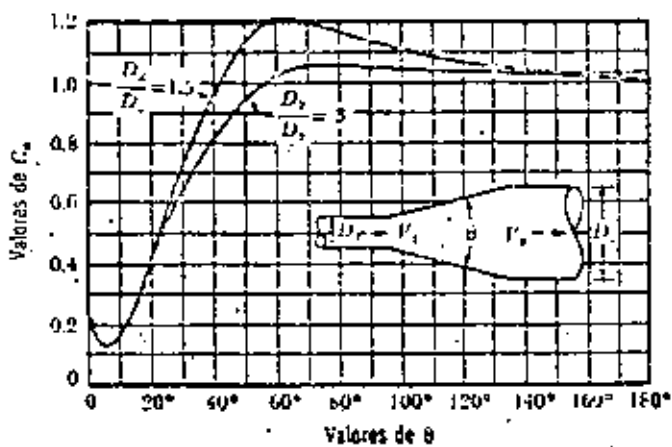


Figura 2.9. Coeficientes de pérdida para ampliaciones graduales.

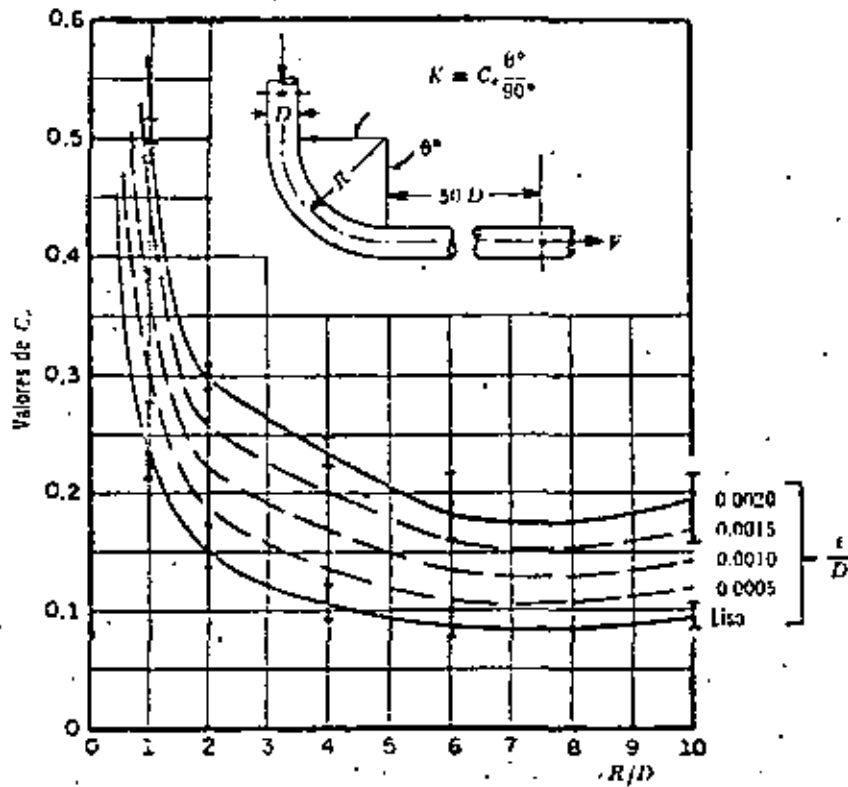


Figura 2.12a. Coeficientes C_c para curvas de diámetro constante y $R_e > 2.2 \times 10^5$, en tubos rugosos.

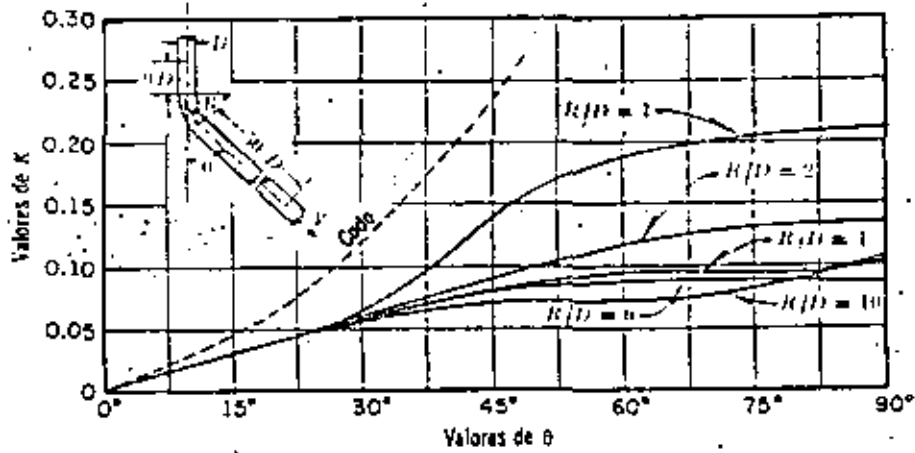


Figura 2.12b. Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^5 .

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

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

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

2.9.4 Pérdida por reducción

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

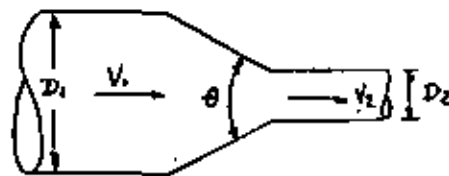


Fig. 2.10 Reducción gradual

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

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

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

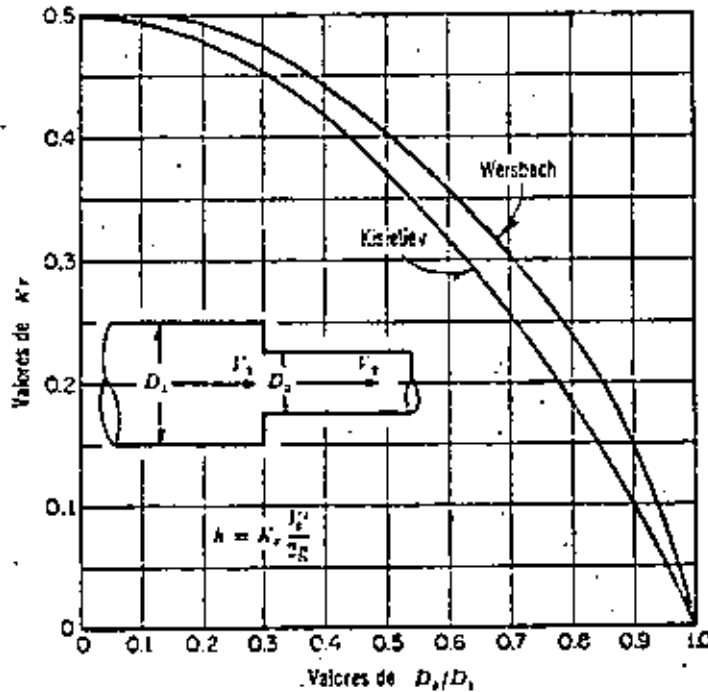
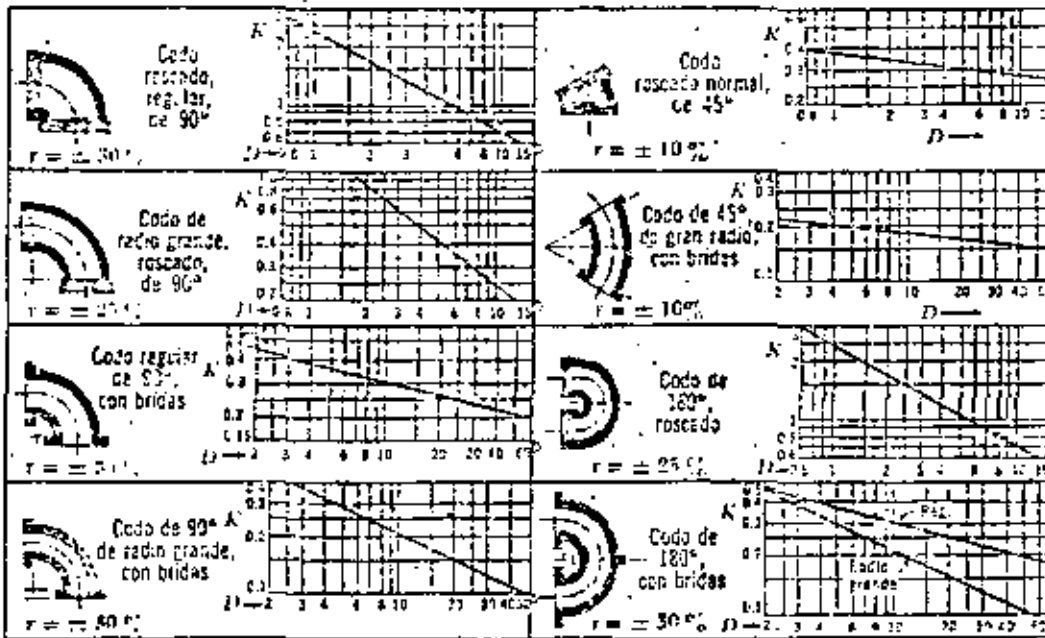


Figura 2.11. Pérdida de energía en una contracción brusca.

2.9.5 Pérdida por cambio de dirección

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

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



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

Figura 2.13 Coeficientes de pérdida para los codos.

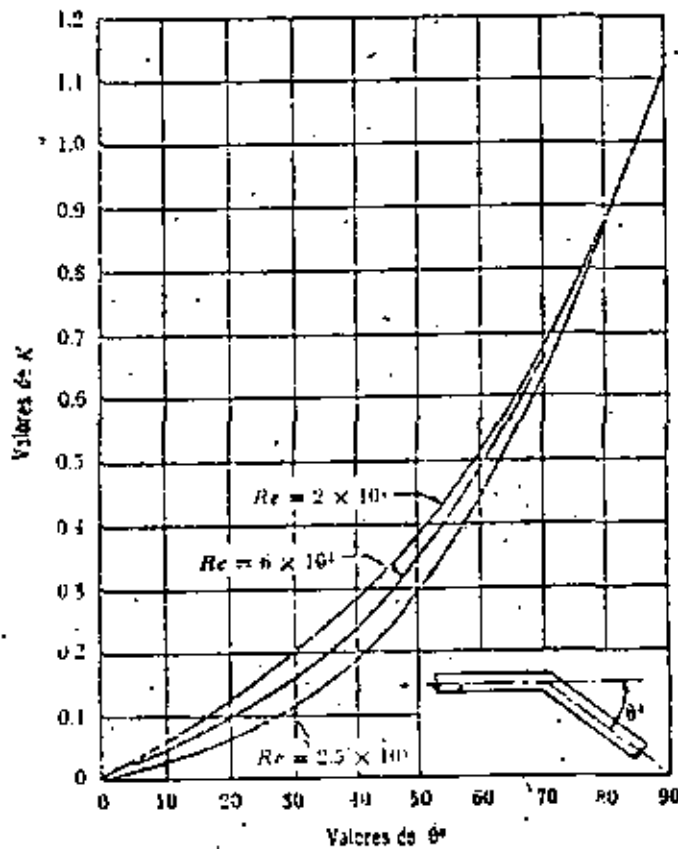
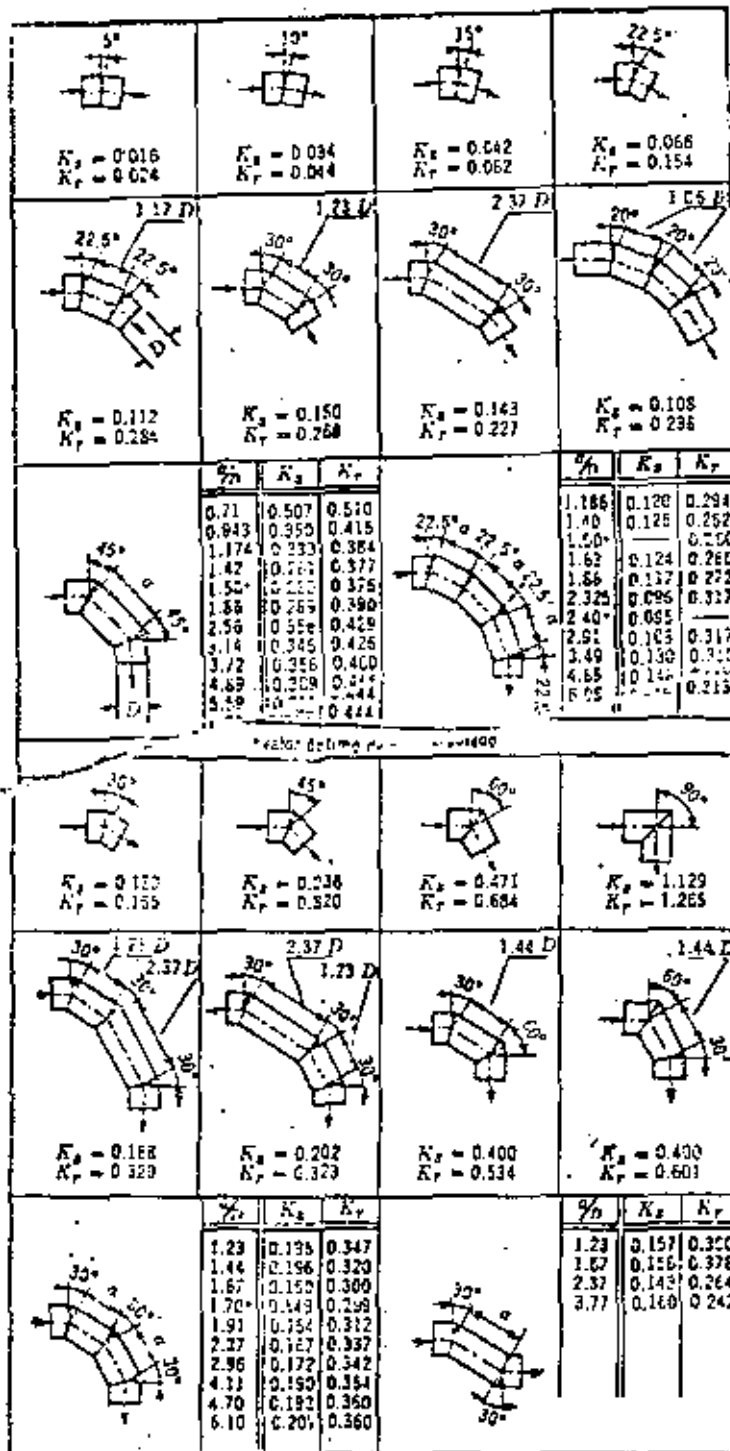


Figura 2.14. Coeficiente de pérdida por codo, K .

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

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

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



K_s = Coeficiente de pérdida para una superficie lisa.

K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie rugosa. $\frac{1}{8} = 0.032$.

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

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 | — |

Para válvulas de compuerta (Fig. 2.16), los coeficientes de pérdida, así como la relación del área abierta, al área total del

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 | 0.612 |
| 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 | 486 | 0.091 |
| 82 | ∞ | 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 apertura 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

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

distintas posiciones, deben ser proporcionados por los fabricantes. A falta de estos datos, se pueden utilizar los valores medidos que a continuación se indican.

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 | — | — | 0.68 | 0.29 | — |
| | 0 | 0.23 | 0.14 | — | — | — |

conducto, varía de acuerdo con la tabla 2.5, válida para $D = 50$ mm.

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 | 0.06 |
| 90 | ∞ | 0 |

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

| a/a_0 | b/W | K |
|---------|-------|------|
| 0.10 | 0.07 | 128 |
| 0.2 | 0.15 | 30.2 |
| 0.3 | 0.24 | 12.2 |
| 0.4 | 0.34 | 6.03 |
| 0.5 | 0.43 | 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 |

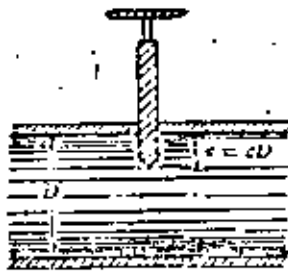


Figura 2.16 Válvula de compuerta.

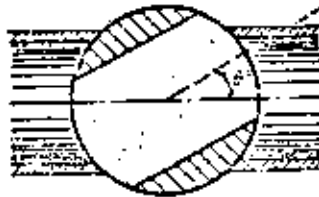


Figura 2.17 Válvula esférica.



Figura 2.18. Válvula de lenteja/

10 m.s.p.m.

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

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

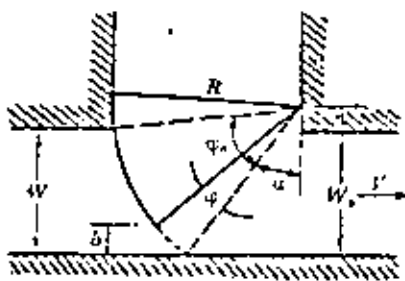


Figura 2.19 Compuerta radial en una tubería.

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

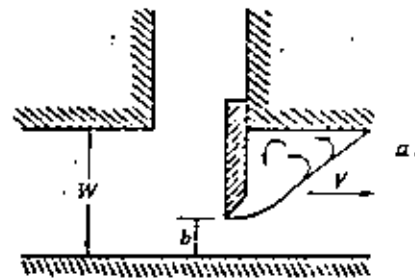


TABLA 2.10 Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

| b/W | K canto afilado | K canto redondo |
|-------|-------------------|-------------------|
| 0.1 | 186.5 | — |
| 0.2 | 44.1 | 23.2 |
| 0.3 | 17.8 | 10.8 |
| 0.4 | 8.68 | 4.93 |
| 0.5 | 4.57 | 2.7 |
| 0.6 | 2.43 | 1.48 |
| 0.7 | 1.31 | 0.96 |
| 0.8 | 0.68 | 0.58 |
| 0.9 | 0.38 | 0.36 |
| 1 | 0.3 | 0.24 |

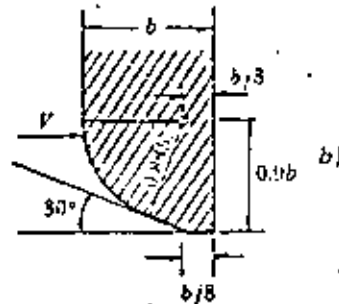


Figura 2.20 Compuertas deslizantes en una tubería.

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

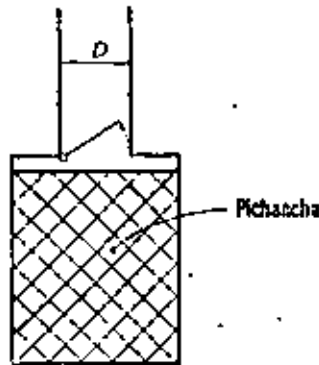


Figura 2.21. Válvula de pie con pichancha abierta.

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 |
| 0.075 | 8.8 | 0.30 | 3.7 |
| 0.100 | 8.0 | 0.35 | 3.4 |
| 0.125 | 7.0 | 0.40 | 3.1 |
| 0.150 | 6.5 | 0.45 | 2.8 |
| | 6.0 | 0.50 | 2.5 |

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

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

donde

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

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

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

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

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

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

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

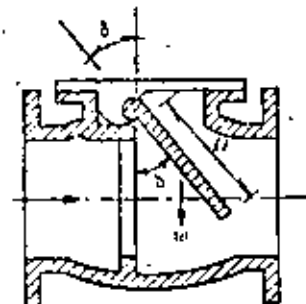


Figura 2.22. Válvula de retención.

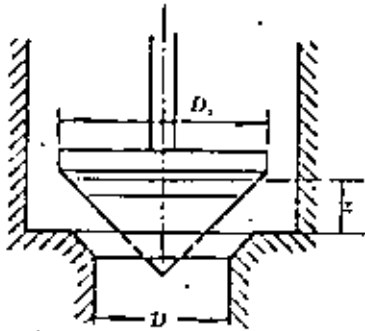


Figura 2.23. Válvula de alivio de forma cónica.

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

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

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

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

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

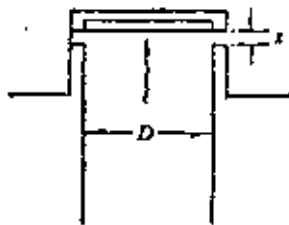


Figura 2.24. Válvula de alivio plana.

2.9.7. Pérdida por salida
Esta pérdida vale:

$$h_s = K \frac{(V_s - V_0)^2}{2g} \quad (2.20)$$

donde K se obtiene de la tabla 2.14 (ref. (2.14)) (Fig. 2.25).

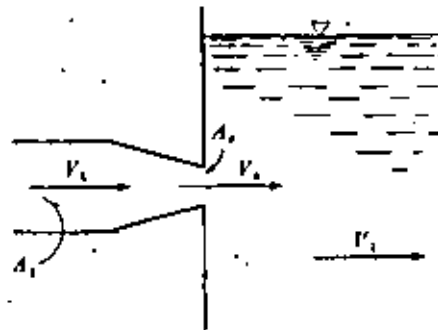


Figura 2.25. Pérdida por salida.

TABLA 2.14. Coeficientes de pérdida por salida

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

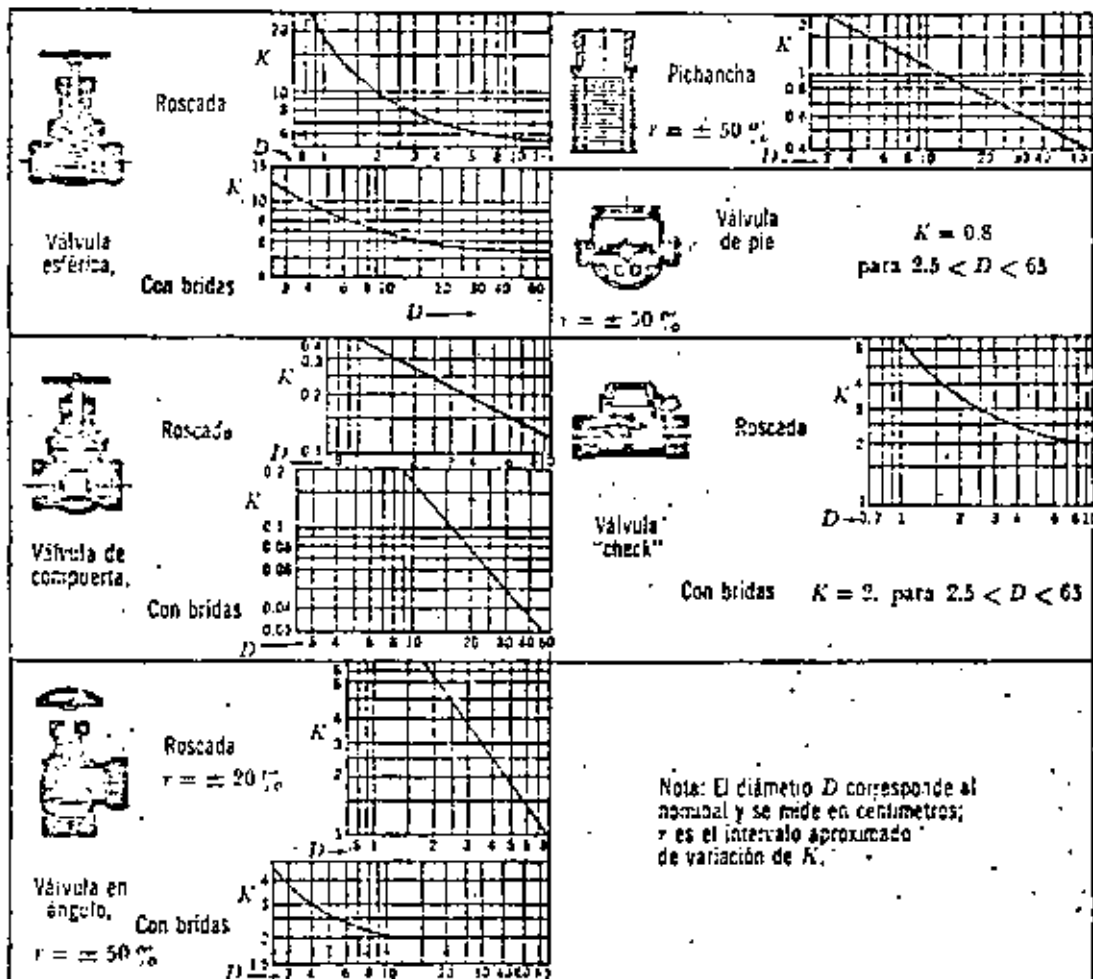


Figura 2.25. Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas.

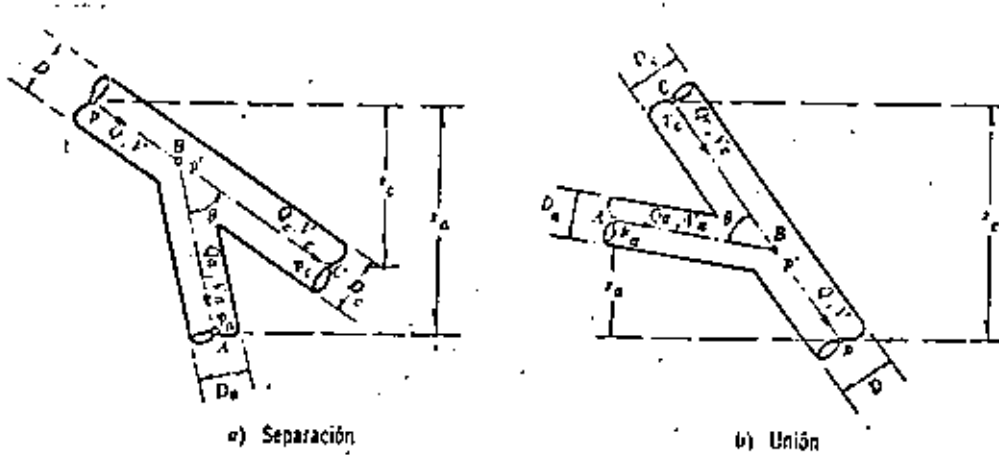


Figura 2.27. Pérdida por bifurcación.

Si la descarga es al medio ambiente, $V_2 = 0$ y $h_2 = V_2^2/2g$ para $A_2 = A_1$.

2.9.8 Pérdidas por bifurcación

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

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

$$z_2 + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + K_s \frac{V^2}{2g}$$

o bien:

$$\frac{p - p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{V_0^2}{2g} + (K_s - 1) \frac{V^2}{2g}$$

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

$$\frac{p_0 - p}{\gamma} + z_0 = \frac{V_0^2}{2g} + (K_s - 1) \frac{V^2}{2g}$$

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

$$\frac{p_0 - p}{\gamma} + z_0 = (K_u + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g}$$

$$\frac{p_0 - p}{\gamma} + z_0 = (K_u + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g}$$

además, en ambos casos son válidas las siguientes ecuaciones:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_0 = \frac{4Q_0}{\pi D_0^2}, \quad V_1 = \frac{4Q_1}{\pi D_1^2}$$

$$Q = Q_0 + Q_1$$

Los coeficientes K_s y K_u , antes definidos, son dependientes de la relación entre gas-

ros Q_1/Q y entre los diámetros; del ángulo con que se realiza la bifurcación y del grado de redondez de los cantos en los tubos. Para el caso de cantos agudos, como los de la Fig. 2.27 y $D = D_0$, los autores Vogel, Petermann y Kinne, obtuvieron los resultados de la tabla 2.15.

cientes de pérdida K , para bifurcaciones de diámetro pequeño:

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

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

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

| $\frac{Q_1}{Q}$ | Separación | | | | Unión | | | |
|-----------------|---------------------|-------|---------------------|-------|---------------------|-------|---------------------|-------|
| | $\theta = 90^\circ$ | | $\theta = 45^\circ$ | | $\theta = 90^\circ$ | | $\theta = 45^\circ$ | |
| | K_a | K_b | K_a | K_b | K_a | K_b | K_a | K_b |
| 0.0 | 0.95 | 0.04 | 0.90 | 0.04 | -1.20 | 0.04 | -0.92 | 0.04 |
| 0.2 | 0.83 | -0.05 | 0.68 | -0.06 | -0.40 | 0.17 | -0.38 | 0.17 |
| 0.4 | 0.59 | -0.05 | 0.50 | -0.04 | 0.08 | 0.30 | 0.00 | 0.19 |
| 0.6 | 0.95 | 0.07 | 0.38 | 0.07 | 0.47 | 0.40 | 0.22 | 0.09 |
| 0.8 | 1.10 | 0.21 | 0.35 | 0.20 | 0.72 | 0.51 | 0.37 | -0.17 |
| 1.0 | 1.28 | 0.35 | 0.45 | 0.33 | 0.91 | 0.60 | 0.37 | -0.54 |

Por otra parte, las relaciones más adecuadas para una separación en tubos, con cantos redondeados (redondeo con $0.1 D_0$), son las indicadas en la tabla 2.16 (Ref. 43).

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

| Q_1/Q | θ | D_1/D | V_2/v | K_a |
|---------|----------|---------|---------|-------|
| 0.3 | 90° | 1 | 0.3 | 0.76 |
| | 60° | 0.61 | 0.3 | 0.59 |
| | 45° | 0.58 | 0.9 | 0.35 |
| 0.5 | 90° | 1 | 0.5 | 0.74 |
| | 60° | 0.79 | 0.3 | 0.54 |
| | 45° | 0.73 | 0.9 | 0.32 |
| 0.7 | 90° | 1 | 0.7 | 0.88 |
| | 60° | 1 | 0.7 | 0.52 |
| | 45° | 1 | 0.7 | 0.30 |

En la Fig. 2.28 se presentan los coefi-

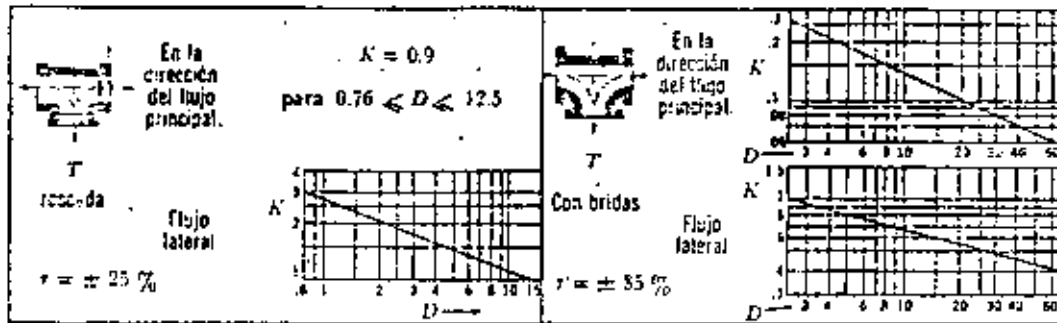
simétrica del gasto ($Q_1/Q = 0.5$), los coeficientes de pérdida definidos en cualquiera de las dos siguientes expresiones:

$$h = K_a \frac{V^2}{2g}; \quad h = K_a' \frac{V_2^2}{2g}$$

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

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

| R_m/D | Tipo 1 | | θ | Tipo 2 | |
|---------|--------|--------|----------|--------|--------|
| | K_a | K_a' | | K_a | K_a' |
| 0.50 | 1.10 | 4.4 | 10° | 0.1 | 0.4 |
| 0.75 | 0.60 | 2.4 | 30° | 0.3 | 1.2 |
| 1.00 | 0.40 | 1.6 | 45° | 0.7 | 2.8 |
| 1.5 | 0.25 | 1.0 | 60° | 1.0 | 4.0 |
| 2.0 | 0.20 | 0.8 | 90° | 1.4 | 5.6 |



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

Figura 2.28 Coeficientes de pérdida en bifurcaciones de diámetro pequeño.

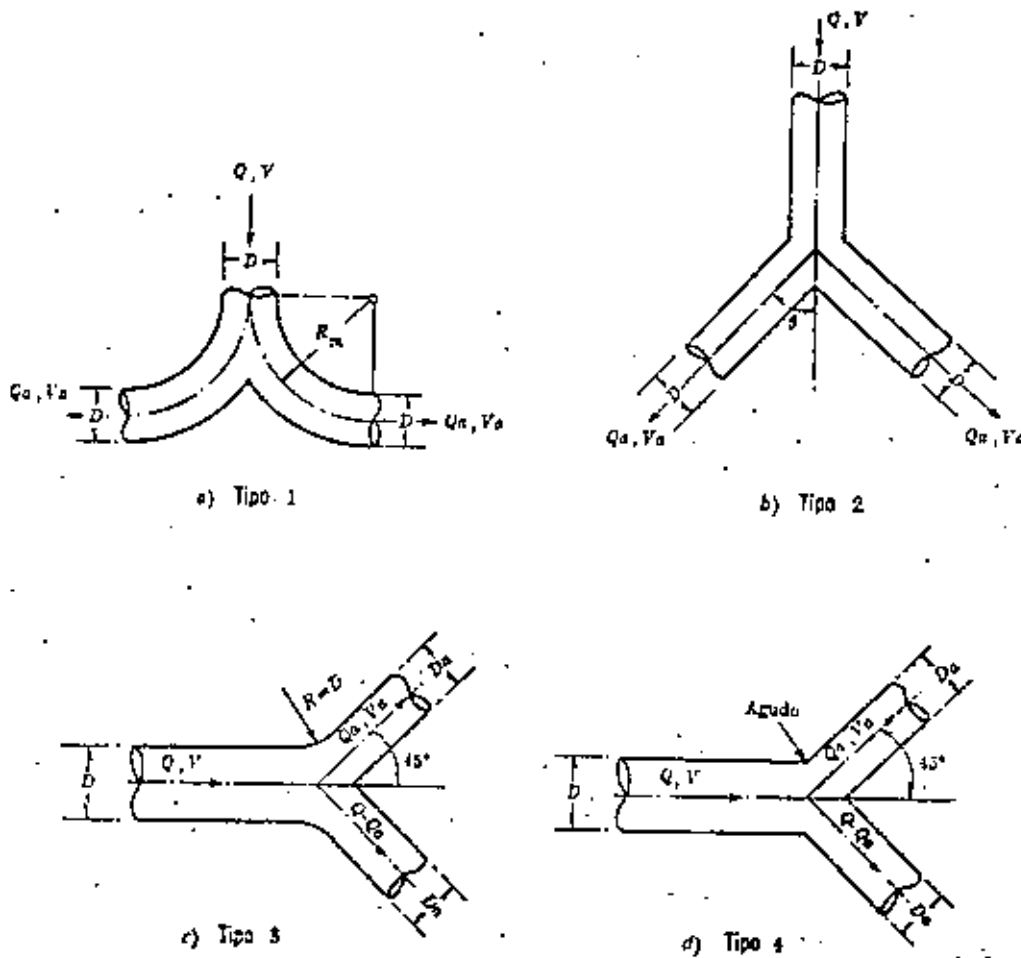


Figura 2.29 Bifurcaciones simétricas.

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

TABLA 2.18 Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 3 y 4 (Fig. 2.29).

| Tipo | D_2/D | Q_2/Q_1 | |
|------|---------|-----------|------|
| | | 0.5 | 1.0 |
| 1 | 1 | K_{a_1} | 0.40 |
| | | K_{a_2} | 1.60 |
| 3 | 0.707 | K_{a_1} | 0.43 |
| | | K_{a_2} | 0.40 |
| 1 | 1 | K_{a_1} | 0.55 |
| | | K_{a_2} | 2.20 |
| 4 | 0.707 | K_{a_1} | 0.75 |
| | | K_{a_2} | 0.75 |



2.10

3.2 Conducto sencillo

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

En la Fig. 3.25 se muestra el comportamiento de las líneas de energía y gradiente hidráulico, para el tubo que conecta dos recipientes; ambas líneas interpretan el significado físico de los términos en la ecuación de la energía. En la Fig. 3.26 se presenta el sistema alimentado por una bomba.

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

$$Q = A_i V_i$$

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

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

donde

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

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

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

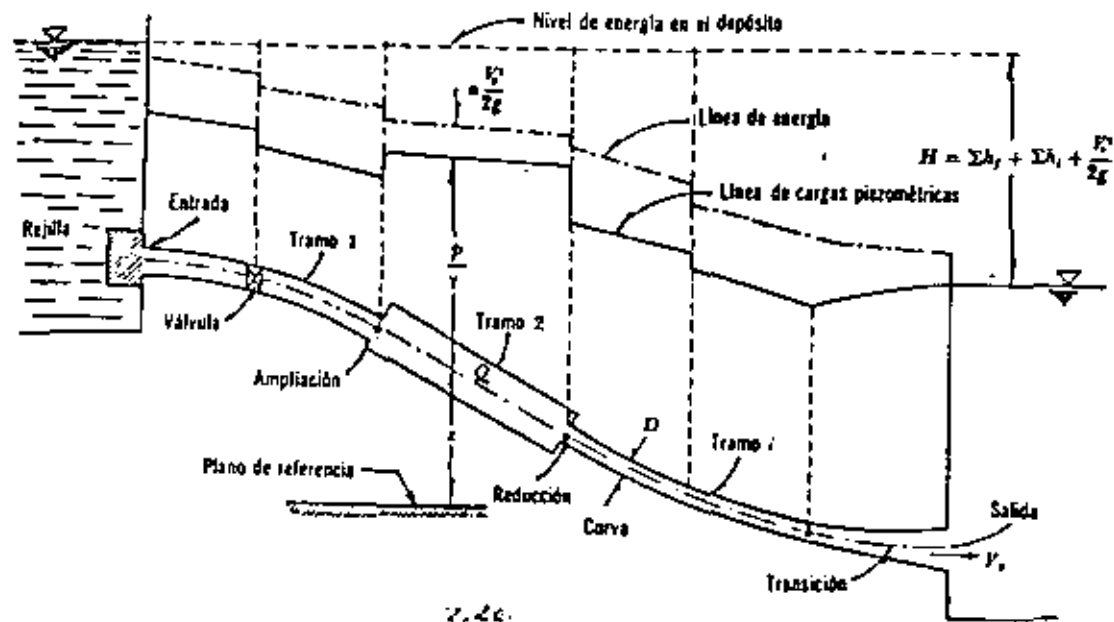


Figura 3.26. Conducto sencillo.

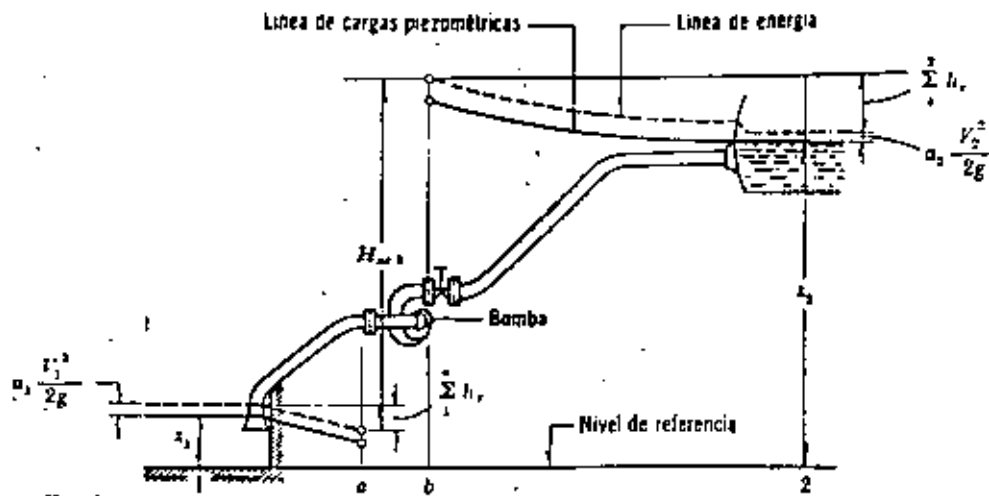


Fig. 2.27

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

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

Si en el sistema de la Fig. 2.28, 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:

$$H = \sum h_f + \sum h_i + \frac{V_2^2}{2g}$$

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

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

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

$$H = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_i$$

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

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

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

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

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

la velocidad en la sección final vale

$$V_2 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{f_i L_i}{D_i} \frac{A_1^2}{A_2^2} + K_i \frac{A_1^2}{A_2^2} \right)}}$$

y el gasto:

$$Q = V_2 A_2$$

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. (2.24), se determina el gasto; de éste, $V_1 = 4Q/\pi D_1$ y con los números de Reynolds, se obtienen nuevos valores f_i . El proceso se repite.

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

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

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

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

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

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:

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

2.10.1

Problema 2.10.1. Una bomba de 25 CV de potencia y 75 por ciento de eficiencia, debe abastecer un gasto de 6 m³/min de

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

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

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

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

$$H_s = \frac{P}{\gamma Q} = \frac{1406}{1000 \times 0.1} = 14.06 \text{ m}$$

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

$$\begin{aligned} 14.06 &= 10 + \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \\ &+ K_v \frac{V^2}{2g} + K_c \frac{V^2}{2g} \\ 4.06 &= \frac{V^2}{2g} (1 + fL/D + K_v + K_c) \quad (a) \end{aligned}$$

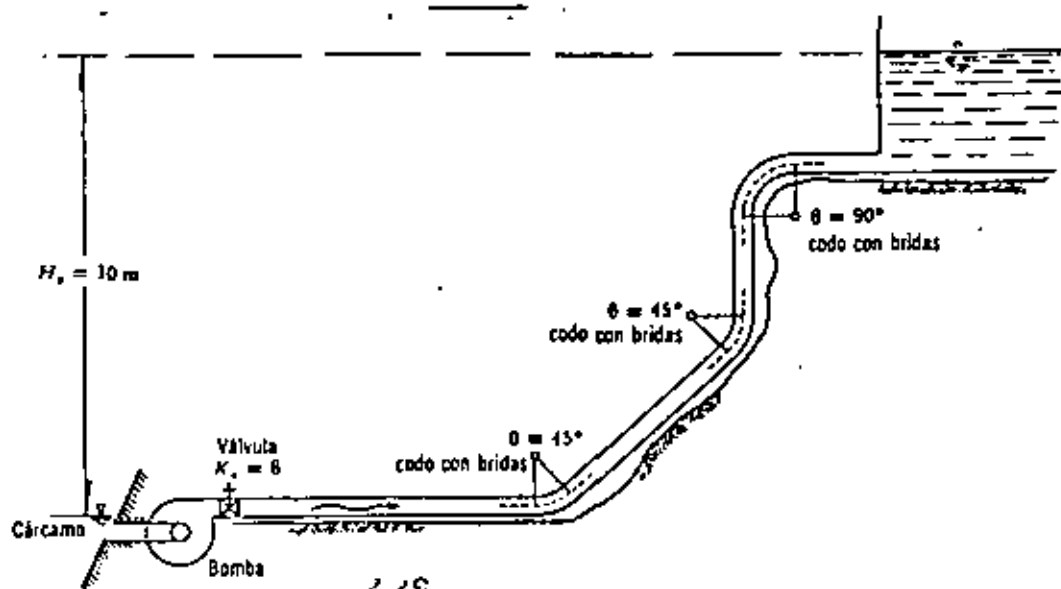


Figura 2.25. Instalación del problema 2.10.1

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

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

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

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

El número de Reynolds para $\nu = 0.0131 \text{ cm}^2/\text{seg}$ es:

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

y para $\epsilon/D = 0.076/25 = 0.003$ del diagrama de Moody, $f = 0.026$, se obtiene: Fig. 2.4

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

De la Fig. 2.13, para codos a 45° , $C_c = 0.16$ y para 90° $C_c = 0.25$. Por lo cual, $K_c = 2 \times 0.16 + 0.25 = 0.57$. Por tanto, de la Ec. (2.23) o de la Ec. (a) nos da:

2.21

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

siendo el gasto:

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

entonces, el diámetro de 254 mm es el adecuado.

2.10.2

Problema 2.10.2. Una bomba extrae agua ($\nu = 0.0112 \text{ cm}^2/\text{seg}$) desde un cárcamo y la entrega, a un tanque elevado, por una tubería —de 381 m de longitud y 102 mm de diámetro— de fierro fundido y asfaltado (Fig. 2.27). La tubería de succión es vertical de 1.73 m de longitud y está equipada con una válvula de pie. El tubo de descarga contiene dos codos regulares con bridas $R/D = 1.4$, una válvula *check* y una válvula de compuerta. Determinar la carga de succión h_s (antes de la bomba), la carga de bombeo h_d y la lectura en el manómetro del lado de la descarga p_d , cuando el gasto sea de 757 lt/min. Calcular la potencia en CV, de la bomba, si ésta tiene una eficiencia de 80 %.

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

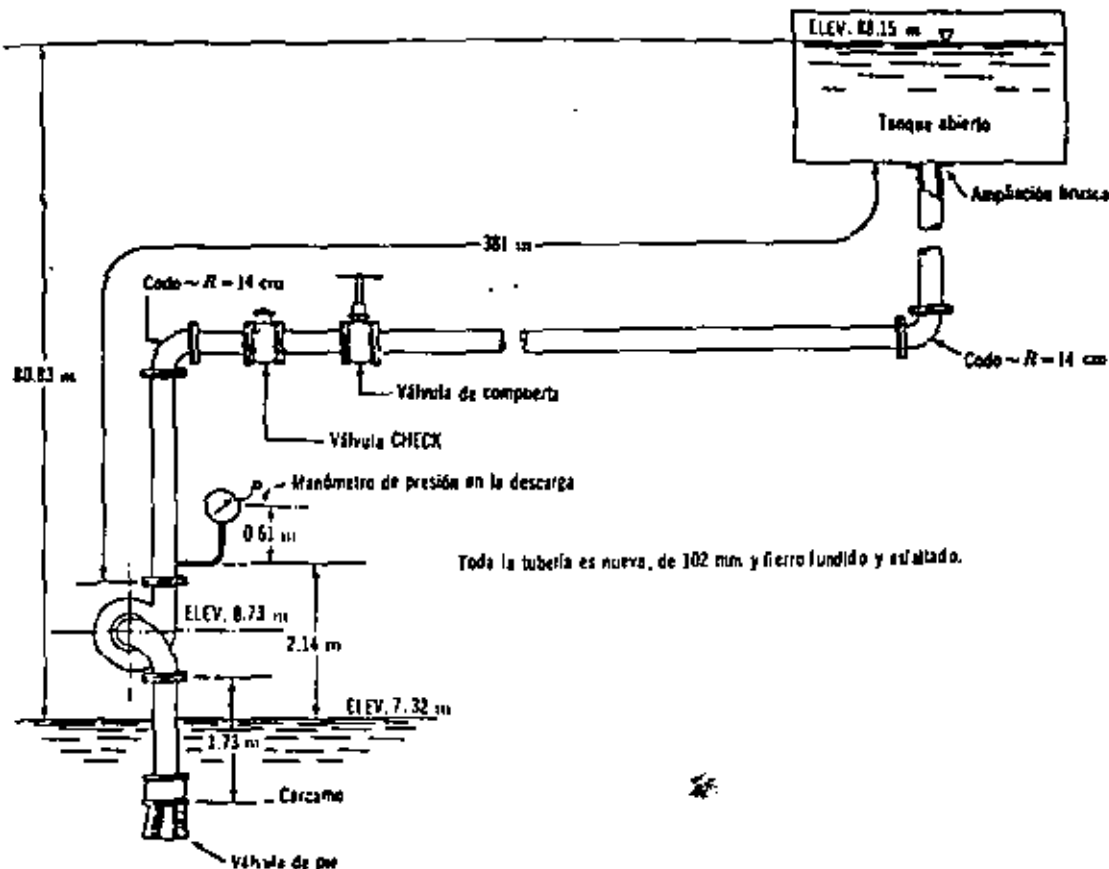


Figura 2.27. Instalación referente al problema 2.10.2

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

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

$$R_s = \frac{154.4 \times 10.2}{0.0112} = 1.41 \times 10^4$$

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

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

El coeficiente de pérdida en la válvula de pie es $K = 0.8$ (Fig. 8-30) y la pérdida correspondiente:

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

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

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

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

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

los coeficientes de pérdida en los accesorios se obtienen de las Figs. 8-28 y 8-30.

Codo regular con bridas (90°),

$$K = 0.31 \times 2 = 0.62$$

Válvula check con bridas,

$$K = 2.00 \quad 2.00$$

Válvula de compuerta con bridas,

$$K = 0.17 \quad 0.17$$

Salida (A_2/A_1),

$$K = 1.00 \quad 1.00$$

$$K = 3.79$$

y la pérdida de energía por los accesorios:

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

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

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

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

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{89.12 - 0.61}{1000} =$$

$$= 88.51 \text{ m}; \quad p_s = 8.851 \text{ kg/cm}^2.$$

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

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

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

$$P = \frac{\gamma Q H_t}{75 \eta} =$$

$$= \frac{1000 \times 0.757 \times 91.527}{75 \times 60 \times 0.8} = 19.2 \text{ CV}$$

2.11

2.11 Sistema de tubos en paralelo

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

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

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

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

por lo que:

$$V_i = \sqrt{\frac{2g \Delta H}{K_i}} \quad (2.154)$$

donde:

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

siendo el gasto:

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

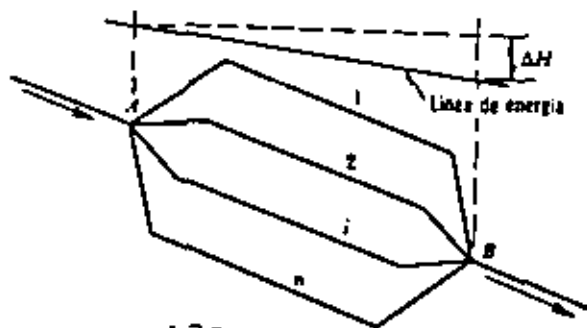


Figura 2.30. Sistema en derivación.

Para el segundo caso, se supone la existencia de una tubería (ficticia) que transporta el gasto total, equivalente a todos los ramales, con una pérdida en la misma de $\Delta H_1 = \Delta H_2 = \Delta H_3 = \dots = \Delta H_n$. Al substituir las Ecs. (9.12) y (9.13) en la de continuidad, obtenemos:

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

y al simplificar, resulta:

$$\frac{D_s^3}{\sqrt{K_s}} = \sum_{i=1}^n \frac{D_i^3}{\sqrt{K_i}}$$

o bien:

$$\frac{K_s}{D_s^3} = \left[\frac{1}{\sum (D_i^3 / \sqrt{K_i})} \right]^2 \quad (2.16)$$

o sea, la condición de equivalencia entre los conductos, en los que se elige un valor arbitrario para D_s o K_s y el otro se calcula con la Ec. (2.16); luego entonces,

$$\Delta H = K_s \frac{V_s^2}{2g} = \frac{8 K_s}{\pi^2 D_s^5} \frac{Q^2}{g}$$

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\left[\pi \sum_{i=1}^n (D_i^3 / \sqrt{K_i}) \right]^2} \frac{Q^2}{g} \quad (2.17)$$

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

2.3 Redes abiertas

2.12

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

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

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

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

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 pun-

to 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. 2.28, para el extremo 13, se obtiene:

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

Problema 2.21. En la Fig. 2.21 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_1 = 25$ lt/seg, $Q_2 = 30$ lt/seg, hacia los tanques C y D respectivamente y que $Q_3 = 11$ lt/seg desde la bomba. Determinar los diámetros D_1 , D_2 y D_3 necesarios para que se satisfagan las condiciones impuestas. El

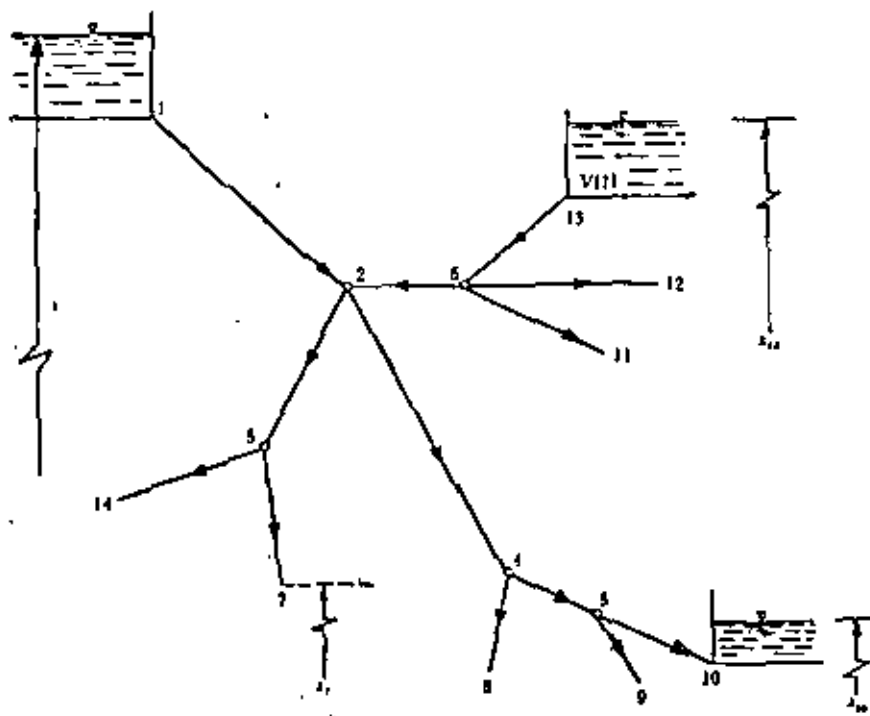


Figura 9.22. Ejemplo de red abierta.

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

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

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

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

$$Q_4 = Q_1 + Q_3 = 0.055 \text{ m}^3/\text{seg}$$

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

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

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

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

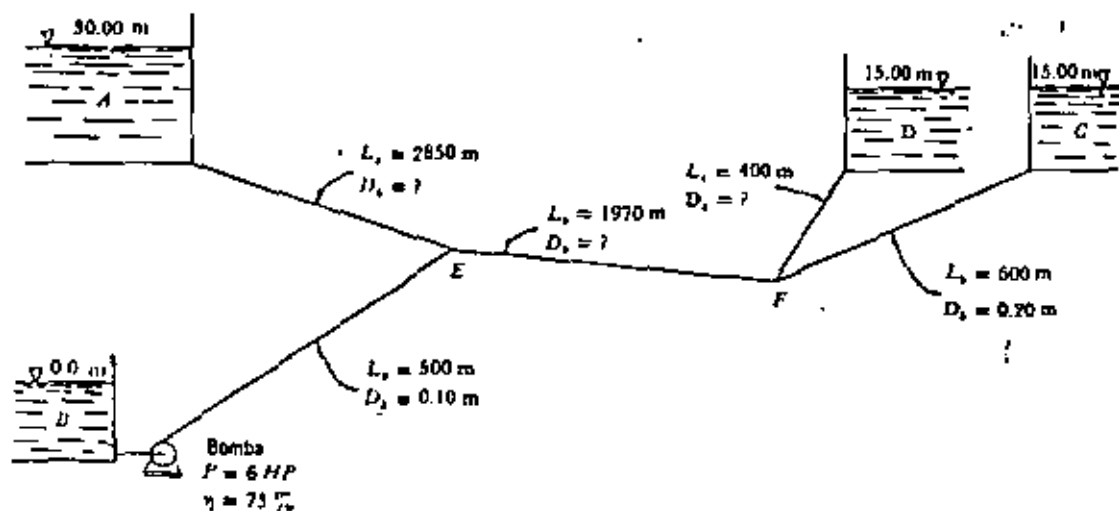
$$V_2 = \frac{0.011}{0.7854 \times 0.01} = 1.4 \text{ m/seg};$$

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

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

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

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



$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_1^5}$$

$$V_1 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = 0.0323 \text{ m}$$

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

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

La ecuación de energía entre F y D, es:

$$E_F = 16.389 = 15.00 + \left(0.014 \frac{400}{D_1^5} + 1\right) \times \frac{0.000074}{D_1^5}$$

$$1.389 = \frac{0.000414}{D_1^5} + \frac{0.000074}{D_1^5}$$

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

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

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

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

La ecuación de energía entre A y E, es:

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

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{0.00642}{6.6}} = \sqrt[5]{0.000973} = 0.25 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre E y F, será:

$$23.4 = 16.389 + 0.014 \frac{1970}{D_2} \frac{0.00025}{D_2^4}$$

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{0.0069}{7.011}} = \sqrt[5]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

2.13 Fuerza producida por un cambio de dirección

Figura 4.33. 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.

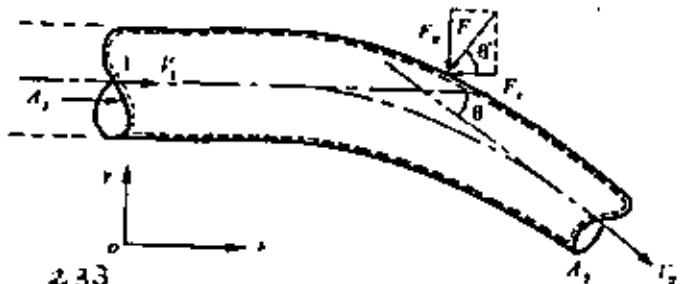


Figura 4.33. Fuerzas en un cambio de dirección y de sección.

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:

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

y para la dirección y , será:

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

Entonces, la resultante F es:

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

Pero, de la ecuación de continuidad, resulta:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Por ejemplo, el tramo de tubería de la Fig. 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 $\theta = 120^\circ$; y la presión $p_1 = 2.72$ kg/cm². La pérdida de carga en el codo es $0.5 V_2^2/2g$ y el desnivel entre las secciones 1 y 2 es de 3 m. Determinar la fuerza total impuesta por el líquido a la tubería, considerando despreciable el peso.

Las velocidades en las secciones 1 y 2, son:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 5

FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

ING. JAIME REVILLA FAJARDO

JULIO, 1980



Capítulo I. - Conceptos Fundamentales de Hidraulica

1). - Características de un sistema de bombeo.

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

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

- A). - Un factor 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)

$$CT = h_d + h_s + \sum h_{fd} + \sum h_{fs} + \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

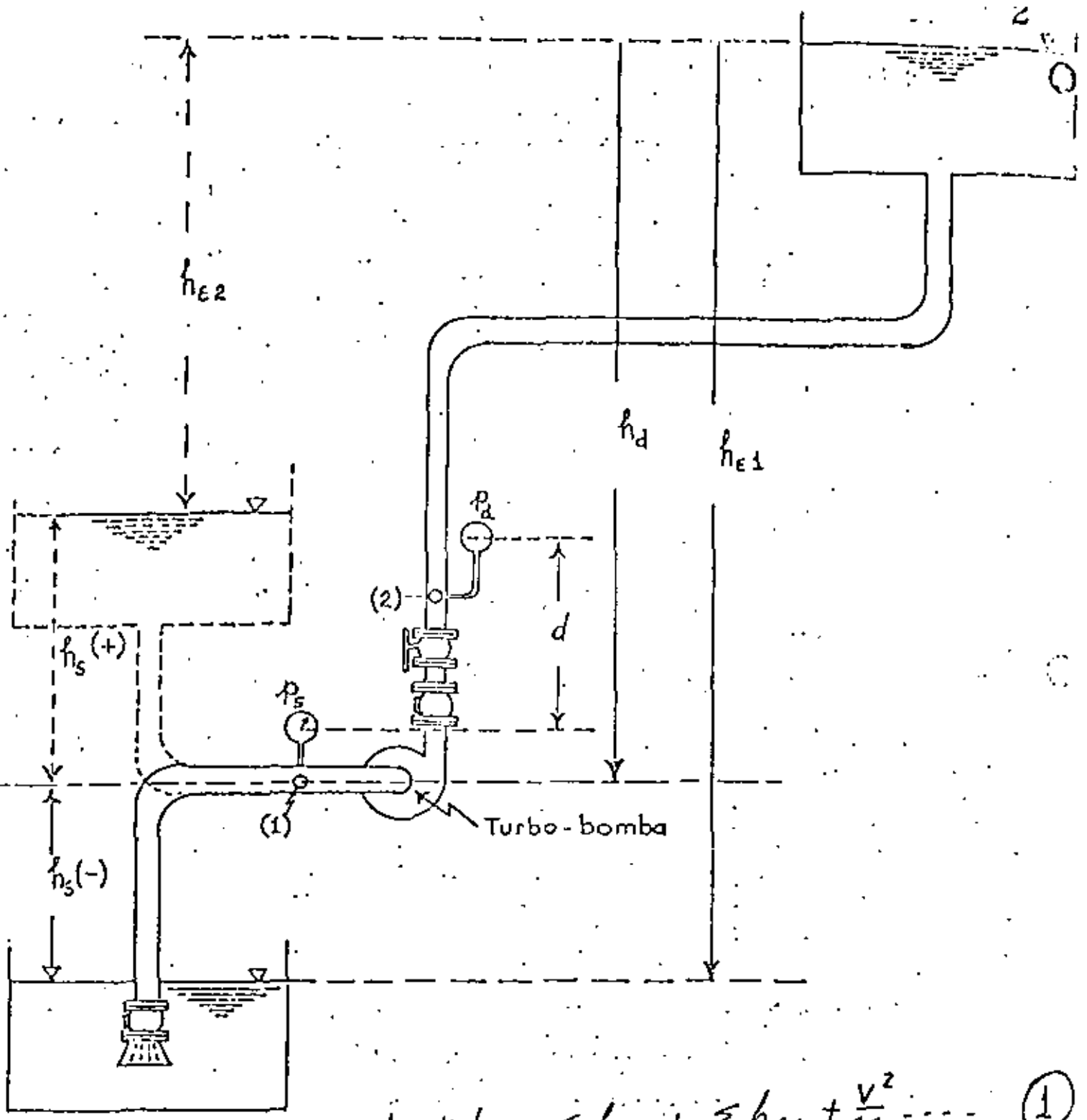


Fig. 1).- Instalación de una turbo-bomba, en los dos casos generales de succión. Tipo I, $h_s(-)$. Tipo II, $h_s(+)$

De la figura (1) podemos definir

$$h_1 = h_d + h_s$$

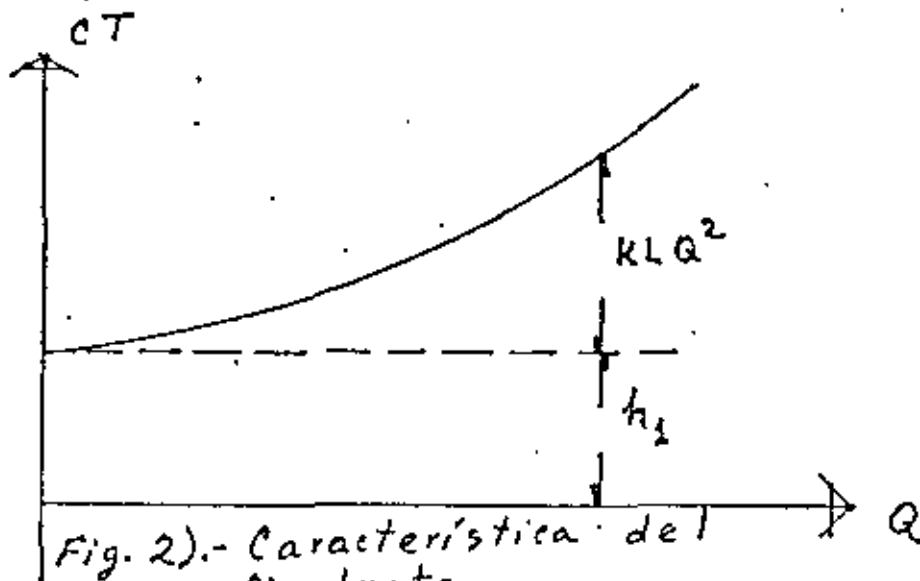
$$h_{f d} + \sum h_{f s} = KLQ^2 (*)$$

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

Entonces la relación (1) se escribe:

$$CT = h_1 + KLQ^2 \text{ ----- (2)}$$

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



(*) Fórmula de Manning para calcular las pérdidas por fricción, se incluye en el valor de L las longitudes equivalentes por pérdidas menores.

El segundo factor, determina la ley de variación CT (Q), llamada "Característica de operación de la Turbobomba"

Aplicando el teorema de cantidad de movimiento al impulsor centrífugo elemental obtenemos:

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

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

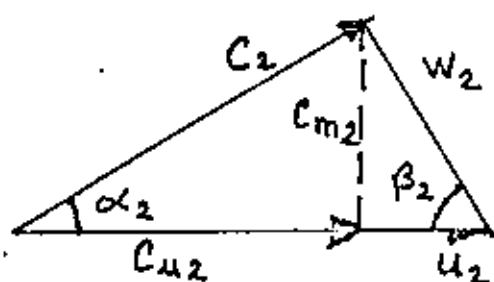


Fig. 3A). - Triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental.

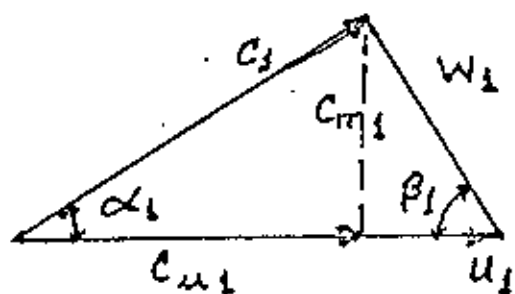


Fig. 3B). - Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor elemental.

De las figuras 3A y 3B deducimos:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$$

Además:

$$U_1 = \omega r_1$$

$$U_2 = \omega r_2$$



Sustituyendo estos valores en la ecuación (3) tenemos:

$$C_{T(th \infty)} = \frac{1}{g} [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}] \text{ ----- (4)}$$

La ecuación (4) se conoce como " ecuación fundamental de las turbobombas "

Si el flujo es radial en la entrada:

$$\alpha_1 = 90^\circ ; \quad \cos \alpha_1 = 0 ; \quad \text{entonces:}$$

$$C_{T(th \infty)} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} \text{ ----- (5)}$$

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

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} B_2} \text{ ----- (6)}$$

Substituyendo el valor de C_{u2} dado por (6) en la ecuación (5) tenemos:

$$C_{T(th \infty)} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{m2}}{g \operatorname{tg} B_2} \text{ ----- (7)}$$

Expresemos C_{m2} y U_2 según el criterio siguiente:

$$C_{m2} = KQ/b_2 D_2 \quad \text{y}; \quad U_2 = n D_2$$

En donde:

K = Coeficiente que depende de la forma del impulsor

b_2 = Ancho del impulsor a la salida

n = Velocidad de rotación del impulsor en RPM

D_2 = Diámetro del impulsor a la salida

Substituyendo estos valores en la relación (7), obtenemos:

$$C_{T(th\infty)} = \frac{1}{B} \left[n^2 \cdot D_2^2 - \frac{n \times K \times Q}{b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right] \text{ --- (8)}$$

Para D_2 y n constantes, la gráfica de la ecuación (8) depende del valor que se asigne al ángulo β_2 a la salida de los álabes (Figura 4)

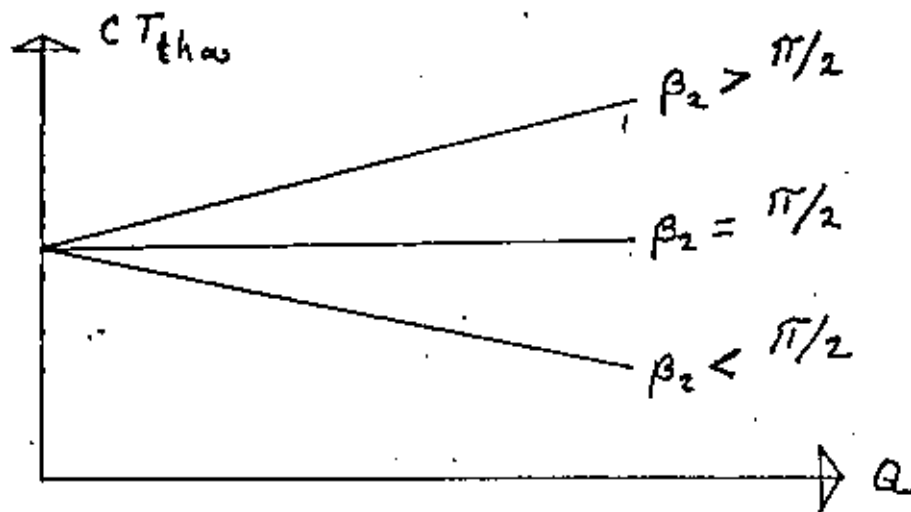


Fig. 4). - Gráfica de la función

$C_{T(th\infty)} [Q]$, para los tres valores posibles de β_2

La ecuación (8) es una aplicación estricta del teorema de cantidad de movimiento al impulsor centrífugo.

Para obtener la característica real de operación de la turbo-bomba es necesario tomar en cuenta los dos factores siguientes

El número de álabes no es infinito

Las pérdidas por fricción en el interior de la bomba son importantes y pueden expresarse en función del cuadrado del gasto (KQ^2).

La carga total CT que proporciona la bomba al sistema, tomando en cuenta estos factores, puede escribirse:

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

En donde:

JQ = Valor de la influencia del número finito de álabes y,

KQ^2 = Pérdidas por fricción en el interior de la bomba.

La gráfica de la ecuación (9) presenta tres casos posibles, según el valor del ángulo β_2 Fig. 5A y 5B.

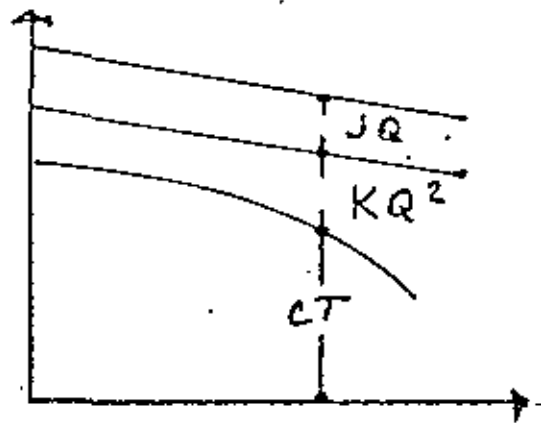
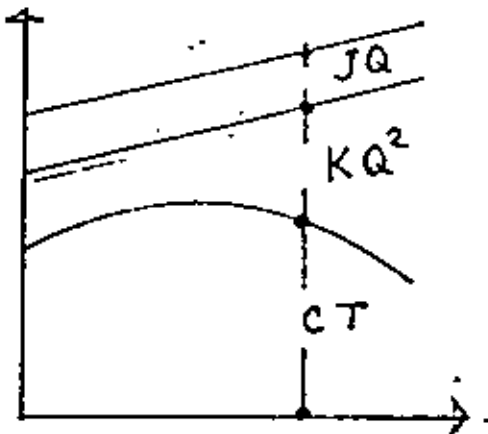


Fig. 5A Curva de operación cuando $\beta_2 > \pi/2$

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

- 1o.). - Si $\beta_2 > \pi/2$ las curvas CT (Q) para "n" constante, presentan un valor máximo antes de descender, la parte ascendente corresponde a una zona de operación que puede producir una inestabilidad de funcionamiento (Fig. 5A)
- 2o.). - Si $\beta_2 \leq \pi/2$ las curvas CT (Q) son siempre descendentes y por lo tanto no presentan el inconveniente señalado.

Si en una turbobomba mantenemos " n " constante, al variar el diámetro D_2 (si el impulsor es cerrado tipo radial), obtenemos curvas de operación paralelas. Lo mismo obtenemos si dejamos D_2 constante y hacemos variar la velocidad de rotación.

Como los valores JQ y KQ^2 de la relación (9) són empíricos, los fabricantes se ven obligados a determinar las curvas características de cada modelo de bomba, en laboratorios de ensayo.

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



5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE

10
1800 RPM - 2-3
3000

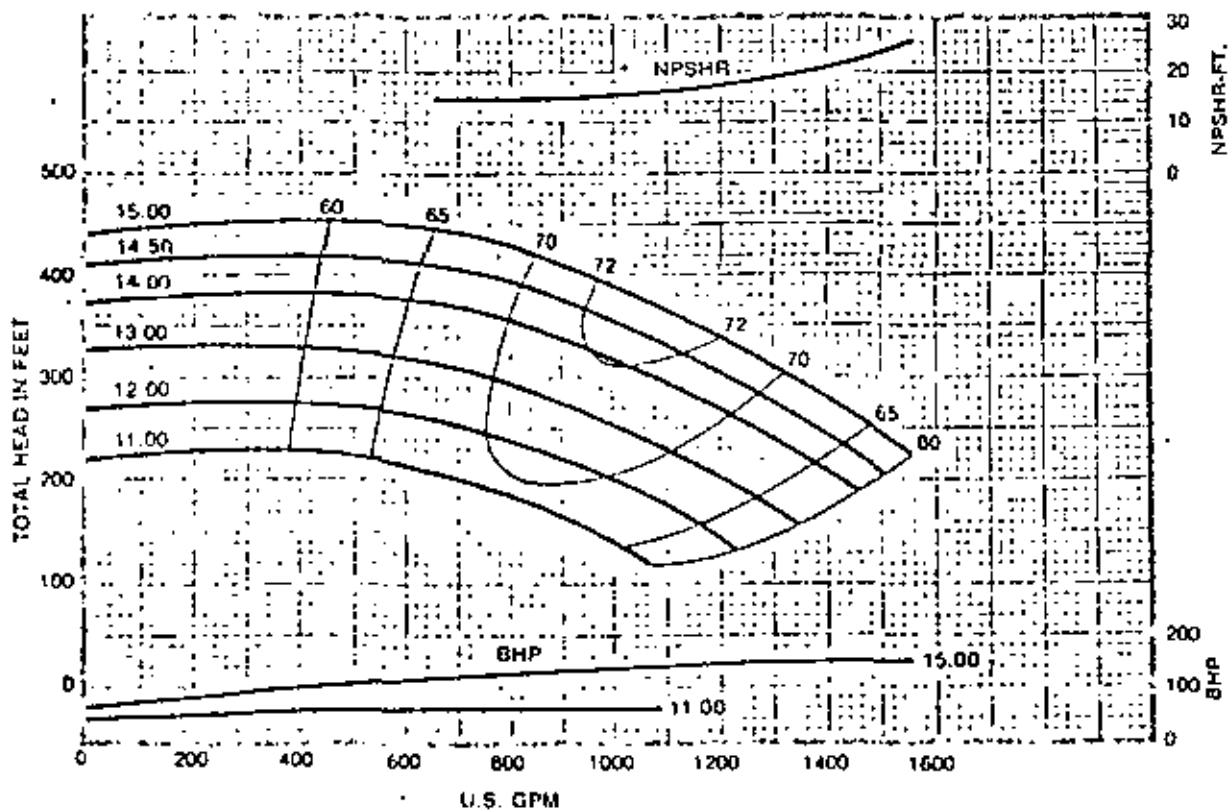
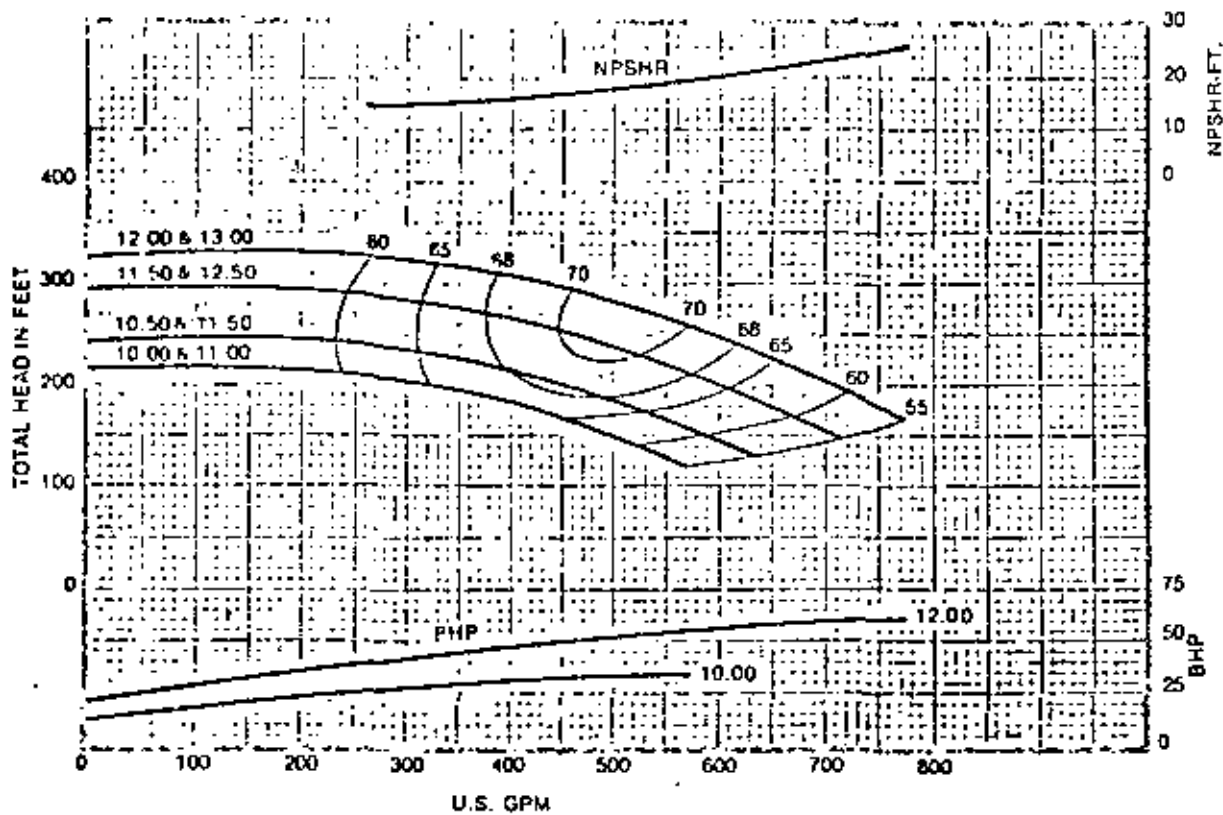
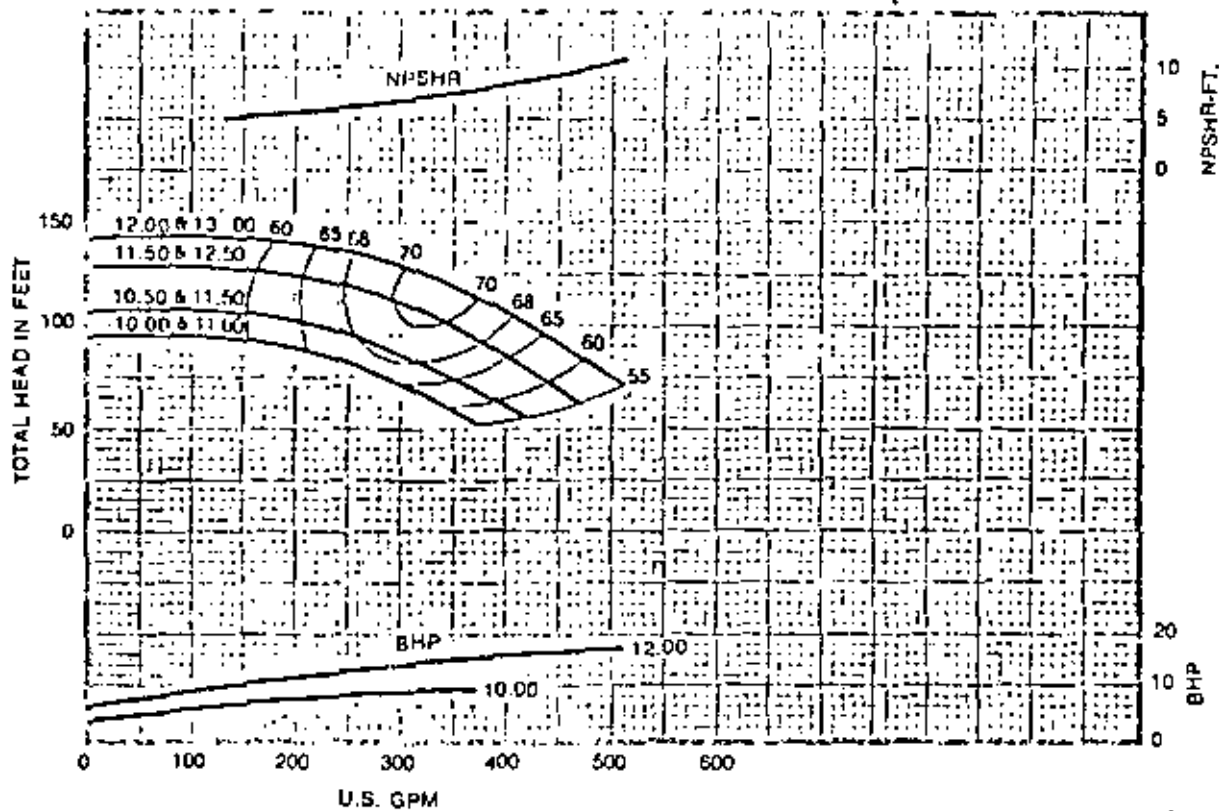
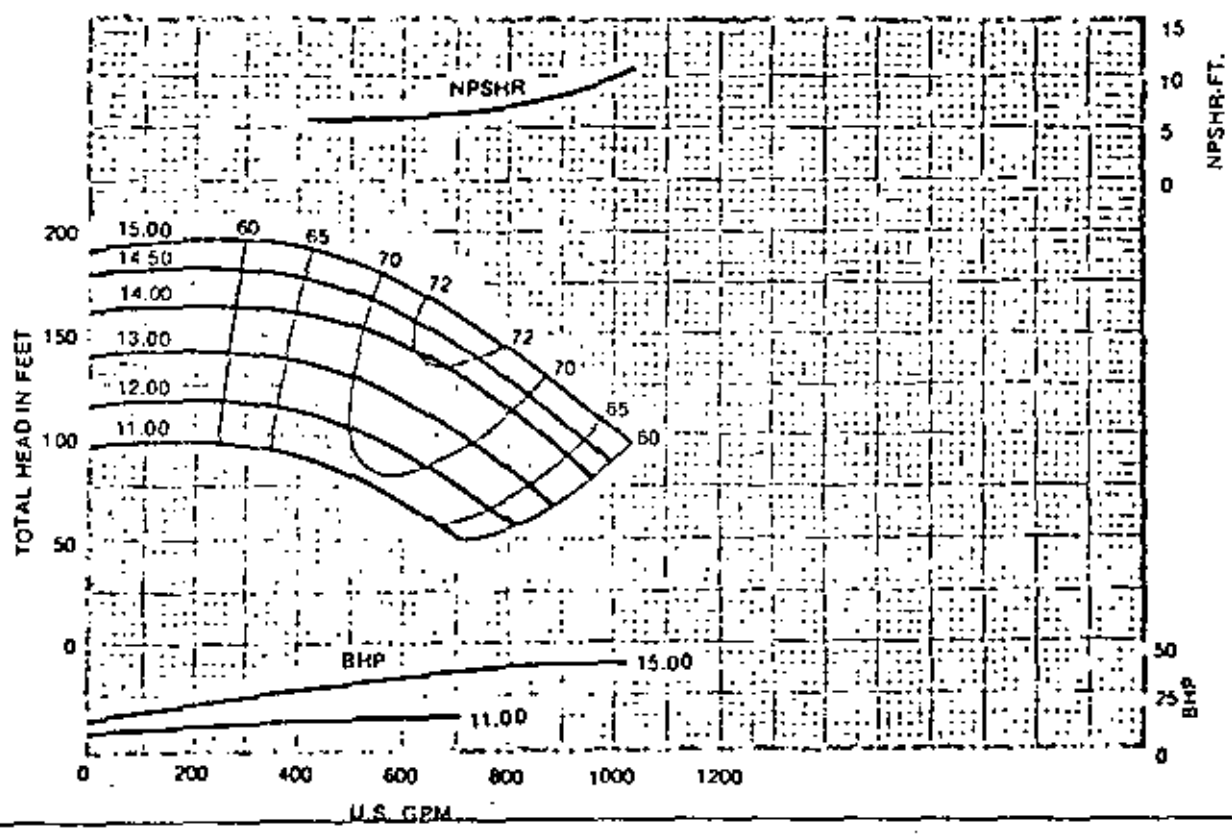


Figura 6 A.



3"
5922
1170
RPM

IMPELLER
K3T1B & D
SUCTION SIZE
4"
EYE AREA
14.0 SQ. IN.
MAX. SPHERE
15/32"



5"
5922
1170
RPM

IMPELLER
K5T1A & B
SUCTION SIZE
6"
EYE AREA
18.9 SQ. IN.
MAX. SPHERE
13/32"

Figura 6B.





2).- Criterio de selección de turbo-bombas

Como vimos en la sección (1-1)
definimos la característica del conducto por la ecuación (2);

$$CT = h_1 + KLQ^2 \text{ --- (2)}$$

La característica de operación de la turbo-bomba por la ecuación
(9)

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

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

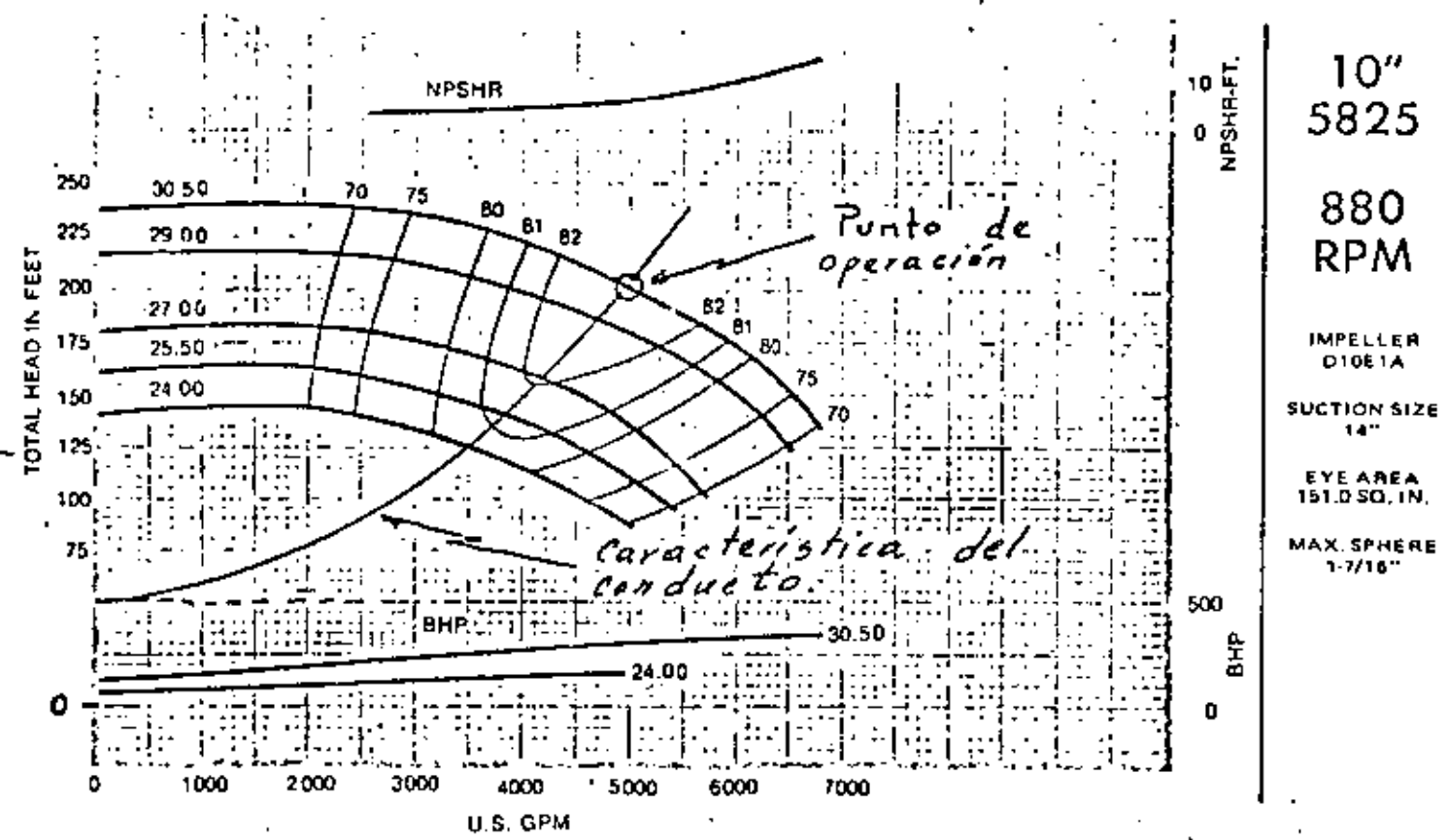


Fig. 7 Criterio de Selección de una turbo-bomba
Características de operación

$Q = 5000 \text{ GPM}$

$CT = 200'$

Eficiencia = 82%

Veloc. de Operación = 880 RPM

Potencia Requerida = 307.96 Bhp.

3). - Carga neta de succión positiva (CNSP) ó (NPSH).

La CNSP se define como ;

La energía necesaria para conducir un caudal dado a través de la tubería de succión hasta los álabes del impulsor.

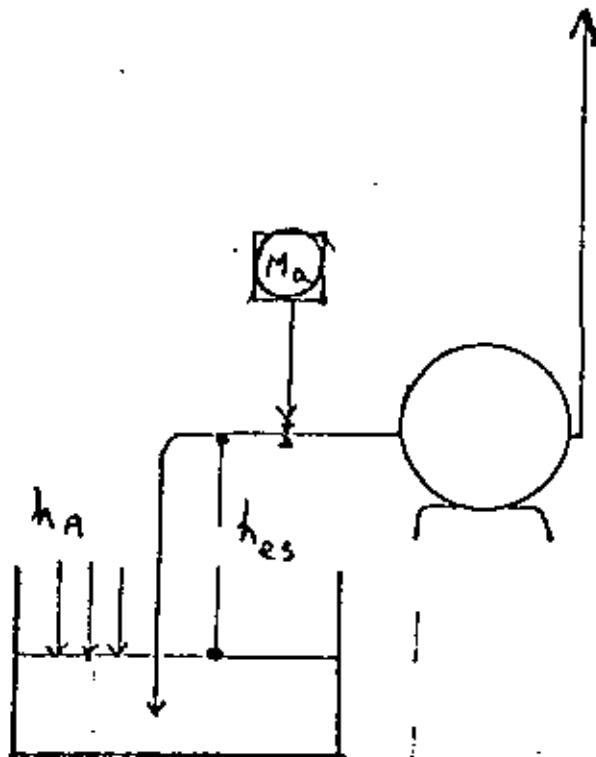
La CSPN disponible depende unicamente de las dimensiones y forma de la instalación en el lado de la succión, se calcula con la siguiente relación:

$$\text{CNSPD} = h_A - [h_{es} + \sum h_{fs} + h_{pv}]$$

ó

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

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



Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosférica

$\sum h_{fs}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción (tubería recta y menores) en la línea de succión

h_{es} = Carga estática de succión

Ma = Lectura del manómetro de succión

V_s = Velocidad media en la brida de succión.

h_{pv} = Carga de presión de vapor.

Figura 8A

Cuando la bomba está en carga bajo un recipiente con agua al aire libre Figura (8B).

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

6

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

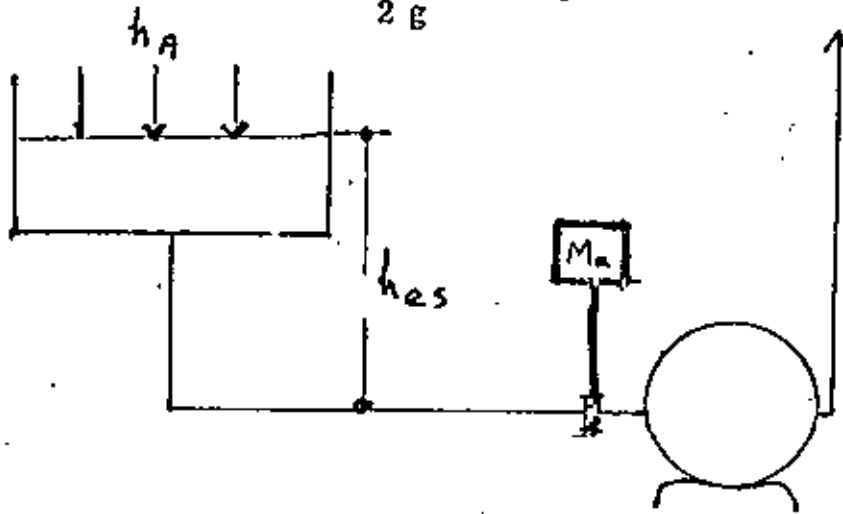


Fig. (8B)

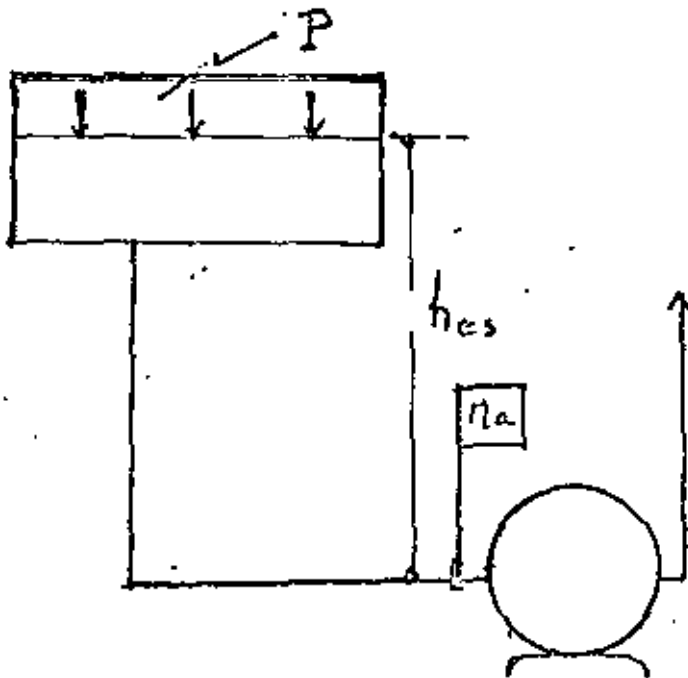


Bomba en carga bajo un recipiente cerrado Figura (8c)

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

o

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



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

Fig. 8c



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

$$\text{CNSPD} = P - h_{eS} - \sum h_{fS} - h_{pv}$$

o

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

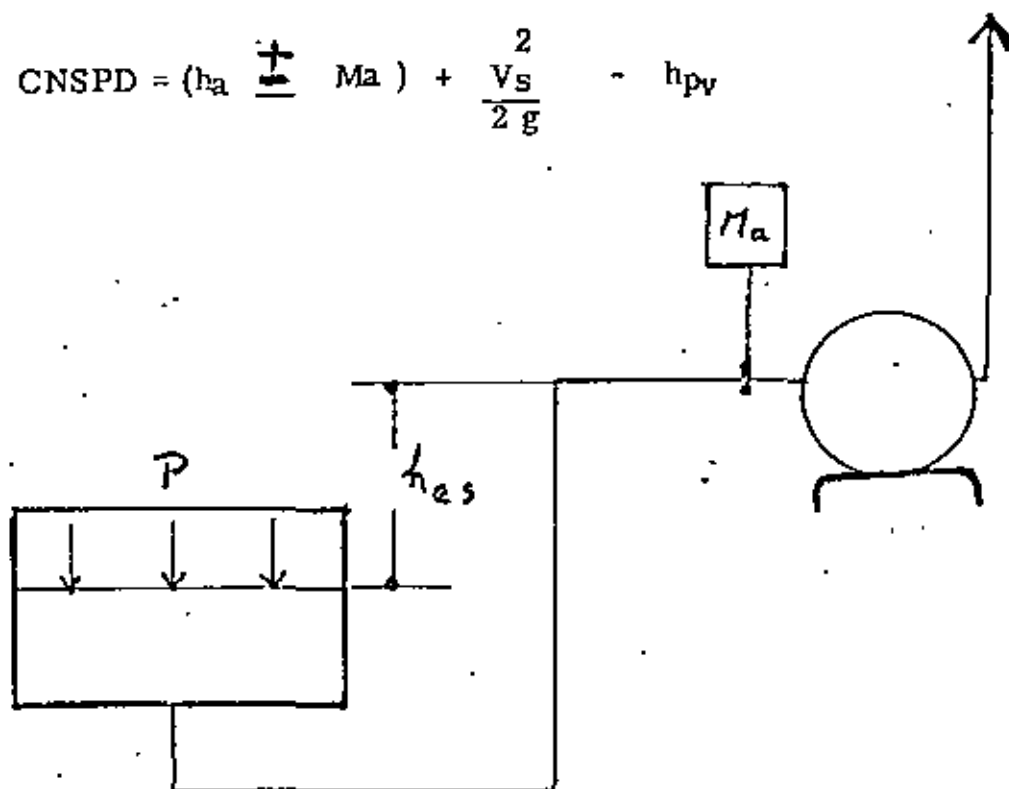


Figura 8D

Ejemplo (1)

El NPSH-R de una bomba operando con agua a la capacidad de diseño es de 17', temperatura del agua 85°F. Elevación 1000' sobre el nivel del mar.

Perdidas por fricción en la succión (incluye pérdidas menores) es de 2'.

¿ Cual deberá ser la máxima carga estática de succión?

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

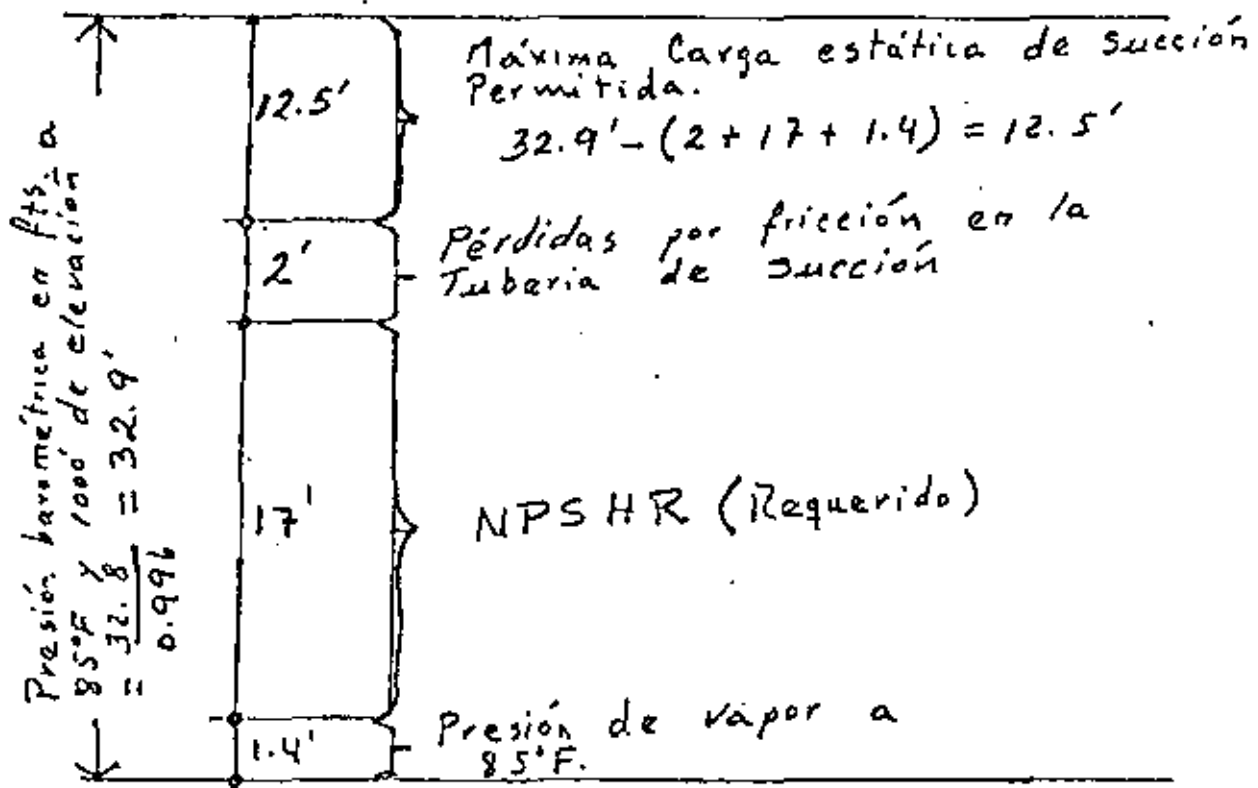


Fig. (9) Solución gráfica del problema cuando se bombea agua a 85°F.

Ejemplo (2)

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

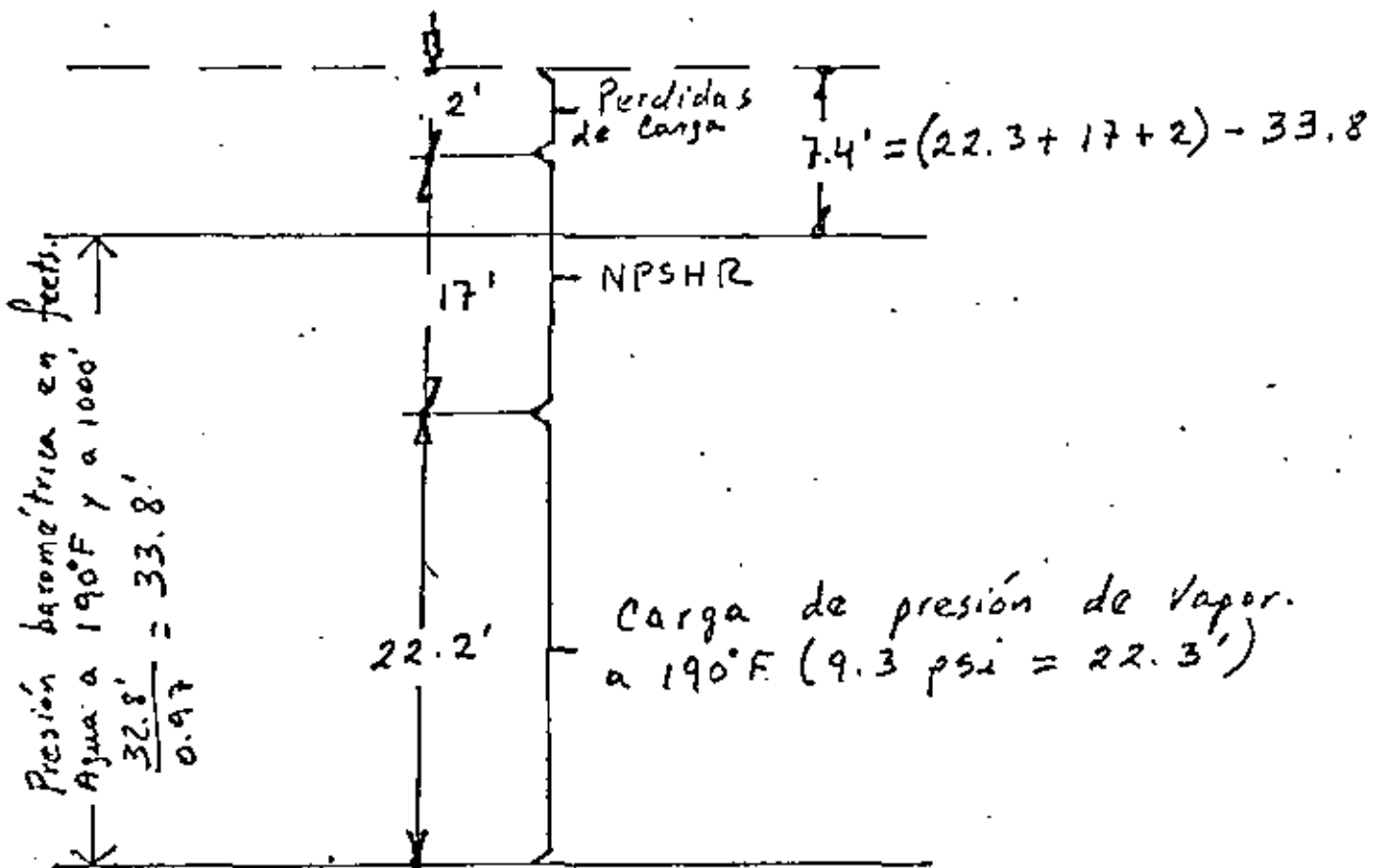


Fig. (10) Solución gráfica, cuando se bombea agua á 190°F .

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

Ejemplo No. 3. - SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES.

Datos suministrados. Punto de operación.

| | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| Tiempo de operación: | 24 Hrs diarias (6 meses por año) |
| Servicio: | Bombas de condensado |
| No. de unidades: | 2 |
| Capacidad deseada: | 69.40 LPS (1100 GPM) |
| Presión de descarga: | 4.37 Kg/cm ² (62 Psig) |
| Presión de succión: | 0.21 Kg/cm ² (3 Psig) |
| Presión diferencial: | 4.16 Kg/cm ² (59 Psig) |
| Carga total: | 136.45' (41.60 m) |
| Temperatura del líquido: | 93°C (200 °F) |
| Densidad relativa ATB: | 0.963 |
| Presión de vapor ATB: | 11.53 Psia (26.63') |
| Velocidad deseada: | 1800 RPM |
| Motor eléctrico: | 3 fases, 440 V. 60 cps. |

SELECCION. En la curva de operación Figura (11), correspondiente a la bomba modelo 5814-5", tipo caja partida, el punto de operación se localiza en la intersección de los valores de Q - CT.

- 22 -

En la curva de operación localizamos los datos siguientes:

| | |
|-------------------------|--|
| Eficiencia = | 77.5% |
| Diámetro del impulsor = | 13-1/4" |
| NPSHR = | 11' |
| Potencia al freno = | $\frac{1100 \times 136.45}{3960 \times 0.775}$ |
| = | 48.90 Bhp |

Deberá suministrarse:

Una bomba modelo 5814-5", con impulsor de 13-1/4", acoplada mediante cople flexible y base a un motor eléctrico horizontal de 50 HP, 4 polos 1760 RPM, 3 fases, 220/440 Volts, 60 cps, abierto a prueba de goteo.

REVISION DEL LADO DE SUCCION

Las bombas trabajarán al nivel del mar.

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

Presión en la succión

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

Presión de vapor a TB (tabla 23)

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

PERFORMANCE 5" FIG 5814 1750 R.P.M.
 5824
 HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.
 IMPELLER D5D1F
 SOLIDS _____
 REFERENCE 49770CP

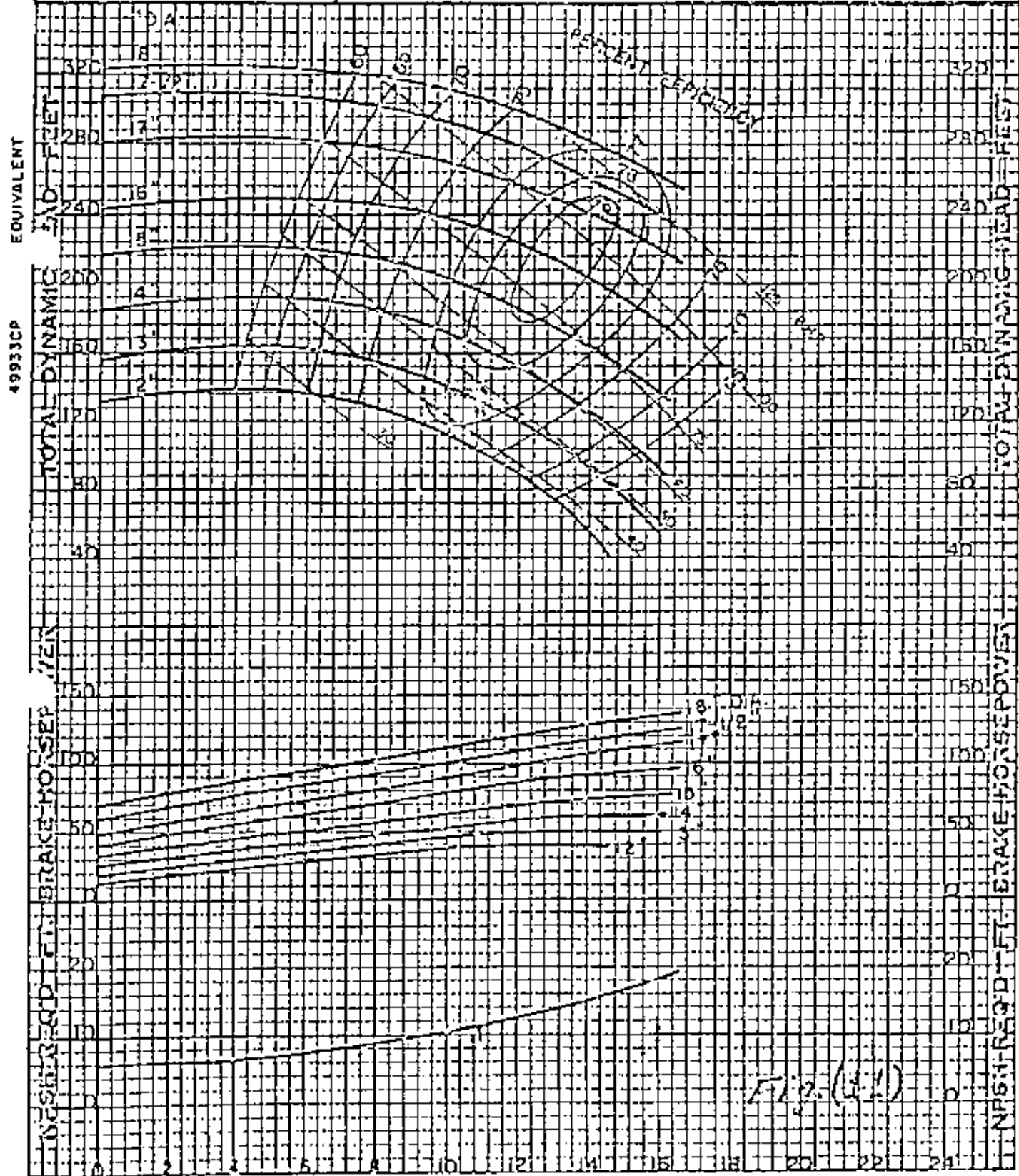


Fig. (41)

- 24 -

El valor de NPSHD se calcula por la relación siguiente:

$$\text{NPSHD} = 35.20 + 6.93 - 27.65$$

$$= 14.48' > 11' \text{ (NPSHR)}$$

La bomba, en consecuencia, no cavitará.

2A.- CAVITACION

La cavitación se presenta en las turbo-bombas, cuando a la entrada del impulsor centrífugo la presión del fluido es menor que la presión de vapor del mismo. En éste momento se forman " cavidades " ó " burbujas " de vapor y aire enrarecido. Esta es la fase inicial de la cavitación.

Estas burbujas son arrastradas por el flujo y cuando alcanzan zonas de presión ambiente mayor que la suma de la presión interna y la tensión superficial de la burbuja, estas se reabsorven lo cual ocasiona un desplazamiento de las partículas de fluido que se encuentran alrededor de las burbujas para llenar el " vacío " que se ha creado.

El efecto es de un golpe de " martillo de agua " el cual deja sentir su efecto principal en las caras de los álabes.

La alta frecuencia de éstos golpes ocasiona una erosión de las partículas del metal de los álabes del impulsor. Estas partículas son muy finas y el resultado que se observa en los álabes es de " piquetes " ó excavaciones de metal.

La onda de sobrepresión consecutiva a éste fenómeno se propaga provocando la reabsorción de las burbujas siguientes y así sucesivamente. La celeridad de propagación de éstas ondas es del orden en magnitud, de la velocidad de propagación del sonido en el agua, lo cual dá idea del efecto destructor en los álabes de las turbo-máquinas en las cuales se presente

éste fenómeno.

No debe confundirse la cavitación con la liberación de aire ó el bloqueo del tubo de succión causado por gases disueltos (ó vapor), lo cual se puede producir también a causa de una baja presión.

En resumen, la causa esencial de la cavitación es una disminución de presión a la entrada de los impulsores de bombas centrífugas, disminución que alcanza el valor de la presión de vapor del fluido bombeado.

La presión a la entrada del impulsor centrífugo puede disminuir por alguna de las causas siguientes:

A).- Cuando aumenta la " altura de succión " de la bomba centrífuga

h_g (-) Figura 1

B).- Cuando la presión en la succión disminuya, esto puede ser ocasionado artificialmente cuando el suministro se hace de un tanque a presión.

C).- Cuando la temperatura del fluido bombeado aumenta. En realidad un aumento en la temperatura no produce una baja presión, pero sí aumenta el valor de la presión de vapor del líquido.

Una de las manifestaciones características de la cavitación es la presencia de vibraciones y ruidos durante la operación de la bomba, se tiene la impresión de que cuando la bomba cavita tal parece que el líquido se ha substituido por piedras muy pequeñas.

No debe confundirse ésta manifestación con el ruido y vibración que se

produce cuando la bomba no trabaja á régimen óptimo.

Cuando los choques a la entrada sn 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.

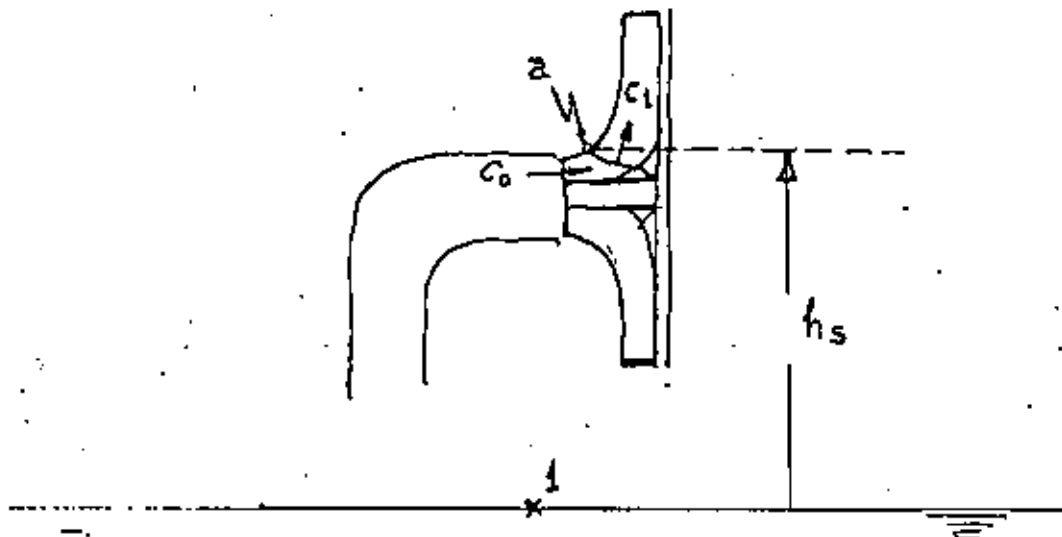


Figura No. 11.- Corte transversal del impulsor centrífugo radial

Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosférica local.

C_0 = Velocidad absoluta del fluido, inmediatamente antes de la entrada al impulsor.

$\sum h_{fs}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción en la línea de succión.

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

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

$$\frac{P_1}{\gamma} = h_A = \frac{P_a}{\gamma} + h_s + h_{fs} + \frac{C_o^2}{2g}$$

Entonces:

$$\frac{P_a}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{C_o^2}{2g} \quad (10)$$

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

$$\frac{W_a^2 - U_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} = \frac{W^2 - U^2}{2g} + \frac{P}{\gamma}$$

Suponemos que $U_a = U$, lo cual es cierto si tomamos ambos puntos muy cercanos:

Entonces:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{W_a^2 - W^2}{2g}$$

Ponemos:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + \lambda \frac{W^2}{2g} \quad (11)$$

λ es un coeficiente que toma en cuenta la variación del valor de la velocidad relativa (de ΔW) y es función de la velocidad específica del impulsor.

Substituyendo el valor de P_a/γ dado por la ecuación (10) en la ecuación

(11)

- 29 -

Obtenemos:

$$\frac{P}{\gamma} = h_A - h_s - h_{fs} - \frac{C_0^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g}$$

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

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

Es decir:

$$h_A - h_s - h_{fs} - \lambda_1 \frac{C_1^2}{2g} - \lambda \frac{W^2}{2g} > h_{pv}$$

λ_1 es un coeficiente que corrige la substitución de C_0 por C_1 . La desigualdad anterior, reagrupando términos queda:

$$h_A - h_s - h_{fs} - h_{pv} > \lambda_1 \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W^2}{2g} \quad (12)$$

El primer miembro de la desigualdad (12) son valores característicos del lado de succión de una turbo-bomba y se ha convenido en llamarle NPSH disponible.

El segundo miembro de la desigualdad (12) depende del diseño del impulsor y de la determinación de los coeficientes experimentales 1 y 2. Este segundo miembro de la desigualdad se ha convenido en llamarle NPSH requerido. Su valor lo proporcionan los fabricantes para cada modelo, en forma de gráfica en función del gasto.

La desigualdad No. 12 pone en evidencia el hecho de que, para que una bomba no cavite el valor de NPSHA (disponible) debe ser siempre mayor (ó igual) al valor de NPSHR (requerido).

SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS
EN CONSIDERACION A CARACTERISTICAS
DE LA SUCCION
LIMITACIONES EN LA SUCCION

Una gran cantidad de los factores importantes que afectan la operación de una bomba centrífuga son las condiciones de succión. Elevación de succión anormalmente alta, sumergencia insuficiente, ó bajo 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

ó carga total de succión son los términos preferidos cuando el líquido bombeado es agua fría y cuando el sistema no está complicado por factores extraños tales como un vacío producido artificialmente.

Carga positiva de succión (NPSH) es un término utilizado para problemas más complicados de bombeo asociado usualmente al manejo de líquidos con temperaturas cercanas a su punto de ebullición.

Un ejemplo puede ser sistemas de bombeo de retorno de condensados, ó manejo de gases en estado líquido.

Sumergencia es un término usado para relacionar el nivel del líquido con la boca de entrada de succión de una bomba de instalación abiertas.

Esto es una dimensión estática que describe parcialmente un sistema, y que no puede ser sustituido por un término dinámico como el NPSH.

NPSH no puede ser usado indistintamente como el término carga de succión. Carga de succión es referido a una presión mayor de la atmosférica mientras que NPSH se relaciona con una presión mayor que la presión de vapor medida en una escala absoluta.

Siempre que sea práctico, el término adecuado deberá ser acompañado por:

Una descripción pictórica del sistema para ayudar en la determinación de las pérdidas de succión.

Datos precisos concernientes al líquido, tales como su temperatura, gravedad específica, viscosidad presión de vapor, etc.

La elevación estática (vacío) ó carga que será impuesta a la bomba.

NPSH Y AREA DEL OJO DE ENTRADA DEL IMPULSOR

Hay muchos factores que afectan el NPSH requerido por bomba centrífuga.

Uno de esos factores es el área del ojo de entrada. Sin embargo dicha área solamente no puede ser usada para evaluar el NPSH de cualquier bomba, dado que muchos de los otros factores son características individuales de cada diseño.

VELOCIDAD ESPECIFICA

El efecto de la elevación de succión sobre una bomba centrífuga esta relacionada a su carga, capacidad y velocidad. La relación de estos factores para propósitos de diseño es expresada por un número índice conocido como la velocidad específica. La fórmula que lo relaciona es como sigue:

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

donde:

Q = Capacidad en galones por minuto

H = Carga total por paso en pies

N = RPM

La velocidad específica de diseño de un impulsor es un índice de su tipo cuando los factores en la fórmula anterior corresponden a la eficiencia óptima.

Esto es usado cuando se diseñan impulsores para diferentes condiciones de carga capacidad y velocidad.

Impulsores para cargas altas tienen usualmente velocidades específicas bajas, mientras que impulsores para cargas bajas generalmente tienen velocidad específica elevada. Ha sido encontrado que la vel locidad 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.

Las cuatro gráficas de velocidad específica que se muestran en las figuras 57, 58, 59, 60 representan generalmente los límites recomendables de velocidad específica con respecto a capacidad, velocidad, carga, y alturas de succión, y no deben ser considerados como límites teóricos.

En alguna aplicación particular es posible que algunas bombas excedan los límites indicados en dichas gráficas. En tales casos cuando las características de la bomba están basadas en la experiencia de la Manufacturera y en datos de prueba, dichos límites pueden ser excedidos.

Dichas gráficas recomiendan las máximas velocidades específicas para condiciones normales de operación y esta basada en la premisa de que la bomba en su punto de operación se realiza con su eficiencia óptima.

La altura de succión ó la carga de succión deben ser medidas con respecto a la brida de succión de la bomba y referida al ojo de entrada del impulsor de la primera etapa en bombas verticales.

Dichas gráficas se aplican a bombas de una sola etapa de succión doble ó sencilla con la flecha a través del ojo del impulsor, y a bombas de una sola entrada de flujo axial ó de flujo mixto.

La primera gráfica figura 57 cubre bomba centrífugas de doble succión para velocidades específicas de 1000 a 6,000.

La siguiente gráfica figura 58 cubre bombas de succión sencilla con la flecha a través del ojo del impulsor para velocidades específicas de 700 a 4200.

La tercera gráfica figura 59 cubre el caso de bombas de succión sencilla en el extremo, de tipo predominantes centrífugas para velocidades específicas de 700 a 4200. Los tipos de bombas mencionados hasta ahora se aplican particularmente en los rangos de cargas medias y altas.

La cuarta gráfica figura 60 se dedica a bombas de flujo axial ó de flujo mixto de succión sencilla y de velocidades específicas elevadas, de 3,500 a 20,000. Bombas de esta clase se aplican ventajosamente cuando la carga es pequeña.

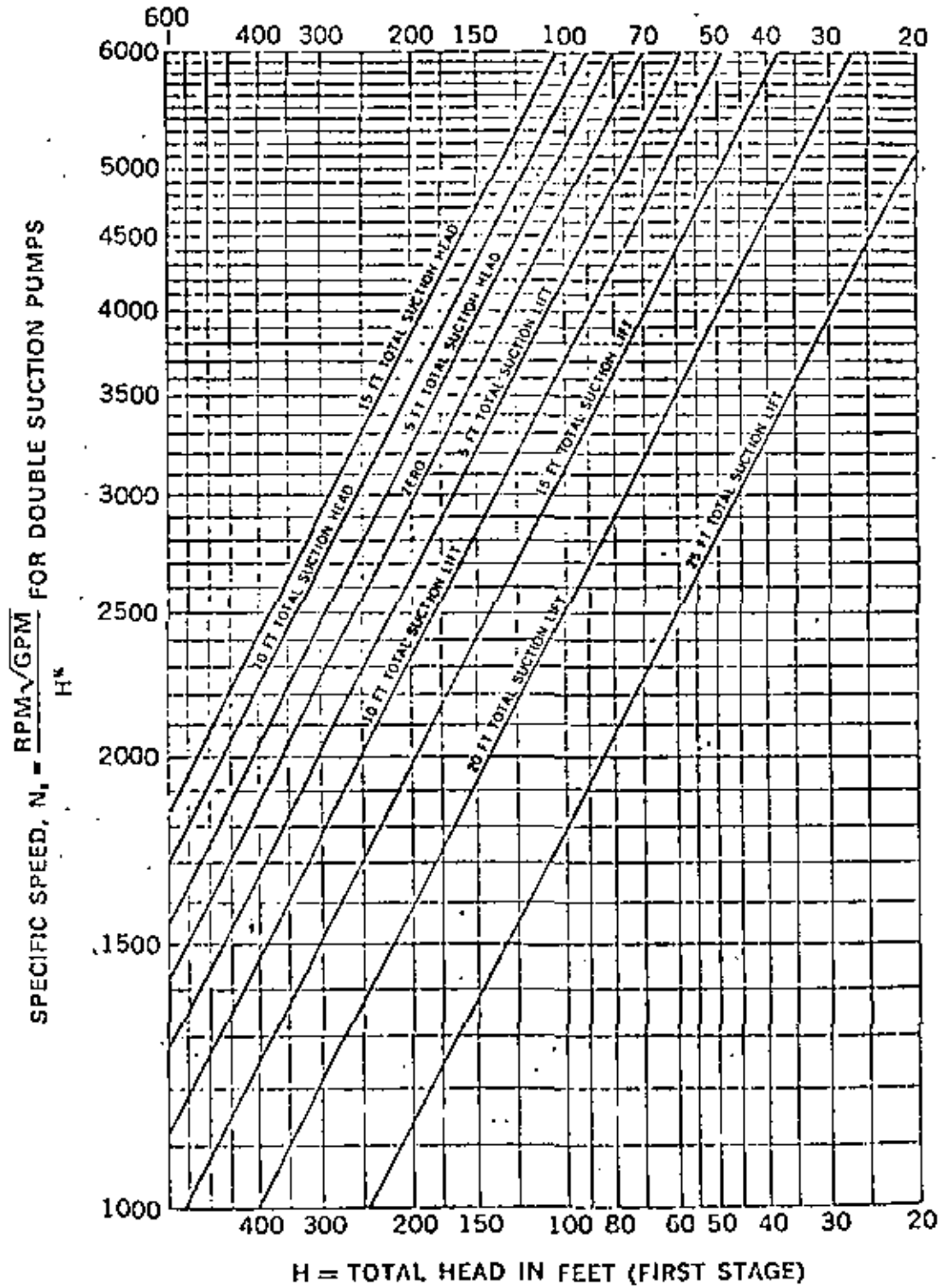


Fig. 57 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR DOUBLE SUCTION PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

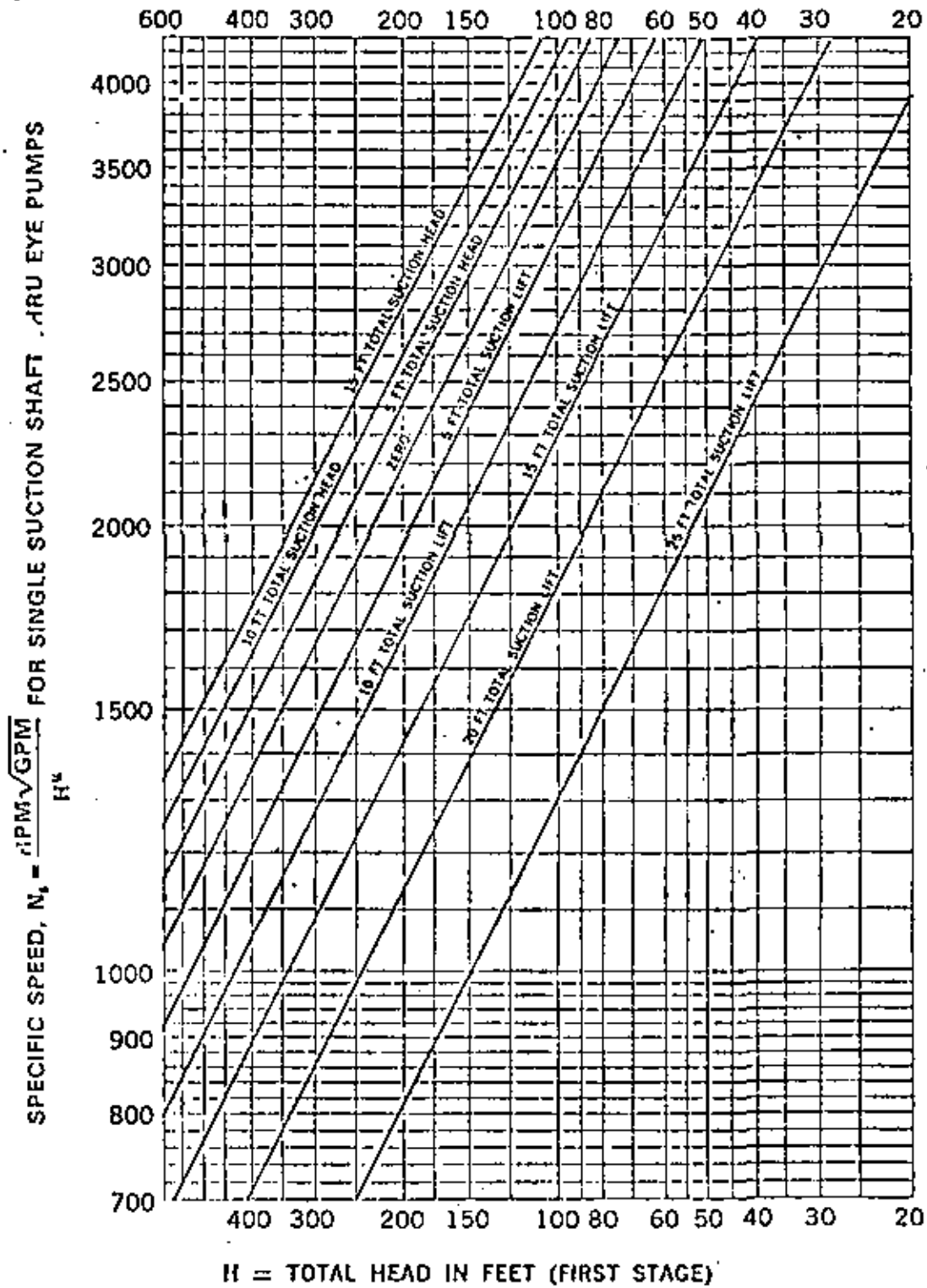


Fig. 58 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION SHAFT THRU EYE PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

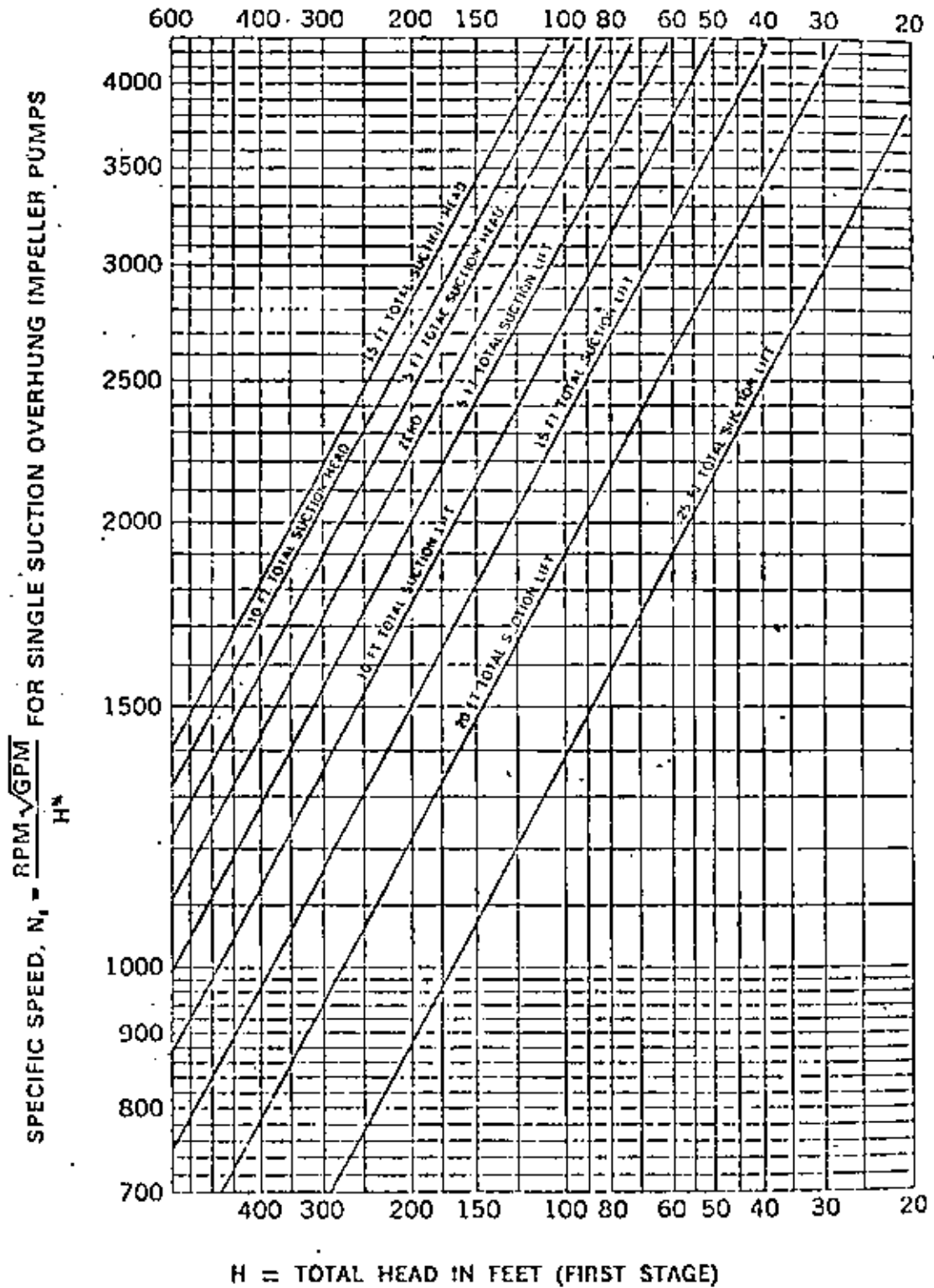


Fig. 59 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION OVERHUNG IMPELLER PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 65 F AT SEA LEVEL

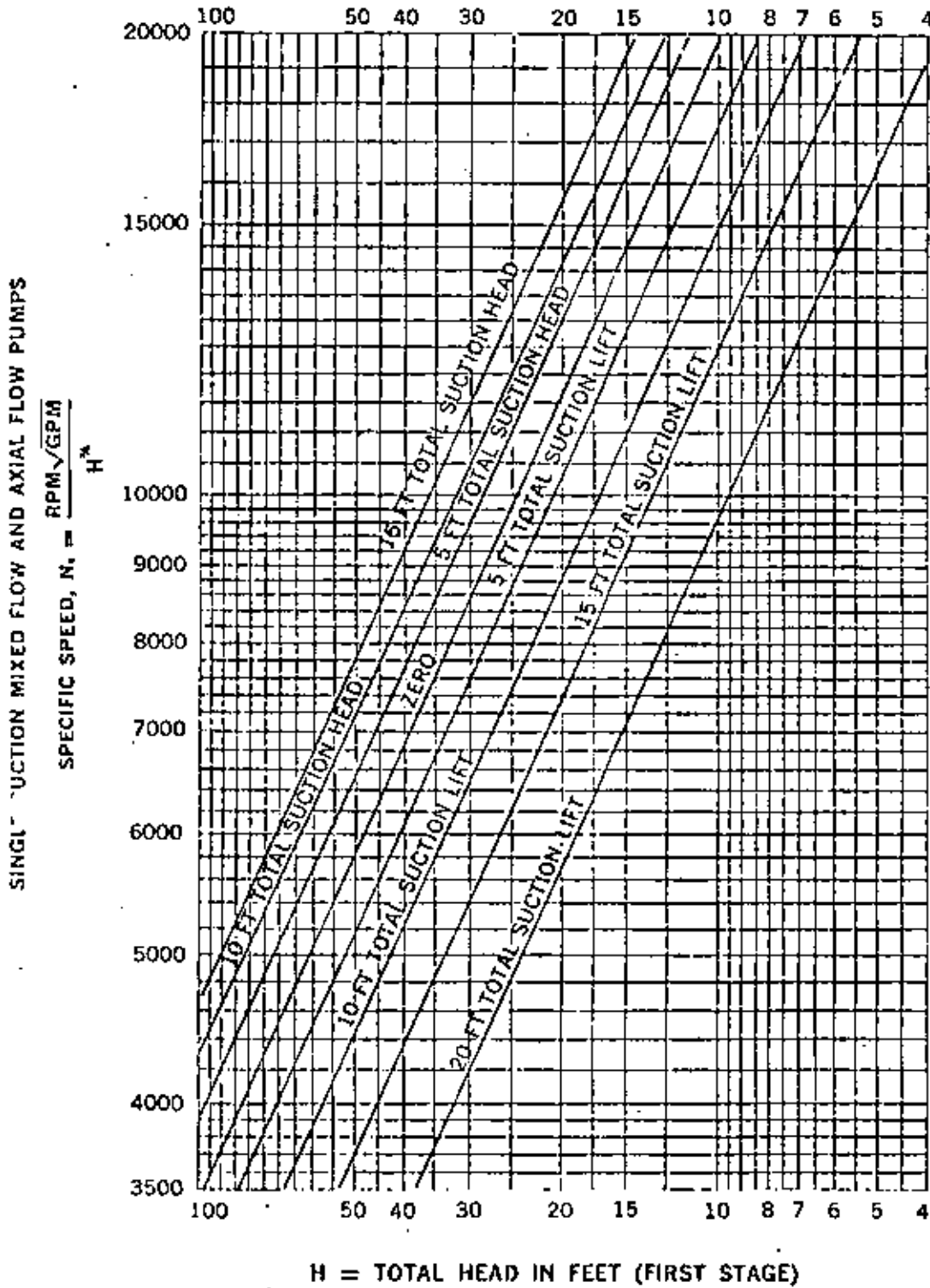
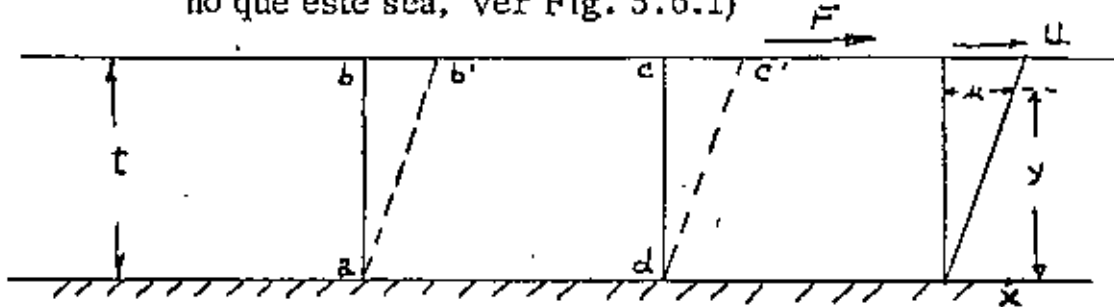


Fig. 60 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION, MIXED AND AXIAL FLOW PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

5.6.- CORRECCION DE CURVAS DE OPERACION POR EFECTO DE LA VISCOSIDAD.

5.6.1).- VISCOSIDAD

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, por muy pequeño que éste sea, Ver Fig. 5.6.1)



En la figura (5.6.1) se representa una sustancia que se ha colocado entre dos placas paralelas muy próximas y lo suficientemente largas para que puedan despreciarse las condiciones en los bordes. La placa inferior está fija y sobre la superior se aplica una fuerza F , que origina un esfuerzo cortante F/A en la sustancia colocada entre las placas.

A es el 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 que

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

Como $F/A = \tau$ entonces

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

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

En forma diferencial escribimos

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

μ = Factor de proporcionalidad y se llama viscosidad del fluido.

La relación (5.6.1) se llama "Ley de Newton de la viscosidad".

Las dimensiones de la viscosidad se determinan por la relación

(5.6.1), despejando la viscosidad.

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy}$$

Poniendo las dimensiones F, L, T para fuerza, longitud y tiempo,

$$\tau : FL^{-2}, \quad u : LT^{-1}, \quad y : L$$

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

Si se ponen las dimensiones de la fuerza en términos de la masa

usando el 2º principio de Newton del movimiento $F : MLT^{-2}$,

las dimensiones de la viscosidad pueden expresarse como

$$ML^{-1}T^{-1}$$

En el sistema técnico de unidades, la unidad de viscosidad (que no

tiene nombre especial) es 1 Kg. seg/m². En el sistema ^{CGS es} POISE y

es 1 dina-seg/cm² ó gr/cm-seg.

El centipoise es la centésima parte del ~~poise~~ poise

5.6.2). - VISCOSIDAD CINEMATICA:

La viscosidad suele llamarse viscosidad absoluta ó dinámica para evitar confundirla con la viscosidad cinemática, que es igual a:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Las dimensiones de ν són $L^2 T^{-1}$ la unidad técnica es $1 m^2/seg.$ no tiene nombre especial; la unidad cegesimal se llama STROKE 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:

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

Se usá ésta ecuación cuando los SSU es igual ó menor que 100.

$$ft^2/seg.) = 2.368 \times 10^{-6} \text{ SSU} - 1.45 \times 10^{-3}/SSU.$$

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 líquidos viscosos. Un marcado incremento en el BHP, una reducción en carga, y, alguna reducción en la capacidad ocurren con viscosidades altas y moderadas.

(*) Hidraulic Institute Standards, 13a. Edición, pág. 100-106.

Las Figs. 62 y 63 proporcionan un medio de determinación del desarrollo de una bomba centrífuga convencional manejando un líquido viscoso cuando su desarrollo en agua es conocido. Esas figuras también pueden ser usadas como una ayuda seleccionando una bomba para una aplicación dada. Los valores mostrados en la Fig. 62 son promedios ^{de} pruebas de bombas convencionales de una etapa de 2" a 8" manejando aceites de petróleo. Los valores mostrados en la Fig. 63 fueron preparados de otras ~~prue-~~^{prue-}bas con varias bombas más pequeñas (de 1" para abajo). Las curvas de corrección no son, por consiguiente exactas para una bomba en particular.

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

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

Haciendo referencia a las Figs. 62 y 63.

Dado que estas cartas están basadas en consideraciones empíricas como teóricas, la extrapolación más allá de los límites mostrados iría fuera del rango de experiencia que estas cartas cubren y no es recomendable usarse solamente para bombas de diseño hidráulico convencional, en el rango normal de operación, con impulsores abiertos ó cerrados.

No se use para bombas de flujo mixto ó axial ó para bombas de diseño hidráulico especial para líquidos viscosos o no uniformes. Usese solamente con el adecuado NPSH disponible en vías de evitar el efecto de cavitación.

Usese solamente con fluidos Newtonianos (uniformes). Gels, pulpa de papel y escurrimientos residuales (Slurry) y otros líquidos no uniformes pueden producir resultados altamente variables, dependiendo de las características particulares de los líquidos.

DEFINICIONES Y SIMBOLOS USADOS EN LA DETERMINACION DEL COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA CUANDO SE MANEJAN LIQUIDOS VISCOSOS.

Q_{vis} = capacidad en GPM cuando se bombea líquido viscoso

H_{vis} = Carga en fts cuando se bombea líquido viscoso

E_{vis} = Eficiencia en por ciento cuando se bombeo líquido viscoso.

Bhp_{vis} = Potencia requerida por la bomba cuando se bombea líquido viscoso.

Q = Capacidad en GPM cuando se bombea agua.

H = Carga en fts cuando se bombea agua

E = Eficiencia en por ciento cuando se bombea agua.

S = Gravedad específica = _____

C_Q = Factor de corrección de capacidad

C_H = Factor de corrección de carga

C_E = Factor de corrección de eficiencia

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

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

$$Q_{vis} = C_Q \times Q$$

$$H_{vis} = C_H \times H$$

$$E_{vis} = C_E \times E$$

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

C_Q , C_H y C_E se determinan de las figuras 62 y Fig. 63, las cuales están basadas en el comportamiento con agua. La Fig. 62 deberá usarse para bombas pequeñas teniendo una capacidad en el máximo punto de eficiencia de menos de 100 GPM (comportamiento con agua).

Las ecuaciones siguientes se utilizan para aproximar el comportamiento en agua cuando la capacidad y carga viscosa deseadas son dadas y los valores de C_Q y C_H deben ser estimados de la figura 62 ó 63, usando Q_{vis} y H_{vis} como:

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

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

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

Dada la capacidad y carga deseadas del liquido viscoso a ser bombeado, y, la viscosidad y gravedad especifica en la temperatura de bombeo, las figuras 62 ó 63 pueden ser usadas para encontrar la capacidad y carga equivalentes aprox. en bombeo de agua.

Ejemplo. Seleccione una bomba que entregue 750 GPM a 100' de CT de un líquido viscoso de 1000 SSU y una $S=0.9$ a la temperatura de bombeo.

Entrando a la figura 63 con 750 GPM llenando hacia arriba hasta 100' de carga, horizontalmente hasta 1000 y entonces hacia arriba para los factores de corrección.

$$C_Q = 0.95$$

$$C_H = 0.92 \text{ (para } 1.0 Q_n)$$

$$C_E = 0.635$$

$$Q = \frac{750}{0.95} = 790 \text{ GPM}$$

$$H = \frac{100}{0.92} = 108.70 \text{ } 109'$$

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:

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

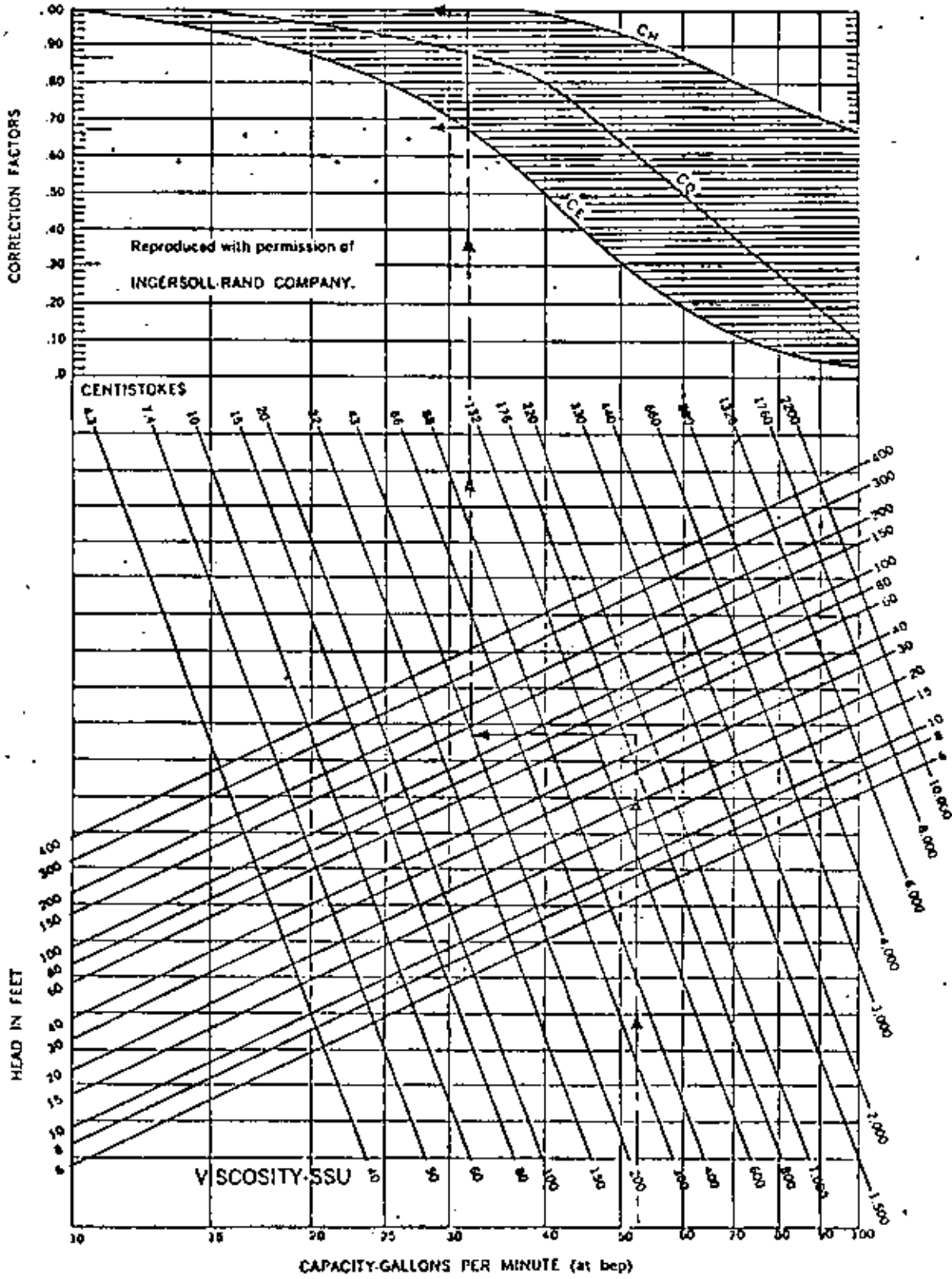
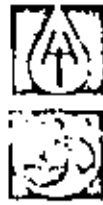


Fig. 62 VISCOSITY CORRECTION CHART

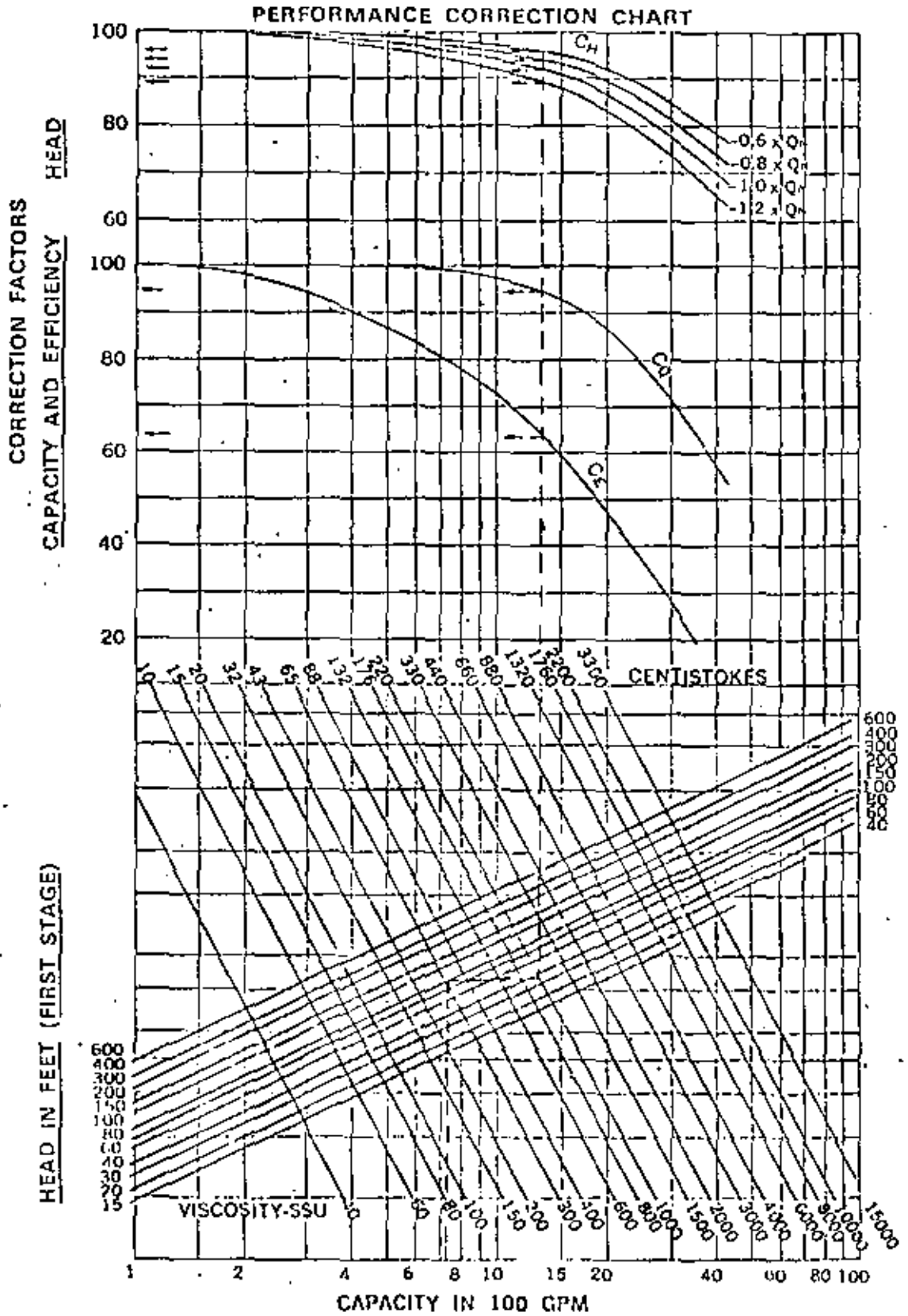


Fig. 63 PERFORMANCE CORRECTION CHART



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 6

LABORATORIO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

ING. CESAR CRUZ CARRILLO

JULIO, 1980



MANUFACTURERA 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 abscisa de un punto de la curva característica nos represente la "Cantidad" de líquido desplazado contra "Carga de oposición que está representada por la ordenada del mismo punto.

En la función desempeñada por cualquier bomba,

se representan fenómenos colaterales que también es conveniente estudiar por el hecho de consumir energía, y por tanto intervienen y modifican un tercer concepto denominado "eficiencia" que desde luego otorga calificación de calidad a un equipo determinado. Estos fenómenos son principalmente fricción y turbulencia hidráulicas y fricción mecánica.

En nuestro caso, la eficiencia es un concepto abstracto derivado de un cociente cuyo numerador lo constituye la potencia desarrollada por la bomba al ceder energía al líquido, y el denominador es la potencia que es necesario aplicar a la bomba para lograr su funcionamiento.

Esta nueva magnitud que también debe ser medida, puede representarse también gráficamente en los mismos ejes de coordenadas siendo las abscisas el caudal del líquido y las ordenadas la potencia.

Finalmente hay una característica que aunque muy importante, no se mide frecuentemente por requerir de un equipo más sofisticado, esta es la carga neta positiva que una bomba requiere en la succión y que igualmente varía con el caudal del líquido que debe ser desplazado por el impulsor.

UNIDADES:

| <u>CONCEPTO:</u> | 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 puede ser un "medidor de peso muerto" ó manómetro de Pascal.

POTENCIA DE ENTRADA.- De la exactitud con que se haga esta lectura depende en gran parte la exactitud con que se obtenga la eficiencia de la bomba, y existen dos procedimientos a seguir según el caso, el más simple puede ser instalar un medidor de par entre el motor y la bomba, con lo cual y conociendo la velocidad angular, es

fácil evaluar la potencia absorbida por la bomba.

El otro procedimiento consiste en contar con un motor eléctrico del cual se tenga la curva de calibración de potencia en la flecha, contra potencia en la línea y de esta manera se lleva a cabo el análisis a través de la medición de los watts que consume el motor eléctrico en funcionamiento.

POTENCIA HIDRAULICA.- No es medida sino calculada en función de las mediciones de gasto y carga.

EFICIENCIA.- No es medida sino calculada en función de la potencia producida y la consumida.

VELOCIDAD ANGULAR.- Dado que es la magnitud con mayor influencia en el funcionamiento de una bomba centrífuga, es necesario medirla cuidadosamente, para lo cual existe en el mercado "cuentavueltas" con dispositivo de tiempo integrado, graduados directamente en rpm., que aunque miden velocidad media, son bastante exactos. Cuando hay duda acerca de su buen funcionamiento y no se tiene a mano un aparato de comparación, se puede verificar con un motor de inducción girando sin carga si conocemos cuales pueden ser las velocidades sincrónicas probables.

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION .

REQUERIDA POR LA BOMBA (NPSHR)

Se requiere una instalación un poco más elaborada para la bomba sometida a pruebas, pero en cuanto a instrumentación, basta con la que hemos mencionado hasta ahora.

INSTALACIONES Y EQUIPO EN GENERAL.

Dado que la gran mayoría de las veces las pruebas se realizan con agua, es necesario empezar por un recipiente ó cárcamo que la contenga y en donde se pueda recircular sin problemas. Existen recomendaciones empíricas que pueden seguirse y obtener buenos resultados, por ejemplo el volumen total de agua de que debe disponerse, debe ser como mínimo trescientas veces el gasto por seg., así por cada 100 lt/seg. se necesitan 30 m³. Si el proyecto se destina a la prueba de bombas tanto horizontales como verticales de pozo profundo, esto ya implica la necesidad de disponer un lugar en el cárcamo que tenga cierta profundidad, por otra parte - el formato del cárcamo en planta es rectangular bastante alargado por condiciones que imponen las tuberías y que veremos adelante, todo esto va complementando un primer perfil acerca de dimensiones.

De los procedimientos que hemos mencionado para medición del gasto los volumétricos, mediante báscula, no pueden aplicarse para mayores caudales que de 5 a 8 lts./seg.,

por no resultar prácticos, luego, es conveniente la instalación de un venturímetro ó cualquier variedad de orificio calibrado, en cualquier caso es necesario pensar en la instalación de tuberías a nivel con codos para succión y descarga, válvula reguladora de presión y gasto etc. que deberán ajustarse a ciertas recomendaciones como las que mencionamos a continuación, para lograr mediciones precisas.

El codo de aspiración deberá ser de radio largo, el tramo de tubo vertical dispuesto en forma cónica de modo que la boca sea una vez y media el diámetro, y penetrar dentro del agua cuando menos una distancia igual a tres veces el diámetro para evitar la formación de vórtices.

El tramo horizontal que termina en la brida de succión de la bomba que tenga una longitud equivalente a cinco diámetros, y aproximadamente un diámetro antes, deberá estar la conexión para el instrumento medidor de presión: Lógicamente esta tubería no será de menor diámetro que el nominal de la succión de la bomba.

Por lo que respecta a la tubería de descarga, debe haber una distancia no menor de cinco diámetros de la brida al punto de inserción del instrumento medidor de presión, y cuando menos diez antes del instrumento de medir caudal

Con esta serie de consideraciones es posible redondear el anteproyecto del cárcamo en cuanto a sus dimensiones se refiera.

CONDUCCION DE LAS PRUEBAS:

Dado que existen ciertas diferencias en la forma de llevar adelante una prueba cuando es una bomba horizontal ó cuando se trata de una bomba de eje vertical, ya sea de hélice ó turbina de pozo profundo, será necesario tratar cada caso por separado, empezando por las primeras:

Es muy conveniente que el laboratorio cuente con su libro de bitácora en donde se vea obligado el encargado a hacer todas las anotaciones que se le solicitan, y para que en un momento dado pueda extenderse una constancia certificada del comportamiento de alguna bomba en particular. (Se anexa modelo).

Antes de iniciar cualquier prueba, es indispensable identificar plenamente el modelo ó figura para obtener la curva característica de prototipo y estudiar lo que se desea comprobar. En los casos de prototipo, será necesario conocer los datos de diseño.

Se hará una inspección superficial para constatar que todos los elementos se encuentran en su lugar y en buen estado. Siempre que sea posible hacer girar la bomba manualmente para asegurarse de que no haya obstrucciones.

En bombas de eje horizontal el plano de referencia para todas las lecturas es el plano horizontal que pasa por el eje geométrico del impulsor, y generalmente el nivel del agua se encuentra por debajo de al lugar 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 carga se llama "DATUM" y forma parte de la carga total: 13

CARGA TOTAL = Lectura + Datum + Carga de velocidad.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

1.- TUBERIA DE SUCCION

2.- VACUOMETRO

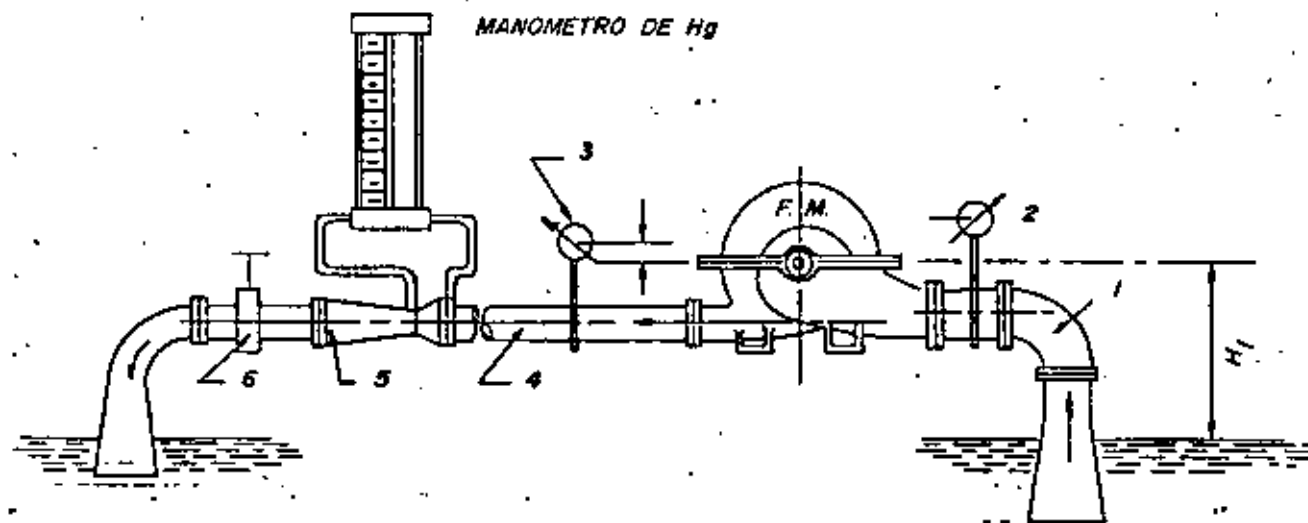
3.- MANOMETRO

4.- TUBERIA DE DESCARGA

5.- VENTURI

6.- VALVULA DE CONTROL

BOMBA CENTRIFUGA DE CAJA PARTIDA



INSTALACION TIPICA DE PRUEBA
DE UNA BOMBA

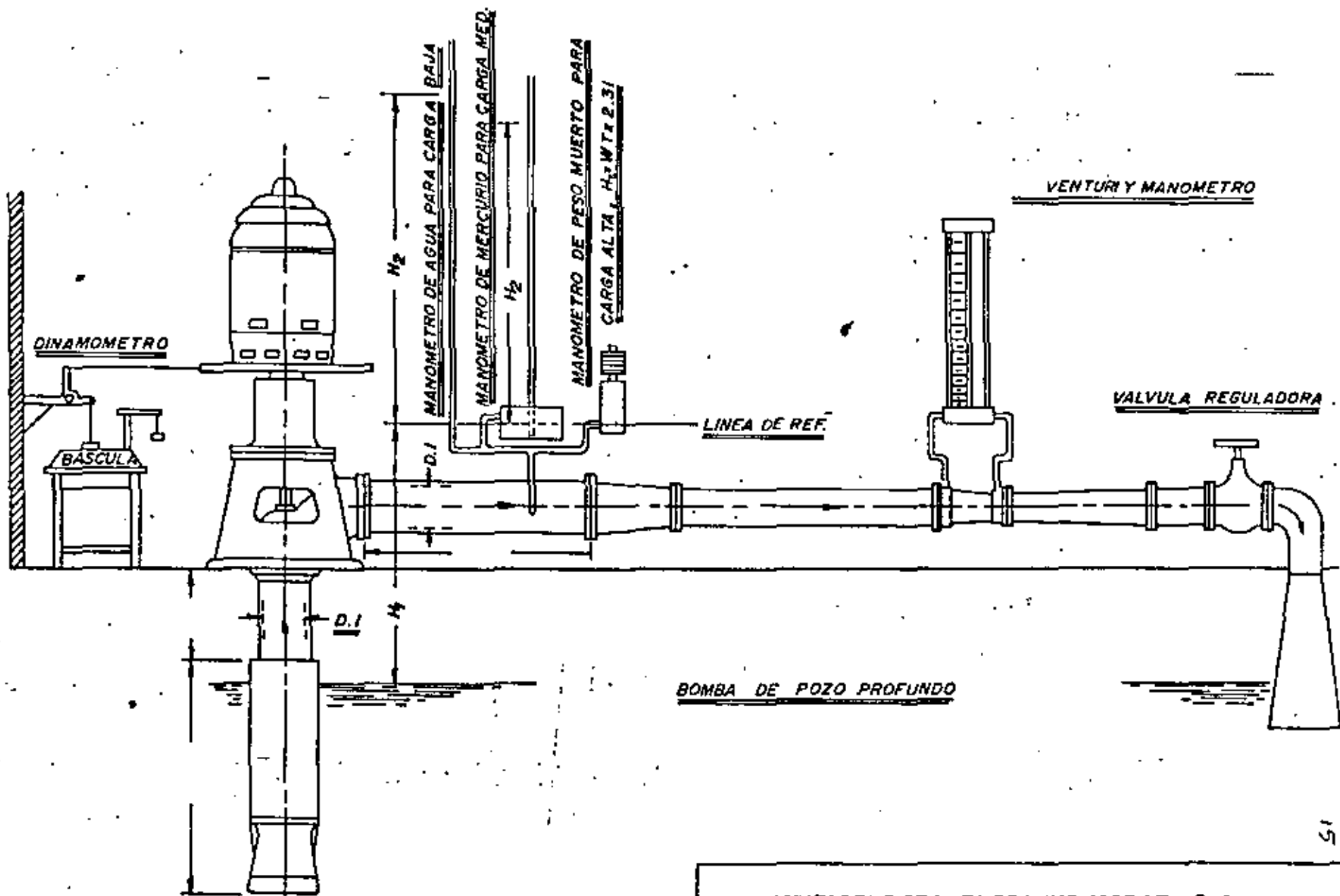
DIVISION HIDRAULICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA
TLALNEPANTLA ESTADO DE MEXICO

MEDICION DE POTENCIA

MEDICION DE CARGA

MEDICION DE FLUJO



C. M. M.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.
DIVISION HIDRAULICA
EQUIPO PARA PRUEBAS
TLALNEPANTLA ESTADO DE MEXICO

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. Capacidad _____ 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 (Ep) _____ %
- 13. Potencia al freno (bhp) _____ hp
- 14. Velocidad _____ rpm

INFORMACION DE LA PRUEBA

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

En 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 _____



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 6-1

PRUEBA DE LABORATORIO

ING. CESAR CRUZ CARRILLO

JULIO, 1980

F. M.

INGENIERIA

[DIVISION HIDRAULICA]

CLIENTE Constructora Guía, S.A. ORDEN N° 62872 PEDIDO _____

BOMBA MODELO 12LC-AB-T4 A 1770 RPM. SERIE _____ N° 8 IMPULSOR(ES) SIMBOLO _____ DIAMETRO _____

CONDICIONES DE SERVICIO: B.H.P. 84.68 H. 106Mts. Q. 50L.P.S. EFICIENCIA 84.5% ALTURA DE SUCCION 3.41 FT

SUCCION 8"Ø DESCARGA 8"Ø MOTOR FM 100 H.P. VENTURI O TOBERA 3"Ø

DATOS DE PRUEBA

TARA = 23 Kg

| N° | TIEMPO | MOTOR ELECTRICO | | | | CARGA P.S.I. | BAS-CULA | GASTO | | | CORRE-CCION | B.H.P. | W.H.P. | CARGA TOTAL EN PIES | CARGA TOTAL EN MTS | η DE BOMBA | | |
|----|--------|-----------------|------|-------|--------|--------------|----------|-------|--------------------------------|--------------------------------|-------------|--------|--------|---------------------|--------------------|------------|---------|--------|
| | | V | A | KW | R.P.M. | | | η | P1 | P2 | | | | | | | ΔH H.G. | G.P.M. |
| 1 | | 430 | 2.78 | 0.452 | 1785 | 90.62 | 19 | 116.5 | 6 ⁷ / ₁₆ | 31 ³ / ₄ | 38.18 | 1184 | 93.5 | 71.43 | 12.61 | 48.2 | 14.69 | 17.65 |
| 2 | | 428 | 3.43 | 0.562 | 1780 | 89.76 | 90.75 | 131.4 | -11/16 | 25 ¹ / ₂ | 26.18 | 993 | 108.4 | 82.58 | 53.57 | 213.67 | 65.14 | 64.87 |
| 3 | | 430 | 3.6 | 0.538 | 1780 | 87.67 | 121 | 133.7 | 1 ³ / ₄ | 23 | 21.25 | 902 | 110.7 | 84.33 | 64.56 | 283.44 | 86.41 | 76.55 |
| 4 | | 430 | 3.72 | 0.620 | 1780 | 84.48 | 149 | 133.6 | 3 ⁷ / ₈ | 20 ³ / ₄ | 16.875 | 810 | 110.6 | 84.25 | 71.18 | 348 | 106 | 84.48 |
| 5 | | 434 | 3.78 | 0.628 | 1780 | 83.26 | 170 | 133.4 | 5 ⁹ / ₁₆ | 19 | 13.437 | 734 | 110.4 | 84.1 | 73.48 | 396.45 | 120.86 | 87.37 |
| 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

OBSERVACIONES: _____

PROBO.- Ing. Víctor M. Moreno
REVISO.- Ing. César Cruz C.
TESTIGO.- Ines. C.E.C. de la
U.N.A.M.

| DATOS MOTOR | |
|-------------|--------|
| 100 | HP |
| 60 | C.R.S. |
| 440 | V |
| 113 | A |
| 1800 | RPM. |

FECHA.- 20 de Junio de 1979

(2240 M.S.N.M.)

CALCULO DE PRUEBA

1.- GASTO

$$Q_1 = 31.75 - (-6.437) = 38.18 \text{ "Hg} = 43.15 \text{ 'H}_2\text{O} = 1184 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_2 = 25.5 - (-0.687) = 26.18 \text{ "Hg} = 29.6 \text{ 'H}_2\text{O} = 993 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_3 = (23 - 1.75) = 21.25 \text{ "Hg} = 24 \text{ 'H}_2\text{O} = 902 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_4 = (20.75 - 3.875) = 16.875 \text{ "Hg} = 19 \text{ 'H}_2\text{O} = 810 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_5 = (19 - 5.562) = 13.437 \text{ "Hg} = 15.18 \text{ 'H}_2\text{O} = 734 \text{ G.P.M.}$$

2.- CARGA DINAMICA TOTAL

$$H_1 = 19 \times 2.31 + 0.9 + 3.41 = 48.2 \text{ FT}$$

$$H_2 = 90.75 \times 2.31 + 0.63 + 3.41 = 213.67 \text{ FT}$$

$$H_3 = 121 \times 2.31 + 0.52 + 3.41 = 283.44 \text{ FT}$$

$$H_4 = 149 \times 2.31 + 0.42 + 3.41 = 348 \text{ FT}$$

$$H_5 = 170 \times 2.31 + 0.34 + 3.41 = 396.45 \text{ FT}$$

3.- POTENCIA HIDRAULICA

$$WHP_1 = (1184 \times 42.2) / 3960 = 12.61$$

$$WHP_2 = (993 \times 213.67) / 3960 = 53.57$$

$$WHP_3 = (902 \times 283.44) / 3960 = 64.56$$

$$WHP_4 = (810 \times 348) / 3960 = 71.18$$

$$WHP_5 = (734 \times 396.45) / 3960 = 73.48$$

F. M.

INGENIERIA

(DIVISION HIDRAULICA)

CLIENTE Constructora Guía, S.A. ORDEN N° 62872 PEDIDO _____

BOMBA MODELO 12LC-AB-T4 A 1770 RPM. SERIE _____ N° 8 IMPULSOR(ES) SIMBOLO _____ DIAMETRO _____

CONDICIONES DE SERVICIO: B.H.P. 84.68 H. 106Mts. Q. 50L.P.S. EFICIENCIA 84.5% ALTURA DE SUCCION 3.41 FT

SUCCION 8"Ø DESCARGA 8"Ø MOTOR FM 100 H.P. VENTURI O TOBERA 3"Ø

DATOS DE PRUEBA

TARA = 23 Kg

| N° | TIEMPO | MOTOR ELECTRICO | | | | CARGA P.S.I. | BAS-CULA | GASTO | | | CORRECCION | B.H.P. | W.H.P. | CARGA TOTAL EN PIES | CARGA TOTAL EN MTS | η DE BOMBA | | |
|----|--------|-----------------|------|-------|--------|--------------|----------|-------|--------|--------|------------|--------|--------|---------------------|--------------------|------------|---------|-------|
| | | V | A | KW | R.P.M. | | | η | P1 | P2 | | | | | | | ΔH H.G. | |
| 1 | | 430 | 2.78 | 0.452 | 1785 | 90.62 | 19 | 116.5 | 6 7/16 | 31 3/4 | 38.18 | 1184 | 93.5 | 71.43 | 12.61 | 48.2 | 14.69 | 17.65 |
| 2 | | 428 | 3.43 | 0.562 | 1780 | 89.76 | 90.75 | 131.4 | 11/16 | 25 1/2 | 26.18 | 993 | 108.4 | 82.58 | 53.57 | 213.67 | 65.14 | 64.87 |
| 3 | | 430 | 3.6 | 0.598 | 1780 | 87.67 | 121 | 133.7 | 1 3/4 | 23 | 21.25 | 902 | 110.7 | 84.33 | 64.56 | 283.44 | 86.41 | 76.55 |
| 4 | | 430 | 3.72 | 0.620 | 1780 | 84.48 | 149 | 133.6 | 3 7/8 | 20 3/4 | 16.875 | 810 | 110.6 | 84.25 | 71.18 | 348 | 106 | 84.48 |
| 5 | | 434 | 3.78 | 0.628 | 1780 | 83.26 | 170 | 133.4 | 5 9/16 | 19 | 13.437 | 734 | 110.4 | 84.1 | 73.48 | 396.45 | 120.86 | 87.37 |
| 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

OBSERVACIONES: _____

PROBADO - Ing. Víctor M. Moreno
REVISADO - Ing. César Cruz C.
TESTIGO - Ings. C.E.C. de la U.N.A.M.

FECHA - 20 de Junio de 1979

(2240 M. S. N. M.)

DATOS MOTOR

| | |
|------|--------|
| 100 | HP |
| 60 | C.P.S. |
| 440 | V |
| 113 | A |
| 1800 | R.P.M. |

CALCULO DE PRUEBA

1.- GASTO

$$Q_1 = 31.75 - (-6.437) = 38.18 \text{ "Hg} = 43.15 \text{ 'H}_2\text{O} = 1184 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_2 = 25.5 - (-0.687) = 26.18 \text{ "Hg} = 29.6 \text{ 'H}_2\text{O} = 993 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_3 = (23 - 1.75) = 21.25 \text{ "Hg} = 24 \text{ 'H}_2\text{O} = 902 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_4 = (20.75 - 3.875) = 16.875 \text{ "Hg} = 19 \text{ 'H}_2\text{O} = 810 \text{ G.P.M.}$$

$$Q_5 = (19 - 5.562) = 13.437 \text{ "Hg} = 15.18 \text{ 'H}_2\text{O} = 734 \text{ G.P.M.}$$

2.- CARGA DINAMICA TOTAL

$$H_1 = 19 \times 2.31 + 0.9 + 3.41 = 48.2 \text{ FT}$$

$$H_2 = 90.75 \times 2.31 + 0.63 + 3.41 = 213.67 \text{ FT}$$

$$H_3 = 121 \times 2.31 + 0.52 + 3.41 = 283.44 \text{ FT}$$

$$H_4 = 149 \times 2.31 + 0.42 + 3.41 = 348 \text{ FT}$$

$$H_5 = 170 \times 2.31 + 0.34 + 3.41 = 396.45 \text{ FT}$$

3.- POTENCIA HIDRAULICA

$$WHP_1 = (1184 \times 42.2) / 3960 = 12.61$$

$$WHP_2 = (993 \times 213.67) / 3960 = 53.57$$

$$WHP_3 = (902 \times 283.44) / 3960 = 64.56$$

$$WHP_4 = (810 \times 348) / 3960 = 71.18$$

$$WHP_5 = (734 \times 396.45) / 3960 = 73.48$$

⑤

4.- POTENCIA CONSUMIDA (FLECHA)

$$\text{BHP}_1 = (0.428 \times 93.5 \times 1.785) = 71.43$$

$$\text{BHP}_2 = (0.428 \times 108.4 \times 1.780) = 82.58$$

$$\text{BHP}_3 = (0.428 \times 110.7 \times 1.780) = 84.33$$

$$\text{BHP}_4 = (0.428 \times 110.6 \times 1.780) = 84.25$$

$$\text{BHP}_5 = (0.428 \times 110.4 \times 1.780) = 84.1$$

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

6.- POTENCIA CONSUMIDA (LINEA)

$$\text{BHP}_1 = (120 \times 0.490)/0.746 = 78.82$$

$$\text{BHP}_2 = (120 \times 0.572)/0.746 = 92$$

$$\text{BHP}_3 = (120 \times 0.598)/0.746 = 96.19$$

$$\text{BHP}_4 = (120 \times 0.620)/0.746 = 99.73$$

$$\text{BHP}_6 = (120 \times 0.628)/0.746 = 101$$

7.- EFICIENCIA DEL MOTOR

$$N_1 = 71.43/78.82 = 90.62\%$$

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

$$N_3 = 84.33/96.19 = 87.67\%$$

$$N_4 = 84.25/99.73 = 84.48\%$$

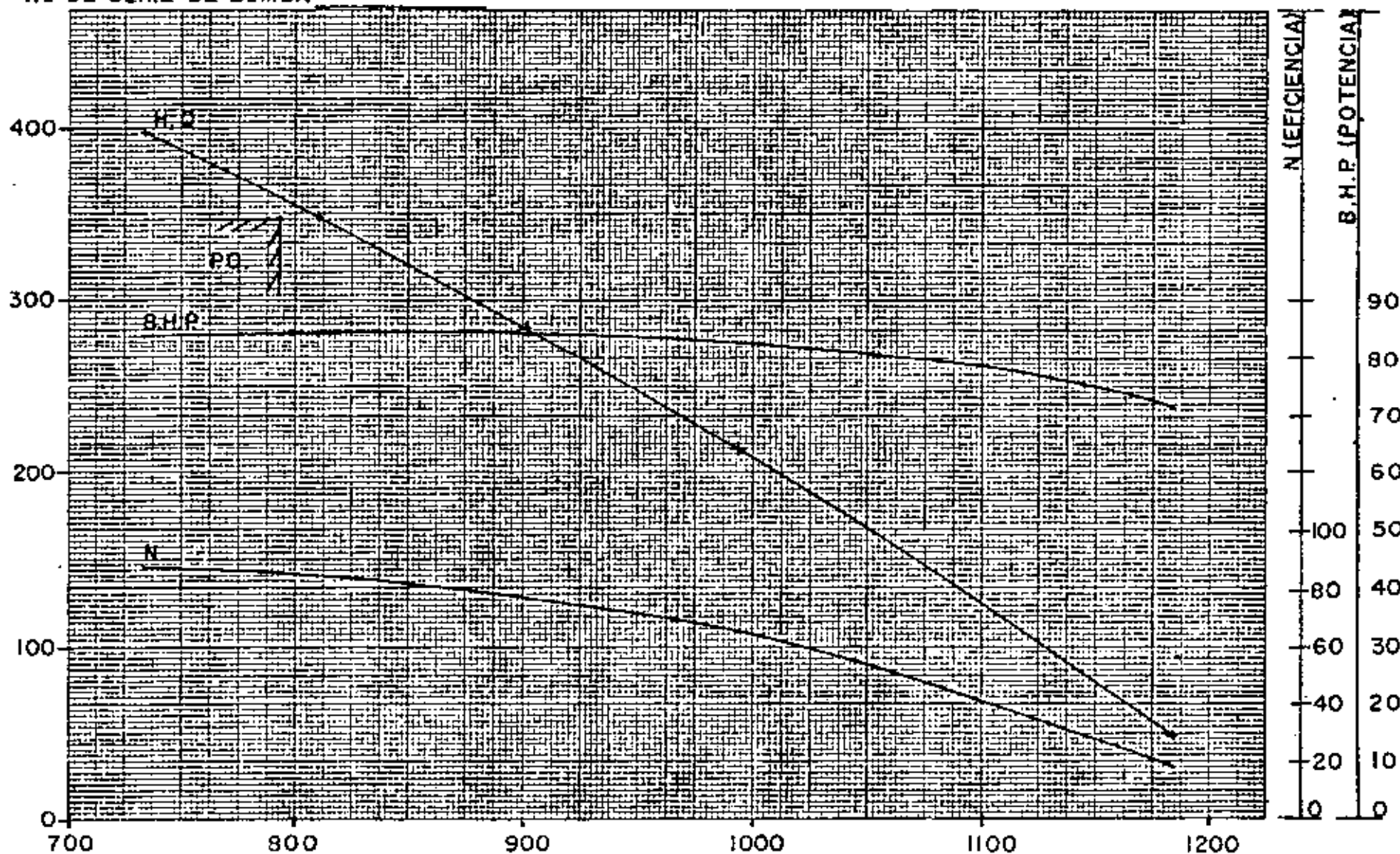
$$N_5 = 84.1/101 = 83.26\%$$

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA. (HIDRAULICA)

PRUEBA DE BOMBA 12 LC-AB-T4 A 1770 R.P.M. N° DE IMPULSORES 8 DE _____

N° DE SERIE DE BOMBA _____



CLIENTE CONSTRUCTORA GUIA, S.A
F. 14 DE JUNIO DE 1979

G.P.M. ORDEN 62872
REVISOR ING. CESAR CRUZ CARRILLO



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

T E M A S

BOMBAS PARA POZOS PROFUNDOS

ING. JAIME ARMANDO REVILLA FAJARDO

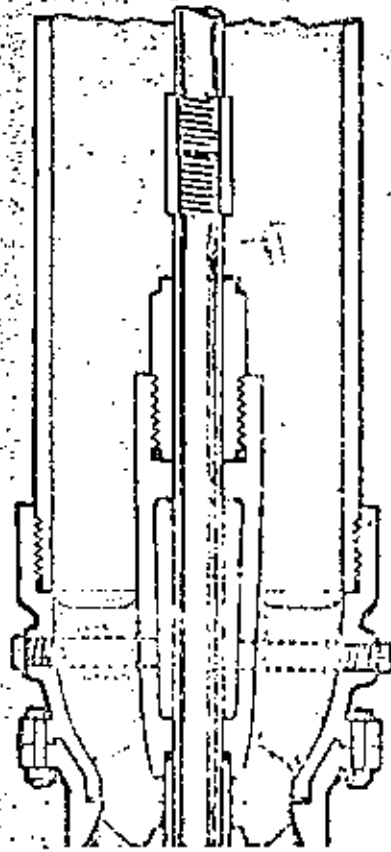
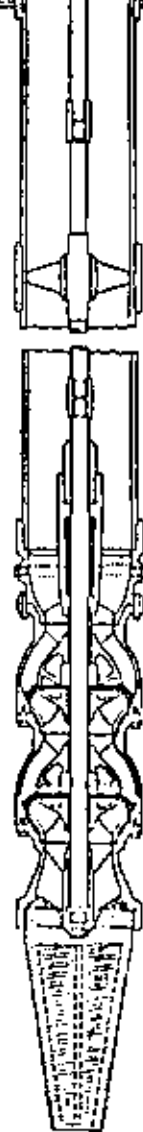
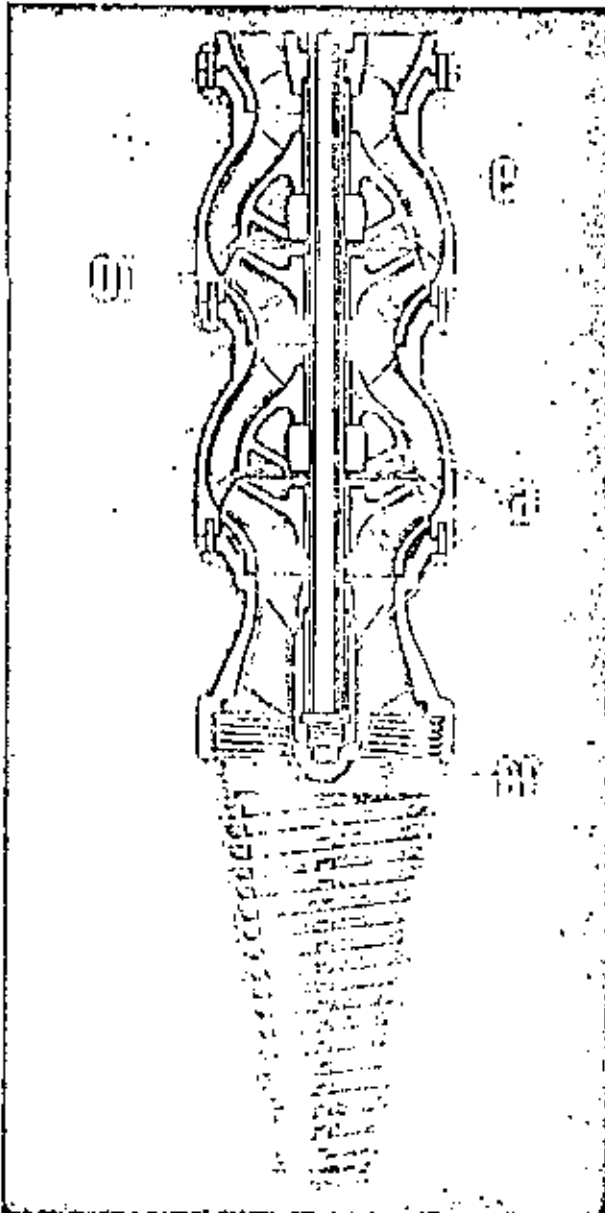
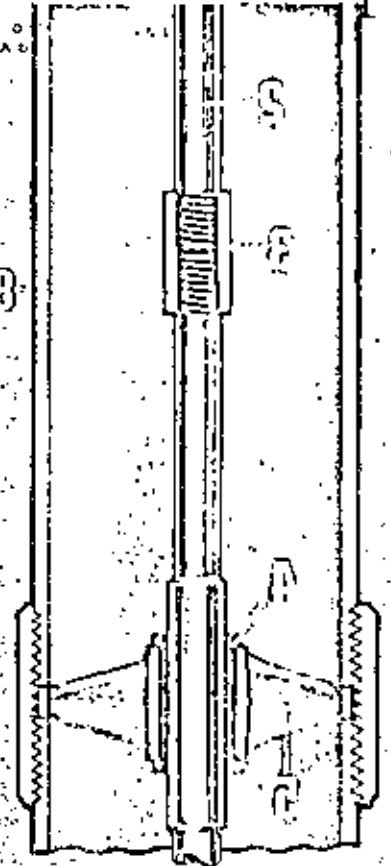
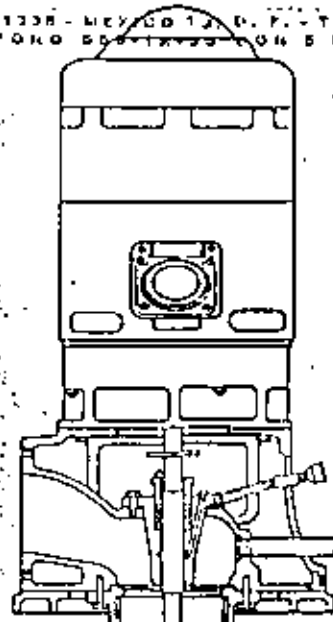
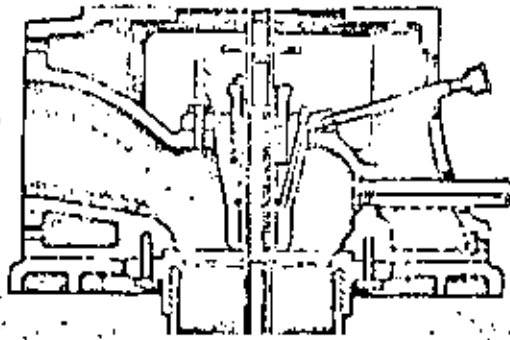
JULIO, 1980



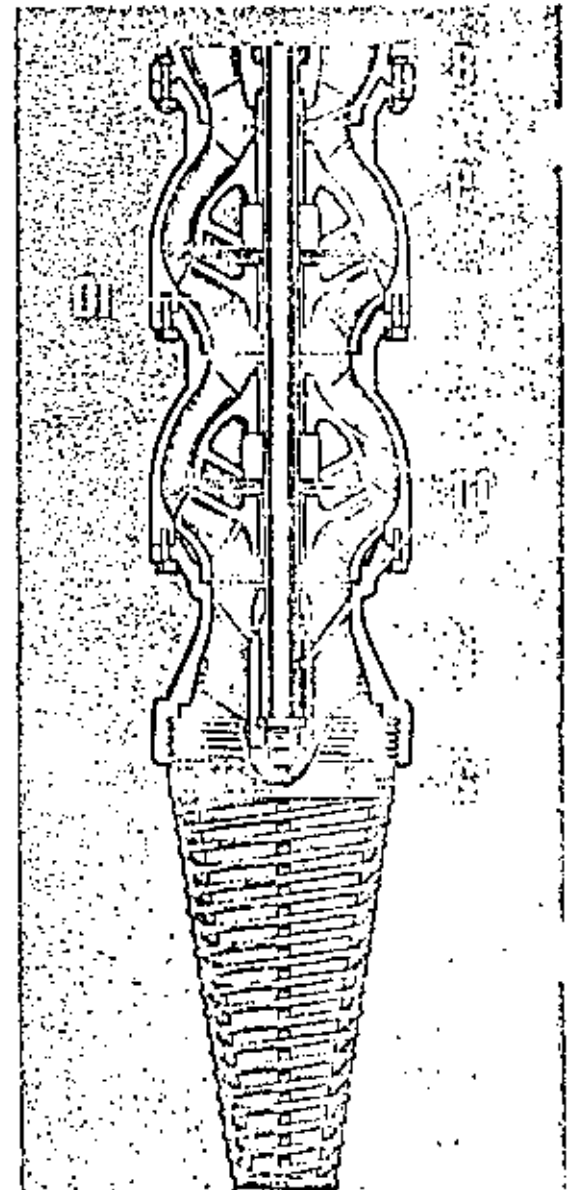
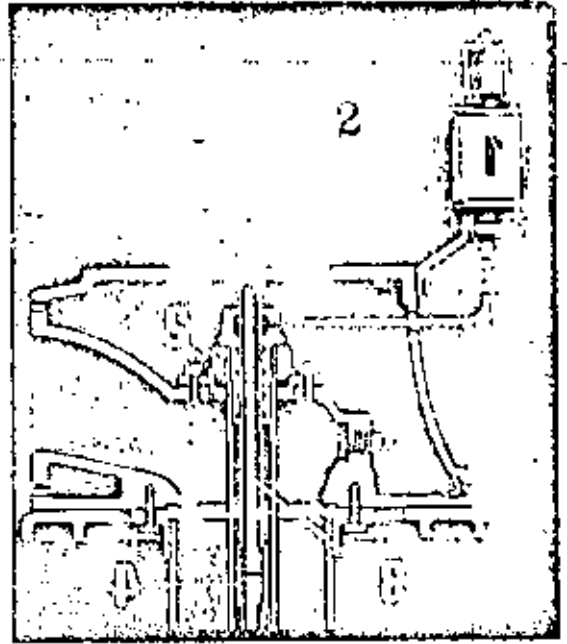
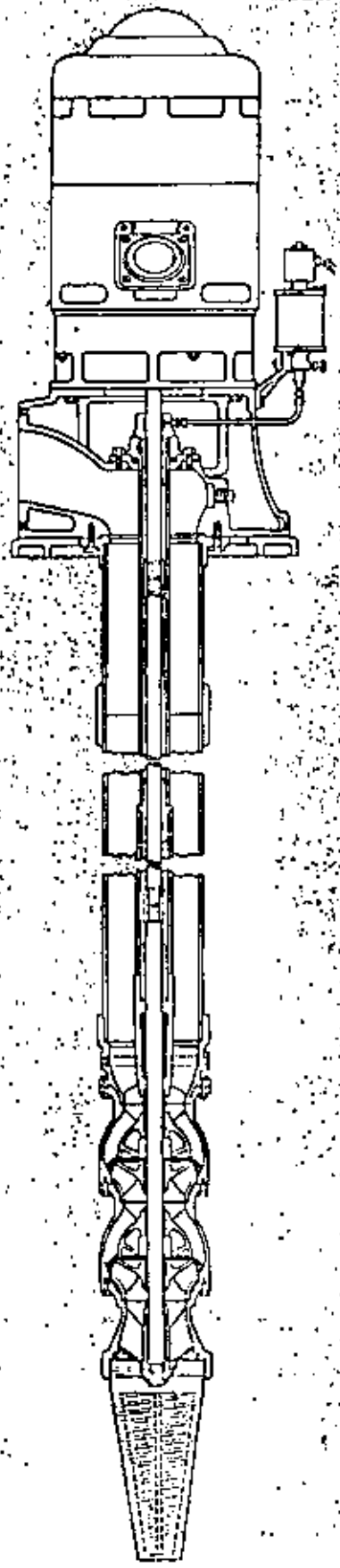
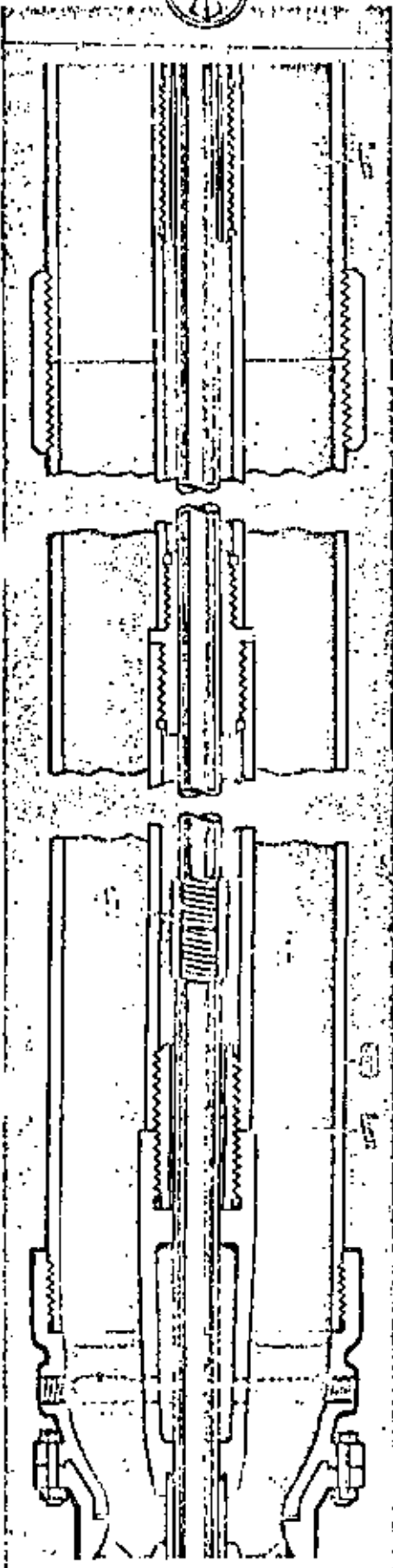
Manufacturers Fairbanks-Morse S.A.

AV. UGARTEZ NOR 1338 - MEYER 13, D. F. - TELÉX 0
TELEFONO 55-17-23-104 5 LINEAS

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11



13 15 17 19 21 23 25 27 29 31 33 35 37 39 41 43 45 47 49 51 53 55 57 59 61 63 65 67 69 71 73 75 77 79 81 83 85 87 89 91 93 95 97 99 101 103 105 107 109 111 113 115 117 119 121 123 125 127 129 131 133 135 137 139 141 143 145 147 149 151 153 155 157 159 161 163 165 167 169 171 173 175 177 179 181 183 185 187 189 191 193 195 197 199 201 203 205 207 209 211 213 215 217 219 221 223 225 227 229 231 233 235 237 239 241 243 245 247 249 251 253 255 257 259 261 263 265 267 269 271 273 275 277 279 281 283 285 287 289 291 293 295 297 299 301 303 305 307 309 311 313 315 317 319 321 323 325 327 329 331 333 335 337 339 341 343 345 347 349 351 353 355 357 359 361 363 365 367 369 371 373 375 377 379 381 383 385 387 389 391 393 395 397 399 401 403 405 407 409 411 413 415 417 419 421 423 425 427 429 431 433 435 437 439 441 443 445 447 449 451 453 455 457 459 461 463 465 467 469 471 473 475 477 479 481 483 485 487 489 491 493 495 497 499 501 503 505 507 509 511 513 515 517 519 521 523 525 527 529 531 533 535 537 539 541 543 545 547 549 551 553 555 557 559 561 563 565 567 569 571 573 575 577 579 581 583 585 587 589 591 593 595 597 599 601 603 605 607 609 611 613 615 617 619 621 623 625 627 629 631 633 635 637 639 641 643 645 647 649 651 653 655 657 659 661 663 665 667 669 671 673 675 677 679 681 683 685 687 689 691 693 695 697 699 701 703 705 707 709 711 713 715 717 719 721 723 725 727 729 731 733 735 737 739 741 743 745 747 749 751 753 755 757 759 761 763 765 767 769 771 773 775 777 779 781 783 785 787 789 791 793 795 797 799 801 803 805 807 809 811 813 815 817 819 821 823 825 827 829 831 833 835 837 839 841 843 845 847 849 851 853 855 857 859 861 863 865 867 869 871 873 875 877 879 881 883 885 887 889 891 893 895 897 899 901 903 905 907 909 911 913 915 917 919 921 923 925 927 929 931 933 935 937 939 941 943 945 947 949 951 953 955 957 959 961 963 965 967 969 971 973 975 977 979 981 983 985 987 989 991 993 995 997 999



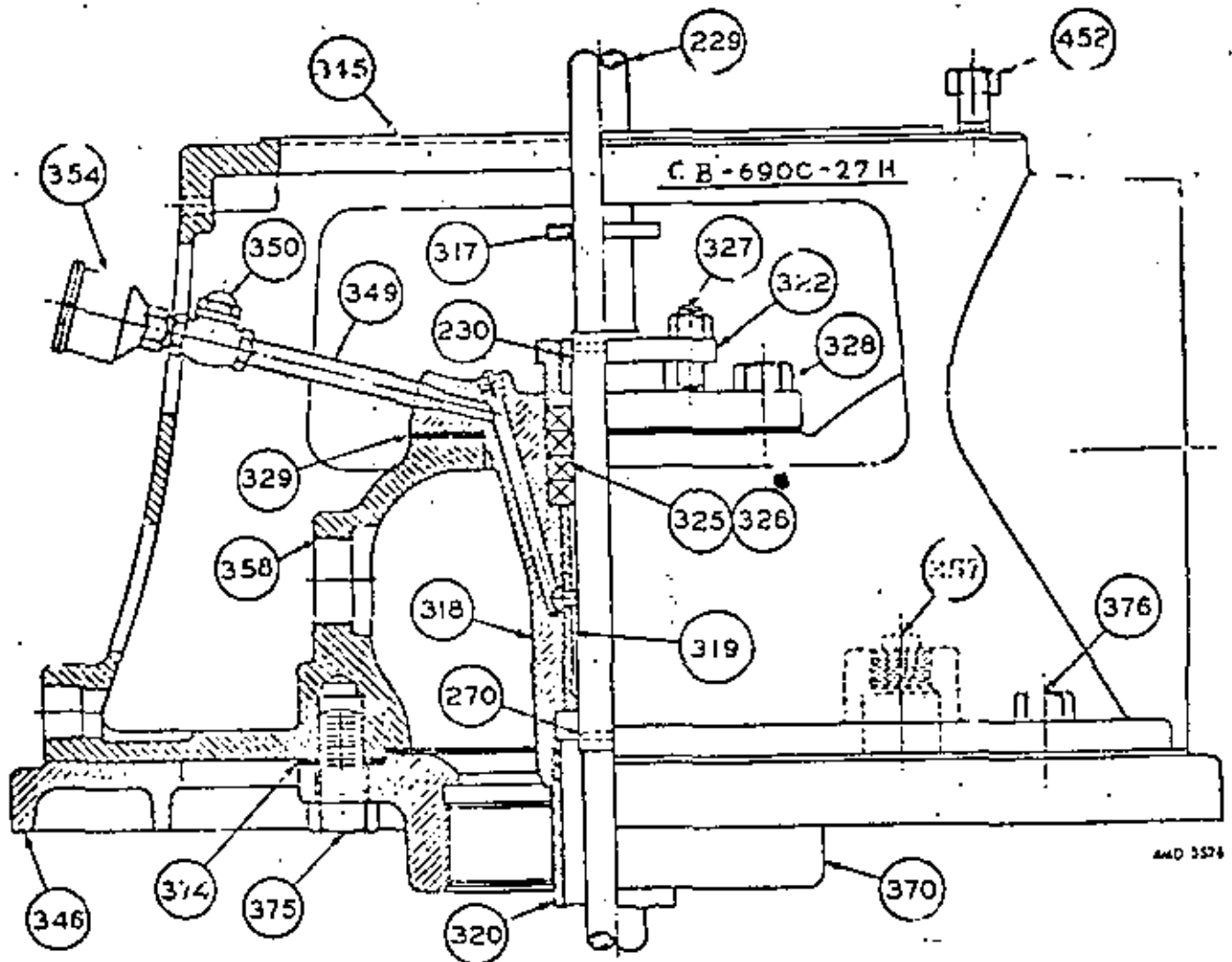


ILUSTRACION No. 11

Partes del Cabezal de Descarga

Fig. 6977 (Lubricación por AGUA)

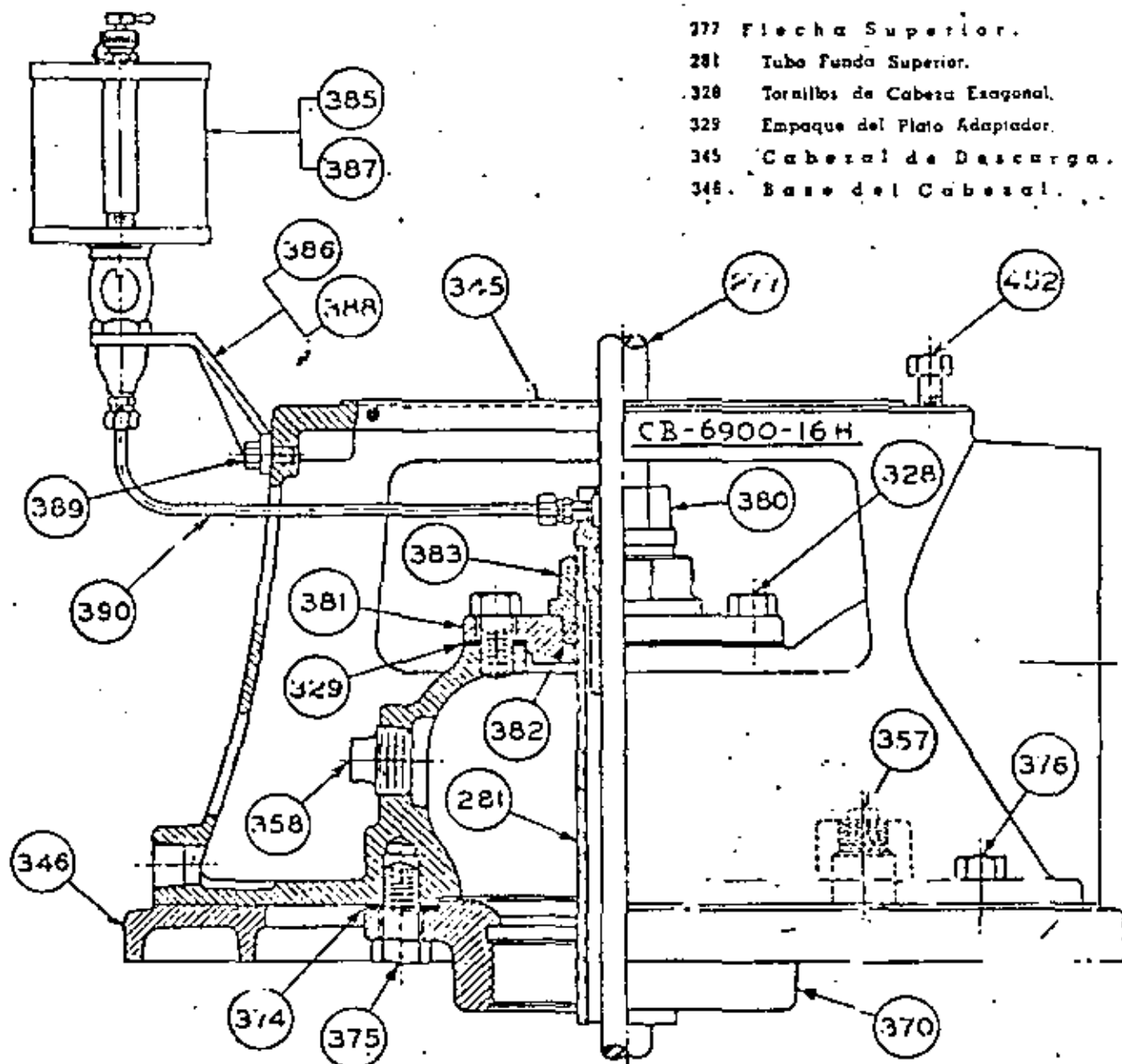
3



- | | |
|-------------------------------------|--|
| 229 Flecha Superior. | 345 Cabezal de Descarga. |
| 230 manguito de la Flecha Superior. | 346 Base del Cabezal. |
| 270 Anillo de Soldadura de Plata. | 349 Tubo de Conexión de la Grasea. |
| 317 Anillo dispersor de Agua. | 350 Válvula de Retención con Resorte. |
| 318 Estopero. | 354 Grasea del Estopero. |
| 319 Bujé del Estopero. | 357 Tapón para facilitar pruebas. |
| 320 Tubo Aquietador. | 358 Entrada del agua de prelubricación. |
| 322 Cilindro del estopero. | 370 Brida de la Columna. |
| 325 Empaque. | 374 Empaque de la Brida 370. |
| 326 Grasa para Empaque. | 375 Tornillos de la Brida 370. |
| 327 Tornillos Opresores. | 376 Tornillos para fijar la Base 346. |
| 328 Tornillos de Cabeza Esagonal. | 452 Tornillos para fijar motor o Cabezal de Engranaje. |
| 329 Empaque. | |

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

4



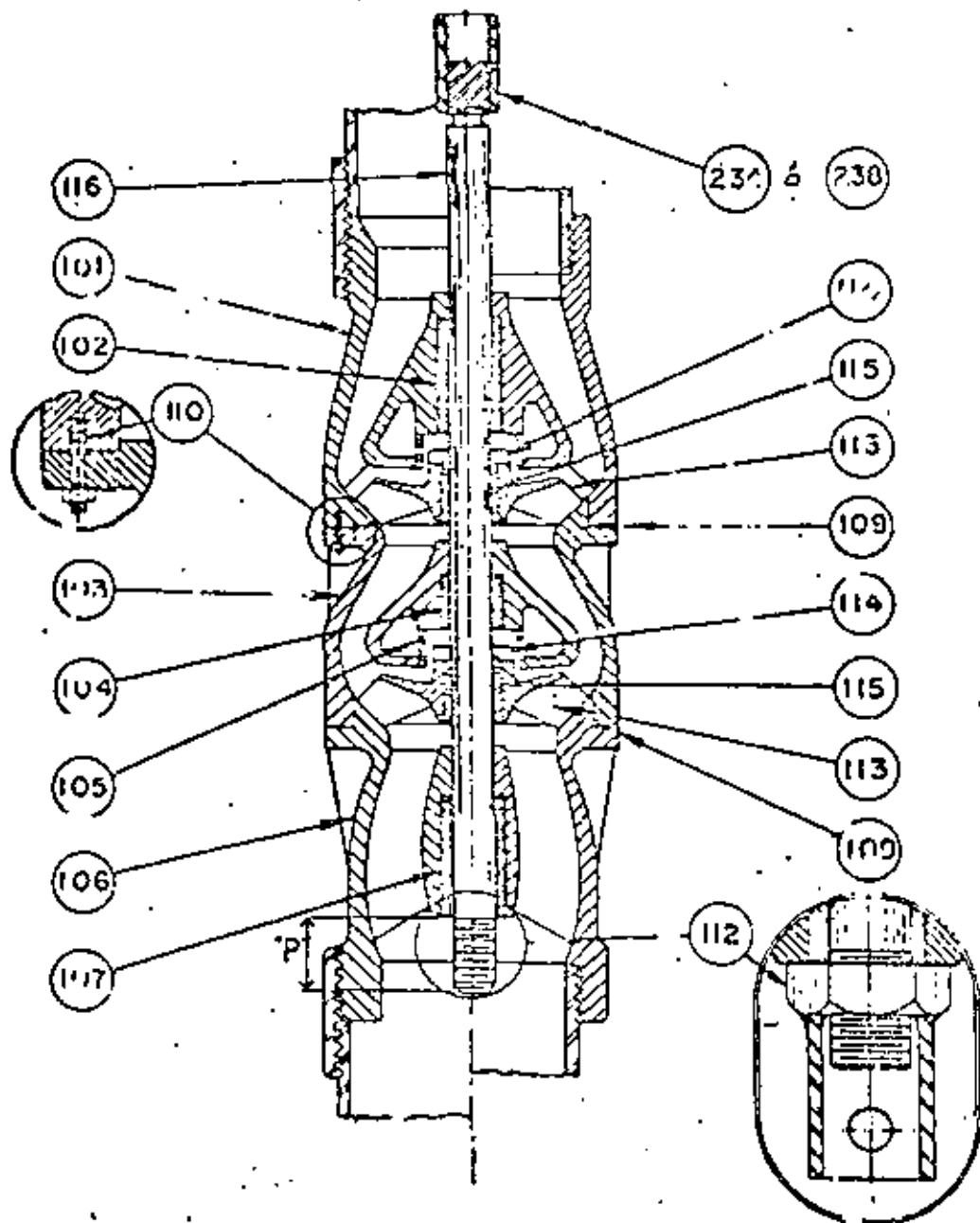
- 377 Flecha Superior.
- 281 Tubo Funda Superior.
- 328 Tornillos de Cabeza Hexagonal.
- 329 Empaque del Plato Adaptador.
- 345 Cabezal de Descarga.
- 346 Base del Cabezal.

- 357 Tapón para Facilitar Pruebas.
- 358 Tapón.
- 370 Brida de la Columna.
- 374 Empaque para Brida 370.
- 375 Tornillos para Brida 370.
- 376 Tornillos para fijar Base 346.
- 380 Chumacera Superior.
- 381 Plato Adaptador.
- 382 Empaque.

- 383 Tuerca Tensora de Tubo Funda.
- 385 Aceleradora Manual.
- 386 Ménsula de la Aceleradora 385.
- 387 Aceleradora Automática (Solenoide).
- 388 Ménsula de la Aceleradora 387.
- 389 Tornillos para Ménsula.
- 390 Tubo de Conexión.
- 452 Tornillos para fijar Motor o Cabezal de Engranaje.



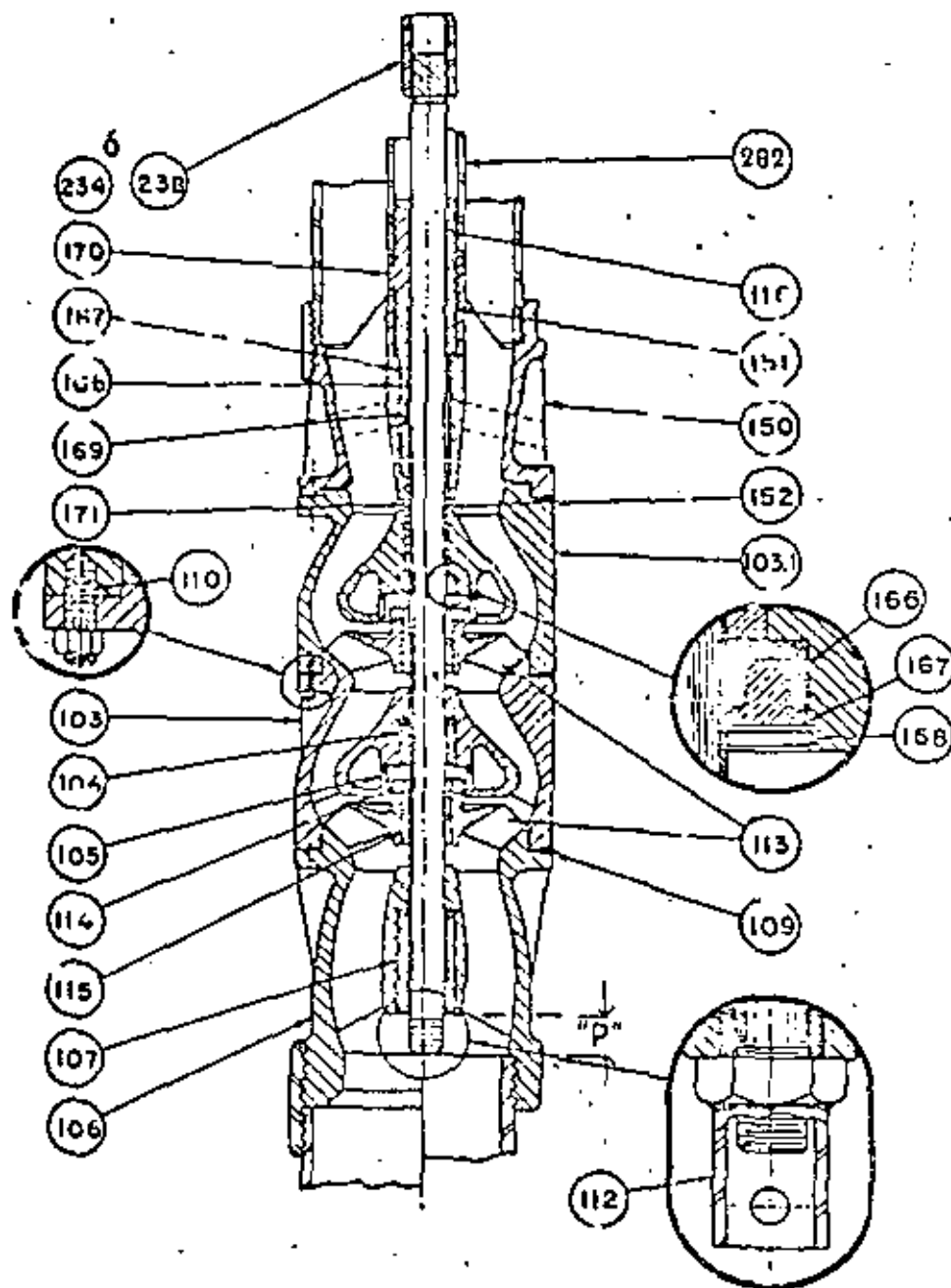
ILUSTRACION No. 16
Identificación de Partes de la Bomba
(JUEGO DE TAZONES)
POMONA Fig. 6977 lubricada por AGUA



- 101 Tazón de Descarga.
- 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
- 103 Tazón Intermedio.
- 104 Chumacera del Tazón Intermedio.
- 105 Anillo del Tazón.
- 106 Tazón de Succión.
- 107 Chumaceras del Tazón de Succión.
- 109 Perno Prisionero (uno en cada Tazón).

- 110 Birlos y Tuercas del Tazón (para cada Tazón).
- 112 Tuercas para Armado del fuego.
- 113 Impelente-impulsor.
- 114 Tuercas del impulsor.
- 115 Buje o Cono del impulsor.
- 116 Flecha de la Bomba (de acero inoxidable).

ILUSTRACION No. 17 - Identificación de Partes de la Bomba
(JUEGO DE TAZONES)
POMONA Fig. 6972 lubricada por ACEITE.

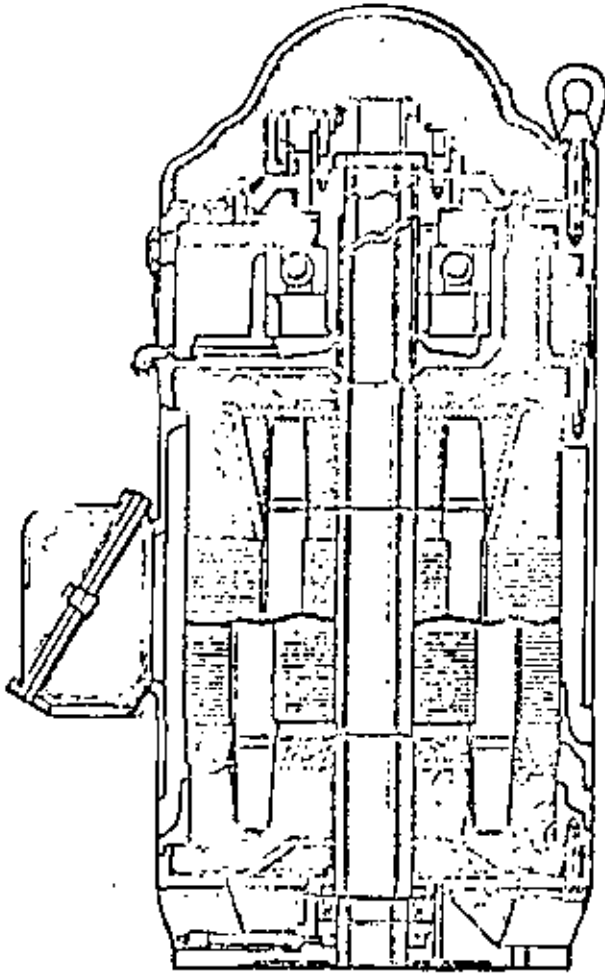


- 103 Tazón Intermedio.
- 103.1 Tazón Intermedio Superior.
- 104 Chumacera del Tazón Intermedio.
- 105 Anillo del Tazón.
- 106 Tazón de Succión.
- 107 Chumacera del Tazón de Succión.
- 109 Perno Pistonero (una para cada Tazón).
- 110 Bujes y Tuercas del Tazón (para cada Tazón).
- 112 Tuercas para Armado del Juego.
- 113 Impulsante-impulsor.
- 114 Tuercas del impulsor.
- 115 Bujes y Conos del impulsor.

- 118 Flecha de la Bomba (de acero inoxidable).
- 150 Tazón de Descarga.
- 151 Chumacera Superior del Tazón de Descarga.
- 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
- 166 Sello de Cuero "U".
- 167 Anillo de Soporta del Cuero "U".
- 168 Anillo Expansor del Cuero "U".
- 169 Sello "Múltiple de Cuero "U".
- 170 = No. 151 en caso de usar Sello Múltiple "U".
- 171 = No. 152 en caso de usar Sello Múltiple "U".

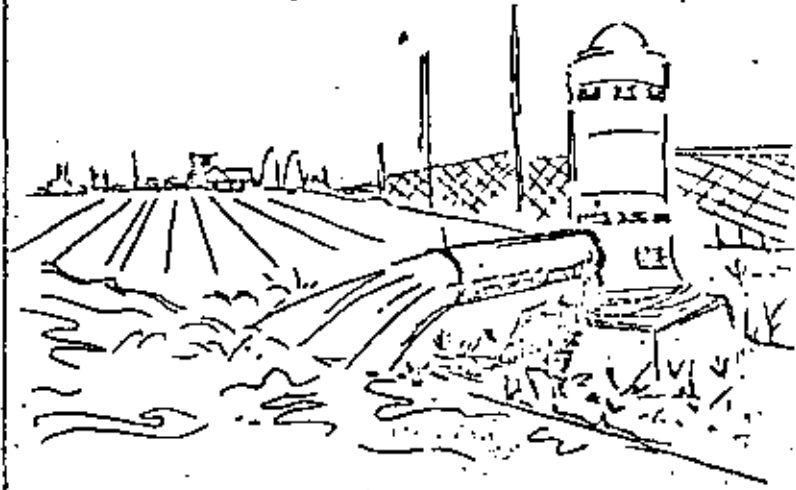


MOTOR VERTICAL



MOTORES VERTICALES KZKV3 "VENTILACION"

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

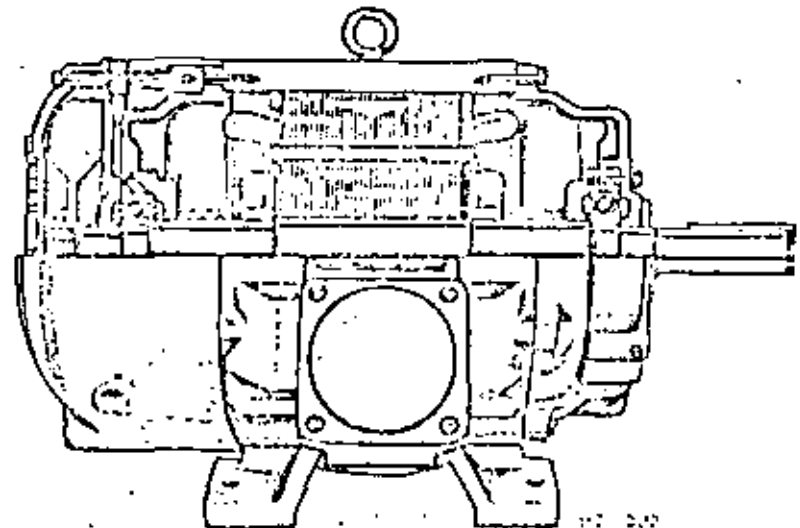


Los motores verticales para servicio de bombeo, aseguran una operación prolongada sin problemas, con muy poco servicio de mantenimiento.

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





II. 3. - SELECCION BOMBAS VERTICALES PARA POZO PROFUNDO

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

A. - Cliente

D. - Dirección

C. - Nombre del pozo

D. - Diámetro interior del ademe

E. - Nivel estático (h_E)

F. - Atarimamiento (a)

G. - Nivel dinámico (ND)

H. - Elevación (h_{ed})

I. - Fricciones (columna de descarga) (h_{fc})

J. - Carga de velocidad (h_v)

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
- D). - Dirección:- Zona de riego No. 2, Coatepec, 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 ($L_c = \frac{7.10 + ND}{3.05} = \text{No. de tramos de } 3.05 \text{ m de longitud cada tramo}$).
- Q). - Tipo de lubricación, agua, figura 6977



- 4 -

*K). - Cálculo de la carga total:

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

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.

h_v = Carga de velocidad

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

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

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

Sustituyendo valores

$$H_1 = 49.20 + 218' + 3'$$

$$H_1 = 270.20'$$

(Ver diagrama 3.1)



- 6 -

En la curva de operación del modelo 12MC diseño T6 (Fig. 3.2) para un gasto de 950 GPM, la curva A nos da 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 pérdida por fricción de 3.27%, con éste lado corregimos el valor de la carga total aprox. H_t , 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%.



Potencia requerida:

$$PR = \frac{950 \text{ GPM} \times 269.16'}{3960 \times 0.80} = 80.71 \text{ HP}$$

Pérdidas mecánicas:

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

Las perdidas mecánicas son de 1.21%, entonces

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

Potencia total requerida:

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

Se cotizará 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"



TALLA (3-3)

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" | 290 | 241 | 145 | 121 | 96.0 | 80.0 | 72.0 | 58.0 | 48.0 | 7900# |
| 1-11/16" | 530 | 440 | 265 | 220 | 175 | 144 | 130 | 106 | 87.5 | 11700# |
| 1-15/16" | 740 | 610 | 365 | 305 | 242 | 203 | 181 | 147 | 121 | 14700# |
| 2-3/16" | | 900 | 545 | 455 | 360 | 300 | 270 | 220 | 181 | 19200# |
| 2-7/16" | | 1290 | 780 | 645 | 515 | 430 | 385 | 313 | 257 | 24400# |
| 2-11/16" | | | 1060 | 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 = $(K_t \times \text{Total Dynamic Head}) + (K_n \times \text{Number of Stages}) + (K_s \times \text{Setting})$

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 | 3.05 | 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.

Subject to change without notice.



- 10 -

Cálculo de la carga axial total (CAT)

$$CAT = (K_t \times CT) + (K_A \times \text{No. de Pasos}) + (K_g \times \text{Long. flecha transmisión.})$$

Longitud flecha de transmisión:

$$L_c = 60'$$

$$T = 1.34' \text{ (Altura cabezal } 20 \times 8'', \text{ tabla 3-6)}$$

$$AG = 4.07' \text{ (Altura motor tabla 3-5)}$$

$$L_t = 65.41' \quad \text{entonces (ver tabla 3-7)}$$

$$CAH = K_t \times CT = 13.4 \times 269.16' = 3606.74$$

$$K_A \times \text{No. de Pasos} = 18.5 \times 5 = 92.50$$

$$K_g \times \text{Long. Flecha} = 5.8 \times 65.41' = 379.38$$

4078.62 lbs.

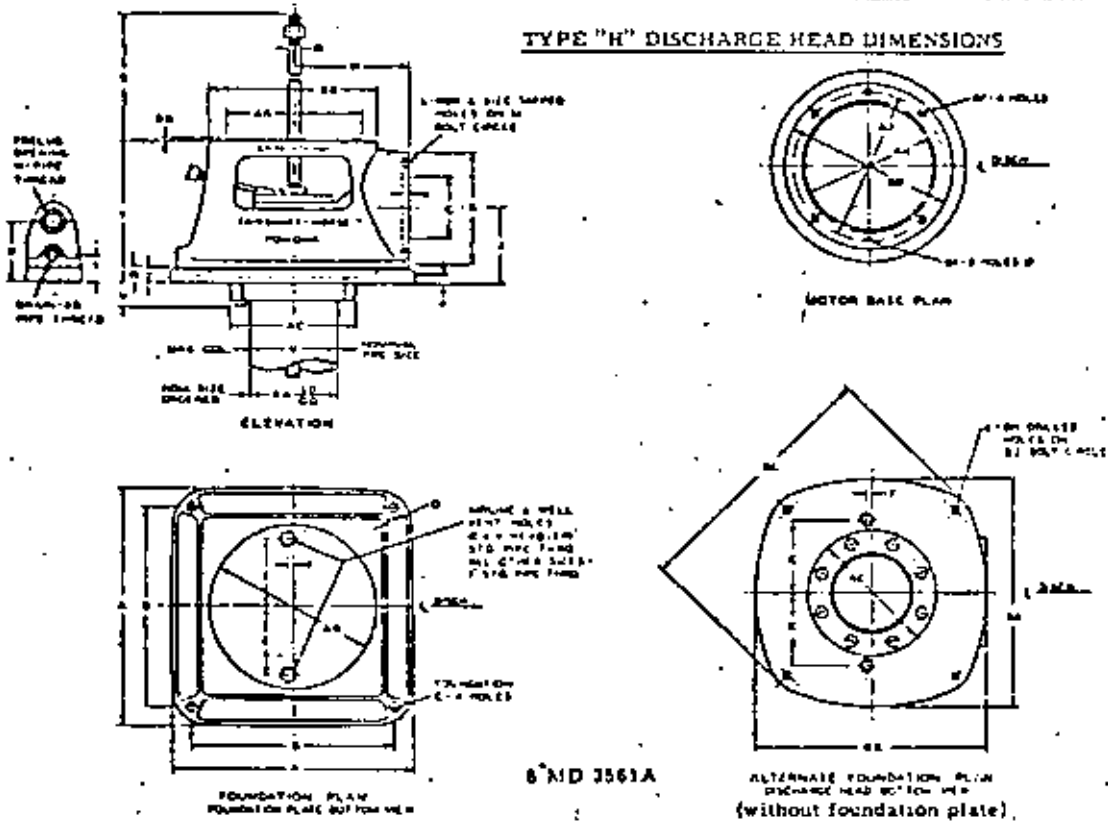
En la tabla (3-3) la flecha de 1-7/16" soporta un máximo de CAT = 7900 Lbs., por lo que esta flecha se encuentra dentro del límite de resistencia a la CAT.



(11)

TABLE - (3-6)

TYPE "H" DISCHARGE HEAD DIMENSIONS



6" MD 3561A

ALTERNATE FOUNDATION PLAN
DISCHARGE HEAD 60" LOW HEAD
(without foundation plate)

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 4 | 18 | 13-1/8 | 3/4 | 2-3/8 | 5-1/4 | 0 | 4 | 7-1/2 | 0-5/16 | 8 | 101 3/8 | 7-1/2 | 3/4 | 13/16 | 1-3/8 | | | 12-1/4 | 1-1/4 |
| 12 x 6 | 19 | 15-5/8 | 3/4 | 2-13/16 | 5-1/2 | 1-1/4 | 6 | 8-3/4 | 7-1/2 | 11 | 101 3/4 | 9-1/2 | 3/4 | 15/16 | 1-3/4 | | | 14 | 1-3/4 |
| 12 x 8 | 18 | 15-5/8 | 3/4 | 2-13/16 | 5-3/4 | 0 | 6 | 8-3/4 | 8-1/2 | 11-1/2 | 101 3/4 | 11-3/4 | 7/8 | 15/16 | 1-3/4 | | | 10-1/2 | 1-3/8 |
| 16-1/2 x 6 | 24 | 18-3/4 | 7/8 | 3-1/2 | 6-7/8 | 1/2 | 8 | 11-3/4 | 7-1/2 | 11 | 101 3/4 | 9-1/2 | 3/4 | 7/8 | 1-3/4 | | | 14 | 2 |
| 16-1/2 x 8 | 24 | 18-3/4 | 7/8 | 3-1/2 | 7-3/8 | 0 | 8 | 11-3/4 | 8-1/2 | 13-1/2 | 101 3/4 | 11-3/4 | 3/4 | 7/8 | 1-3/4 | | | 10-1/2 | 2 |
| 16-1/2 x 10 | 24 | 18-3/4 | 7/8 | 3-1/2 | 7-5/8 | 0 | 10 | 11-3/4 | 8-3/4 | 16 | 121 7/8 | 14-1/4 | 1 | 7/8 | 1-3/4 | | | 10-1/2 | 2-1/2 |
| 20 x 8 | 29 | 24 | 1 | 4-1/4 | 7-3/8 | 0 | 8 | 13-3/8 | 8-1/2 | 13-1/2 | 101 3/4 | 11-3/4 | 7/8 | 7/8 | 1-3/4 | | | 12-1/2 | 2 |
| 20 x 10 | 29 | 24 | 1 | 4-1/4 | 8-1/2 | 0 | 10 | 13-3/8 | 8-1/2 | 16 | 1121 3/8 | 14-1/4 | 1 | 7/8 | 1-3/4 | | | 10-1/2 | 2-1/2 |
| 20 x 12 | 29 | 24 | 1 | 4-1/4 | 8-3/8 | 0 | 12 | 13-3/8 | 10-1/4 | 19 | 121 3/8 | 17 | 1-1/4 | 7/8 | 1-3/4 | | | 11-1/2 | 2-1/2 |
| 24-1/2 x 10 | 32 | 29 | 1-1/8 | 5-1/8 | 8-1/2 | 0 | 10 | 15-7/8 | 10-1/8 | 18 | 121 7/8 | 14-1/4 | 1 | 1-1/4 | 1-3/4 | | | 12-1/2 | 2-1/2 |
| 24-1/2 x 12 | 32 | 29 | 1-1/8 | 5-1/8 | 9-1/4 | 0 | 12 | 15-7/8 | 11-5/8 | 19 | 121 7/8 | 17 | 1-1/4 | 1-3/4 | 1-3/4 | | | 12-1/2 | 2-1/2 |
| 24-1/2 x 14 | 32 | 29 | 1-1/8 | 5-1/8 | 10-1/8 | 0 | 14 | 15-7/8 | 12-3/8 | 21 | 121 7/8 | 18-3/4 | 1-1/4 | 1-3/4 | 1-3/4 | | | 14-1/2 | 2-3/4 |

| SIZE HEAD | V | W | X | Y | Z | AA | AB | AC | AD | AE - 069 | AJ | BB | BD | BF | BH | BJ | BK | BL |
|-------------|----|-------|---------|--------|---------|----|--------|--------|-------|----------|--------|-----|--------|-------|-----|--------|--------|--------|
| 10 x 4 | 5 | 1 | 4-3/8 | 2-5/16 | 1-3/16 | | 11-3/8 | 8-3/4 | 3/4 | 8-7/8 | 9-1/8 | 1/8 | 10 | 2-1/8 | 5/8 | 13-3/8 | 15 | 15-3/4 |
| 12 x 6 | 8 | 1 | 4-15/16 | 2-1/8 | 1-5/8 | | 14-1/8 | 10 | 3/4 | 8-7/8 | 9-1/8 | 1/8 | 12 | 2-1/8 | 5/8 | 16-3/8 | 18 | 20-1/8 |
| 12 x 8 | 8 | 1 | 4-15/16 | 2-7/16 | 1-5/8 | | 14-1/8 | 11-1/2 | 3/4 | 8-7/8 | 9-1/8 | 1/8 | 12 | 2-1/8 | 5/8 | 16-3/8 | 18 | 20-1/8 |
| 16-1/2 x 6 | 8 | 1-1/2 | 5-1/16 | 2-3/8 | 1-5/16 | | 17-1/8 | 12 3/8 | 1-1/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 15-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 17 3/4 | 20 3/4 | 23-1/2 |
| 16-1/2 x 8 | 8 | 1-1/2 | 5-1/16 | 2-3/8 | 1-5/16 | | 17-1/8 | 12 3/8 | 3/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 15-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 17 3/4 | 20 3/4 | 23-1/2 |
| 16-1/2 x 10 | 10 | 1-1/2 | 5-1/16 | 2-7/16 | 1-5/16 | | 17-1/8 | 14-1/4 | 1-1/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 15-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 17 3/4 | 20 3/4 | 23-1/2 |
| 20 x 8 | 8 | 1-1/2 | 5-15/16 | 2-1/8 | 1-5/16 | | 21-3/8 | 12-5/8 | 3/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 20 | 2-3/8 | 5/8 | 21 3/4 | 24 3/4 | 27-1/2 |
| 20 x 10 | 10 | 1-1/2 | 5-15/16 | 2-1/8 | 1-5/16 | | 21-3/8 | 14-3/4 | 3/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 20 | 2-3/8 | 5/8 | 21 3/4 | 24 3/4 | 27-1/2 |
| 20 x 12 | 12 | 2 | 7-1/8 | 2-1/8 | 1-5/16 | | 21-3/8 | 17-5/8 | 1 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 20 | 2-3/8 | 5/8 | 21 3/4 | 24 3/4 | 27-1/2 |
| 24-1/2 x 10 | 10 | 1-1/2 | 8-5/16 | 3-1/8 | 1-11/16 | | 25-1/8 | 14-3/4 | 3/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 24-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 24 3/4 | 27 3/4 | 30 |
| 24-1/2 x 12 | 12 | 2 | 8-5/16 | 3-1/8 | 1-11/16 | | 25-1/8 | 17-5/8 | 1-1/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 24-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 24 3/4 | 27 3/4 | 30 |
| 24-1/2 x 14 | 14 | 2 | 8-5/16 | 3-1/8 | 1-11/16 | | 25-1/8 | 21 | 3/4 | 12-1/8 | 14-3/4 | 1/8 | 24-1/2 | 2-3/8 | 5/8 | 24 3/4 | 27 3/4 | 30 |

* TAPPED

Ø 2 DRILLED HOLES

* WHEN USING 6" COLUMN 'U' IS 5-3/8. 'AC' IS 10-1/2

Subject to change without notice.

THRUST DATA

TABLA (3-7)

Total Thrust equals the summation of:

- K_1 times Total Dynamic Head
- K_2 times Number of Stages
- K_3 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.

| CONSTANT FOR SETTING | |
|----------------------|-------------------------|
| SHAFT SIZE | WEIGHT PER FOOT-- K_3 |
| 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. 6972 & 6977 THRUST CONSTANTS (1)

| PUMP SIZE | HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_1 | CONSTANT PER STAGE K_2 |
|-----------|---------------------------------|--------------------------|
| 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 | 5.0 |
| 8 XLC | 5.0 | 5.3 |
| 8 LC | 6.0 | 5.3 |
| 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 | 13.6 | 18.5 |
| 12 HC | 15.3 | 19.3 |
| 14 LC | 17.6 | 24.0 |
| 14 MC | 18.5 | 30.0 |
| 14 HC | 21.5 | 24.5 |
| 16 LC | 18.5 | 34.5 |
| 16 MC | 23.0 | 34.5 |
| 18 MC | 25.0 | 46.0 |
| 20 MC | 30.8 | 53.0 |

FIG. 6922 & 6927 THRUST CONSTANTS

| PUMP SIZE | IMPELLER | HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_1 | CONSTANT PER STAGE K_2 |
|-----------|----------|---------------------------------|--------------------------|
| 6 HC | 1102-4 | 2.5 | 2.8 |
| 7 MC | 1072-4 | 4.0 | 5.0 |
| 8 HC | 1112-4 | 4.3 | 6.5 |
| 10 MC | 735-3 | 5.0 | 8.0 |
| 10 XHC | 2109 | 7.5 | 10.0 |
| 12 MC | 745-7 | 8.0 | 12.6 |
| 12 HC | 1133-4 | 9.0 | 16.1 |
| 12 XHC | 2125 | 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 | 765-7 | 14.0 | 30.5 |
| 16 HC | 1262-4 | 17.0 | 37.3 |
| 18 MC | 775-7 | 18.0 | 40.5 |
| 18 HC | 1213-4 | 23.0 | 50.0 |
| 18 XHC | 2185-6 | 33.0 | 50.0 |
| 20 HC | 1223-4 | 28.0 | 67.0 |

FIG. 6962 & 6967 THRUST CONSTANTS

| PUMP SIZE | HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_1 | CONSTANT PER STAGE K_2 |
|-----------|---------------------------------|--------------------------|
| 10" | 14.0 | 5.0 |
| 12" | 20.0 | 10.0 |
| 16" | 31.0 | 20.0 |

Subject to change without notice.



CALCULO DEL ALARGAMIENTO DE LA FLECHA DE TRANSMISION

En la tabla (3-8), con la carga axial hidraulica (3606.74 Lbs) encontremos;

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

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 ésta bomba trabajará en un lugar a 1800 m. SNM entonces.

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

$$S = 0.996 \text{ (Gravedad específica del agua a } 85^\circ\text{F. de temperatura).}$$

$$h_{pv} = \text{Carga de presión de vapor} = 1.4'$$

$$h_{fs} = 0.5'$$

$$\text{HPSHR} = 9.5' \text{ (de la curva de operación figura 3.2)}$$

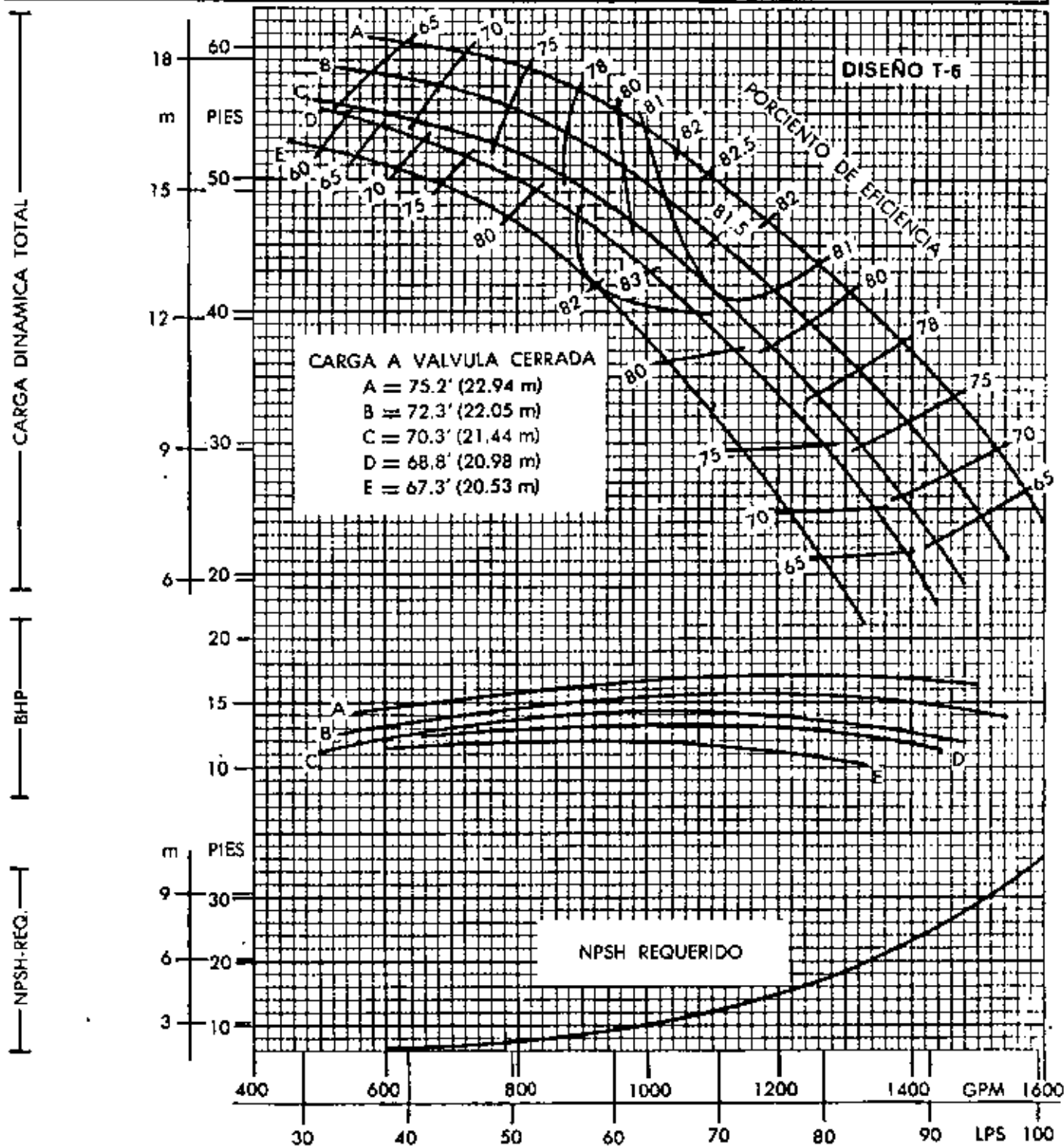
• Entonces:

$$\text{Sumergencia mínima} = 27.31 - (1.4 + 0.5 + 9.5')$$

$$= + 15.91'$$



| CARACTERISTICAS DE OPERACION | | | MODELO | FIGURA | R P M |
|------------------------------|----------------------|---------------------------|--|-------------|-------------|
| NUMERO DE ETAPAS | CAMBIO DE EFICIENCIA | IMPULSOR BRONCE | 12" MC | 6970 | 1770 |
| 1 | RESTAR 3 PTS. | TAZON FoFo | EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO DEPENDE DE SUMINISTRAR A LA BOMBA LA CANTIDAD ESPECIFICADA DE AGUA LIMPIA, FRESCA, NO AEREADA, SIN EXCEDER DE 85°F (30°C) | | |
| 2 | RESTAR 2 PTS. | DIAM TAZON 11-1/2" | | | |
| 3 | RESTAR 1 PTS. | KT = 13.4 | | | |
| 6 O MAS | SUMAR 1 PTS. | | | | |





21
 TABLE (3-8)

LINESHAFT STRETCH CHART

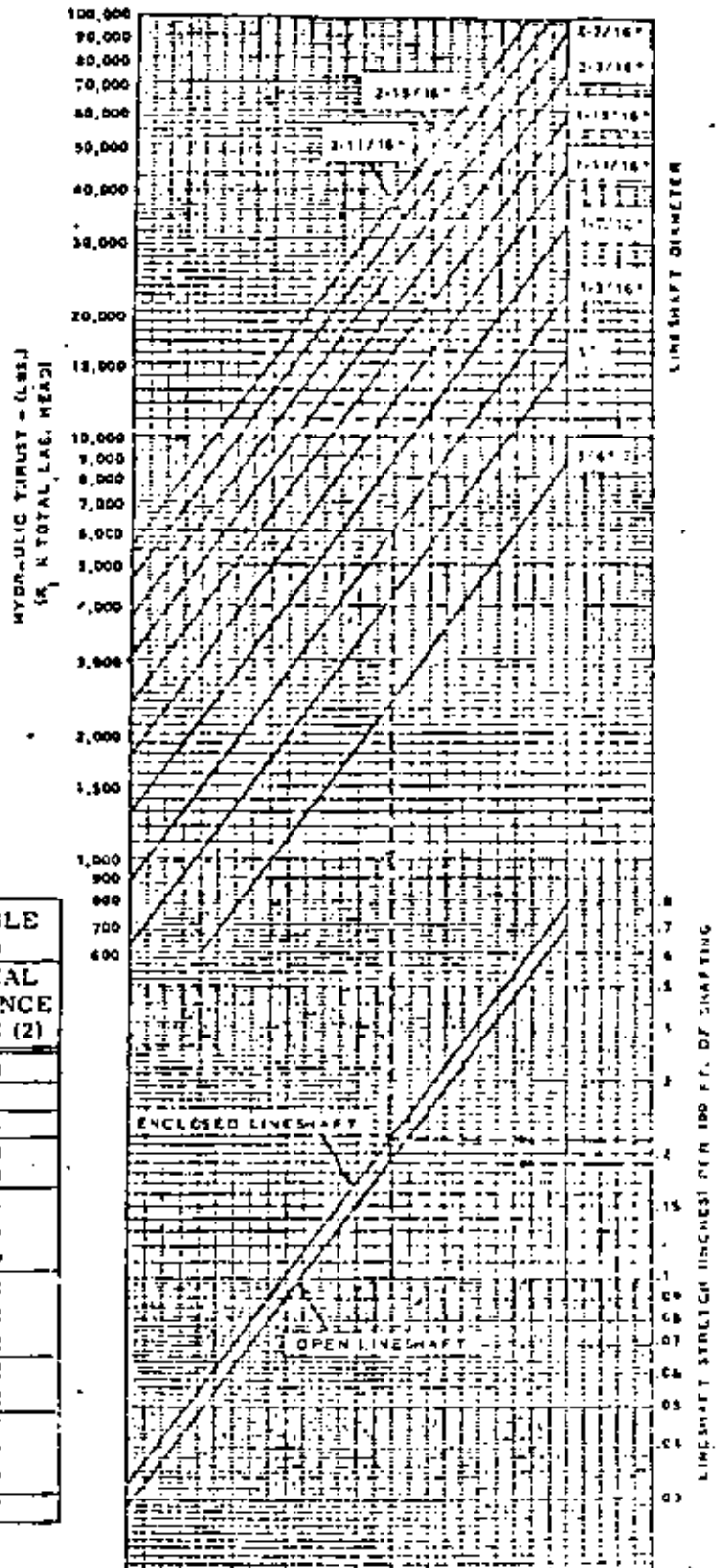
FIG. 6972 & 6977 BOWLS (1)

| 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 |
| 18MC | .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 | 1133-4 | .875 | 1.75 |
| 12 XHC | 2125 | .875 | 1.75 |
| 14 MC | 755-7 | .812 | 1.62 |
| 14 HC | 1203-2 | .812 | 1.62 |
| 14 XHC | 2145 | .812 | 1.62 |
| 16 MC | 765-7 | .812 | 1.62 |
| 16 HC | 1262-4 | .812 | 1.62 |
| 18 MC | 775-7 | .937 | 1.87 |
| 18 HC | 1213-4 | .937 | 1.87 |
| 18 XHC | 2185-6 | .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.

- 15 -

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 = | 883' |
| + h _{fd} = | 79.57 m (261') |
| Q = 100.95 LPS = | 1600 GPM |
| Longitud columna = | 100' |
| Lubricación columna deseada = | Aceite |
| Velocidad de operación = | 1770 RPM |
| Primera aproximación : | |

$$CT = ND + h_{Ed} + h_{fd} + h_{fc} + \frac{v^2}{2g}$$

(Ver diagrama No. 1A)

Consideramos que $h_{fc} = 5\%$ de la longitud de la columna entonces:

$$h_{v8"} = 1.64'$$

$$CT(1) = 91.84' + 261' + 5' + 1.64' = 359.48'$$

$$CT(1) = 359.48' (109.60 \text{ m})$$

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

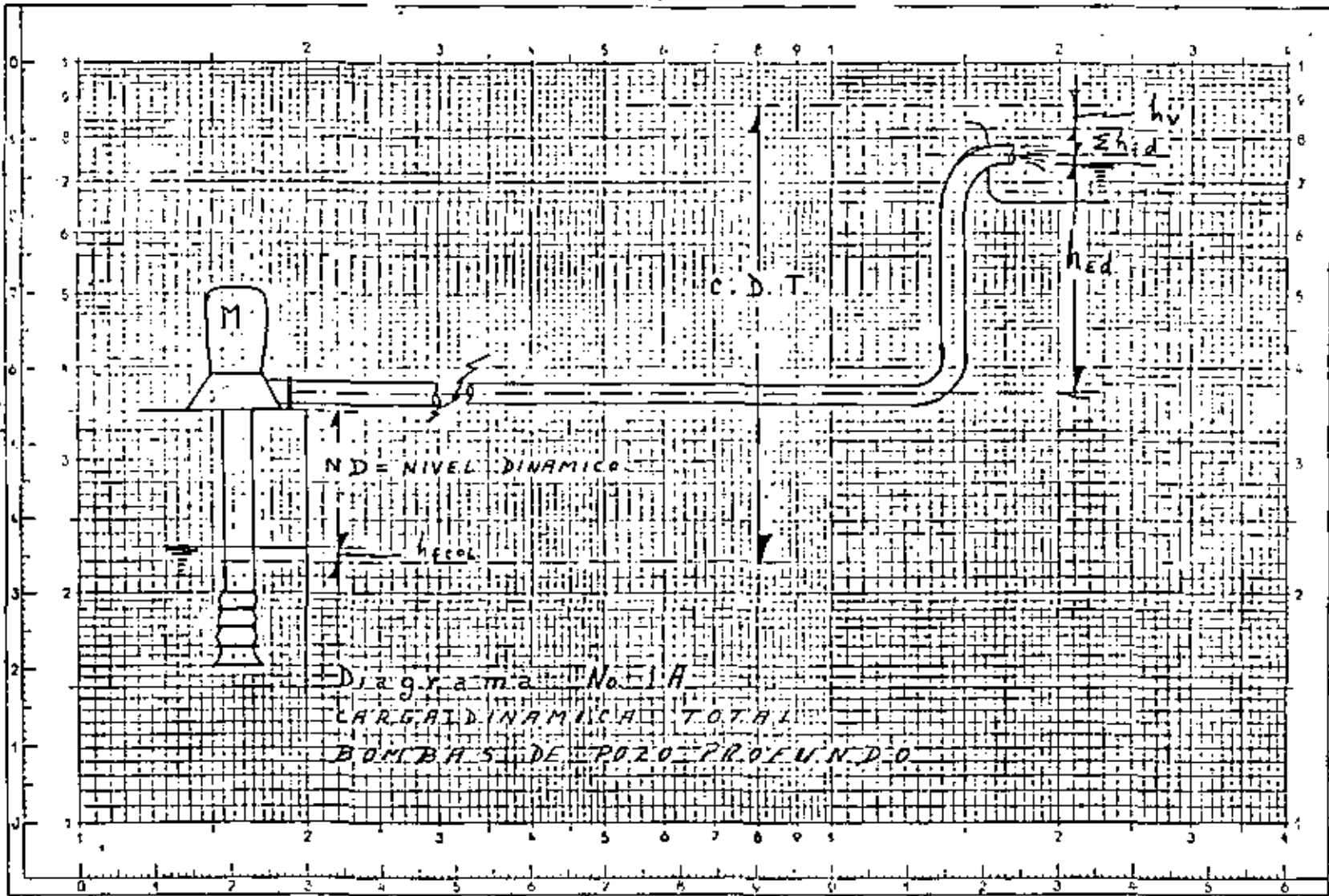
El impulsor A suministra una carga unitaria de 44.7', entonces

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

$$\text{Eficiencia} = 79.2\%$$

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

DIN A 4
11-8174
log - log
Head of WC



- 2 -

$$PR = 183.39 \text{ BHP}$$

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 pérdida por fricción de 2.30%, con éste valor corregimos la fórmula de CT(1), entonces:

$$CT = 91.84 + 261 + 2.30 + 0.659$$

en donde

$$0.659 = h_{v} \rho \frac{V^2}{2g} = \frac{V_{10}^2}{2g}$$

Luego:

$$CT = 355.79'$$

Entonces:

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

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

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

Luego:

$$\text{Potencia requerida} = 181.51 \text{ HP.}$$

Pérdidas mecánicas

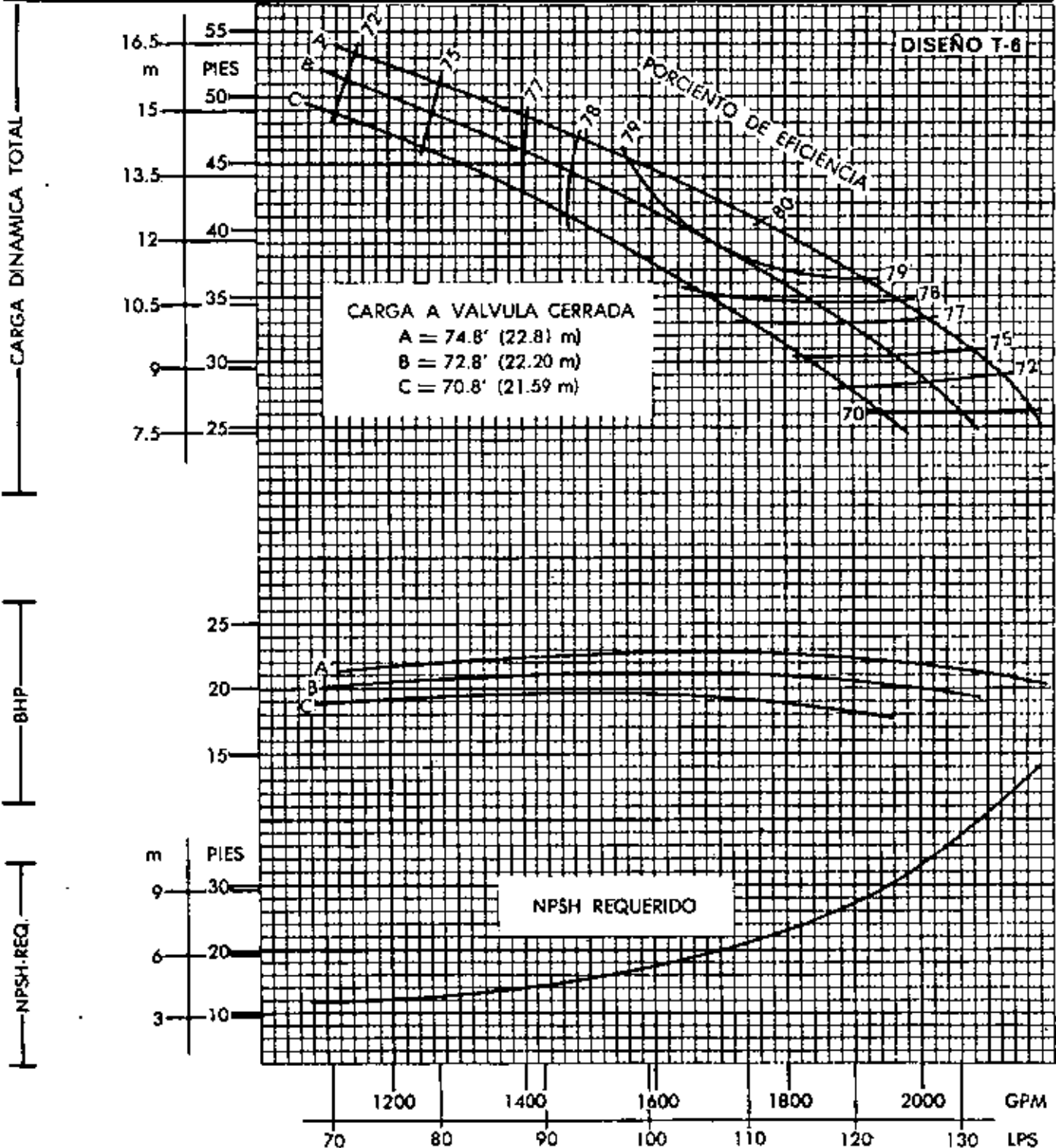
$$(\text{Tabla No. 3}) = \frac{1.59}{100} \times 100\% = 1.59$$

$$\text{Potencia total} = \underline{183.10 \text{ HP}}$$



MANUFACTURERA FAIRBANKS-MORSE, S. A.

| CARACTERISTICAS DE OPERACION | | | MODELO | FIGURA | R P M |
|------------------------------|----------------------|-----------------------|---|--------|-------|
| NUMERO DE ETAPAS | CAMBIO DE EFICIENCIA | IMPULSOR | 12" HC | 6970 | 1770 |
| 1 | RESTAR 2 PTS. | BRONCE | EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO DEPENDE DE SUMINISTRAR A LA BOMBA LA CANTIDAD ESPECIFICADA DE AGUA LIMPIA, FRESCA, NO AEREA, SIN EXCEDER DE 85°F (30°C). | | |
| 2 | RESTAR 1 PTS. | FoFo | | | |
| | | DIAM. TAZON 11-1/2" | | | |
| | | K _T = 15.5 | | | |



- 3 -

TABLA No. 1.- SELECCION DE FLECHAS DE TRANSMISION

| Diametro Flecha | BHP a la velocidad de: | | | | | | | | Máxima carga Axial | |
|--------------------|------------------------|-----|------|------|------|-----|-----|-------|-----------------------|----------|
| | Pulgadas | mm | 3560 | 1770 | 1170 | 880 | 705 | 585 | 100 | Lbs |
| 3/4" | 19.50 | 38 | 19 | 12.5 | 9.3 | 7.6 | 6.3 | 1.09 | 2030 | 921.62 |
| 1" | 25.40 | 117 | 58 | 38 | 29 | 23 | 19 | 3.30 | 3780 | 1718.18 |
| 1- 1/8" | 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 | 2451.60 |
| 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 | 4085.00 |
| 1-11/16" | 42.86 | 617 | 308 | 203 | 153 | 122 | 100 | 17.38 | 11700 | 5311.80 |
| 1-15/16" | 49.21 | 905 | 451 | 298 | 224 | 179 | 147 | 25.49 | 14700 | 6673.80 |
| 2-3/16" | 55.56 | - | 630 | 416 | 313 | 251 | 206 | 35.59 | 19200 | 8716.80 |
| 2-7/16" | 61.91 | - | 836 | 553 | 416 | 333 | 274 | 47.23 | 24400 | 11077.60 |
| 2-11/16" | 68.26 | - | 1120 | 740 | 557 | 446 | 370 | 63.28 | 30000 | 13620.00 |
| 2-15/16" | 74.61 | - | 1400 | 930 | 690 | 565 | 465 | 79.15 | 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 (disponi-

$$\text{ble}) = \frac{\text{RPM}}{100} \times \text{Bhp á 100 RPM}$$

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

$$\text{BHP (disponible)} = \frac{2300 \times 17.38}{100} = 399.7 \text{ Bhp}$$

3.- Multiplicadores para diferentes materiales de flecha

- 4 -

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

- 5 -

**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 | 1.38 |

NOTA: Los valores por debajo de la línea (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 línea (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 abierto 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 por 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 - - (6972).

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, que, 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 hidráulica (PH)
2. - Peso de la flecha de transmisión (Pf)
3. - Peso del elemento rotatorio (Pi)

La fórmula es la siguiente:

$$CAT = (CT \times K_t) + (\text{No. pasos} \times K_a) + (\text{longitud flecha} \times K_s).$$

en donde:

K_t = Factor de carga en Lbs/ft.

K_a = Factor por paso en Lbs.

K_s = Factor por peso de flecha de transmisión en Lbs/ft.

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 | 14MC | 18.50 30.00 |
| 4MC | 1.20 | 2.00 | 14HC | 21.50 24.50 |
| 6XLC | 2.70 | 2.50 | 16LC | 19.50 34.50 |
| 6LC | 3.20 | 2.50 | 16MC | 23.00 34.50 |
| 6MC | 3.20 | 2.60 | 18MC | 35.00 46.00 |
| 6HC | 3.30 | 2.60 | <u>Factor por peso flechas transmisión</u> | |
| 7MC | 4.70 | 5.00 | Diámetro | Ks. |
| 8LC | 6.00 | 5.50 | 3/4" | 1.60 |
| 8MC | 6.70 | 5.50 | 1" | 2.80 |
| 8HC | 7.20 | 5.50 | 1-3/16" | 4.00 |
| 10XLC | 8.20 | 10.80 | 1-7/16" | 5.80 |
| 10LC | 9.00 | 11.20 | 1-11/16" | 8.10 |
| 10MC | 9.30 | 11.30 | 1-15/16" | 10.60 |
| 10HC | 10.60 | 11.30 | 2-3/16" | 13.60 |
| 12LC | 13.20 | 18.00 | 2-7/16" | 17.00 |
| 12MC | 13.40 | 18.50 | 2-11/16" | 21.00 |
| 12HC | 15.50 | 19.50 | 2-15/16" | 25.00 |
| 14LC | 17.60 | 24.00 | | |

- 8 -

CAT. en nuestro ejemplo

$$\text{CAH} = 355.79 \times 15.50 = 5514.75$$

$$\text{Peso/paso} = 8 \times 19.50 = 156.00$$

$$\text{Peso flecha} = 8.10 \times 100'$$

$$+ 1.65'$$

$$\frac{4.70'}{106.35'} = \frac{861.44}{6532.18} \text{ Lbs.}$$

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 2485 (se anexan hojas de dimensiones de cabezales de descarga y motores eléctricos verticales flecha - hueca)

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 es:

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

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.

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

| Modelo | Diseño de Fabricación | Alargamiento Permitido Máximo | | Alargamiento máximo c/maquinado especial (Cut-Back) | | Tipo Dampers |
|--------|--------------------------|-------------------------------------|--------|---|----|-----------------|
| | | T4 | T6 | T4 | T6 | |
| 4LC | T4 y T6 | 0.187" | 0.125" | 0.312" | No | T4, SI |
| 4MC | T6 | - | 0.187" | No | No | SI |
| 4HC | T4 | 0.250" | - | 0.312" | No | SI |
| 6XLC | T4 | 0.312" | - | No | No | SI |
| 6LC | T4 | 0.312" | - | 0.468" | No | SI |
| 6MC | T4 y T6 | 0.312" | 0.312" | 0.437" | No | T4, SI |
| 6HC | T4 y T6 | 0.312" | 0.312" | 0.437" | No | T4, SI |
| 7MC | T6 | - | 0.437" | No | No | No |
| 8LC | T4 y T6 | 0.437" | 0.437" | 0.562" | No | T4, SI |
| 8MC | T6 | - | 0.437" | No | No | SI |
| 8HC | T4 y T6 | 0.562" | 0.312" | No | No | No |
| 10XLC | T6 | - | 0.500" | No | No | SI |
| 10LC | T4 | 0.375" | - | 0.625" | No | SI |
| 10MC | T4 y T6 | 0.312" | 0.500" | 0.500" | No | SI, 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 |

| Modelo | Diseño de Fabricación | Alargamiento Permitido Máximo | | Alargamiento máximo e/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" | - | 0.812" | No | SI |
| 16MC | T4 | 0.437" | - | 0.562" | No | No |
| 18MC | T4 | 0.500" | - | No | No | No |
| 24MC | T4 | 0.500" | - | No | No | No |
| 36MC | T6 | - | 0.750" | No | No. | No |

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:

$$\text{Alargamiento} = 355.79' \times 0.0000031 \times 106.35'$$

$$\text{Alargamiento} = 0.117''$$

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.

TABLA No. 5

12

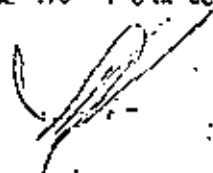
NOTA: MULTIPLICAR TDH (CARGA DINAMICA TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIFICAR POR LA LONGITUD DE LA COLUMNA EN PIES.

EJEMPLO:

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

$$170' \times .0000010 = .0001700 \therefore .0001700 \times 115 = \boxed{.0195500}$$

LUBRICACION AGUA



| BOYBA | 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 | .0000029 | .0000041 | | | | | | | | | | | | |
| 4HC | .0000088 | .0000051 | .0000035 | | | | | | | | | | | | |
| 6XLC | .0000022 | .0000013 | .0000005 | | | | | | | | | | | | |
| 6MC | .0000025 | .0000014 | .0000010 | .0000070 | | | | | | | | | | | |
| 6HC | .0000027 | .0000015 | .0000011 | .0000072 | | | | | | | | | | | |
| 7XLC | .0000039 | .0000022 | .0000015 | .0000011 | .0000007 | | | | | | | | | | |
| 8XLC | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8LC | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8MC | .0000054 | .0000030 | .0000021 | .0000015 | .0000011 | | | | | | | | | | |
| 8HC | .0000052 | .0000027 | .0000021 | .0000014 | .0000010 | | | | | | | | | | |
| 10XLC | .0000066 | .0000037 | .0000026 | .0000019 | .0000018 | .0000016 | | | | | | | | | |
| 10LC | .0000072 | .0000031 | .0000029 | .0000020 | .0000014 | .0000011 | | | | | | | | | |
| 10MC | | .0000041 | .0000026 | .0000025 | .0000018 | .0000014 | | | | | | | | | |
| 10HC | | .0000027 | .0000039 | .0000027 | .0000019 | .0000015 | | | | | | | | | |
| 12LC | | .0000050 | .0000032 | .0000029 | .0000021 | .0000016 | | | | | | | | | |
| 12MC | | .0000070 | .0000049 | .0000034 | .0000024 | .0000018 | | | | | | | | | |
| 12HC | | .0000070 | .0000049 | .0000024 | .0000024 | .0000019 | | | | | | | | | |
| 14LC | | .0000079 | .0000036 | .0000028 | .0000028 | .0000021 | | | | | | | | | |
| 14MC | | | .0000070 | .0000045 | .0000035 | .0000026 | .0000021 | .0000017 | | | | | | | |
| 14HC | | .0000097 | .0000068 | .0000047 | .0000034 | .0000026 | | | | | | | | | |
| 15LC | | | .0000062 | .0000043 | .0000031 | .0000023 | .0000018 | .0000015 | | | | | | | |
| 15MC | | | | .0000050 | .0000035 | .0000027 | .0000022 | .0000017 | | | | | | | |
| 16HC | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18MC | | | | .0000076 | .0000055 | .0000042 | .0000033 | .0000027 | | | | | .0000022 | | |
| 20MC | | | | .0000065 | .0000051 | | .0000047 | .0000037 | .0000029 | | | | .0000024 | | |
| 24MC | | | | | | .0000066 | .0000078 | .0000062 | .0000050 | | | | .0000041 | .0000036 | .0000027 |

LUBRICACION ACEITE

| BOMBA | 3/4 | 1 | 1 3/16 | 1 7/16 | 1 11/16 | 2 3/16 | 2 7/16 | 2 11/16 |
|-------|---------|---------|---------|----------|----------|---------|---------|---------|
| 6LC | .000029 | .000016 | .000012 | .0000079 | | | | |
| 6MC | .000029 | .000016 | .000012 | .0000075 | | | | |
| 6HC | .000036 | .000020 | .000014 | .0000079 | | | | |
| 7MC | .000044 | .000025 | .000018 | .000012 | .0000067 | | | |
| 8XLC | .000045 | .000025 | .000018 | .000012 | .0000069 | | | |
| 8LC | .000054 | .000031 | .000022 | .000015 | .000011 | | | |
| 8MC | .000061 | .000034 | .000024 | .000017 | .000012 | | | |
| 8HC | .000059 | .000033 | .000023 | .000016 | .000012 | | | |
| 10XLC | | | .000030 | .000020 | .000015 | | | |
| 10LC | .000081 | .000046 | .000032 | .000022 | .000016 | | | |
| 10MC | | .000047 | .000033 | .000023 | .000016 | | | |
| 10HC | | | .000044 | .000030 | .000022 | | | |
| 12LC | | | | .000040 | .000029 | .000017 | | |
| 12MC | | | .000056 | .000038 | .000028 | .000016 | .000013 | .000011 |
| 12HC | | | .000054 | .000043 | .000031 | .000019 | .000015 | .000012 |
| 14LC | | | .000053 | .000044 | .000031 | .000019 | .000015 | |
| 14MC | | | .000079 | .000054 | .000039 | .000023 | .000019 | |
| 14HC | | | | .000057 | .000041 | .000024 | .000020 | .000016 |
| 15LC | | | .000070 | .000048 | .000035 | .000021 | .000017 | |
| 15MC | | | | | .000045 | .000027 | | |
| 18MC | | | | | .000053 | .000037 | .000030 | .000025 |
| 20MC | | | | | | .000045 | .000037 | .000030 |

NOTA: MULTIPLICAR TDH (CARGA DINAMICA TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIPLICARLO POR LA LONGITUD DE LA COLUMNA EN PIES.

EJEMPLO: UNA BOMBA 6LC CON FLECHA DE 3/4" Ø Y UNA CARGA DINAMICA TOTAL DE 180' Y UNA COLUMNA DE 130' DE LONG.

$$180' \times .000029 = .005220 \quad \therefore \quad .005220 \times 130' = \boxed{.6786}$$



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

TEMA 12

EQUIPO DE BOMBEO

APLICACIONES PRACTICAS

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

JULIO, 1980



EQUIPOS DE BOMBEO

APLICACIONES PRACTICAS.

Por: Ing. Federico Alcaraz L.

1) INSTALACIONES

Antes de iniciar cualquier instalación debemos estar conscientes de los materiales que emplearemos.

1.1) Tuberías.

- En los anexos 5101 y 5102 se detallan las propiedades de las tuberías de acero y sus accesorios.
- En el anexo 5103 se detallan las propiedades de la tubería de cobre.
- En los anexos 5115, 5116 se detallan las propiedades de la tubería de asbesto cemento.
- En los anexos 5120 y 5121 se detallan las propiedades de las tuberías de P.V.C. y sus accesorios.

1.2) Válvulas.

Hay varias clases de válvulas.

1.2.1) Válvulas de globo. (Fig. 1.2.1).

Se caracterizan por un cuerpo bridado, roscado ó soldado en cuyo centro tiene una cavidad esférica donde está el asiento. Son útiles, pues pueden controlar el gasto, pero sus pérdidas de energía son muy grandes por lo que no se recomiendan en instalaciones importantes.

1.2.2) Válvulas de compuerta (Fig. 1.2.2)

Que consisten en un cuerpo que puede ser obstruido al bajar o subir un disco. Como dejan libre el paso del agua, sin cambio de dirección, sus pérdidas de energía son bajas. No son adecuadas para controlar el flujo, por lo que casi siempre se usan ó abiertas ó próximas al cierre.

1.2.3) Válvulas de retención (Fig. 1.2.3)

Se usa para permitir el flujo en un solo sentido sin permitir, automáticamente, el retorno del fluido. Las 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.

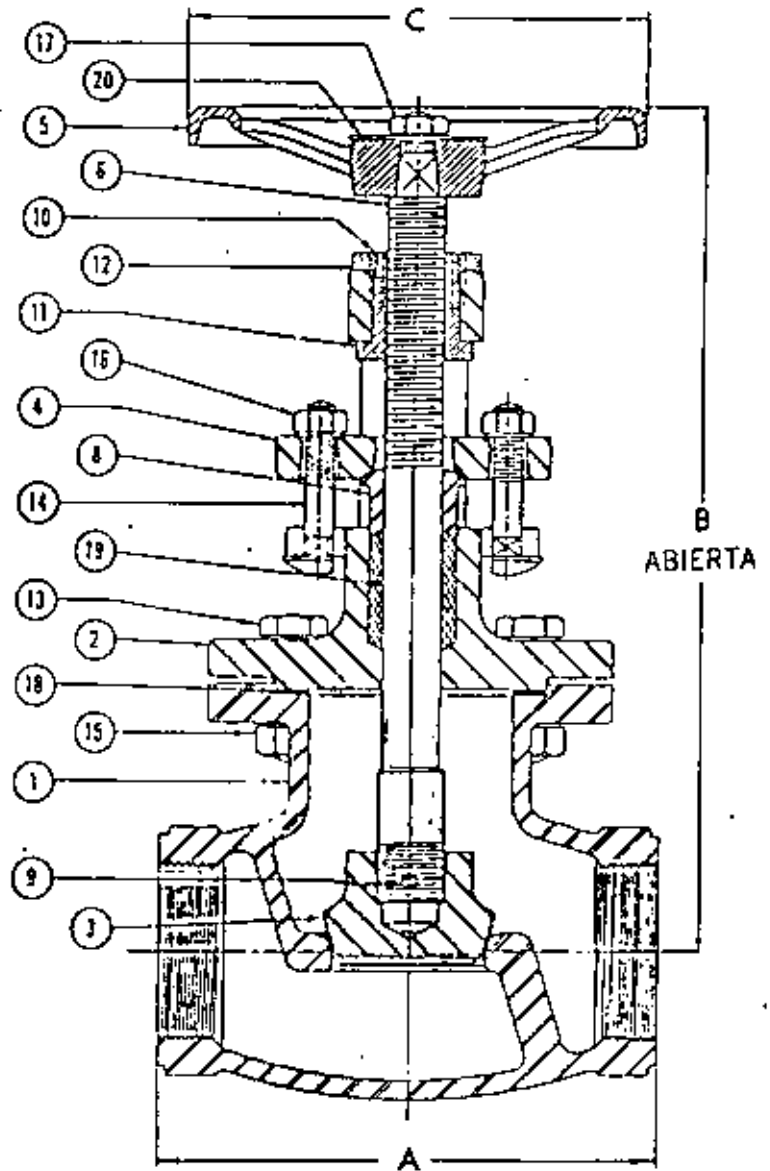
Estas válvulas son económicas y sirven también para controlar el flujo. Son muy recomendables, entre sus variedades se encuentra:

- 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

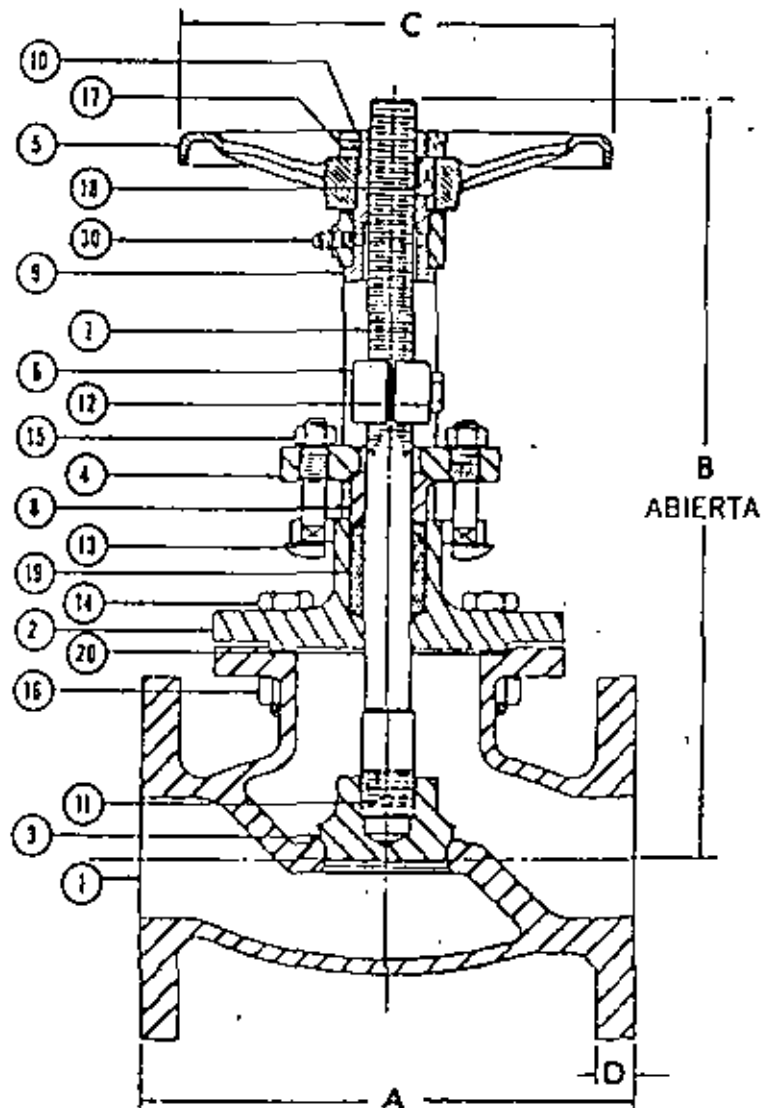


VALVULA DE GLOBO

Fig. 1.2.1 a

LISTA DE PARTES

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

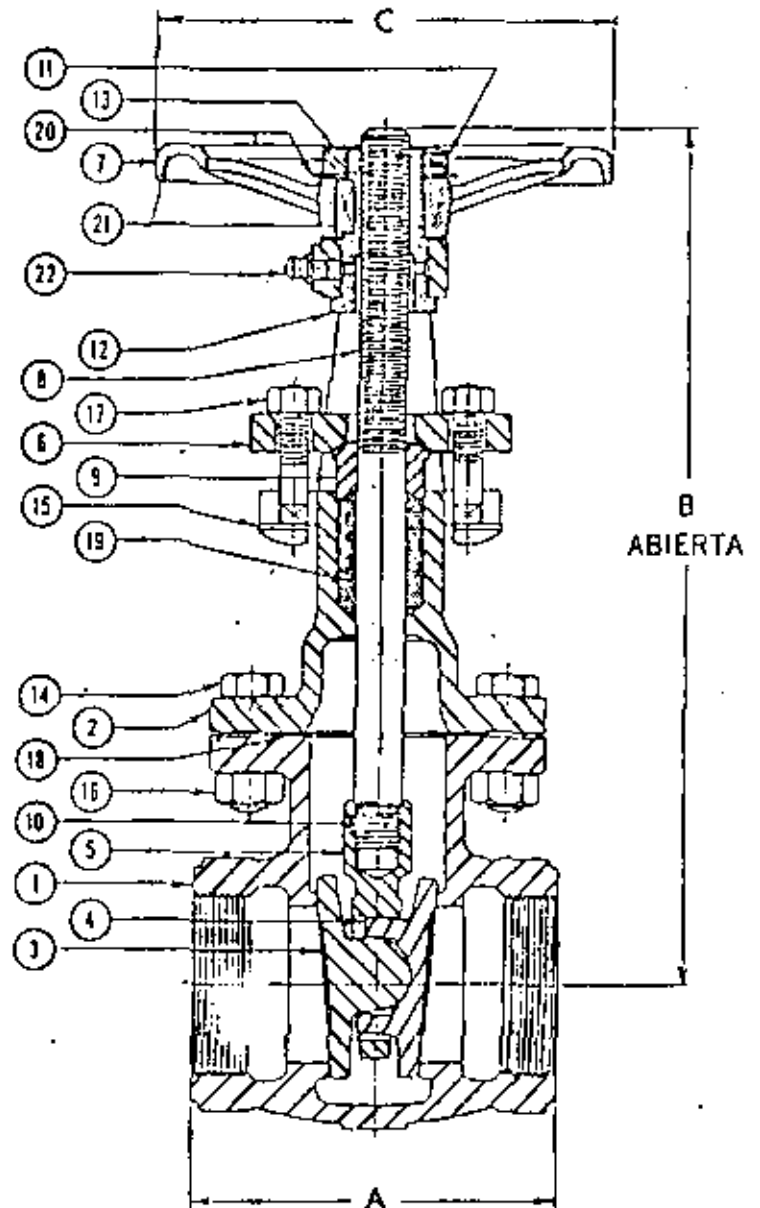


VALVULA GLOBO BRIDADA

Fig. 1.2.1 b

LISTA DE PARTES

- 1 CUERPO
- 2 BONETE
- 3 PORTA COMPUERTA
- 4 COMPUERTA MACHO
- 5 COMPUERTA HEMBRA
- 6 PRENSA ESTOPA
- 7 VOLANTE
- 8 VASTAGO
- 9 ESTOPERO
- 10 PERNO
- 11 PRISIONERO
- 12 YUGO
- 13 TUERCA DEL YUGO
- 14 TORNILLO BONETE
- 15 TORNILLO ESTOPERO
- 16 TUERCA BONETE
- 17 TUERCA ESTOPERO
- 18 JUNTA
- 19 EMPAQUE
- 20 PLACA DE IDENTIFICACION
- 21 CUNERO VOLANTE
- 22 GRASERA



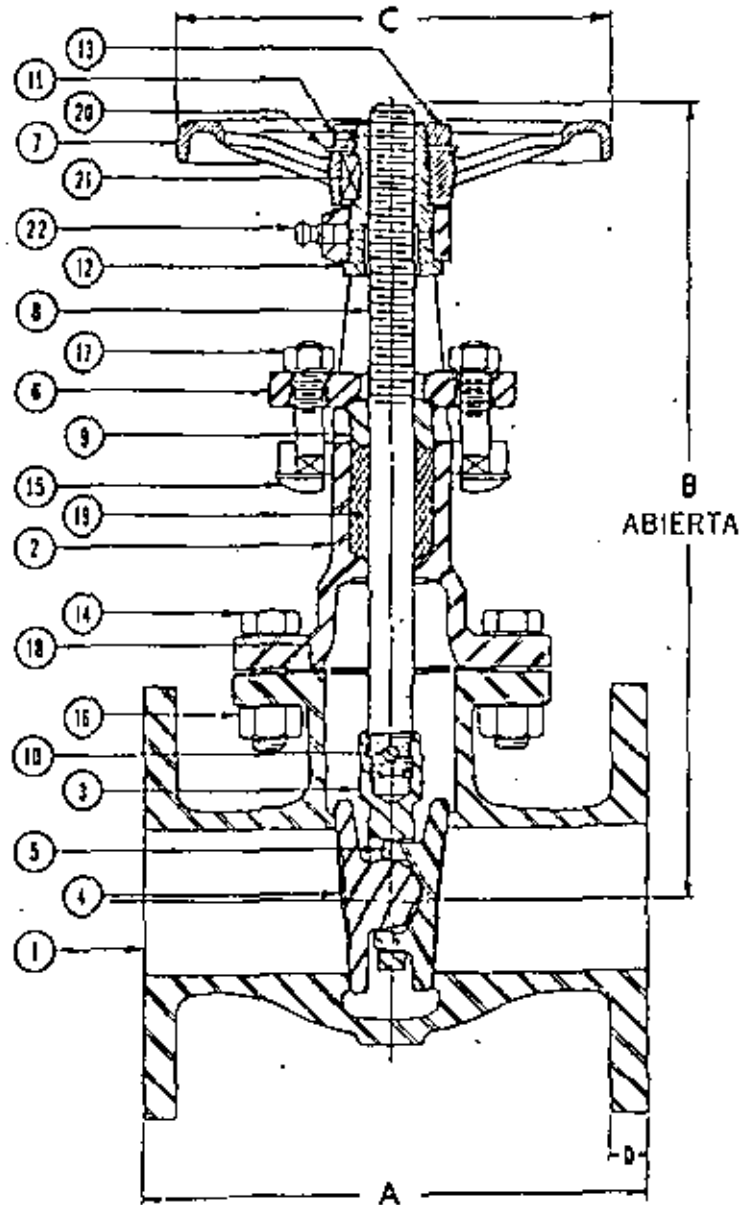
VALVULA DE COMPUERTA

Fig. 1.2.2 e

06 . . .

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



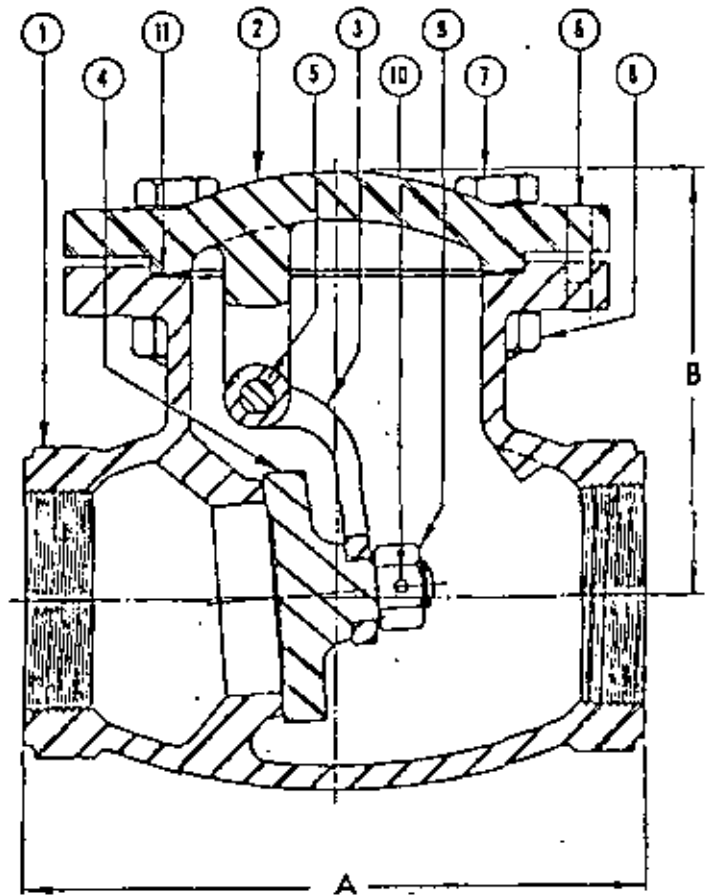
VALVULAS COMPUERTA BRIDADA

Fig. 1.2.2 б

07

LISTA DE PARTES

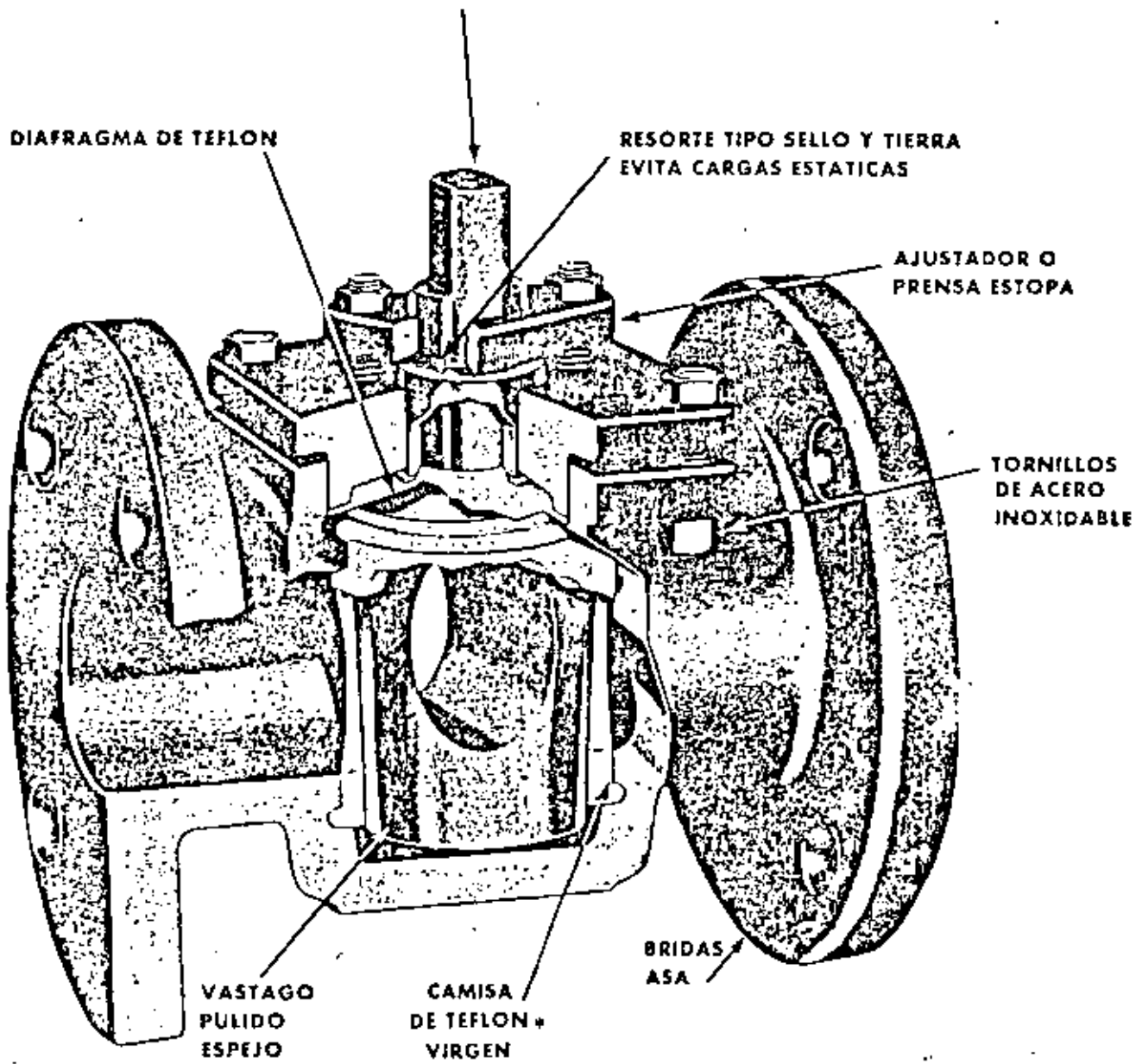
- 1 CUERPO
- 2 TAPA
- 3 BRAZO DISCO
- 4 DISCO
- 5 FLECHA BRAZO
- 6 PERNO TAPA
- 7 TORNILLO TAPA
- 8 TUERCA TAPA
- 9 TUERCA DISCO
- 10 PERNO DISCO
- 11 JUNTA



VALVULA DE RETENCION

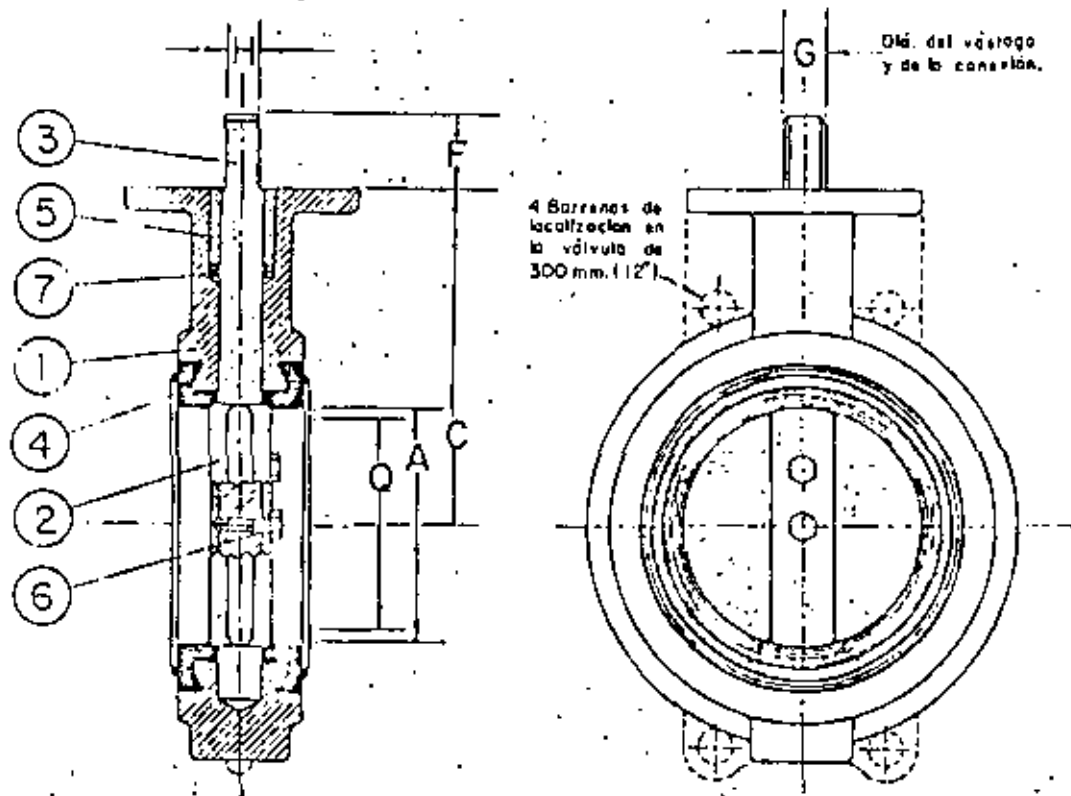
Fig. 1.2.3

PUEDE OPERARSE NEUMATICAMENTE O ELECTRICAMENTE SIN MODIFICAR EL VASTAGO U OPERARSE CON PALANCA MANUAL



VALVULA MACHO

Fig. 1.2.4



| PIEZA No | DESCRIPCION | CANT. | PARTE No. | OBSERVACIONES |
|----------|-------------|-------|-----------|---------------------------|
| 1 | CUERPO | 1 | 203 - III | |
| 2 | DISCO | 1 | 204 - III | |
| 3 | VASTAGO | 1 | 205 - III | |
| 4 | ASIENTO | 1 | 206 - 100 | 150 mm. o 300 mm. 206-III |
| 5 | BUJE | 1 | 207 - III | |
| 6 | TORNILLO | 2 | 905 - III | 300 mm. 3 Piezas. |
| 7 | EMPAQUE | 1 | 928 - III | |

VALVULA DE MARIPOSA

Fig. 1.2.5

10

Esta válvula consiste en un cuerpo dentro del cual hay un disco el que puede girar sobre un eje para colocarse perpendicular o paralelamente al flujo con lo que hacen el control. Generalmente son muy económicas y fáciles de operar.

1.2.6) Otras.

Como la válvula de diafragma, la válvula deslizante, las de tubo elástico, etc. que tienen pocas aplicaciones en instalaciones de bombeo.

1.3) Soportes.

Hay una gran variedad de soportes, una buena selección se describe en los siguientes anexos.

- Separación entre soportes en el anexo 5201, hoja 1/2.
- Separación entre tuberías de diferentes diámetros en el anexo 5201, hoja 2/2.
- Diferentes tipos de soportes:
 - a) Soporte en U en los anexos: 5202, 5203, 5204 y 5205.
 - b) Angulo vertical en el anexo 5206
 - c) Angulo horizontal en el anexo 5207
 - d) Abrazaderas en el anexo 5208, 5210, 5211, 5218 y 5219
 - e) Soportes a columnas en anexo 5209
 - f) Rodetes para tubo en anexo 5212
 - g) Varillas para soporte en anexo 5213
 - h) Fijadores y aseguradores en anexos 5214 y 5215
 - i) Soportes de gancho en anexo 5217

1.4) Instalaciones típicas.

- 1.4.1) Bombeo a la red con excedencias al tanque. Se detalla en anexo 5612, donde se ve una válvula de compuerta en la succión (se debe poner con el eje horizontal para evitar la entrada de aire), y en la descarga una válvula de retención para evitar que regrese el agua al parar la bomba.

ba y se pierda presión en la red. Para poder reparar la bomba ó la válvula, adelante de ésta se coloca otra válvula de compuerta.

1. 4. 2) Instalaciones típicas de bombas.

Se detallan en anexo 5611, especialmente en la succión se debe poner especial cuidado en evitar las cámaras de aire. En el anexo 3505 se detallan los controles e - léctricos.

1. 4. 3) Determinación de gastos.

Se detalla en artículo anexo, el método de Hunter.

1. 4. 4) Volúmen del tanque elevado.

Se detalla en un artículo anexo, la determinación del volúmen mínimo.

1. 4. 5) Volúmenes de cisterna, para n bombas.

Se detalla en anexo 5614 el método para determinar los volúmenes y posiciones de los 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 co - mún en un equipo de construcción.

1. 4. 7) Factores que influyen en la selección de una bomba.

Se detalla en anexo 5610.

1. 4. 8) Símbolos.

Se detallan en anexos 5601, 5602, 5603 y 5604.

2) CALCULOS

2.1 Pérdidas en tuberías

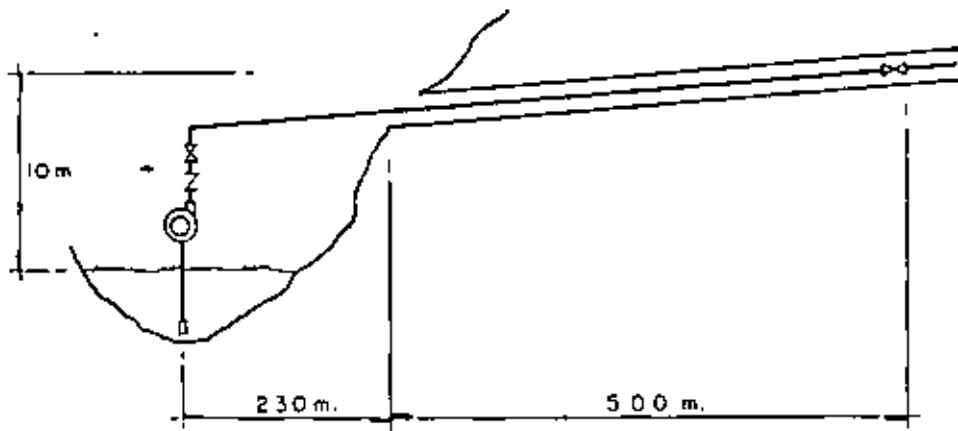
Estas se detallan para diferentes materiales y condiciones:

- En tuberías de acero en anexo 5311
- En tuberías de asbesto cemento en anexo 5312
- En tuberías de P. V. C. en anexo 5313
- En conexiones en anexo 5314.

2.2.1) EJEMPLO DE CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO

12

Supongamos un túnel cuyo frente esté a 500 m de la entrada y la bomba se localiza a 230 m afuera.



La instalación tiene las siguientes características :

- Longitud de tubería exterior : 230 m
- Accesorios :
 - 1 válvula de retención.
 - 2 válvulas de compuerta.
 - 3 codos de 90°
- Gasto requerido : 10 l. p. s. a 1.0 Kg/cm²
- Material : Cédula 80
- Logitud total :

| | |
|------------|-------|
| Exterior : | 230 m |
| Interior : | 500 m |

730 m

Longitud equivalente de accesorios :

Suponiendo 4" : (norma 5314)

2 válvulas compuerta : 2 x 1.8 = 3.6 m

| | | |
|----------------------|---------|----------------------|
| 1 válvula retención: | | 21.0 m |
| 3 codos 90° | 3 x 7 = | <u>21.0 m</u> |
| | | 45.6 m |
| | | <u><u>45.6 m</u></u> |

Longitudes:

| | |
|------------|---------------|
| Tubería | 730 m |
| Accesorios | <u>45.6 m</u> |
| | 775.6 m |

De la tabla de pérdidas por fricción en tuberías de cédula 40: (5311):

para 10 l. p. s. y 4":

$$hf/ced. 40 = 1.46 \text{ m}/100 \text{ m}$$

$$\text{velocidad}/ced. 40 = 1.22 \text{ m}/\text{seg}$$

Corrección por diámetro:

diámetro tubería de 4":

$$\text{cédula 40: } 102.3 \text{ mm}$$

$$\text{cédula 80: } 97.2 \text{ mm}$$

$$hf/ced. 80 = 1.46 \times \frac{102.3^5}{97.2^5} = 1.89 \text{ m}/100 \text{ m}$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = 1.22 \times \frac{102.3^2}{97.2^2}$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = \underline{1.35 \text{ m}/\text{seg.}}$$

pérdidas totales por fricción:

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

carga de velocidad:

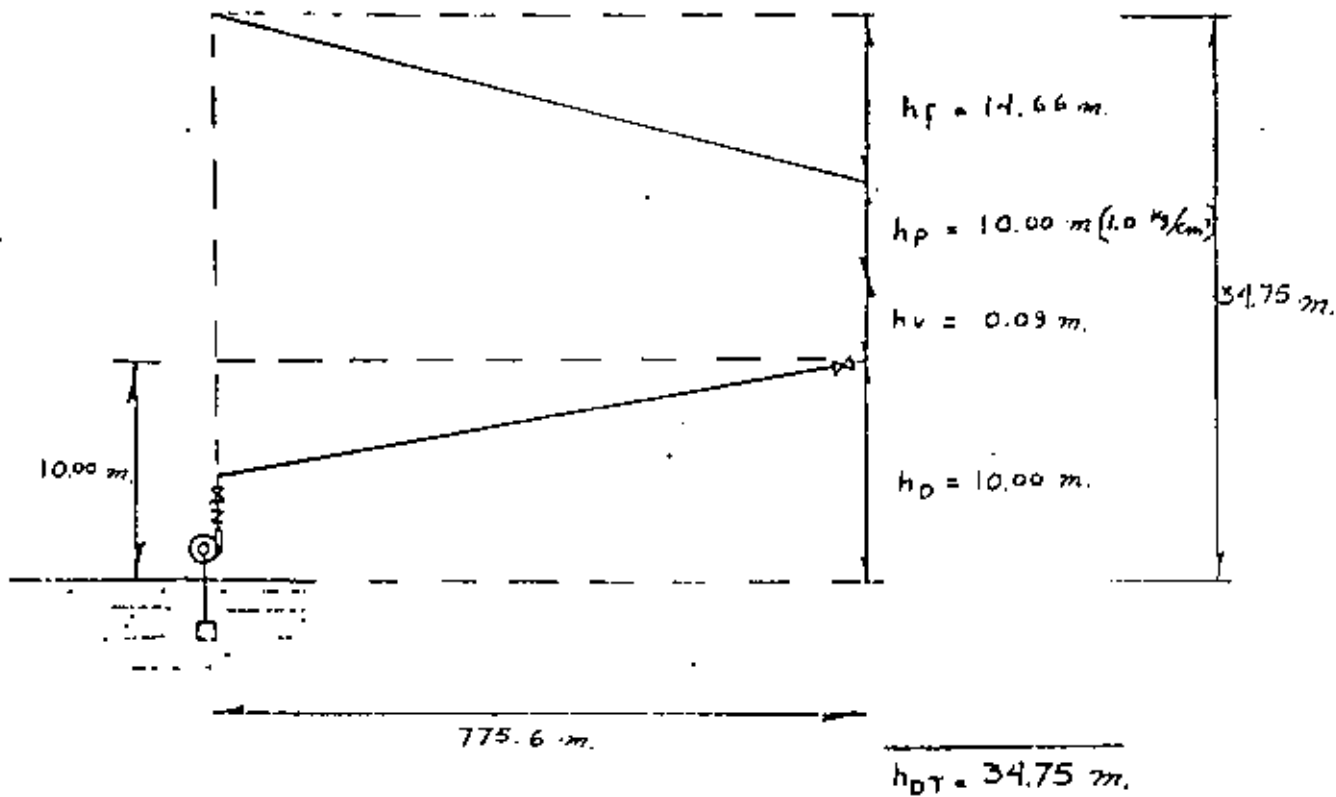
$$h_v = \frac{v^2}{2g} = \frac{(1.35)^2}{2 \times 9.81} = 0.09 \text{ m}$$

Para los 230 m. exteriores:

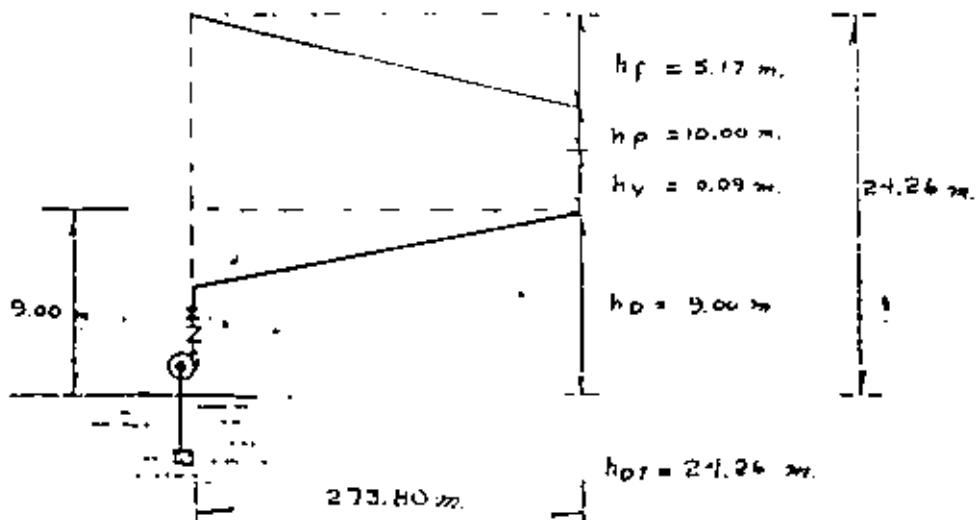
14

| | |
|----------------------|-------------|
| L = | 230 |
| 1 válvula retención: | 21.0 |
| 1 válvula compuerta: | 1.8 |
| 3 codos de 90 °: | <u>21.0</u> |
| | 273.80 |
| | ===== |

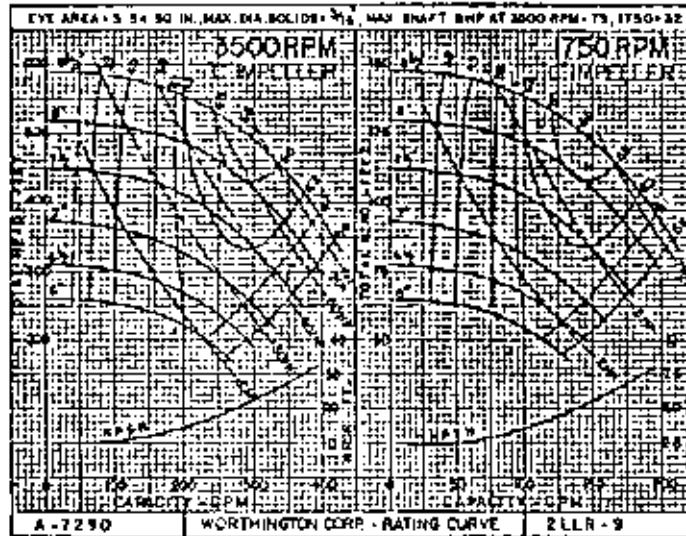
$$hf = \frac{1.89 \times 273.8}{100} = 5.17$$



CONDICION FINAL



CONDICION INICIAL



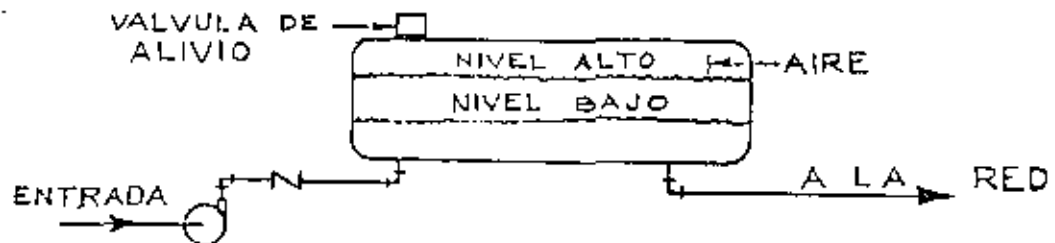
- LA BOMBA DEBE SER EFICIENTE PARA BOMBEAR 10 l.p.s. CONTRA UNA ALTURA QUE VARIA ENTRE 25 y 35 m.

2. 2. 2) Hidroneumáticos

17

2. 2. 2. 1) Descripción:

Un hidroneumático consiste en una bomba, de mayor capacidad que la demanda, conectada a un tanque con suficiente capacidad de regulación.



2. 2. 2. 2) Funcionamiento:

Empecemos un ciclo del hidroneumático con el agua en el nivel alto y la bomba parada. El agua sale del tanque hacia la red hasta que alcanza el nivel bajo, entonces arranca la bomba, como su capacidad es mayor que la demanda, el agua sube en el tanque hasta alcanzar el nivel alto y para la bomba, reiniciando el ciclo. Con el fin de mantener el colchón de aire, que tiende a salir disuelto en el agua, se le suministra una suficiente cantidad de aire a la parte alta del tanque. Este aire, que puede venir de un compresor, se controla por medio de un switch de presión. Al bajar la presión arranca el compresor y al alcanzar la presión máxima se para.

Esta presión máxima se puede alcanzar cuando el agua está abajo del nivel alto y al subir el agua levantará la presión arriba de la máxima. Para evitar esto se usa una válvula de alivio que deja escapar aire automáticamente al alcanzar la presión máxima.

2. 2. 2. 3) Diseño.

Ilustraremos el diseño con un ejemplo.

| | |
|----------------------|---|
| Gasto: | 10 l. p. s. = 600 l. p. m. |
| Altura mínima: | 28 m = 2.8 Kg/cm ² (40 psi.) |
| Presión diferencial: | 20 psi. |
| Presión máxima: | 60 psi. |

Solución:

18

En la curva 556, entramos considerando una reserva del 10% del volumen del tanque, seguimos horizontalmente hasta encontrar la presión mínima (40 psi.), seguimos entonces la línea de presión más próxima (35 psi. en este caso) hasta intersectar la línea vertical correspondiente a la presión máxima (60 psi.) y leemos horizontalmente el porcentaje del volumen del tanque que corresponde al nivel alto (34%). Esto nos deja un volumen de bombeo del 24%. Si el tanque es horizontal, leemos el porcentaje de la altura, que corresponde a los porcentajes de volumen (10 y 34%), en la gráfica 463.

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

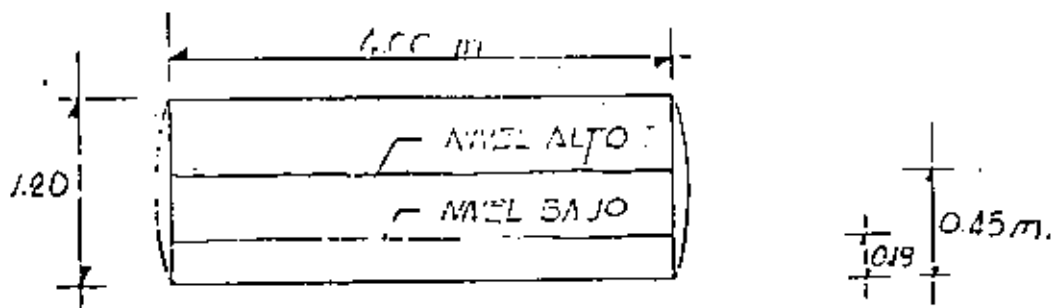
El tamaño del tanque depende de la relación entre el gasto de la bomba y el gasto requerido, y de el número de arranques por hora de la bomba (ciclos de bombeo). Entre más ciclos, menor es el tamaño del tanque ya que tiene que almacenar menos en cada ciclo, aunque es conveniente menos de 10 ciclos para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

La gráfica 557 nos da el factor por el que tenemos que multiplicar el gasto (en litros por minuto) para obtener el tamaño del tanque. En nuestro ejemplo entramos con el volumen de bombeo de 24 % y bajamos hasta intersectar la curva del número de ciclos (hemos escogido 8), y de ahí seguimos horizontalmente hasta leer el factor de multiplicación 97.6 en nuestro ejemplo). Para un gasto de bombeo igual al doble de la demanda. Volumen total del tanque = $7.6 \times 600 = 4560$ lts.

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

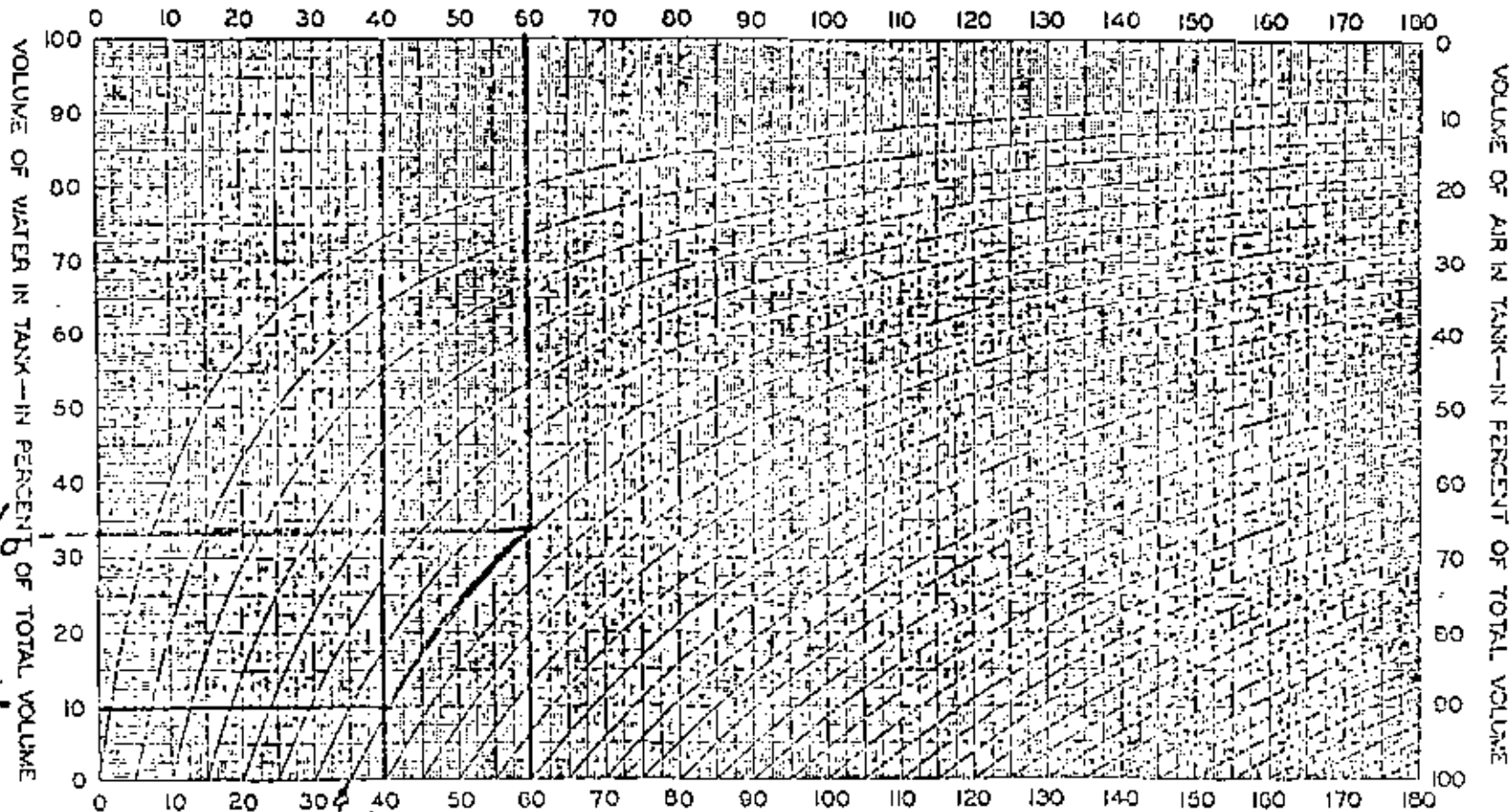
Nivel bajo : $0.157 \times 1.20 = 0.19$ m

Nivel alto : $0.374 \times 1.20 = 0.45$ m



PRESSURE AND VOLUME DIFFERENTIALS
FOR HYDRO-PNEUMATIC TANKS

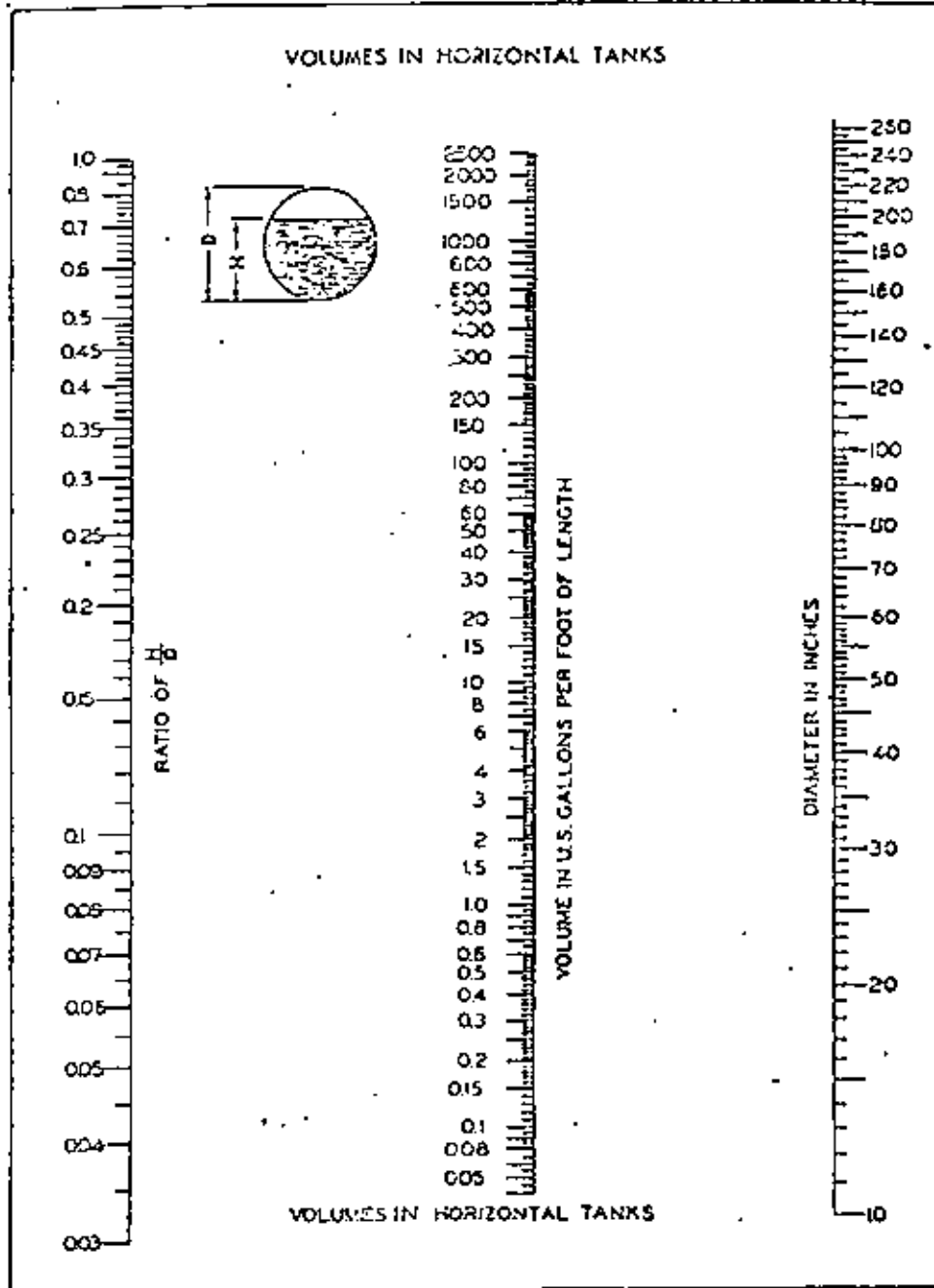
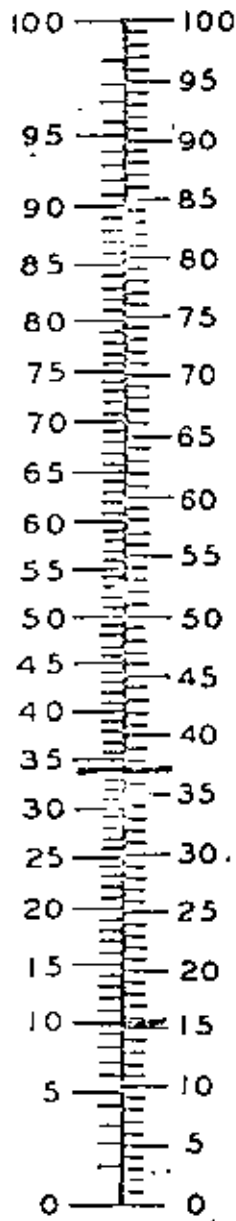
PRESSURE IN TANK—IN POUNDS PER SQUARE INCH—GAUGE

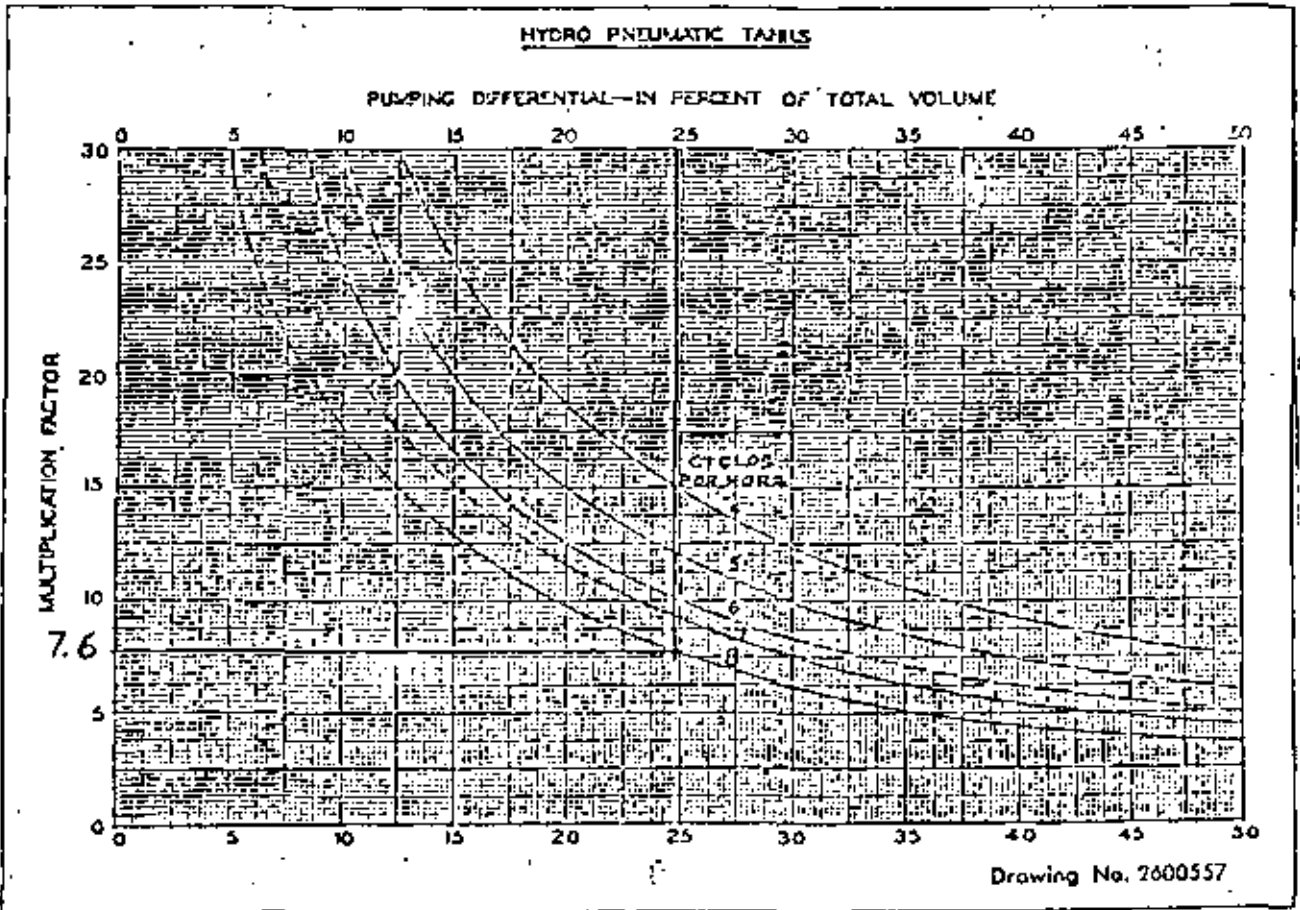


34%

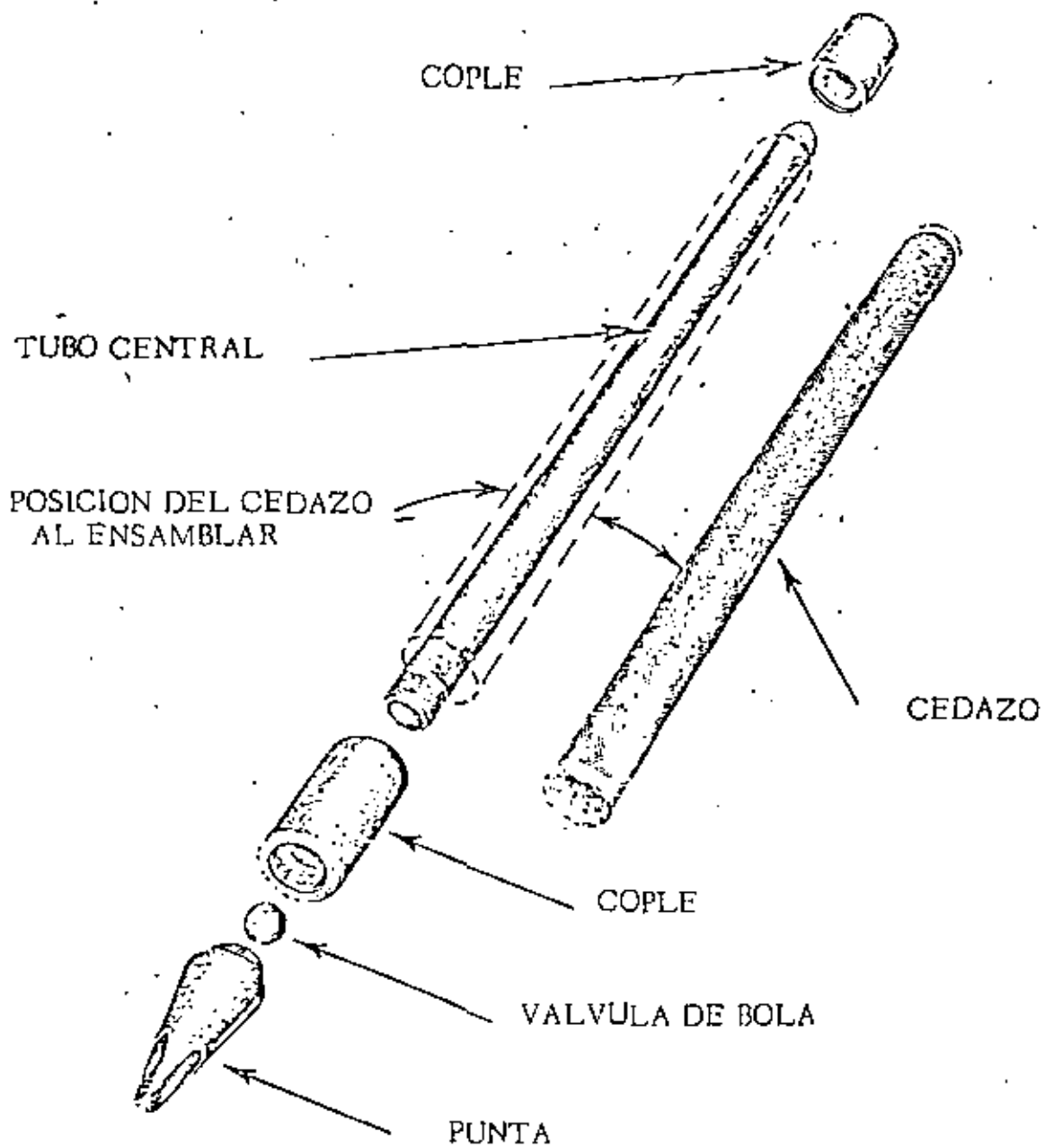
35%

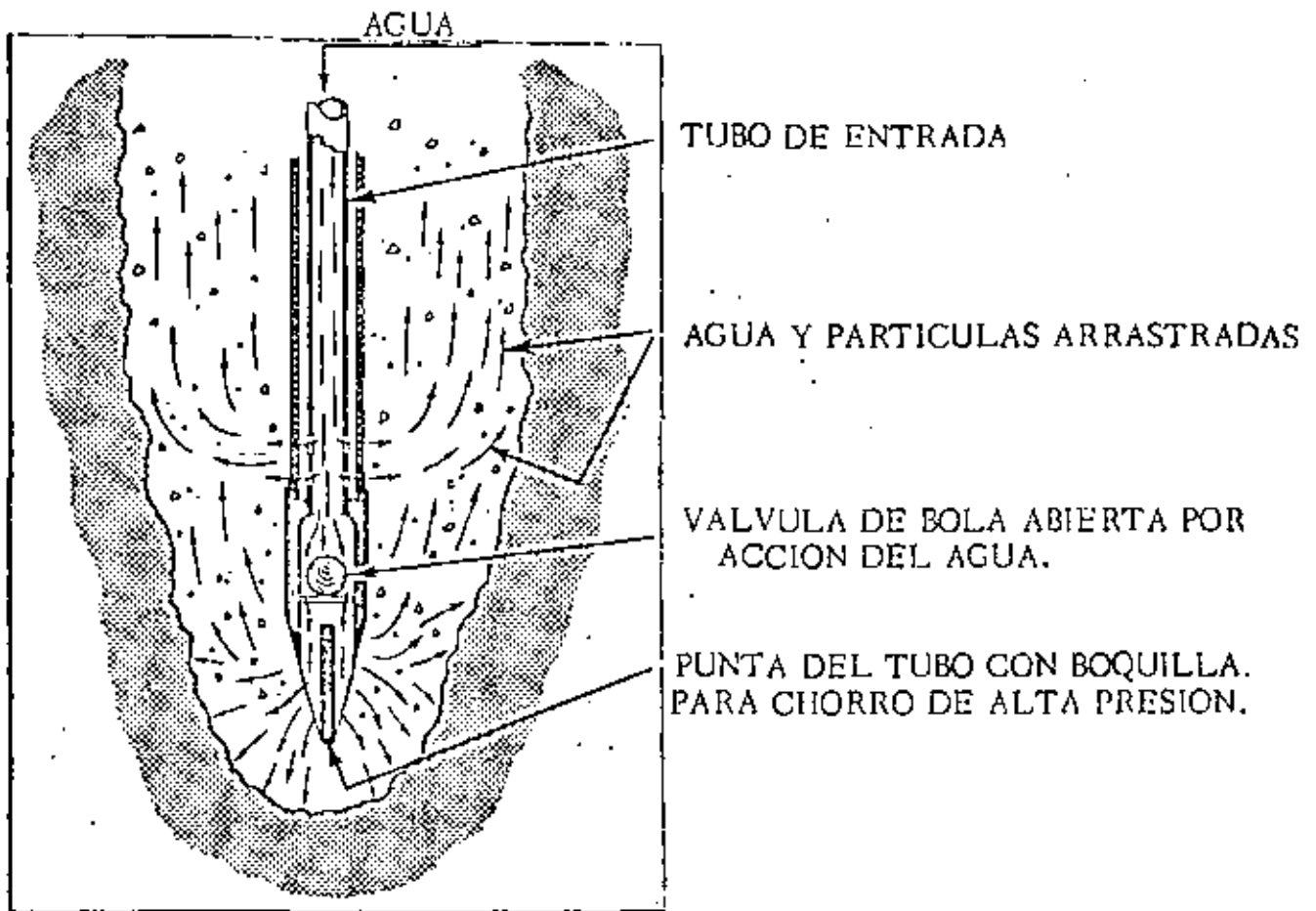
Drawing No. 2602556



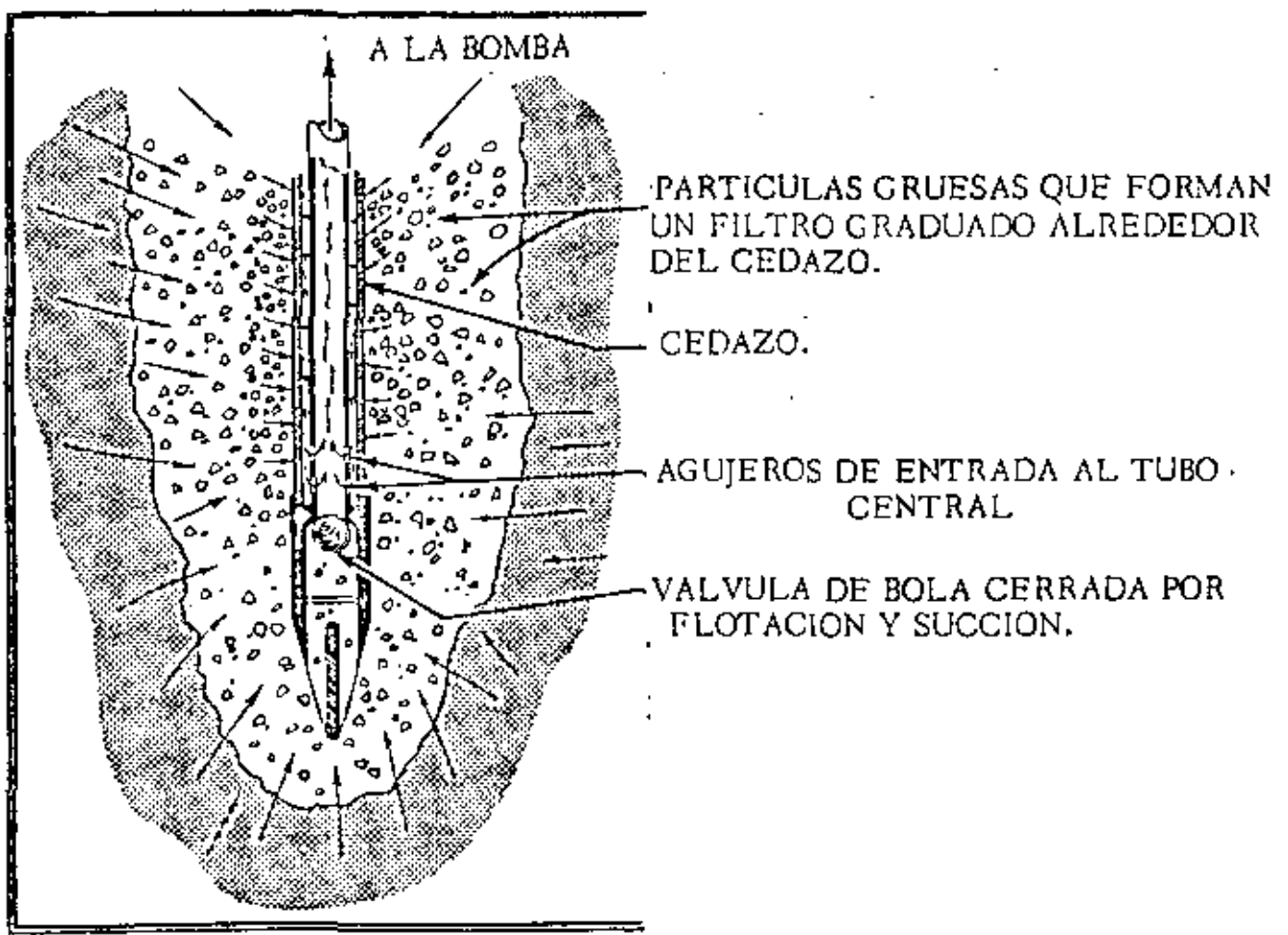


2.2.3) Well Points.

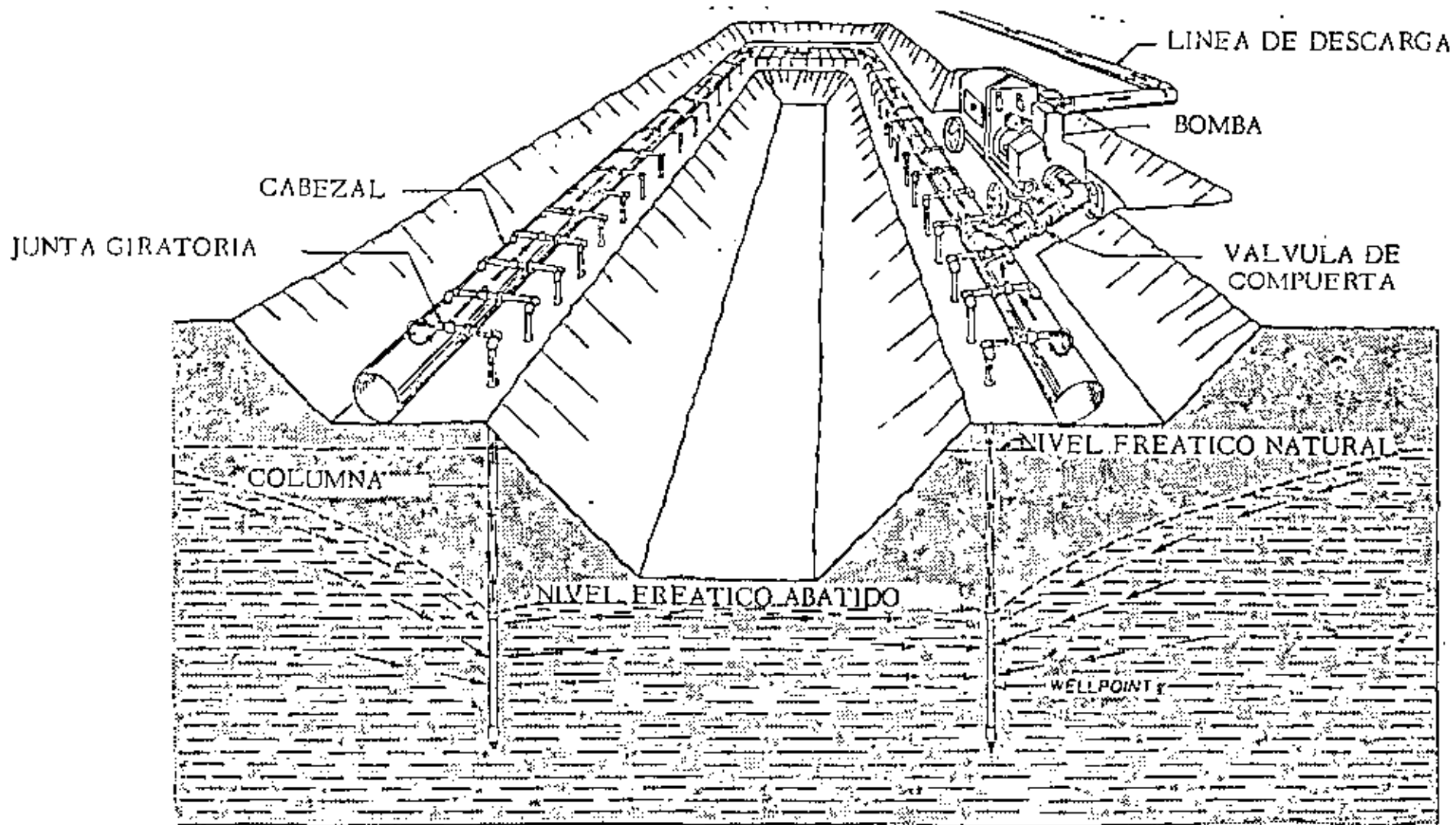




WELLPOINT AL CLAVARLO EN SITIO.



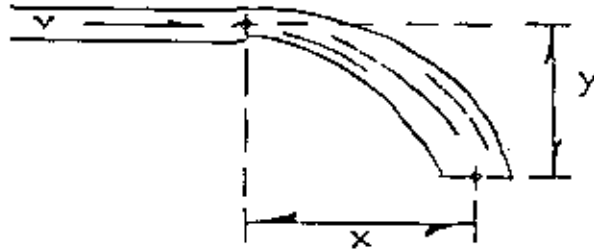
WELLPOINT EN FUNCIONAMIENTO.



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

11.

A) VELOCIDAD



$$x = vt;$$

$$t = \frac{x}{v}$$

$$y = \frac{gt^2}{2};$$

$$t = \sqrt{\frac{2y}{g}}$$

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

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

Tabla 1: Velocidad en metros por segundo.

| x (m) \ y (m) | 0.25 | 0.30 | 0.40 | 0.50 | 0.60 | 0.70 | 0.80 | 0.90 | 1.00 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 0.30 | 1.01 | 1.21 | 1.62 | 2.02 | 2.43 | 2.83 | 3.23 | 3.64 | 4.04 |
| 0.40 | 0.88 | 1.05 | 1.40 | 1.75 | 2.10 | 2.45 | 2.80 | 3.15 | 3.50 |
| 0.50 | 0.78 | 0.94 | 1.25 | 1.57 | 1.88 | 2.19 | 2.51 | 2.82 | 3.13 |
| 0.60 | 0.71 | 0.86 | 1.14 | 1.43 | 1.72 | 2.00 | 2.29 | 2.57 | 2.86 |
| 0.70 | 0.66 | 0.79 | 1.06 | 1.32 | 1.59 | 1.85 | 2.12 | 2.38 | 2.65 |
| 0.80 | 0.62 | 0.74 | 0.99 | 1.24 | 1.49 | 1.73 | 1.98 | 2.23 | 2.48 |
| 0.90 | 0.58 | 0.70 | 0.93 | 1.17 | 1.40 | 1.63 | 1.87 | 2.10 | 2.33 |
| 1.00 | 0.55 | 0.66 | 0.89 | 1.11 | 1.33 | 1.55 | 1.77 | 1.99 | 2.21 |

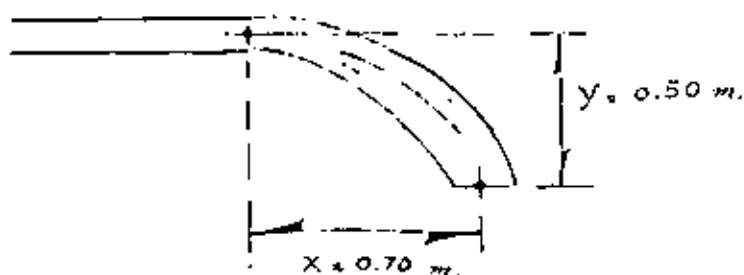
B) GASTO: Conocida la velocidad se multiplica por el área interior del tubo, y se obtiene el gasto. (Si se usa el factor K de la tabla 2, se obtiene el gasto en litros por segundo).

$$Q = K \times V$$

Tabla 2: Factor de área (K).

| 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:

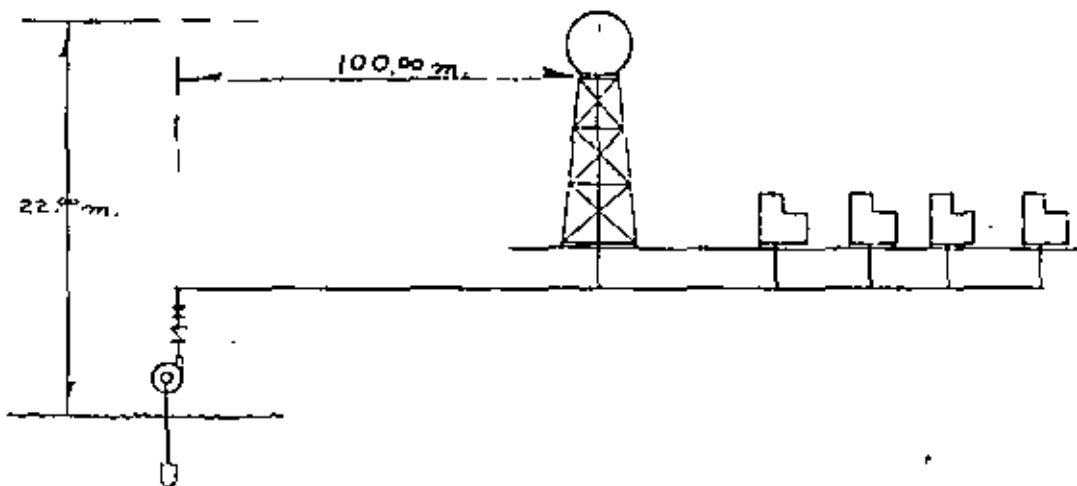
para 4" : $K = 8.2$

Por lo tanto:

$$Q = 8.2 \times 2.19 = 18 \text{ lts/seg.}$$

PROBLEMA.

Hay que bombear agua a una unidad habitacional situada a 100 m. de distancia del cárcamo, el desnivel es de 22 m.



En la unidad habitacional hay 210 casas y en cada casa hay 1 W.C., 1 lavabo, 1 regadera, 1 fregadero, 1 lavadero y 1 lavadora. El nivel de servicio seleccionado es de 90%.

Diseñar la tubería y seleccionar la bomba.

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 éso que en este trabajo se modifica el método de Hunter, adaptándolo a las circunstancias, mediante la introducción de la eficiencia e como una variable del modelo, de tal manera que el proyectista pueda, en función de la eficiencia, hacer una determinación racional del gasto.

Cálculo .

El método se basa en la aplicación de la probabilidad binomial a la probabilidad P_r^n de encontrar trabajando r muebles de los n muebles del sistema :

$$P_r^n = C_r^n (1-p)^{n-r} p^r$$

Donde p es la probabilidad de que un cierto mueble, esté 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 | |
|----------------------------|-------|
| <u>Servicio Público</u> | U. M. |
| Excusado de fluxómetro | 10 |
| Excusado de tanque | 5 |
| Lavabo | 2 |
| Regadera | 4 |
| Fregadero de restaurant | 4 |
| Lavadero | 4 |
| Llave manguera | 3 |
| <u>Servicio Doméstico</u> | U. M. |
| Excusado de fluxómetro | 6 |
| Excusado de tanque | 3 |
| Lavabo | 1 |
| Regadera | 2 |
| Fregadero | 2 |
| Lavadero | 2 |
| Lavadora | 3 |
| Llave manguera | 2 |

Con estas consideraciones aplicamos nuestro programa (ver apéndice 1) para calcular el gasto hasta 40,000 unidades mueble. Esto nos permitió dibujar la gráfica No. 1 que resuelve el problema planteado.

Ejemplo :

Supongamos un conjunto habitacional, sin tinacos, de 120 viviendas que en cada una se instalen :

| | | |
|------------------------|-----------|---------------|
| 2 Excusados de tanque | : 2 x 3 = | 6 U.M. |
| 2 Lavabos | 2 x 1 = | 2 U.M. |
| 1 Regadera | | 2 U.M. |
| 1 Fregadero | | 2 U.M. |
| 1 Lavadero | | 2 U.M. |
| 1 Llave manguera | | <u>2 U.M.</u> |
| Suma por vivienda..... | | 16 U.M. |

Para las 120 viviendas :

$$120 \times 16 = 1,920 \text{ U.M.}$$

Entrando a la gráfica 1 :

Para $e = 99\%$

$Q = 20.0 \text{ l.p.s.}$

Para $e = 80\%$

$Q = 13.5 \text{ l.p.s.}$

Como se ve los gastos (en este rango) se reducen al 68%.

CONCLUSIONES

El método es seguro y permite una reducción racional de los gastos.

Creemos, sin embargo que es susceptible de perfeccionarse en dos aspectos :

- 1) Las probabilidades p empleadas son las siguientes :

| TIPO DE MUEBLE | p |
|------------------------|-------|
| Excusado de fluxómetro | 0.03 |
| Excusado de tanque | 0.20 |
| Regadera | 0.066 |

Que son las mismas usadas por Hunter, no las variamos por las siguientes razones :

- a) porque se hizo una medición en varias casas de clase media, y se encontró que se parecían mucho a la realidad.
- b) Para comparar con el método de Hunter.

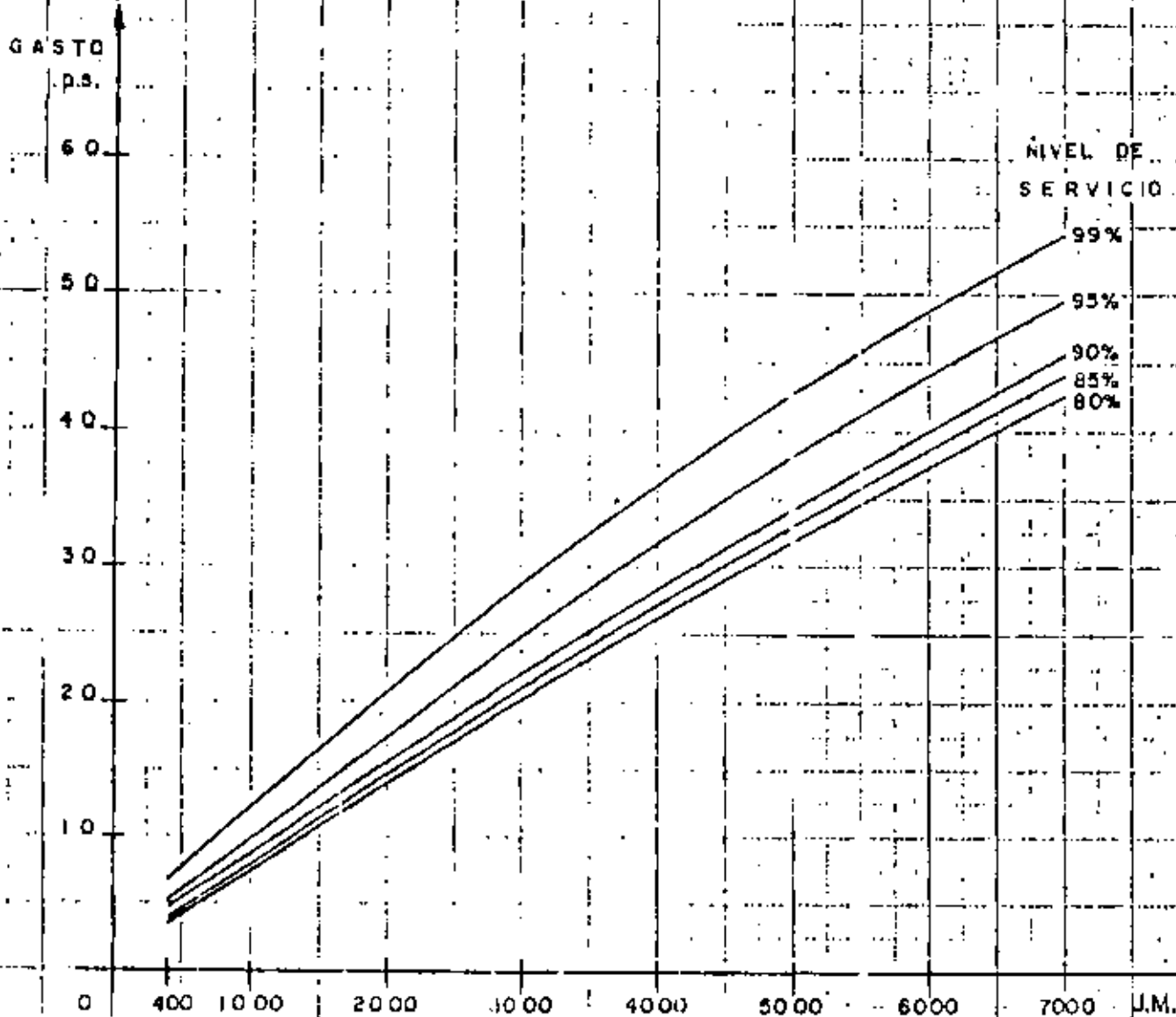
Creemos que p variará en función del número de muebles por habitante (en una casa con un baño por recámara p será menor que en una casa con un solo baño), por lo que es necesario reconsiderar el sistema para esta nueva variable.

- 2) Las unidades mueble están calculadas para un rango entre 10 y 20 l. p. s., habiendo una variación del 30% del valor de las unidades mueble entre ambos límites. Esto nos hace pensar en la necesidad de :

- a) hacer intervenir las U.M. como una variable del sistema, lo que pudiera ser muy difícil de aplicar, ó
- b) simplificar el sistema, (y en una unidad habitacional sería fácil) considerando que en todas las viviendas hay el mismo número de muebles y por lo tanto la proporción de muebles no varía. - - -
A partir de esta consideración se podría construir una gráfica que relacionara directamente el número de viviendas con el gasto.

GRAFICA 1

GASTOS DESDE 400 HASTA 7000 U.M.



GASTO Lps

GRAFICA

GASTOS DESDE 2.000 HASTA 40.000 U.M.

NIVEL DE SERVICIO

250

99%

95%

90%

85%

80%

200

150

100

50

0

2000

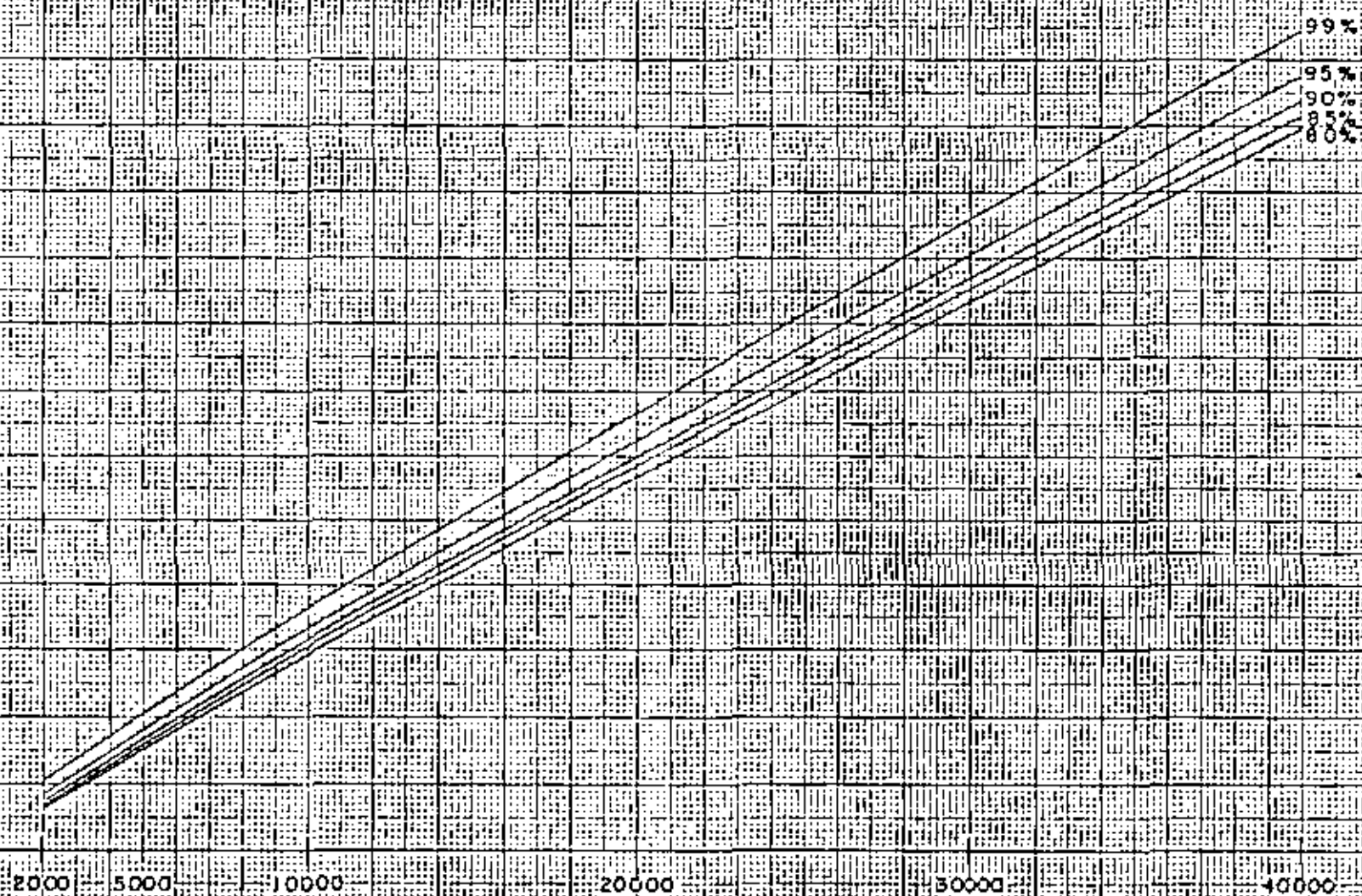
5000

10000

20000

30000

40000 U.M.



GRUPO INGENIERIA INTEGRAL

C-FRMS...STNO.C..... FORTRAN SOURCE STATEMENTS IDENTFCN **COMPILED MESSAGES**

```

C PROGRAMA DE COSTOS DE SISTEMAS DE MUEBLES INMUEBLES
DIMENSION NO(100),NOY2(100),NFEC(100),GTOT(15,99)
DIMENSION COY(15),LST(15),INT(15),SUM(15,99),NINE(15),PS(5,99)
READ(12,5)M1,IT,NVEZ1,ACOPT,INCOPI
READ(12,3)ICONF(11,1-3),IT1
READ(12,4)ITCTE,IMP1,IMP2
READ(12,4)ILSEM,IMP3,IMP4
READ(12,4)ITIME,IMP5,IMP6
DO 15 NVEZ=1,NVEZ1
READ(12,1)INDM,INCM,NFEC
READ(12,2)ITR,ICOR,ISPM
P10=ICOR/ISPM
D=1.0-PRO
WRITE(13,6)INDM,INDM2,NFEC
WRITE(13,7)
WRITE(13,11)IMP1,IMP2,IMP3,IMP4,IMP5,IMP6
WRITE(13,12)
WRITE(13,10)
Y=ALOG(10)
J=0
DO 30 N=1,N1
L1=C(1,N)
L2=C(2,N)
L3=C(3,N)
DO 55 NCL=12,12
J=J+1
WRITE(11,1)J=0
WRITE(11,2)
WRITE(11,3)
SUM(11,1)=0.0
DO 40 I=1,IT
IF (I=1)100,100,120
120 SUM(11,1)=SUM(11,1)+L1
WRITE(11,4)SUM(11,1)
GO TO 110
100 IF (L2>0)131,131,102,103
101 CONTINUE
R=0
GO TO 106
102 CONTINUE
R=1
GO TO 106
103 R=ND(1,1)
C=14-R+.01/R
COY=C*SUM(11,1)
WRITE(11,5)
FO=N*ND(1,1)
PI=CON(1)EXP(PI*FO)
R1=EXP(R1)
WRITE(11,6)SUM(11,1)+R2
110 IF (SUM(11,1)-CON(1))111,111,112,112
111 WRITE(11,7)R1+R2
GO TO 100
112 WRITE(11,8)CON(1)
WRITE(13,13)NVEZ1,CONF(11,1),ND(1,1),SUM(11,1),GTOT(11,1)
GO CONTINUE
55 CONTINUE

```

APPENDICE I

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

41

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.

42

En un fraccionamiento sin tinacos, con un sistema de bombeo a la red y desviación al tanque, el gasto de bombeo (Q_B) es menor que el gasto máximo demandado (Q_{MI}), ya que durante la máxima demanda el tanque suministra la diferencia del gasto.

(Figura 1)

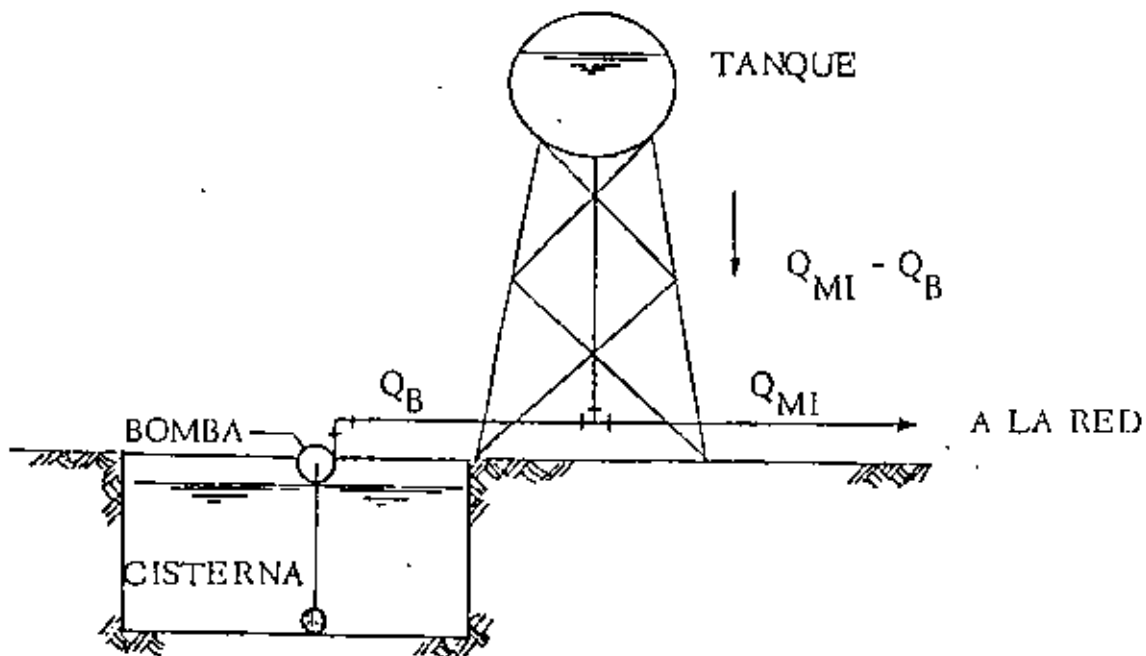


FIGURA 1
BOMBEO A LA RED CON DESVIACION AL
TANQUE ELEVADO

Entonces el volúmen (V) del tanque será, por lo menos, igual al producto del tiempo de duración de la demanda (t) por la diferencia de gastos ($Q_{MI} - Q_B$).

$$V = t (Q_{MI} - Q_B)$$

Si asumimos, por ser muy aproximado a la realidad, que la duración de la máxima demanda es 1 hora (3,600 seg.) tendremos:

$$V \text{ (lts)} = 3,600 (Q_{MI} - Q_B) \quad \dots(1)$$

$$V \text{ (m}^3\text{)} = 3.6 (Q_{MI} - Q_B) \quad \dots(2)$$

Donde:

V = Volúmen del Tanque.

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

Q_B = Gasto de bombeo (l. p. s.)

Con ésta fórmula se obtiene el volúmen que debe tener el tanque para suministrar (durante el tiempo de la máxima demanda (3,600 seg.)), la diferencia de gasto entre el bombeo (Q_B) y la demanda (Q_{MI}).

De acuerdo con la fórmula (1) si la capacidad de bombeo (Q_B) es, por lo menos igual a la máxima demanda (Q_{MI}), el volúmen necesario del tanque sería igual a cero, y además podríamos controlar la presión y el flujo con un hidroneumático, por lo que, aparentemente, no necesitaríamos un tanque elevado.

Sin embargo esto tiene dos desventajas:

- Mantenimiento del sistema.
- No hay suministro de agua durante las interrupciones de corriente eléctrica.

Es conveniente, entonces, pensar en un tanque elevado a la suficiente altura para dar presión y con un volúmen mínimo de reserva para casos de fallas eléctricas.

CONSIDERACIONES

El volúmen mínimo de reserva se calculará, considerando que:

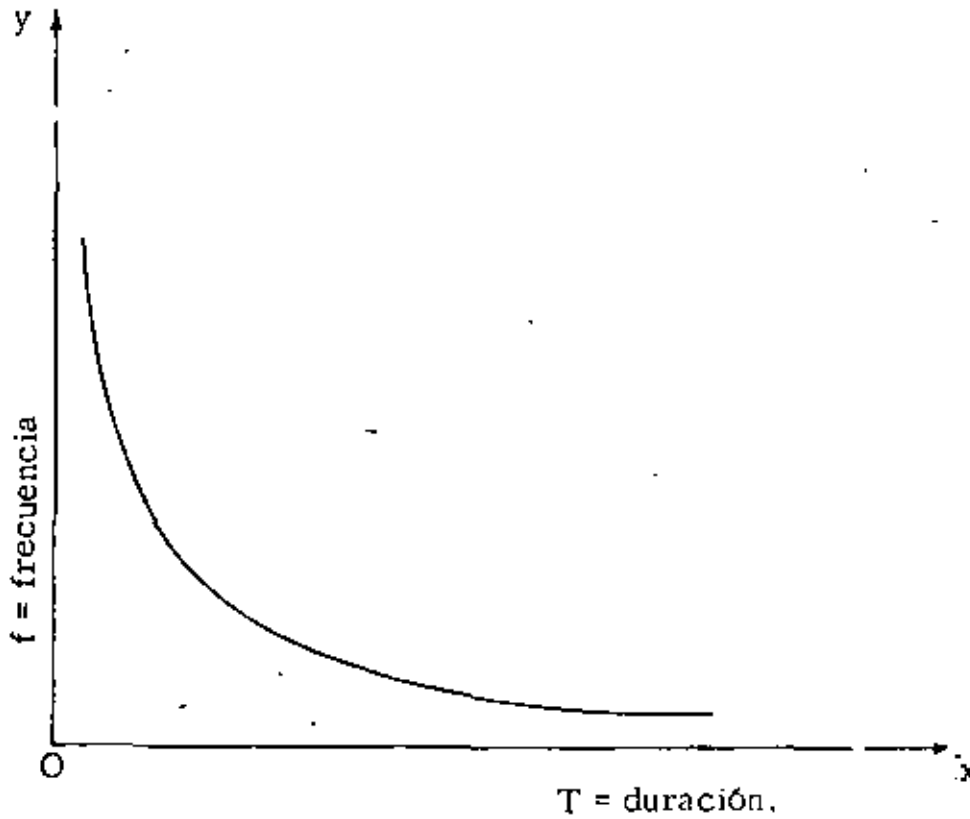
Debe ser suficiente para satisfacer el gasto de la demanda (con un nivel de confianza variable (mayor de 99%)) durante el tiempo de interrupción del servicio eléctrico. Por lo tanto el tiempo de vaciado del tanque debe ser igual a la duración de la interrupción máxima probable para el nivel de confianza 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-FRECUEN-
CIA DE LAS INTERRUPCIONES DEL SERVICIO
ELECTRICO.

FIGURA 2

###

TABLA 1

CASOS A CONSIDERAR :

| C A S O | DURACION DE LA INTERRUP CION. (T) | FRECUENCIA (f) |
|---------|--|------------------------------------|
| I | 1 minuto | 2 por día (730 por año) |
| | 1 hora | 2 por año |
| II | 1 minuto | 1 cada día (365 por año) |
| | 1 hora | 2 por año |
| III | 1 minuto | 1 cada 2 días (180 por año) |
| | 1 hora | 2 por año |

CALCULO

Establecido ésto, calcularemos los tres casos asimilando la curva a la forma:

$$y = Kx^a \dots (3)$$

Si:

y = f = Frecuencia (interrupciones por año).

x = T = Duración de la Interrupción (minutos).

entonces:

$$f = KT^a \dots (4)$$

Suponiendo, por ejemplo, un gasto:

$$Q_{MI} = 2 \text{ m}^3/\text{min. (33.3 l.p.s. Aprox.)}$$

y volúmenes (a) del tanque de 120 m³., 80 m³., 40 m³., 20 m³., y 10 m³. (ver apéndice 1) calcularemos, para los casos I, II y III de la tabla 1, lo siguiente:

(b) El tiempo de vaciado del tanque lleno ($T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$)

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

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

###

Interrupción del servicio con una duración mayor que T.

- (d) La frecuencia de interrupciones mayores que T, durante el tiempo de máxima demanda (2 hrs. de cada 24 hrs.). Se calcula dividiendo la frecuencia entre 24 hrs. y multiplicando por 2 hrs.
- (e) La probabilidad de ocurrencia en un cierto día del año a la hora de máxima demanda, (dividiendo la frecuencia durante el tiempo de máxima demanda entre 365).
- (f) El nivel de confianza (n) se calcula restando la probabilidad de 1.0 y multiplicando por 100.

Con los datos obtenidos en el apéndice I podemos formar la siguiente tabla:

TABLA 2

| Caso | Frecuencia de Falla por Año | | n = Nivel de Confianza en % | | | | |
|------|-----------------------------|-----------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|------------|
| | T=1 min. | T=60 min. | T =60 min. | T =40 min. | T = 20 min. | T = 10 min. | T = 5 min. |
| I | 730 | 2 | 99.954 | 99.918 | 99.777 | 99.395 | 98.358 |
| II | 365 | 2 | 99.954 | 99.923 | 99.814 | 99.552 | 98.921 |
| III | 180 | 2 | 99.955 | 99.929 | 99.848 | 99.674 | 99.300 |

\bar{n} = 99.9543 99.9233 99.8130 99.5403 98.8597
 (\bar{n} - n) Máx= 0.0007 0.0057 0.0360 0.1453 0.5017

Donde se ve que la máxima desviación debida a nuestra suposición es de 5 milésimas en el nivel de confianza $\bar{n} = 98.8597$ para $T = 5$ min.

Con esto concluimos que el fenómeno es poco sensible a la variable "Frecuencia de interrupciones"; especialmente para niveles de confianza superiores a 99%. Por lo tanto: Usaremos el caso más desfavorable (Caso I):

$$f = \frac{730}{T \cdot 1.44} \dots (5)$$

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

$$V = K \frac{Q}{MI} \dots (6)$$

Donde:

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

K = Relación volumen gasto:

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

$\frac{Q}{MI}$ = Gasto máximo a la red (l.p.s.)

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

$$Q_B = \frac{3.6 - K}{3.6} Q_{MI} \quad \dots(8)$$

(Ver apéndice 2)

CONCLUSIONES.

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

T A B L A 3

Relación del nivel de confianza con el volúmen de tanque y los gastos (Q_{MI} y Q_B).

| Nivel de Confianza | Volúmen del Tanque V (m3) | Gasto de la Bomba Q_B (l.p.s.) | No. Máximo de Arranque por hr. |
|--------------------|---------------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 99.00 | 0.42 Q_{MI} | 0.88 Q_{MI} | 4.5 |
| 99.50 | 0.69 Q_{MI} | 0.81 Q_{MI} | 2.9 |
| 99.80 | 1.29 Q_{MI} | 0.64 Q_{MI} | 1.0 |
| 99.90 | 2.09 Q_{MI} | 0.50 Q_{MI} (2) | < 1 |
| 99.954 | 3.59 Q_{MI} | 0.50 Q_{MI} | < 1 |
| 99.99 | 10.36 Q_{MI} | 0.50 Q_{MI} | < 1 |
| 99.99 | 51.28 Q_{MI} | 0.50 Q_{MI} | < 1 |

NOTAS: 1) Q_{MI} en l.p.s.

2) De éste nivel de confianza en adelante debemos considerar que si:
 $Q_{MI} = 2 \times$ Gasto medio.

Entonces: Q_B (mínimo) = 0.5 Q_{MI} .

EJEMPLO : Un conjunto de 250 viviendas

| | <u>Unidades Mueble/Vivienda</u> | |
|---------------------|---------------------------------|---------|
| | Lavabo | 1 |
| | W.C. | 3 |
| | Regadera | 2 |
| | Fregadero | 2 |
| | Lavadero | 1 |
| | Llave | 1 |
| 250 x 10UM= 2500 UM | T O T A L | 10 U.M. |

De la Gráfica de Hunter:

$$Q_{MI} = 24.92 \text{ l.p.s.}$$

$$= 25.00 \text{ l.p.s.}$$

De la tabla 3:

Para $n = 99.5\%$

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

$$= 0.69 \times 25 = 17.25 \text{ m}^3.$$

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

$$= 0.81 \times 25 = 20.25 \text{ l.p.s.}$$

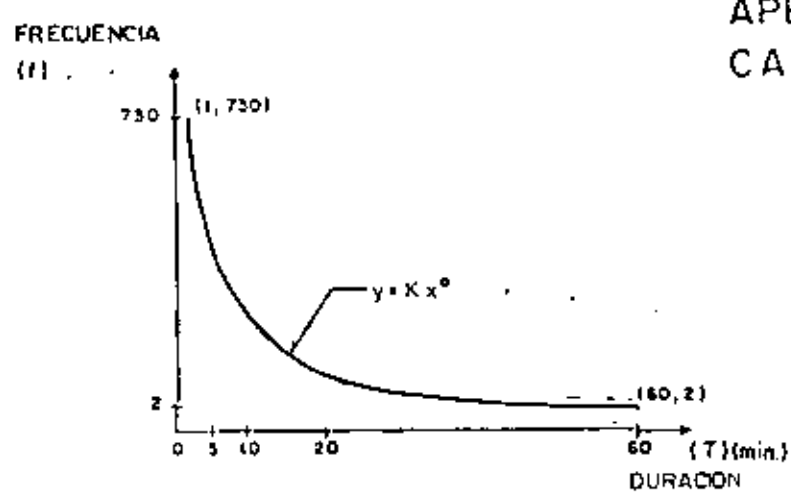
Para $n = 99.9\%$

$$V = 2.09 \times 25 = 52.25 \text{ m}^3.$$

$$Q_B = 0.50 Q_{MI}$$

$$= 0.50 \times 25 = 12.50 \text{ l.p.s.}$$

APENDICE I
CASO I



$y = Kx^a$

$$\begin{matrix} 730 = K \cdot 1^a \\ 2 = K \cdot 60^a \end{matrix}$$

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

$-a = b$

$$365 = 60^b$$

$\text{Log } 365 = b \text{ Log } 60$

$$b = \frac{\text{Log } 365}{\text{Log } 60} = 1.44 \Rightarrow a = -1.44$$

$K = 730$

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

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

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

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

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

CALCULO

| | | | | | | |
|-----|---|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| (a) | V_i | 120 m ³ | 80 m ³ | 40 m ³ | 20 m ³ | 10 m ³ |
| (b) | $T = \frac{V_i}{Q_{MI}}$ | 60 min. | 40 min. | 20 min. | 10 min. | 5 min. |
| (c) | frecuencia (días con interrupción al año) | 2.008 | 3.600 | 9.769 | 26.505 | 71.913 |
| (d) | días con interrupción durante la máxima demanda | 0.167 | 0.300 | 0.814 | 2.209 | 5.990 |
| (e) | P probabilidad. | 0.0005 | 0.0008 | 0.0022 | 0.0061 | 0.0164 |
| (f) | n nivel de conf. | 99.954 | 99.918 | 99.777 | 99.395 | 98.358 |

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

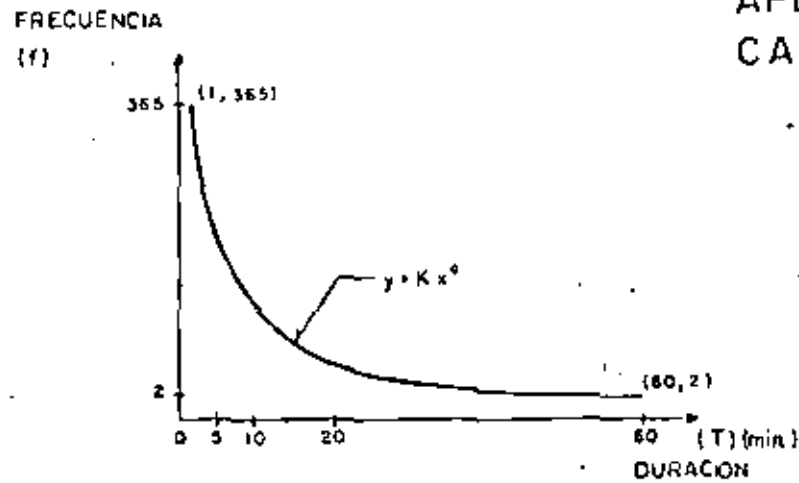
$$\frac{730}{(b)^{1.44}}$$

$$\frac{(c)}{12}$$

$(d) \div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

APENDICE I
CASO II ;



$y = Kx^a$

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

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

$-a = b$

$182.5 = 60^b$

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

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

$K = 365$

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

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

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

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

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

CALCULO

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

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

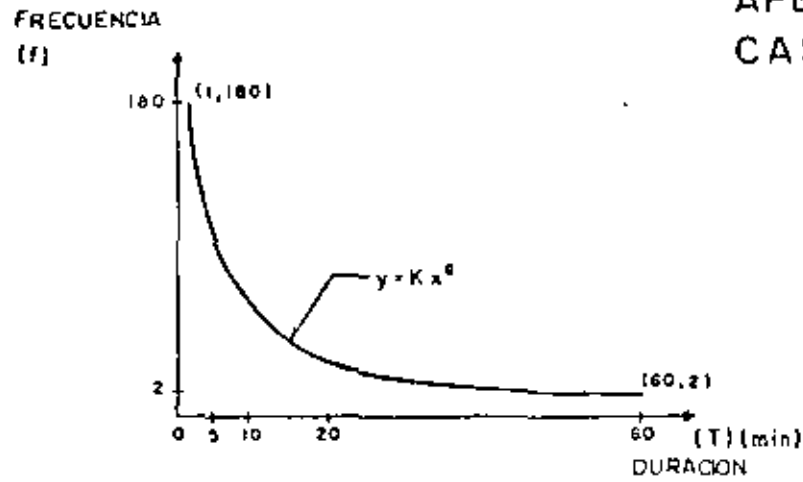
$$\frac{365}{(b)^{1.27}}$$

$$\frac{(c)}{12}$$

$(d) \div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

APENDICE I
CASO III



$y = Kx^a$

$$\frac{180 - K1^a}{2 - K60^a}$$

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

$-a = b$

$$90 = 60^b$$

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

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

$K = 180$

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

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

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

$Q_{M1} = 33 \text{ l.p.s.}$

$Q_{M1} = 33 \times 60 = 1980 \approx 2000 \text{ l.p.m.} = 2 \text{ m}^3/\text{min.}$

CALCULO

| | | | | | | |
|-----|---|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| (a) | V_i | 120 m ³ | 80 m ³ | 40 m ³ | 20 m ³ | 10 m ³ |
| (b) | $T = \frac{V_i}{Q_{M1}}$ | 60 min. | 40 min. | 20 min. | 10 min. | 5 min. |
| (c) | frecuencia (días con interrupción al año) | 1.99 | 3.11 | 6.67 | 14.30 | 30.65 |
| (d) | días con interrupción durante lo máximo demanda | 0.166 | 0.259 | 0.556 | 1.190 | 2.550 |
| (e) | P probabilidad. | 0.00045 | 0.00071 | 0.00152 | 0.00326 | 0.0070 |
| (f) | n nivel de conf. | 99.955 | 99.929 | 99.848 | 99.674 | 99.300 |

(a) ÷ 2 m³/min

$\frac{180}{(b)^{1.10}}$

$\frac{(c)}{12}$

(d) ÷ 365

(1,000 - (e)) × 100

APENDICE 2

En la fórmula (8):

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

Si $K = 3.6$, entonces $Q_B = 0$

Esto no quiere decir que no se necesitan bombas, sino simplemente que el tanque tiene un volúmen suficiente para suministrar el gasto Q_{MI} a la red durante una hora, que es el tiempo supuesto (fórmulas 1 y 2) de la máxima demanda.

Por lo tanto, comprobado que la duración de la demanda máxima es de una hora, no se debe calcular los tanques para un $K \geq 3.6$, ($n = 99.954$).

Los niveles de confianza correspondientes a K mayor de 3.6 de la tabla 2, deben ser considerados simplemente como índice de crecimiento de la eficiencia del sistema si la duración de la máxima demanda fuera indefinida.

VOLUMENES MINIMOS DE ALMACENAMIENTO EN SISTEMAS DE BOMBEO PARA UN MAXIMO DE 5 ARRANQUES POR HORA

n = NUMERO DE BOMBAS

Q = GASTO DE CADA BOMBA (LPS)

V = VOLUMEN TOTAL DE ALMACENAMIENTO

① SE CONSIDERA UN 10% DE VOLUMEN DE FONDO

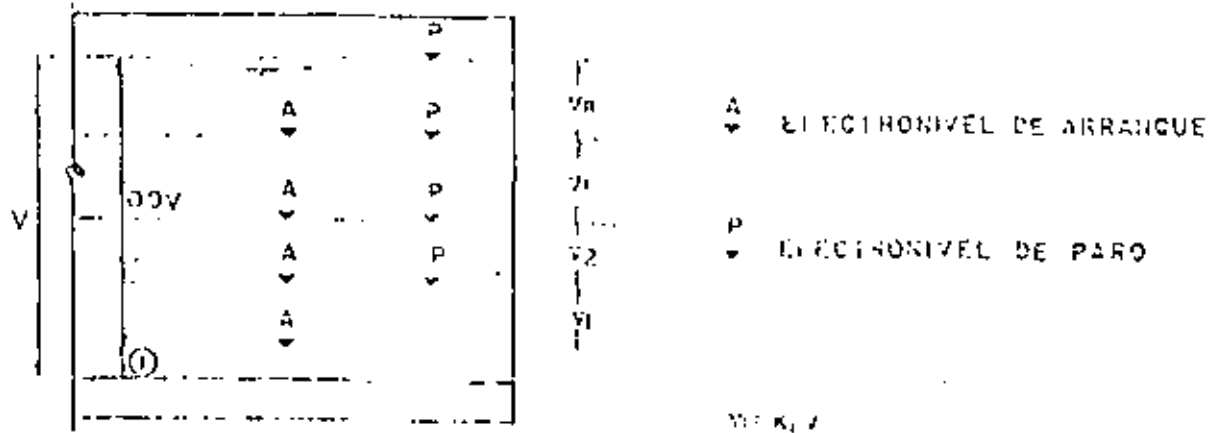


TABLA I

| | | FACTOR n | | | | | |
|-------|-----|------------|------|------|------|------|-------|
| n | Q | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| V_6 | | | | | | | 0.043 |
| V_5 | | | | | | 0.06 | 0.065 |
| V_4 | | | | | 0.09 | 0.12 | 0.120 |
| V_3 | | | | 0.12 | 0.18 | 0.18 | 0.171 |
| V_2 | | | 0.30 | 0.10 | 0.27 | 0.24 | 0.214 |
| V_1 | | 0.90 | 0.60 | 0.45 | 0.36 | 0.30 | 0.257 |

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

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

$$V = \frac{n(n+1)}{2 \times 0.9} \times 50 \times Q \times m \quad \text{Its.}$$

$$V = 33.33 \frac{n(n+1)}{2} \times Q \times m \quad \text{Its.}$$

Si $R = 33.33 \frac{n(n+1)}{2}$

$$V = R Q m$$

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

$$V = 6 R Q \text{ Its.} = \frac{6R}{1000} Q m^3 = JQ m^3$$

TABLA 2

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

Ejemplo: Si tengo 3 bombas de 500 lps

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

de la tabla 1: $v_3 = 0.15 \times 1200 = 180 m^3$

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

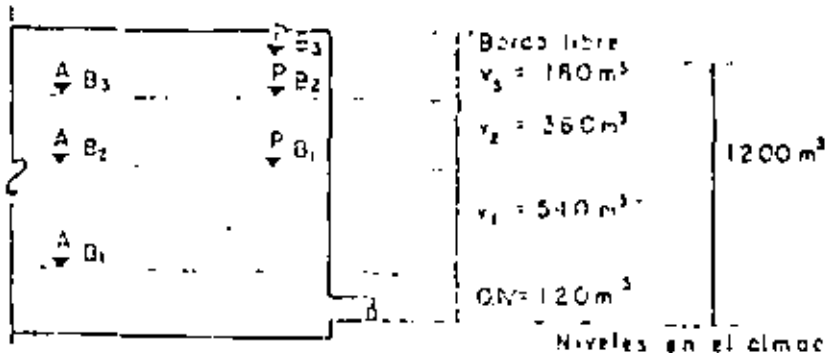
$v_1 = 0.45 \times 1200 = 540 m^3$

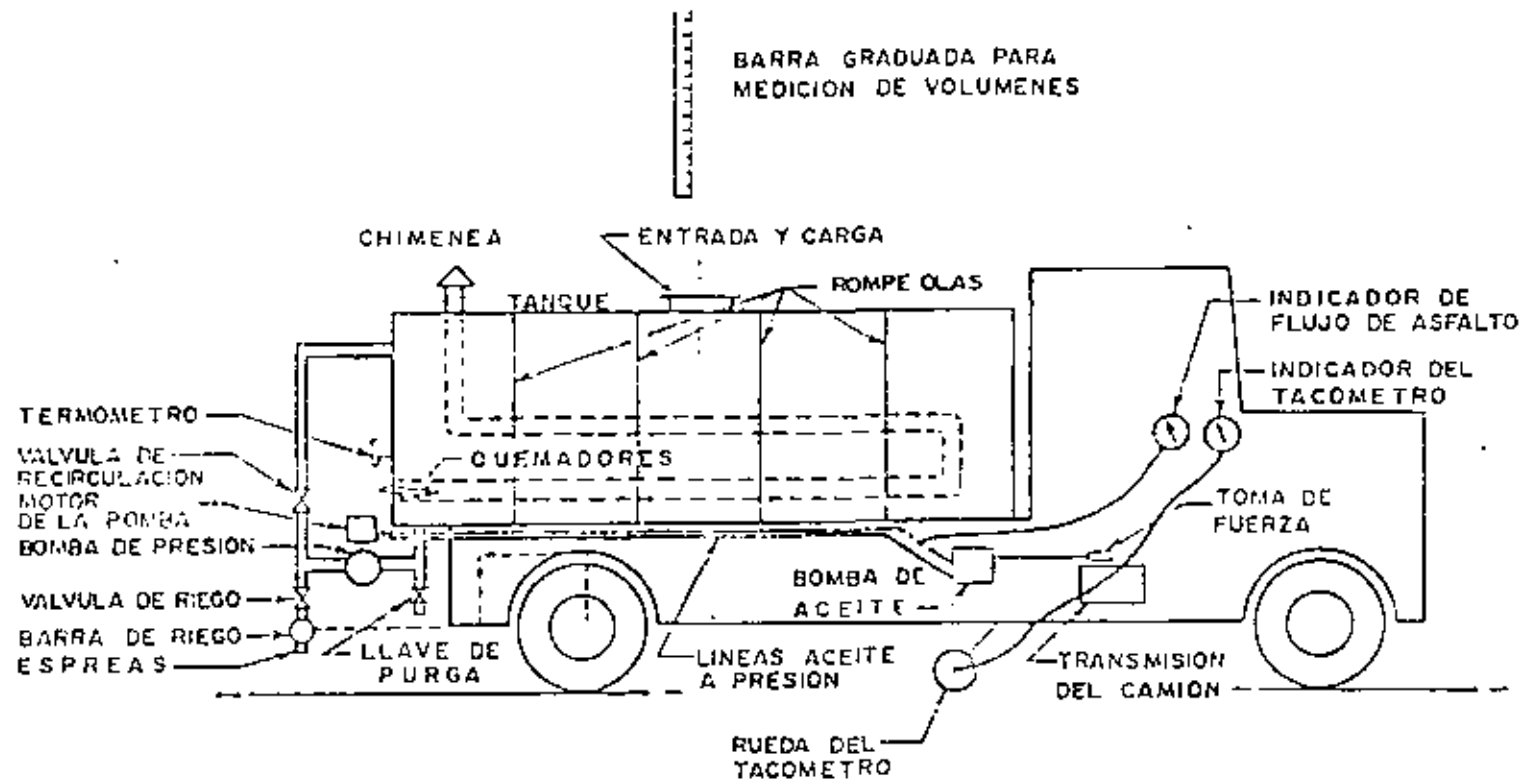
$1080 m^3$

$0.1 V = 0.10 \times 1200 = 120 m^3$

$1200 m^3$

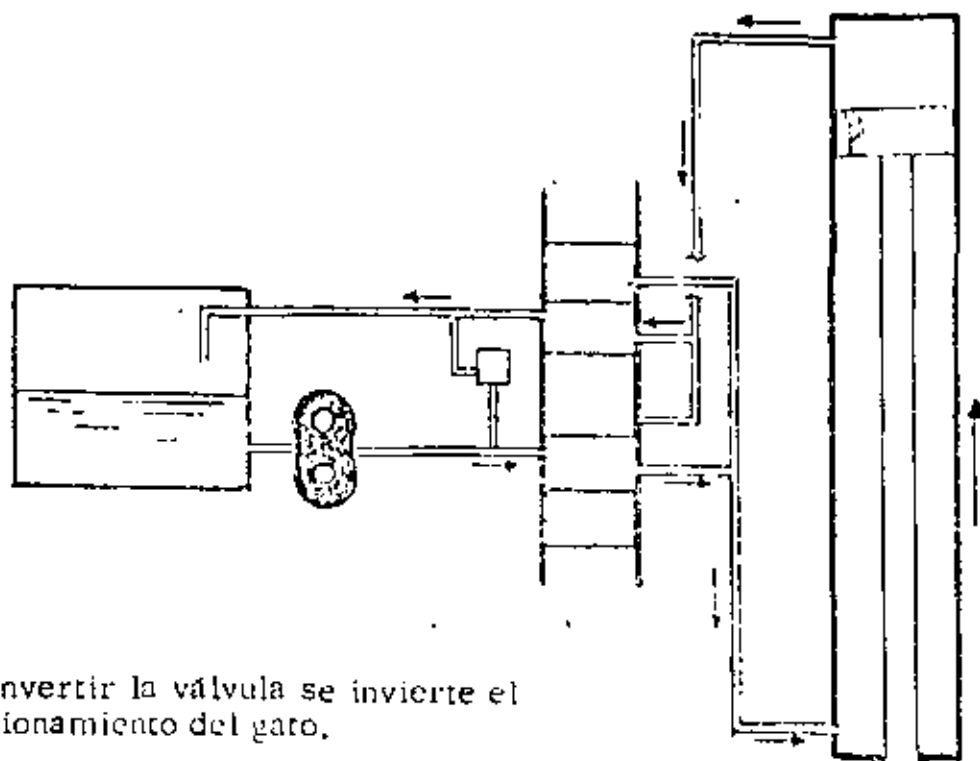
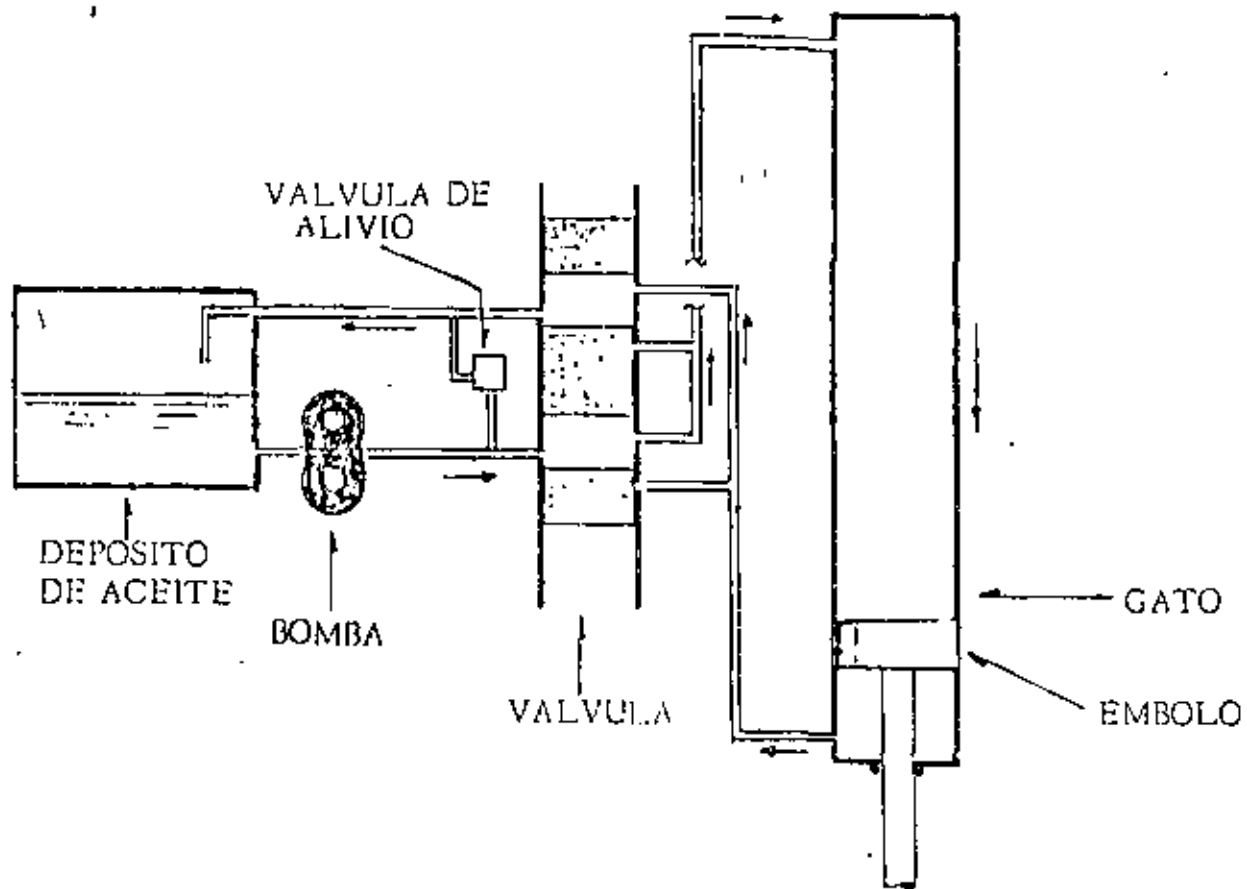
El acomodo final será:





FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRAULICO EN EQUIPO DE CONSTRUCCION.

60 33 a



Nota: Al invertir la válvula se invierte el funcionamiento del gato.

PROYECTO: _____ AREA: _____

Identificación _____

Tipo _____ Tamaño _____

Fabricante _____ Modelo _____

Nº de Pasos _____

DATOS DE OPERACION

Fluido Muejudo _____

% Solidos (Por _____) Tamaño Particula Solidos _____ Mesh(Max) _____

Gravedad Esp. _____ Gravedad Esp. (Sol.Secos) _____ Temp. Bomba °F _____

Pres. Vapor _____ Psia. _____ °F Viscosidad _____

Norma Max. Min. _____

Capacidad _____ T.D.H. _____

Cabeza de Succión (FT. Liq.)(-Psig.)(-Pos.)(Neg.) _____ NPSH Disponible _____

Cabeza de Descarga (FT. Liq.)(-Psig.) _____

Cabeza de Descarga Est. _____ Pies(No Excederse de la Cabeza de la Bomba)

Vel. Bomba R.P.M. Vel. Perm. del Imp. _____ FT/Min.(Max.) Velocidad Esp. _____

Operacion (-Continua)(-Intermitente) _____ Horas por Dia (ON)(OFF) _____

Corrosion/Eros. Permissible _____

Altitud de Instalacion _____ Pies _____


CONSTRUCCION

| UNIDAD | TIPO | MATERIAL | CONEXION | TAMARO | TIPO | POSICION |
|----------------|------|----------|----------|--------|------|----------|
| Carcasa | | | Succion | | | |
| Impulsor | | | Descarga | | | |
| Ferre | | | Vent | | | |
| Part. Descarga | | | Oren | | | |
| Anillos | | | Man | | | |
| Caja de Empuje | | | Sello | | | |
| Empaque | | | | | | |
| Sello | | | | | | |
| Mecanismo | | | | | | |
| Flacha | | | | | | |
| Tipo Cajinete | | Lubr. | | | | |

ACCESORIOS

| MOTOR ELECTRICO | | | MISC. | Prepar. por. |
|---|-------------|-----------------|-----------------|--------------|
| Prop. por. | Fabr. por. | Bomba | Placa Base | |
| Fabricado por | Modelo | Engrane | Cople | |
| Tipo | Frame | Varidor de Vel. | Guarda de Cople | |
| Potencia | | Otros | Guarda de Bomba | |
| Aislamiento | | Prop. Por. | Tubo Sello | |
| Tem. (°C) Arriba (°) Amp | | Fabr. Por. | Parometro | |
| Cajineles | Lubricantes | | | |
| Potencia Electrica (Volt) (Fase) (Cic/Seg. | | | | |

| Nº | Fecha | REVISION | Por | Cheq | Aprob. | Nº | Fecha | REVISION | Por | Cheq | Aprob. | Aprob. |
|----|-------|----------|-----|------|--------|----|-------|----------|-----|------|--------|--------|
| | | | | | | | | | | | | |

| | | | |
|---|---------------------------------|-------------|------|
|  | <p>ESPECIFICACION DE BOMBAS</p> | <p>5610</p> | REV. |
| | | | |

| | |
|--|--|
| | AGUAS RECIENAS |
| | AGUAS PLUVIALES |
| | VENTILACION |
| | AGUA FRIA |
| | AGUA CALIENTE |
| | RETORNO AGUA CALIENTE |
| | LINIA CONTRA INCENDIO |
| LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LINEA LLENA CON LAS INICIALES CORRESPONDIENTES. | |
| EJEMPLO: | |
| | AIRE COMPRIMIDO |
| | GAS |
| | SUMINISTROS MUNICIPALES |
| | URINAJE |
| | CODO DE 90° |
| | CODO DE 45° |
| | CODO SUBIENDO O BAJANDO (LINEA ACCLARAR EN PLANOS) |
| | CODO DE RADIO LARGO |
| | SINIE O CAJA "Y" (ACCLARAR EN PLANOS) |
| | CRUZ |
| | REDUCCION |
| | REDUCCION EXCENTRICA |
| | CONEXION "Y" O LATERAL |
| | CRUCENO EN ARCO |
| | JUNTA CON COPLE |

| | |
|---|-------------------------------|
| | JUNTA TORNADA |
| | 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 MANQUERA |
| | VALVULA COMPLETAMENTE CERRADA |
| | VALVULA REDUCTORA DE PRESION |
| LA TUBERIA CON CONEXIONES BRIDADAS SE REPRESENTAN DE LA SIGUIENTE MANERA. | |
| | VALVULA DE COMPUERTA BRIDADA |
| LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN: | |
| | VALVULA DE COMPUERTA SOLDADA |

ANEXOS

| Q LITROS POR SEG. | 2" | | 2 1/2" | | 3" | | 4" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 1.60 | .74 | 1.33 | | | | | | |
| 1.80 | .83 | 1.65 | | | | | | |
| 2.00 | .92 | 2.03 | | | | | | |
| 2.20 | 1.02 | 2.40 | .71 | .99 | | | | |
| 2.40 | 1.11 | 2.80 | .70 | 1.16 | | | | |
| 2.60 | 1.20 | 3.29 | .84 | 1.36 | | | | |
| 2.80 | 1.29 | 3.74 | .91 | 1.56 | | | | |
| 3.00 | 1.39 | 4.22 | .97 | 1.75 | | | | |
| 3.25 | 1.50 | 4.96 | 1.05 | 2.06 | .68 | .70 | | |
| 3.50 | 1.62 | 5.75 | 1.13 | 2.33 | .73 | .79 | | |
| 3.75 | 1.73 | 6.47 | 1.21 | 2.67 | .79 | .91 | | |
| 4.00 | 1.85 | 7.36 | 1.30 | 3.04 | .84 | 1.03 | | |
| 4.25 | 1.96 | 8.20 | 1.38 | 3.36 | .89 | 1.13 | | |
| 4.50 | 2.08 | 9.20 | 1.46 | 3.77 | .94 | 1.27 | | |
| 4.75 | 2.19 | 10.25 | 1.54 | 4.13 | .99 | 1.39 | | |
| 5.00 | 2.31 | 11.19 | 1.62 | 4.57 | 1.05 | 1.54 | | |
| 5.25 | 2.43 | 12.33 | 1.70 | 5.04 | 1.10 | 1.70 | | |
| 5.50 | 2.54 | 13.32 | 1.78 | 5.46 | 1.15 | 1.84 | | |
| 5.75 | 2.66 | 14.56 | 1.86 | 5.97 | 1.21 | 2.01 | | |
| 6.00 | 2.77 | 15.85 | 1.94 | 6.43 | 1.26 | 2.16 | .73 | .56 |
| 6.50 | 3.00 | 18.47 | 2.10 | 7.55 | 1.36 | 2.54 | .79 | .66 |
| 7 | 3.23 | 21.42 | 2.27 | 8.55 | 1.47 | 2.88 | .85 | .75 |
| 8 | 3.70 | 27.58 | 2.59 | 11.17 | 1.68 | 3.76 | .97 | .98 |
| 9 | 4.15 | 34.47 | 2.91 | 14.02 | 1.89 | 4.68 | 1.10 | 1.21 |
| 10 | 4.62 | 42.20 | 3.24 | 17.04 | 2.10 | 5.70 | 1.22 | 1.46 |
| 15 | | | 4.86 | 37.39 | 3.15 | 12.36 | 1.83 | 3.15 |
| 20 | | | | | 4.20 | 21.44 | 2.43 | 5.46 |
| 25 | | | | | 5.25 | 33.46 | 3.04 | 8.31 |
| 30 | | | | | | | 3.65 | 11.76 |
| 35 | | | | | | | 4.26 | 15.97 |
| 40 | | | | | | | 4.87 | 20.77 |

| Q LITROS POR SEG. | 5" | | 6" | | 8" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 10 | .78 | .48 | | | | |
| 15 | 1.16 | 1.02 | .80 | .41 | | |
| 20 | 1.55 | 1.76 | 1.07 | .71 | | |
| 25 | 1.94 | 2.67 | 1.34 | 1.07 | .78 | .27 |
| 30 | 2.32 | 3.76 | 1.60 | 1.50 | .93 | .38 |
| 35 | 2.71 | 5.03 | 1.88 | 2.00 | 1.06 | .51 |
| 40 | 3.10 | 6.57 | 2.14 | 2.61 | 1.24 | .67 |
| 45 | 3.49 | 8.23 | 2.41 | 3.25 | 1.39 | .83 |
| 50 | 3.87 | 10.03 | 2.68 | 3.95 | 1.55 | 1.00 |
| 55 | 4.26 | 12.10 | 2.95 | 4.74 | 1.70 | 1.19 |
| 60 | 4.65 | 14.40 | 3.22 | 5.58 | 1.86 | 1.41 |
| 65 | 5.04 | 16.77 | 3.49 | 6.55 | 2.01 | 1.66 |
| 70 | | | 3.75 | 7.54 | 2.17 | 1.90 |
| 75 | | | 4.02 | 8.60 | 2.32 | 2.16 |
| 80 | | | 4.29 | 9.70 | 2.48 | 2.44 |
| 85 | | | 4.56 | 10.95 | 2.63 | 2.75 |
| 90 | | | 4.83 | 12.25 | 2.79 | 3.06 |
| 95 | | | | | 2.94 | 3.40 |
| 100 | | | | | 3.10 | 3.75 |
| 110 | | | | | 3.41 | 4.51 |
| 120 | | | | | 3.72 | 5.32 |
| 130 | | | | | 4.03 | 6.19 |
| 140 | | | | | 4.34 | 7.14 |
| 150 | | | | | 4.65 | 8.20 |

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

- 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 mrs. 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

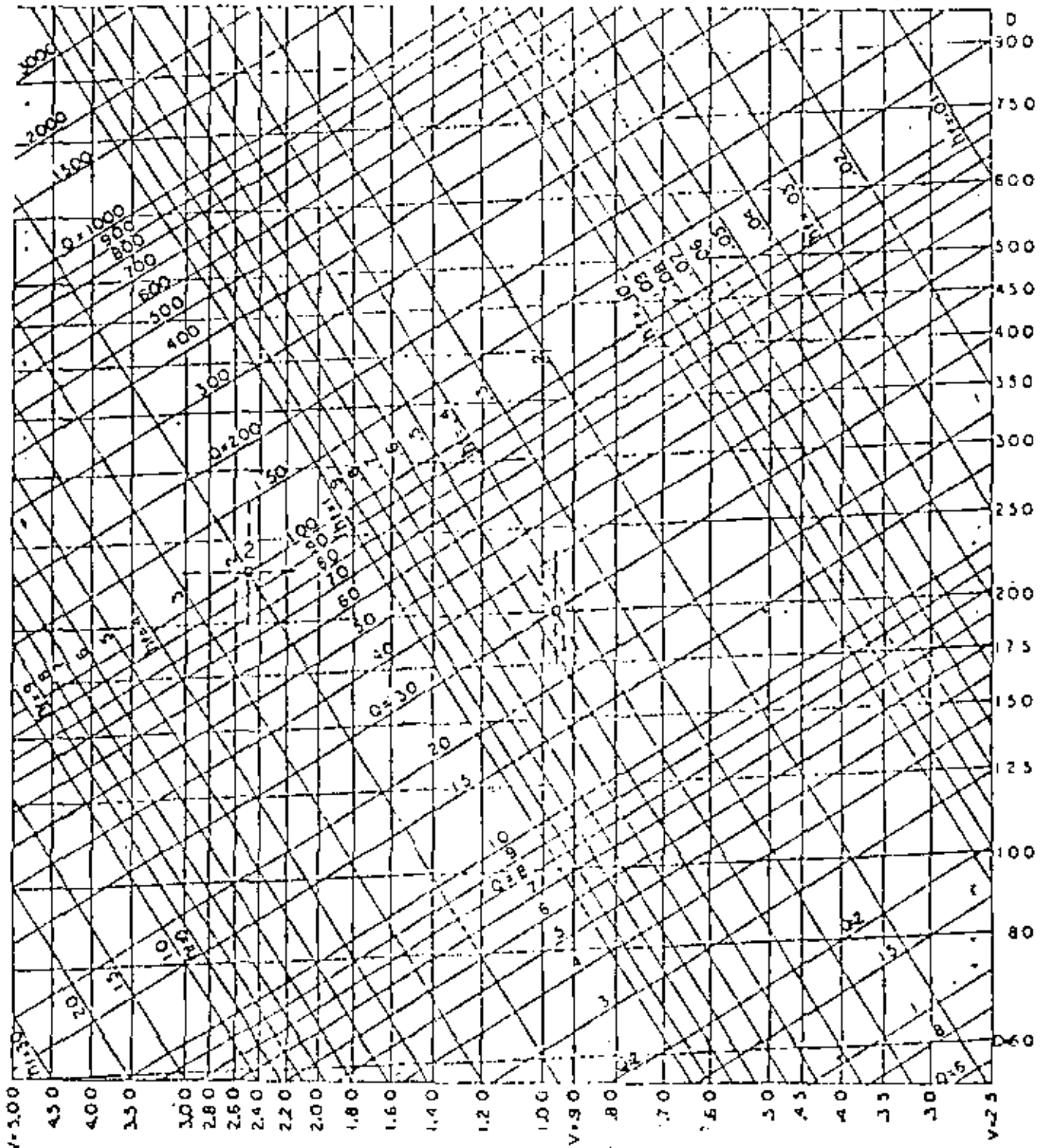
$$h_f = 1.19 \times \left(\frac{254.5}{242.9} \right)^5 = 1.50 \text{ m/100 m.}$$

- 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" | | 2 1/2" | | 3" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| 1.50 | .76 | 1.50 | | | | |
| 2.00 | 1.02 | 2.51 | .71 | 1.05 | | |
| 2.50 | 1.27 | 3.74 | .88 | 1.56 | | |
| 3.00 | 1.53 | 5.18 | 1.06 | 2.16 | .68 | .74 |
| 3.50 | 1.78 | 6.83 | 1.24 | 2.85 | .79 | .98 |
| 4.00 | 2.04 | 8.68 | 1.42 | 3.62 | .90 | 1.24 |
| 4.50 | 2.30 | 10.71 | 1.59 | 4.47 | 1.02 | 1.53 |
| 5 | 2.55 | 12.94 | 1.77 | 5.39 | 1.13 | 1.85 |
| 6 | 3.06 | 17.93 | 2.12 | 7.47 | 1.36 | 2.56 |
| 7 | 3.50 | 23.63 | 2.48 | 9.85 | 1.58 | 3.37 |
| 8 | 4.09 | 30.01 | 2.83 | 12.51 | 1.81 | 4.29 |
| 9 | 4.60 | 37.05 | 3.19 | 15.44 | 2.04 | 5.29 |
| 10 | 5.11 | 44.74 | 3.54 | 18.65 | 2.26 | 6.39 |
| 15 | | | 5.32 | 38.53 | 3.40 | 13.20 |
| 20 | | | | | 4.54 | 22.09 |
| 25 | | | | | 5.67 | 32.94 |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

| Q LITROS POR SEG. | 4" | | 5" | | 6" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 6 | .76 | .64 | | | | |
| 7 | .89 | .85 | | | | |
| 8 | 1.02 | 1.08 | | | | |
| 9 | 1.14 | 1.33 | .73 | .46 | | |
| 10 | 1.27 | 1.61 | .81 | .55 | | |
| 15 | 1.91 | 3.32 | 1.22 | 1.14 | .84 | .47 |
| 20 | 2.54 | 5.55 | 1.63 | 1.90 | 1.13 | .79 |
| 25 | 3.18 | 8.28 | 2.04 | 2.84 | 1.41 | 1.18 |
| 30 | 3.82 | 11.48 | 2.44 | 3.93 | 1.69 | 1.64 |
| 35 | 4.46 | 15.12 | 2.85 | 5.18 | 1.98 | 2.16 |
| 40 | 5.10 | 19.21 | 3.26 | 6.58 | 2.26 | 2.74 |
| 45 | | | 3.67 | 8.12 | 2.54 | 3.39 |
| 50 | | | 4.07 | 9.81 | 2.83 | 4.09 |
| 55 | | | 4.48 | 11.64 | 3.11 | 4.85 |
| 60 | | | 4.89 | 13.60 | 3.39 | 5.67 |
| 65 | | | 5.30 | 15.69 | 3.68 | 6.54 |
| 70 | | | | | 3.96 | 7.47 |
| 75 | | | | | 4.24 | 8.45 |
| 80 | | | | | 4.53 | 9.48 |
| 85 | | | | | 4.81 | 10.57 |
| 90 | | | | | 5.09 | 11.71 |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5



Q = GASTO EN LITROS POR SEGUNDO.
 V = VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO.

h = PERDIDAS DE CARGA EN METROS/100 METROS.
 D = DIAMETRO EN MILIMETROS.

EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 203mm (8"), CON UN GASTO DE 301 l.p.s. TENDRA UNA PERDIDA h = 0.43 m/100m, CON UNA VELOCIDAD DE 0.95 m/seg.

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 100 l.p.s. CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 200m., DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 230mm., USAREMOS 10" CON UNA VELOCIDAD DE 2.63 m/seg.

INGENIERIA INTEGRAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

5312

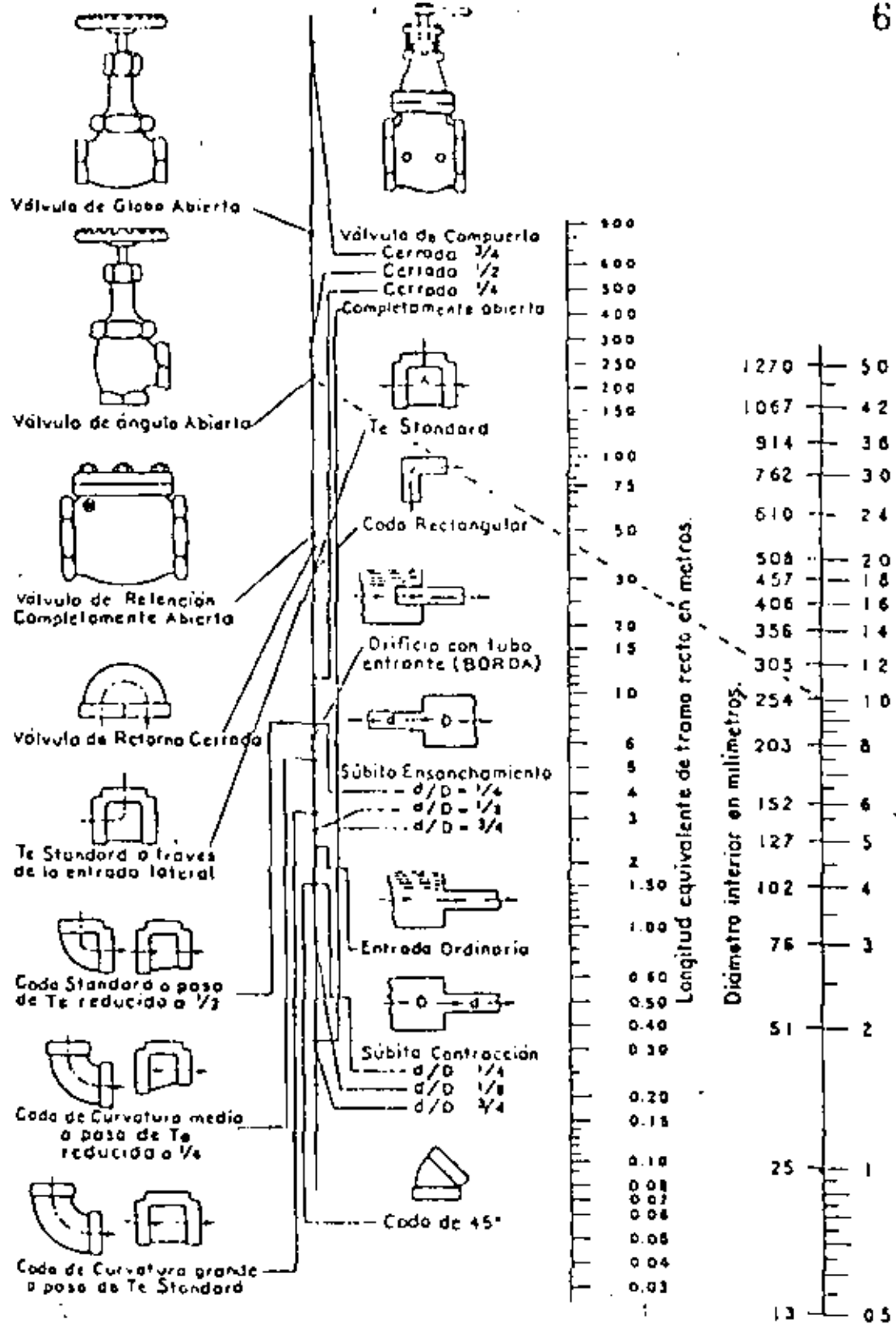
4 5

| Q LITROS POR SEG | 2" | | 2 1/2" | | 3" | | 4" | |
|---------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| .8 | .33 | .27 | | | | | | |
| 1.0 | .41 | .42 | | | | | | |
| 1.2 | .49 | .55 | .34 | .22 | | | | |
| 1.4 | .57 | .72 | .39 | .35 | | | | |
| 1.6 | .66 | .91 | .45 | .42 | | | | |
| 1.8 | .74 | 1.12 | .50 | .48 | .34 | .18 | | |
| 2.0 | .82 | 1.37 | .56 | .57 | .38 | .20 | | |
| 2.5 | 1.03 | 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 | 1.55 | .66 | .60 | .40 | .17 |
| 4.0 | 1.64 | 5.0 | 1.12 | 1.96 | .76 | .72 | .46 | .20 |
| 4.5 | 1.85 | 6.3 | 1.26 | 2.5 | .85 | .90 | .51 | .29 |
| 5.0 | 2.05 | 8.0 | 1.40 | 3.3 | .94 | 1.05 | .57 | .35 |
| 5.5 | 2.26 | 9.1 | 1.54 | 3.8 | 1.04 | 1.31 | .63 | .40 |
| 6.0 | 2.46 | 10.4 | 1.68 | 4.3 | 1.13 | 1.48 | .69 | .47 |
| 6.5 | 2.67 | 11.5 | 1.82 | 5.0 | 1.23 | 1.75 | .74 | .51 |
| 7.0 | 2.87 | 14.7 | 1.96 | 5.8 | 1.32 | 2.0 | .80 | .59 |
| 7.5 | 3.08 | 16.6 | 2.10 | 6.5 | 1.42 | 2.2 | .86 | .65 |
| 8.0 | 3.28 | 18.2 | 2.24 | 7.3 | 1.51 | 2.9 | .92 | .73 |
| 8.5 | 3.49 | 19.8 | 2.38 | 8.0 | 1.61 | 3.2 | .97 | .80 |
| 9.0 | 3.69 | 21.0 | 2.52 | 8.6 | 1.70 | 3.8 | 1.03 | .88 |
| 9.5 | 3.90 | 22.15 | 2.66 | 9.5 | 1.79 | 4.1 | 1.09 | .99 |
| 10 | | | 2.80 | 10.5 | 1.89 | 4.5 | 1.14 | 1.1 |
| 12 | | | 3.36 | 15.1 | 2.27 | 5.8 | 1.37 | 1.6 |
| 14 | | | 3.92 | 19.0 | 2.64 | 7.5 | 1.60 | 2.0 |
| 16 | | | | | 3.02 | 9.1 | 1.83 | 2.8 |
| 18 | | | | | 3.40 | 11.0 | 2.06 | 3.5 |
| 20 | | | | | 3.78 | 14.1 | 2.29 | 4.2 |
| 25 | | | | | | | 2.86 | 6.1 |
| 30 | | | | | | | 3.43 | 8.3 |
| 35 | | | | | | | 4.00 | 10.8 |

| Q LITROS POR SEG. | 5" | | 6" | | 8" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 5 | .35 | .09 | | | | |
| 6 | .42 | .14 | .32 | .06 | | |
| 7 | .49 | .18 | .37 | .09 | | |
| 8 | .56 | .23 | .42 | .11 | | |
| 9 | .64 | .30 | .48 | .15 | | |
| 10 | .71 | .37 | .53 | .18 | .31 | .05 |
| 15 | 1.06 | .75 | .79 | .37 | .47 | .11 |
| 20 | 1.41 | 1.2 | 1.06 | .55 | .62 | .19 |
| 25 | 1.76 | 1.9 | 1.32 | .85 | .78 | .31 |
| 30 | 2.12 | 2.7 | 1.58 | 1.2 | .93 | .40 |
| 35 | 2.47 | 3.2 | 1.85 | 1.8 | 1.09 | .49 |
| 40 | 2.82 | 4.2 | 2.10 | 2.1 | 1.24 | .62 |
| 45 | 3.18 | 5.5 | 2.38 | 2.9 | 1.40 | .74 |
| 50 | 3.53 | 7.0 | 2.64 | 3.5 | 1.56 | .90 |
| 55 | 3.88 | 8.2 | 2.90 | 4.0 | 1.71 | 1.1 |
| 60 | | | 3.17 | 4.7 | 1.87 | 1.4 |
| 70 | | | 3.70 | 6.2 | 2.10 | .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



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.

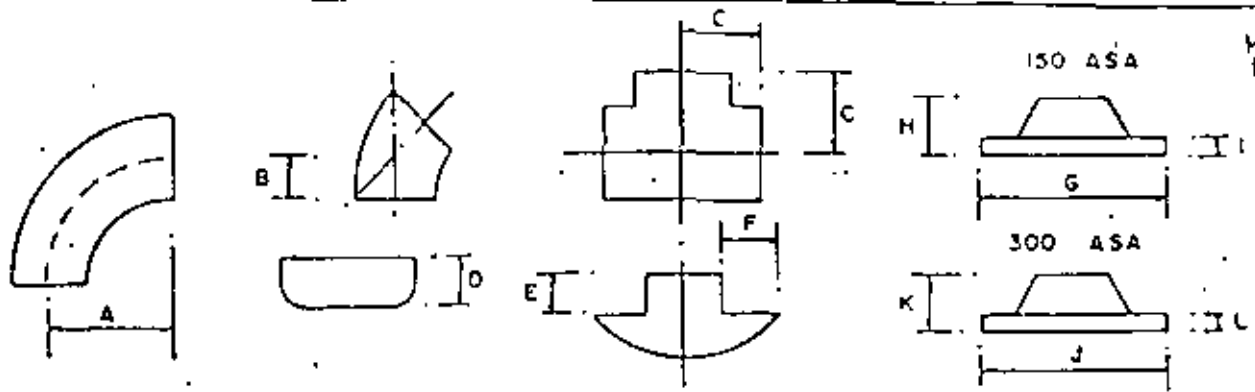
NOTA: Para contracciones y ensanchamientos bruscos utilícese el diámetro menor d en la escala de tubos.



PERDIDAS POR FRICCIÓN
EN CONEXIONES

| | | | | |
|---------|---|---|---|-----|
| N | U | A | A | REV |
| 5314 | | | | |
| NOVA DE | | | | |

| TIPO | DIAM. NOM. PLG. | DIAM. EXTERIOR M.M. | DIAM. INTERIOR M.M. | ESPESOR PARED M.M. | DIAM. INT. AL CUADRADO CM ² | AREA SECC. METALICA CM ² | AREA SECC. TRANSV INT. CM ² | MOMENTO DE INERCIA CM ⁴ | MODULO DE SECCION CM ³ | RADIO DE GIRO CM. | PESO TUBO SIN AGUA KG/M.L. | PESO TUBO LLENO AGUA KGS/M.L. |
|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|--------------------|--|-------------------------------------|--|------------------------------------|-----------------------------------|-------------------|----------------------------|-------------------------------|
| C E D U L A 4 0 | 1/8 | 10.3 | 6.8 | 1.73 | 0.46 | 0.465 | 0.363 | 0.0443 | 0.0861 | 0.31 | 0.357 | 0.394 |
| | 1/4 | 13.7 | 9.2 | 2.24 | 0.85 | 0.806 | 0.665 | 0.1379 | 0.2010 | 0.41 | 0.625 | 0.692 |
| | 3/8 | 17.1 | 12.5 | 2.31 | 1.56 | 1.077 | 1.228 | 0.3035 | 0.3540 | 0.53 | 0.848 | 0.972 |
| | 1/2 | 21.3 | 15.8 | 2.77 | 2.50 | 1.613 | 1.960 | 0.7113 | 0.6668 | 0.66 | 1.265 | 1.461 |
| | 3/4 | 26.3 | 20.9 | 2.87 | 4.36 | 2.148 | 3.431 | 1.5417 | 1.1561 | 0.85 | 1.682 | 2.027 |
| | 1 | 33.4 | 26.6 | 3.38 | 7.08 | 3.187 | 5.557 | 3.6354 | 2.1768 | 1.07 | 2.500 | 3.057 |
| | 1 1/4 | 42.2 | 35.1 | 3.56 | 12.32 | 4.316 | 9.289 | 8.1040 | 3.8441 | 1.37 | 3.378 | 4.344 |
| | 1 1/2 | 48.3 | 40.9 | 3.68 | 16.73 | 5.155 | 13.14 | 12.8990 | 5.3456 | 1.58 | 4.048 | 5.361 |
| | 2 | 60.3 | 52.5 | 3.91 | 27.50 | 6.936 | 21.65 | 27.7210 | 9.1906 | 2.00 | 5.432 | 7.596 |
| | 2 1/2 | 73.0 | 62.7 | 5.16 | 39.31 | 10.994 | 30.88 | 63.6834 | 17.44 | 2.41 | 8.616 | 11.701 |
| | 3 | 88.9 | 77.9 | 5.49 | 60.68 | 14.374 | 47.66 | 125.5770 | 28.25 | 2.96 | 11.280 | 16.044 |
| | 3 1/2 | 101.6 | 90.1 | 5.74 | 81.18 | 17.290 | 63.76 | 199.29 | 39.23 | 3.40 | 13.557 | 19.937 |
| | 4 | 114.3 | 102.3 | 6.02 | 104.65 | 20.471 | 82.19 | 301.06 | 52.68 | 3.84 | 16.057 | 24.266 |
| | 5 | 141.3 | 128.2 | 6.55 | 164.35 | 27.768 | 129.08 | 631.01 | 89.31 | 4.77 | 21.757 | 34.665 |
| | 6 | 168.3 | 154.1 | 7.11 | 237.47 | 36.026 | 186.51 | 1171.28 | 139.21 | 5.70 | 28.230 | 46.862 |
| | 8 | 219.1 | 202.7 | 8.18 | 410.87 | 54.168 | 322.70 | 3017.26 | 275.45 | 7.47 | 38.022 | 70.285 |
| | 10 | 273.1 | 254.5 | 9.27 | 647.70 | 76.774 | 508.71 | 6688.84 | 489.94 | 9.33 | 60.24 | 111.077 |
| | 12 | 323.9 | 303.2 | 10.31 | 919.32 | 101.742 | 722.02 | 12499.43 | 771.93 | 11.08 | 79.661 | 151.837 |
| | 14 | 355.6 | 333.4 | 11.10 | 1111.56 | 120.065 | 873.02 | 17860.49 | 1004.53 | 12.20 | 94.305 | 181.571 |
| | 16 | 406.4 | 381.1 | 12.70 | 1452.37 | 157.097 | 1140.69 | 30463.98 | 1499.21 | 13.93 | 123.175 | 237.138 |
| | 18 | 457.2 | 428.7 | 14.27 | 1837.84 | 198.646 | 1443.44 | 48782.32 | 2133.96 | 15.67 | 155.885 | 300.132 |
| | 20 | 508.0 | 477.9 | 15.06 | 2283.88 | 233.226 | 1793.76 | 70884.21 | 2790.72 | 17.43 | 182.910 | 362.174 |
| | 24 | 609.6 | 574.7 | 17.45 | 3302.80 | 324.582 | 2594.02 | 142517.64 | 4675.78 | 20.95 | 254.728 | 514.010 |
| | C E D U L A 8 0 | 1/8 | 10.3 | 5.5 | 2.41 | 0.30 | 0.600 | 0.23 | 0.0506 | 0.0984 | 0.29 | 0.461 |
| 1/4 | | 13.7 | 7.7 | 3.02 | 0.59 | 1.013 | 0.46 | 0.1568 | 0.2286 | 0.39 | 0.804 | 0.850 |
| 3/8 | | 17.1 | 10.7 | 3.20 | 1.15 | 1.400 | 0.91 | 0.3588 | 0.4185 | 0.51 | 1.101 | 1.192 |
| 1/2 | | 21.3 | 13.9 | 3.73 | 1.92 | 2.065 | 1.51 | 0.8358 | 0.7835 | 0.64 | 1.622 | 1.713 |
| 3/4 | | 26.7 | 18.8 | 3.91 | 3.55 | 2.794 | 2.79 | 1.8643 | 1.3981 | 0.82 | 2.188 | 2.467 |
| 1 | | 33.4 | 24.3 | 4.55 | 5.91 | 4.123 | 4.64 | 4.3954 | 2.6319 | 1.03 | 3.229 | 3.692 |
| 1 1/4 | | 42.2 | 32.5 | 4.85 | 10.54 | 5.684 | 8.28 | 10.0645 | 4.7740 | 1.33 | 4.464 | 5.290 |
| 1 1/2 | | 48.3 | 38.1 | 5.08 | 14.52 | 6.890 | 11.40 | 16.2830 | 6.7480 | 1.54 | 5.402 | 6.540 |
| 2 | | 60.3 | 49.3 | 5.54 | 24.26 | 9.529 | 19.05 | 36.1247 | 11.96 | 1.96 | 7.471 | 9.374 |
| 2 1/2 | | 73.0 | 59.0 | 7.01 | 34.81 | 14.542 | 27.34 | 80.0829 | 21.93 | 2.35 | 11.399 | 14.128 |
| 3 | | 88.9 | 73.7 | 7.62 | 54.26 | 19.478 | 42.61 | 162.08 | 36.46 | 2.89 | 15.254 | 19.509 |
| 3 1/2 | | 101.6 | 85.4 | 8.08 | 73.03 | 23.729 | 57.36 | 261.39 | 51.46 | 3.34 | 18.617 | 24.342 |
| 4 | | 114.3 | 97.2 | 8.56 | 94.45 | 28.432 | 74.19 | 400.00 | 69.99 | 3.75 | 22.293 | 29.968 |
| 5 | | 141.3 | 124.8 | 9.53 | 149.42 | 39.432 | 117.36 | 860.35 | 121.78 | 4.67 | 30.924 | 42.643 |
| 6 | | 168.3 | 146.3 | 10.97 | 214.13 | 54.226 | 168.19 | 1685.32 | 200.31 | 5.57 | 42.517 | 59.318 |
| 8 | | 219.1 | 193.7 | 12.70 | 375.10 | 82.323 | 294.58 | 4399.57 | 401.65 | 7.31 | 64.571 | 94.022 |
| 10 | | 273.1 | 242.9 | 15.06 | 590.13 | 122.065 | 463.49 | 10189.35 | 746.34 | 9.14 | 95.733 | 142.059 |
| 12 | | 323.9 | 289.0 | 17.45 | 834.91 | 167.936 | 655.74 | 19775.16 | 1221.25 | 10.85 | 131.717 | 197.256 |
| 14 | | 355.6 | 317.5 | 19.05 | 1008.07 | 201.420 | 791.74 | 28607.59 | 1608.98 | 11.92 | 157.938 | 237.078 |
| 16 | | 406.4 | 363.6 | 21.41 | 1321.87 | 258.968 | 1038.20 | 48116.35 | 2367.93 | 13.63 | 203.074 | 306.843 |
| 18 | | 457.2 | 409.6 | 23.80 | 1677.75 | 324.065 | 1317.68 | 76295.22 | 3337.50 | 15.35 | 254.103 | 385.805 |
| 20 | | 508.0 | 455.6 | 26.19 | 2075.94 | 396.388 | 1630.46 | 115379.35 | 4542.49 | 17.06 | 310.832 | 473.800 |
| 24 | | 609.6 | 547.7 | 30.94 | 3000.07 | 562.389 | 2356.26 | 236086.47 | 7745.62 | 20.49 | 441.031 | 676.547 |



| (8") Ø mm | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L |
|-------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------------|-----|------|------------|
| (1/4") 6 | | | | | | | | | | | | |
| (1/2") 13 | 38 | 16 | 25 | | | | 89 | 48" | 11 | 95 | 52" | 14 |
| (3/4") 19 | 29 | 11 | 29 | | | | 98 | 52" | 13 | 117 | 57" | 16 |
| (1") 25 | 38 | 22 | 38 | 38 | | | 108 | 56" | 14 | 124 | 62" | 17 |
| (1 1/4") 32 | 48 | 25 | 48 | 38 | | | 117 | 57" | 16 | 133 | 65" | 19 |
| (1 1/2") 38 | 57 | 29 | 57 | 38 | | | 127 | 62" | 17 | 156 | 68" | 21 |
| (2") 51 | 76 | 35 | 64 | 38 | 37 | 54 | 152 | 64" | 19 | 165 | 70" | 22 |
| (2 1/2") 64 | 95 | 44 | 76 | 38 | 41 | 54 | 178 | 70" | 22 | 191 | 76" | 25 |
| (3") 76 | 114 | 51 | 86 | 51 | 44 | 57 | 191 | 70" | 24 | 210 | 79" | 29 |
| (3 1/2") 89 | 133 | 57 | 95 | 64 | 44 | 57 | 216 | 71" | 24 | 229 | 81" | 30 |
| (4") 102 | 152 | 64 | 105 | 64 | 44 | 64 | 229 | 76" | 24 | 254 | 86" | 32 |
| (5") 127 | 191 | 79 | 124 | 76 | 51 | 70 | 254 | 89" | 24 | 279 | 98" | 35 |
| (6") 152 | 229 | 95 | 143 | 89 | 60 | 95 | 279 | 89" | 25 | 318 | 98" | 37 |
| (8") 203 | 305 | 127 | 178 | 102 | 70 | 108 | 343 | 102" | 29 | 381 | 111" | 41 |
| (10") 254 | 381 | 159 | 216 | 127 | 76 | 127 | 406 | 102" | 30 | 445 | 117" | 48 |
| (12") 305 | 457 | 191 | 254 | 152 | 95 | 152 | 483 | 114" | 32 | 521 | 130" | 51 |
| (14") 356 | 533 | 222 | 279 | 165 | 102 | 152 | 533 | 127" | 33 | 584 | 143" | 54 |
| (16") 406 | 610 | 254 | 305 | 178 | 108 | 184 | 597 | 127" | 37 | 648 | 146" | 57 |
| (18") 457 | 686 | 286 | 343 | 205 | 108 | 184 | 635 | 140" | 40 | 711 | 159" | 60 |
| (20") 508 | 762 | 318 | 381 | 229 | 133 | 197 | 699 | 144" | 43 | 775 | 162" | 64 |
| (22") 559 | 838 | 343 | 419 | 267 | | | | | | | | |
| (24") 610 | 914 | 381 | 432 | 267 | 152 | 241 | | 152" | 48 | 914 | 168" | 70 |
| (26") 660 | 991 | 406 | 495 | 267 | | | | | | | | |
| (30") 762 | 1143 | 470 | 559 | 267 | | | | | | | | |
| (36") 914 | 1372 | 565 | 673 | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | ESPARRAGOS | | | ESPARRAGOS |

INGENIERIA INTEGRAL

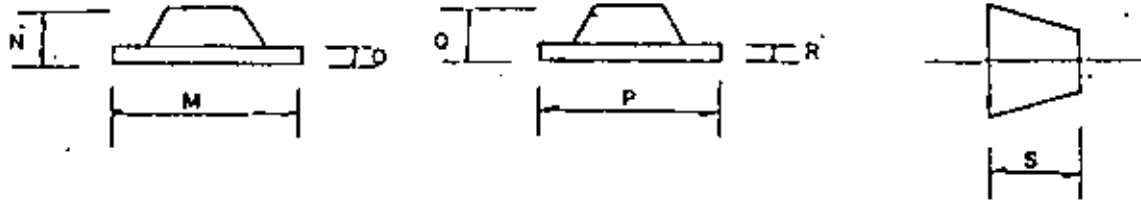
**TUBERIA SOLDADA
DIMENSIONES DE
ACCESORIOS**

N O R M A REV
3 1 0 2
HOJA 1 DE 4

400 ASA

600 ASA

72



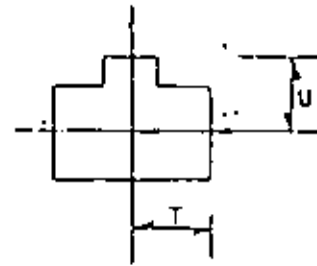
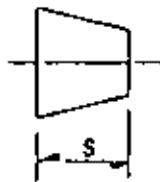
| (ø") | ø mm | M | N | O | P | Q | R | ø" | S | ø" | S |
|----------|------|-----|-----|----|-----|-----|-----|---------------|-----|-----------|-----|
| (1/4") | 6 | | | | | | | 3/4 x 3/8 | 38 | 3/2 x 3 | 102 |
| (1/2") | 13 | 95 | 52 | 14 | 95 | 52 | 14 | 3/4 x 1/2 | 38 | 4 x 1 | 102 |
| (3/4") | 19 | 117 | 57 | 16 | 117 | 57 | 16 | 1 x 3/8 | 51 | 4 x 1 1/4 | 102 |
| (1") | 25 | 124 | 62 | 17 | 124 | 62 | 17 | 1 x 1/2 | 51 | 4 x 1 1/2 | 102 |
| (1 1/4") | 32 | 133 | 67 | 21 | 133 | 67 | 21 | 1 x 3/4 | 51 | 4 x 2 | 102 |
| (1 1/2") | 38 | 156 | 70 | 22 | 156 | 70 | 22 | 1 1/4 x 1/2 | 51 | 4 x 2 1/2 | 102 |
| (2") | 51 | 165 | 73 | 25 | 165 | 73 | 25 | 1 1/4 x 3/4 | 51 | 4 x 3 | 102 |
| (2 1/2") | 64 | 191 | 79 | 29 | 191 | 79 | 29 | 1 1/4 x 1 | 51 | 4 x 3 1/2 | 102 |
| (3") | 76 | 210 | 83 | 32 | 210 | 83 | 32 | 1 1/2 x 1/2 | 64 | 5 x 2 | 127 |
| (3 1/2") | 89 | 229 | 86 | 35 | 229 | 86 | 35 | 1 1/2 x 3/4 | 64 | 5 x 2 1/2 | 127 |
| (4") | 102 | 254 | 89 | 35 | 273 | 102 | 38 | 1 1/2 x 1 | 64 | 5 x 3 | 127 |
| (5") | 127 | 279 | 102 | 38 | 330 | 114 | 44 | 1 1/2 x 1 1/4 | 64 | 5 x 3 1/2 | 127 |
| (6") | 152 | 318 | 103 | 41 | 356 | 117 | 48 | 2 x 3/4 | 72 | 5 x 4 | 127 |
| (8") | 203 | 381 | 117 | 48 | 419 | 133 | 56 | 2 x 1 | 72 | 6 x 2 | 140 |
| (10") | 254 | 445 | 124 | 54 | 508 | 152 | 64 | 2 x 1 1/4 | 72 | 6 x 2 1/2 | 140 |
| (12") | 305 | 521 | 137 | 57 | 559 | 156 | 67 | 2 x 1 1/2 | 72 | 6 x 3 | 140 |
| (14") | 356 | 584 | 149 | 60 | 603 | 165 | 70 | 2 1/2 x 1 | 89 | 6 x 3 1/2 | 140 |
| (16") | 406 | 648 | 152 | 64 | 686 | 178 | 76 | 2 1/2 x 1 1/4 | 89 | 6 x 4 | 140 |
| (18") | 457 | 711 | 165 | 67 | 743 | 184 | 83 | 2 1/2 x 1 1/2 | 89 | 6 x 5 | 140 |
| (20") | 508 | 775 | 168 | 70 | 813 | 191 | 89 | 2 1/2 x 2 | 89 | 8 x 3 | 152 |
| (22") | 559 | | | | | | | 3 x 1 | 89 | 8 x 3 1/2 | 152 |
| (24") | 610 | 914 | 175 | 76 | 940 | 203 | 102 | 3 x 1 1/4 | 89 | 8 x 4 | 152 |
| (26") | 660 | | | | | | | 3 x 1 1/2 | 89 | 8 x 5 | 152 |
| (30") | 762 | | | | | | | 3 x 2 | 89 | 8 x 6 | 152 |
| (36") | 914 | | | | | | | 3 x 2 1/2 | 89 | 10 x 3 | 178 |
| | | | | | | | | 3 1/2 x 1 1/4 | 102 | 10 x 4 | 178 |
| | | | | | | | | 3 1/2 x 1 1/2 | 102 | 10 x 5 | 178 |
| | | | | | | | | 3 1/2 x 2 | 102 | 10 x 6 | 178 |
| | | | | | | | | 3 1/2 x 2 1/2 | 102 | 10 x 8 | 178 |

INGENIERIA
INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O R M A REV

5102

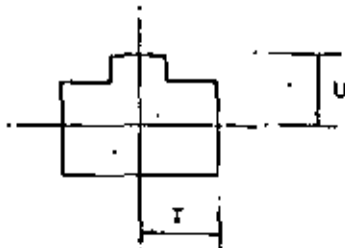


| g" | s | g" | s | g" | T | U | g" | T | U |
|---------|-----|---------|-----|---------------|----|----|---------------|-----|-----|
| 12 x 4 | 203 | 26 x 20 | 610 | 1/2 x 1/4 | 25 | 25 | 3 1/2 x 2 1/2 | 95 | 69 |
| 12 x 5 | 203 | 26 x 22 | 610 | 1/2 x 3/8 | 25 | 25 | 3 1/2 x 3 | 95 | 92 |
| 12 x 6 | 203 | 26 x 24 | 610 | 3/4 x 3/8 | 29 | 29 | 4 x 1 1/2 | 105 | 86 |
| 12 x 8 | 203 | 28 x 20 | 610 | 3/4 x 1/2 | 29 | 29 | 4 x 2 | 105 | 89 |
| 12 x 10 | 203 | 28 x 22 | 610 | 1 x 3/8 | 38 | 38 | 4 x 2 1/2 | 105 | 95 |
| 14 x 6 | 330 | 28 x 24 | 610 | 1 x 1/2 | 38 | 38 | 4 x 3 | 105 | 98 |
| 14 x 8 | 330 | 28 x 26 | 610 | 1 x 3/4 | 38 | 38 | 4 x 3 1/2 | 105 | 102 |
| 14 x 10 | 330 | 30 x 20 | 610 | 1 1/4 x 1/2 | 48 | 48 | 5 x 2 | 124 | 105 |
| 14 x 12 | 330 | 30 x 22 | 610 | 1 1/4 x 3/4 | 48 | 48 | 5 x 2 1/2 | 124 | 108 |
| 16 x 8 | 356 | 30 x 24 | 610 | 1 1/4 x 1 | 48 | 48 | 5 x 3 | 124 | 111 |
| 16 x 10 | 356 | 30 x 26 | 610 | 1 1/2 x 1/2 | 57 | 57 | 5 x 3 1/2 | 124 | 114 |
| 16 x 12 | 356 | 30 x 28 | 610 | 1 1/2 x 3/4 | 57 | 57 | 5 x 4 | 124 | 117 |
| 16 x 14 | 356 | 36 x 20 | 610 | 1 1/2 x 1 | 57 | 57 | 6 x 2 | 143 | 121 |
| 18 x 10 | 381 | 36 x 24 | 610 | 1 1/2 x 1 1/4 | 57 | 57 | 6 x 2 1/2 | 143 | 121 |
| 18 x 12 | 381 | 36 x 30 | 610 | 2 x 3/4 | 64 | 44 | 6 x 3 | 143 | 124 |
| 18 x 14 | 381 | | | 2 x 1 | 64 | 51 | 6 x 3 1/2 | 143 | 127 |
| 18 x 16 | 381 | | | 2 x 1 1/4 | 64 | 57 | 6 x 4 | 143 | 130 |
| 20 x 12 | 508 | | | 2 x 1 1/2 | 64 | 60 | 6 x 5 | 143 | 137 |
| 20 x 14 | 508 | | | 2 1/2 x 1 | 76 | 57 | 8 x 3 | 178 | 152 |
| 20 x 16 | 508 | | | 2 1/2 x 1 1/4 | 76 | 64 | 8 x 3 1/2 | 178 | 152 |
| 20 x 18 | 508 | | | 2 1/2 x 1 1/2 | 76 | 67 | 8 x 4 | 178 | 156 |
| 22 x 14 | 508 | | | 2 1/2 x 2 | 76 | 70 | 8 x 5 | 178 | 158 |
| 22 x 16 | 508 | | | 3 x 1 | 86 | 67 | 8 x 6 | 178 | 168 |
| 22 x 18 | 508 | | | 3 x 1 1/4 | 86 | 70 | 10 x 3 | 216 | 184 |
| 22 x 20 | 508 | | | 3 x 1 1/2 | 86 | 73 | 10 x 4 | 216 | 184 |
| 24 x 16 | 508 | | | 3 x 2 | 86 | 76 | 10 x 5 | 216 | 191 |
| 24 x 18 | 508 | | | 3 x 2 1/2 | 86 | 83 | 10 x 6 | 216 | 194 |
| 24 x 20 | 508 | | | 3 1/2 x 1 1/2 | 95 | 79 | 10 x 8 | 216 | 203 |
| 26 x 18 | 610 | | | 3 1/2 x 2 | 95 | 83 | 12 x 4 | 254 | 216 |

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O R M A REV.
 5 1 0 2
 HOJA 3 DE 4



| ϕ | T | U | ϕ | T | U |
|---------|-----|-----|---------|-----|-----|
| 12 x 5 | 254 | 216 | 22 x 20 | 419 | 406 |
| 12 x 6 | 254 | 219 | 24 x 10 | 432 | 384 |
| 12 x 8 | 254 | 228 | 24 x 12 | 432 | 397 |
| 12 x 10 | 254 | 251 | 24 x 14 | 432 | 406 |
| 14 x 6 | 279 | 238 | 24 x 16 | 432 | 406 |
| 14 x 8 | 279 | 249 | 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 | | | |

DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS DEL TUBO DE COBRE

| DIAMETROS NOMINALES | | Diam. Exterior mm (1) | Superficie Exterior m ² /m | T I P O K | | | T I P O L | | | T I P O M | | |
|---------------------|-----------------|-----------------------------|---|-----------------|---------------------|------------------------|-----------------|---------------------|------------------------|-----------------|---------------------|------------------------|
| Pulg Amer. | m m. metrico | | | Espesor m m. | Diám. Inter. mm. | Peso Teór. Kg/m (2) | Espesor m m. | Diám. Inter. mm. | Peso Teór. Kg/m (2) | Espesor m m. | Diám. Inter. mm. | Peso Teór. Kg/m (2) |
| 1/8 | 3 | 6.350 | 0.0199 | 0.813 | 4.724 | 0.126 | 0.635 | 5.080 | 0.102 | 0.635 | 5.008 | 0.012 |
| 1/4 | 6 | 9.525 | 0.0299 | 0.813 | 7.899 | 0.199 | 0.762 | 8.001 | 0.188 | 0.635 | 8.255 | 0.159 |
| 3/8 | 10 | 12.700 | 0.0399 | 1.245 | 10.210 | 0.400 | 0.889 | 10.922 | 0.925 | 0.635 | 11.430 | 0.215 |
| 1/2 | 13 | 15.875 | 0.0499 | 1.245 | 13.385 | 0.511 | 1.016 | 13.843 | 0.424 | 0.711 | 14.453 | 0.303 |
| 5/8 | 16 | 19.050 | 0.0598 | 1.245 | 16.560 | 0.622 | 1.067 | 16.916 | 0.539 | 0.762 | 17.526 | 0.391 |
| 3/4 | 20 | 22.225 | 0.0698 | 1.651 | 18.923 | 0.954 | 1.243 | 19.939 | 0.677 | 0.813 | 20.599 | 0.489 |
| 1 | 25 | 28.575 | 0.0898 | 1.651 | 25.273 | 1.248 | 1.270 | 26.035 | 0.974 | 0.889 | 26.797 | 0.691 |
| 1 1/4 | 32 | 34.925 | 0.1097 | 1.651 | 31.623 | 1.543 | 1.397 | 32.131 | 1.316 | 1.967 | 32.791 | 1.014 |
| 1 1/2 | 40 | 41.275 | 0.1297 | 1.829 | 37.617 | 2.026 | 1.524 | 38.227 | 1.701 | 1.245 | 38.785 | 1.399 |
| 2 | 50 | 53.975 | 0.1696 | 2.108 | 49.759 | 3.071 | 1.778 | 50.419 | 2.607 | 1.473 | 51.029 | 2.172 |
| 2 1/2 | 60 | 66.675 | 0.2095 | 2.413 | 61.849 | 4.355 | 2.032 | 62.611 | 3.689 | 1.651 | 63.373 | 3.015 |
| 3 | 80 | 79.375 | 0.2494 | 2.769 | 73.837 | 5.957 | 2.286 | 74.803 | 4.949 | 1.829 | 75.717 | 3.983 |
| 3 1/2 | 90 | 92.075 | 0.2893 | 3.048 | 85.979 | 7.621 | 2.540 | 86.995 | 6.387 | 2.108 | 87.859 | 5.327 |
| 4 | 100 | 104.775 | 0.3292 | 3.404 | 97.967 | 9.690 | 2.794 | 99.187 | 8.003 | 2.413 | 99.949 | 6.937 |
| 5 | 125 | 130.175 | 0.4090 | 4.064 | 122.047 | 14.394 | 3.175 | 123.825 | 11.325 | 2.769 | 124.637 | 9.907 |
| 6 | 150 | 155.575 | 0.4888 | 4.877 | 145.821 | 20.641 | 3.556 | 148.463 | 15.183 | 3.099 | 149.377 | 13.207 |
| 8 | 200 | 206.375 | 0.6483 | 6.883 | 192.609 | 38.567 | 5.080 | 196.215 | 28.720 | 4.318 | 197.739 | 24.504 |
| 10 | 250 | 257.175 | 0.8079 | 8.585 | 240.005 | 59.941 | 6.350 | 244.475 | 44.733 | 5.385 | 246.405 | 38.080 |
| 12 | 300 | 307.975 | 0.9675 | 10.287 | 287.401 | 86.008 | 7.112 | 293.751 | 60.096 | 6.452 | 295.071 | 54.636 |

| DIAMETRO INTERIOR | | A - 5 | | | | | | A - 7 | | | | | | A - 10 | | | | | | A - 14 | | | | | | |
|-------------------|------------|----------------------|----------------------|------------------|-------------|---------------------------|----------------------------|----------------------|----------------------|------------------|-------------|---------------------------|----------------------------|----------------------|----------------------|------------------|-------------|---------------------------|----------------------------|----------------------|----------------------|------------------|-------------|---------------------------|----------------------------|--|
| | | DIAMETRO EXTERIOR | | P E S O | | | | DIAMETRO EXTERIOR | | P E S O | | | | DIAMETRO EXTERIOR | | P E S O | | | | DIAMETRO EXTERIOR | | P E S O | | | | |
| PULSADAS | MILIMETROS | TORNEADO EN MM. Ø | EN BRUTO EN MM. Ø | TUBO KG./M.L. | COPE KG. | JUEGO DE 3 ANILLOS KG. | TUBO CON JUNTA KG./M.L. | TORNEADO EN MM. Ø | EN BRUTO EN MM. Ø | TUBO KG./M.L. | COPE KG. | JUEGO DE 3 ANILLOS KG. | TUBO CON JUNTA KG./M.L. | TORNEADO EN MM. Ø | EN BRUTO EN MM. Ø | TUBO KG./M.L. | COPE KG. | JUEGO DE 3 ANILLOS KG. | TUBO CON JUNTA KG./M.L. | TORNEADO EN MM. Ø | EN BRUTO EN MM. Ø | TUBO KG./M.L. | COPE KG. | JUEGO DE 3 ANILLOS KG. | TUBO CON JUNTA KG./M.L. | |
| 2 | 76 | 91 | 95 | 4.30 | 200 | 0.18 | 480 | 93 | 97 | 8.20 | 2.20 | 0.19 | 6.78 | 97 | 101 | 8.80 | 2.80 | 0.19 | 22.7 | 105 | 109 | 9.40 | 3.50 | 0.19 | 10.25 | |
| 4 | 100 | 116 | 122 | 6.60 | 260 | 0.24 | 756 | 120 | 124 | 7.60 | 2.80 | 0.24 | 8.40 | 124 | 128 | 8.30 | 3.20 | 0.24 | 10.20 | 137 | 137 | 15.10 | 4.40 | 0.24 | 14.22 | |
| 6 | 150 | 172 | 178 | 12.00 | 410 | 0.30 | 1312 | 174 | 178 | 15.80 | 4.40 | 0.30 | 14.85 | 178 | 182 | 16.00 | 5.00 | 0.30 | 17.30 | 190 | 194 | 25.90 | 5.70 | 0.30 | 25.94 | |
| 8 | 200 | 224 | 229 | 18.00 | 560 | 0.38 | 1848 | 228 | 231 | 18.00 | 5.90 | 0.38 | 20.55 | 232 | 237 | 18.00 | 7.00 | 0.38 | 25.78 | 248 | 251 | 38.60 | 10.60 | 0.38 | 39.08 | |
| 10 | 250 | 278 | 283 | 26.00 | 760 | 0.52 | 2503 | 284 | 289 | 21.00 | 8.00 | 0.52 | 23.23 | 288 | 293 | 28.00 | 12.50 | 0.52 | 48.05 | 310 | 315 | 64.40 | 15.50 | 0.52 | 62.43 | |
| 12 | 300 | 322 | 327 | 38.00 | 960 | 0.60 | 3750 | 328 | 343 | 42.00 | 11.50 | 0.60 | 44.90 | 354 | 359 | 41.00 | 16.00 | 0.60 | 64.80 | 368 | 373 | 78.50 | 20.90 | 0.60 | 84.28 | |
| 14 | 350 | 388 | 393 | 52.00 | 1240 | 0.80 | 4236 | 388 | 401 | 49.00 | 16.20 | 0.80 | 63.14 | 414 | 419 | 71.80 | 22.60 | 0.80 | 74.70 | 430 | 435 | 109.00 | 27.80 | 0.80 | 115.44 | |
| 16 | 400 | 442 | 447 | 61.00 | 1560 | 1.05 | 6518 | 450 | 463 | 74.00 | 18.60 | 1.05 | 78.78 | 470 | 475 | 105.00 | 26.00 | 1.05 | 111.25 | 490 | 495 | 138.40 | 34.20 | 1.05 | 147.29 | |
| 18 | 450 | 496 | 502 | 85.50 | 20.80 | 1.20 | 7086 | 508 | 512 | 83.00 | 25.40 | 1.20 | 94.28 | 528 | 532 | 120.20 | 34.60 | 1.20 | 128.40 | 552 | 558 | 177.60 | 42.90 | 1.20 | 187.28 | |
| 20 | 500 | 552 | 558 | 95.00 | 23.00 | 1.35 | 100.95 | 562 | 568 | 115.00 | 28.00 | 1.35 | 121.85 | 588 | 592 | 150.00 | 40.00 | 1.35 | 169.35 | 614 | 620 | 221.80 | 54.50 | 1.35 | 233.78 | |
| 24 | 600 | 658 | 664 | 127.00 | 30.00 | 2.25 | 135.25 | 686 | 674 | 150.00 | 36.00 | 2.25 | 166.45 | 698 | 702 | 215.00 | 50.00 | 2.25 | 225.25 | 730 | 736 | 305.00 | 70.70 | 2.25 | 321.59 | |
| 30 | 750 | 818 | 822 | 178.00 | 41.00 | 4.50 | 192.70 | 880 | 886 | 218.00 | 62.00 | 4.50 | 234.90 | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | 900 | 980 | 988 | 263.00 | 50.20 | 8.25 | 282.25 | 1000 | 1008 | 282.00 | 74.40 | 8.25 | 382.15 | | | | | | | | | | | | | |

P R E S I O N E S

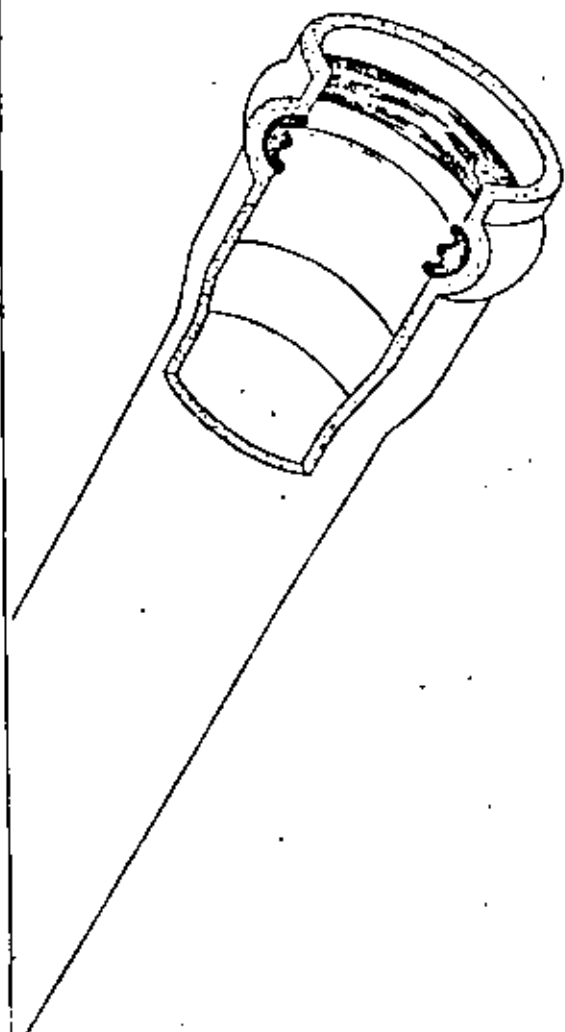
| CLASE DE LA TUBERIA | DE TRABAJO | | DE P R U E B A | | | |
|---------------------------|------------|-----------|----------------|-----------|-----------|-----------|
| | | | EN FABRICA | | EN OBRA | |
| | KGS./CM.2 | LBS./PG.2 | KGS./CM.2 | LBS./PG.2 | KGS./CM.2 | LBS./PG.2 |
| A - 5 | 5 | 75 | 17.5 | 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 |

P R U E B A D E I M P E R M E A B I L I D A D

| 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**

| N O R M A | REV. |
|-----------------|------|
| 5116 | |
| H O J A 1 D E 1 | |

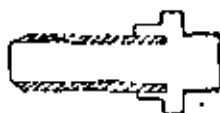


| diámetro mm. | nominal pulg. | rd | diámetro exterior mm. | espesor |
|--------------|---------------|------|-----------------------|---------|
| 25 | 1 | 26 | 32.3 | 1.5 |
| 32 | 1 1/4 | 26 | 42.2 | 1.6 |
| 38 | 1 1/2 | 26 | 48.3 | 1.9 |
| 50 | 2 | 26 | 60.3 | 2.3 |
| 60 | 2 1/2 | 26 | 73.0 | 2.8 |
| 60 | 2 1/2 | 32.5 | 73.0 | 2.2 |
| 75 | 3 | 26 | 88.9 | 3.4 |
| 75 | 3 | 32.5 | 88.9 | 2.7 |
| 90 | 3 1/2 | 41 | 101.6 | 2.5 |
| 100 | 4 | 26 | 114.3 | 4.4 |
| 100 | 4 | 41 | 114.3 | 2.8 |
| 125 | 5 | 41 | 141.3 | 3.5 |
| 150 | 6 | 26 | 168.3 | 6.5 |
| 150 | 6 | 41 | 168.3 | 4.1 |
| 200 | 8 | 26 | 219.1 | 8.4 |
| 200 | 8 | 41 | 219.1 | 5.3 |

| presión de trabajo a 23° C | | |
|----------------------------|------|--------------------|
| RD-26 | 11.2 | kg/cm ² |
| RD-32.5 | 9.0 | kg/cm ² |
| RD-41 | 7.1 | kg/cm ² |

longitud útil de suministro 6. M. L.

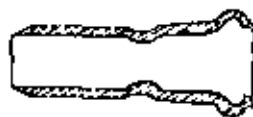
adaptador espiga



| diámetro | |
|----------|-------|
| mm. | pulg. |
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |

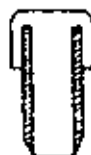
79

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



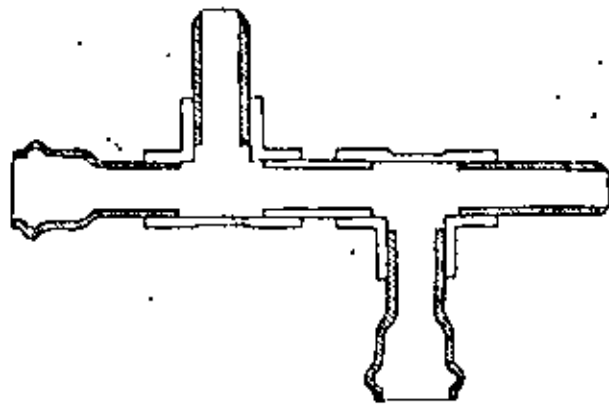
| | |
|-----|-------|
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |
| 125 | 5 |
| 150 | 6 |

INGENIERIA
INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

| | |
|------------|------|
| N O R M A | REV. |
| 5121 | |
| HOJA 10E 5 | |

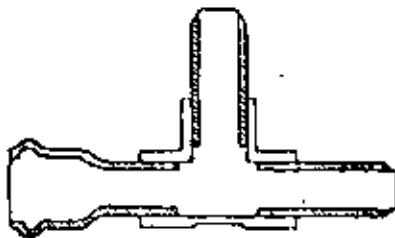
CRUZ



| mm. | diametro pulg. |
|-----------|----------------|
| 25 x 25 | 1 x 1 |
| 32 x 25 | 1 1/2 x 1 |
| 38 x 38 | 1 1/2 x 1 1/2 |
| 50 x 38 | 2 x 1 1/2 |
| 60 x 60 | 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 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 |

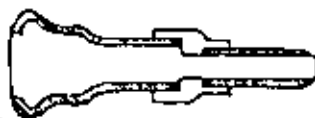
80

e



| mm. | diametro pulg. |
|-----------|----------------|
| 25 x 25 | 1 x 1 |
| 32 x 32 | 1 1/4 x 1 1/4 |
| 38 x 25 | 1 1/2 x 1 |
| 38 x 38 | 1 1/2 x 1 1/2 |
| 50 x 38 | 2 x 1 1/2 |
| 50 x 60 | 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 60 | 3 1/2 x 2 1/2 |
| 90 x 75 | 3 1/2 x 3 |
| 90 x 90 | 3 1/2 x 3 1/2 |
| 100 x 50 | 4 x 2 |
| 100 x 60 | 4 x 2 1/2 |
| 100 x 75 | 4 x 3 |
| 100 x 90 | 4 x 3 1/2 |
| 100 x 100 | 4 x 4 |

reducción campana



| mm. | diametro pulg. |
|-----------|----------------|
| 32 x 25 | 1 1/4 x 1 |
| 38 x 25 | 1 1/2 x 1 |
| 38 x 32 | 1 1/2 x 1 1/4 |
| 50 x 38 | 2 x 2 |
| 60 x 50 | 2 1/2 x 2 |
| 75 x 50 | 3 x 2 |
| 75 x 60 | 3 x 2 1/2 |
| 90 x 50 | 3 1/2 x 2 |
| 90 x 60 | 3 1/2 x 2 1/2 |
| 90 x 75 | 3 1/2 x 3 |
| 100 x 50 | 4 x 2 |
| 100 x 60 | 4 x 2 1/2 |
| 100 x 75 | 4 x 3 |
| 100 x 90 | 4 x 3 1/2 |
| 150 x 100 | 6 x 4 |
| 150 x 100 | 6 x 4 |
| 150 x 125 | 6 x 5 |

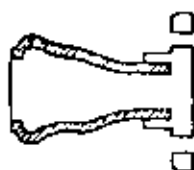
reducción espiga



| diámetro | |
|-----------|---------------|
| mm. | pulg. |
| 32 x 25 | 1 1/4 x 1 |
| 38 x 25 | 1 1/2 x 1 |
| 38 x 32 | 1 1/2 x 1 1/4 |
| 50 x 38 | 2 x 1 1/2 |
| 60 x 50 | 2 1/2 x 2 |
| 75 x 50 | 3 x 2 |
| 75 x 40 | 3 x 2 1/2 |
| 90 x 50 | 3 1/2 x 2 |
| 90 x 60 | 3 1/2 x 2 1/2 |
| 90 x 75 | 3 1/2 x 3 |
| 100 x 50 | 4 x 2 |
| 100 x 60 | 4 x 2 1/2 |
| 100 x 75 | 4 x 3 |
| 100 x 90 | 4 x 3 1/2 |
| 125 x 100 | 5 x 4 |
| 150 x 100 | 6 x 4 |
| 150 x 125 | 6 x 5 |

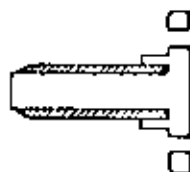
81

extremidad campana



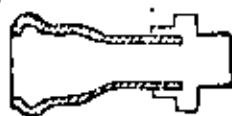
| | |
|-----|-------|
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |
| 125 | 5 |
| 150 | 6 |
| 200 | 8 |

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



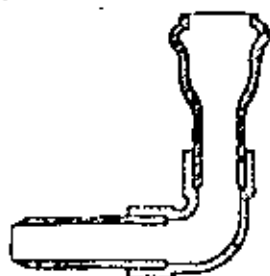
| | |
|-----|-------|
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |

INGENIERIA INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

| | |
|-------------|------|
| N O R M A | REV. |
| 5121 | |
| 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°



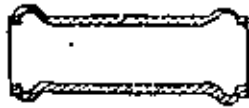
| Diámetro | |
|----------|-------|
| mm. | pulg. |
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |
| 125 | 5 |
| 150 | 6 |

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 |

cople de reparación



| diámetro | |
|----------|-------|
| mm. | pulg. |
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |
| 125 | 5 |
| 150 | 6 |
| 200 | 8 |

anillos



| | |
|-----|-------|
| 25 | 1 |
| 32 | 1 1/4 |
| 38 | 1 1/2 |
| 50 | 2 |
| 60 | 2 1/2 |
| 75 | 3 |
| 90 | 3 1/2 |
| 100 | 4 |
| 125 | 5 |
| 150 | 6 |
| 200 | 8 |

DISTANCIA MAXIMA (EN METROS) ENTRE SOPORTES DE TUBERIAS

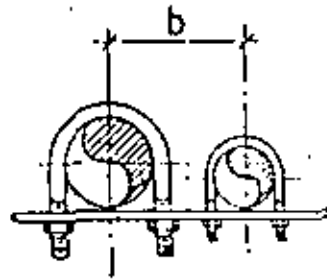
| DIAMETRO NOMINAL | | TUBERIA DE ACERO | TUBERIA DE ASBESTO CEMENTO | TUBERIA DE P.V.C. | | |
|------------------|--------|------------------|----------------------------|-------------------|------|------|
| mm. | pulg. | | | 7°C | 27°C | 60°C |
| 6 | 1/4" | 1.20 | 1.20 | 1.20 | 0.90 | 0.45 |
| 13 | 1/2" | 1.50 | 1.50 | 1.50 | 1.20 | 0.60 |
| 19 | 3/4" | 1.83 | 1.83 | 1.65 | 1.35 | 0.60 |
| 25 | 1" | 2.14 | 2.14 | 1.80 | 1.50 | 0.75 |
| 32 | 1 1/4" | 2.40 | 2.40 | 1.80 | 1.65 | 0.75 |
| 38 | 1 1/2" | 2.75 | 2.75 | 1.80 | 1.65 | 0.90 |
| 50 | 2" | 3.05 | 3.05 | 1.80 | 1.65 | 0.90 |
| 60 | 2 1/2" | 3.35 | 3.35 | 1.95 | 1.80 | 1.05 |
| 75 | 3" | 3.66 | 3.66 | 2.15 | 1.80 | 1.05 |
| 100 | 4" | 4.30 | 4.30 | 2.30 | 1.80 | 1.05 |
| 150 | 6" | 5.20 | 5.20 | | | |
| 200 | 8" | 5.80 | 5.80 | | | |
| 250 | 10" | 6.70 | | | | |
| 300 | 12" | 7.00 | | | | |
| 350 | 14" | 7.60 | | | | |
| 400 | 16" | 8.30 | | | | |
| 450 | 18" | 8.60 | | | | |
| 500 | 20" | 9.20 | | | | |
| 600 | 24" | 9.80 | | | | |

NOTAS:

- PARA TUBOS DE VARIOS DIAMETROS EN EL MISMO SOPORTE USE LA MENOR DISTANCIA.

- EN TUBERIA DE ASBESTO-CEMENTO DEBERA COLOCARSE UN SOPORTE EN CADA UNION, ADICIONALMENTE A LO INDICADO.

DISTANCIAb (mm) MINIMA ENTRE CENTROS DE TUBERIAS DE DIFERENTES DIAMETROS.



| DIAM. | 1/2" | 3/4" | 1" | 1 1/4" | 1 1/2" | 2" | 2 1/2" | 3" | 4" | 5" | 6" | 8" | 10" | 12" |
|--------|------|------|----|--------|--------|-----|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1/2" | 79 | 81 | 84 | 88 | 92 | 97 | 116 | 124 | 137 | 150 | 178 | 203 | 246 | 284 |
| 3/4" | | 83 | 86 | 90 | 94 | 99 | 118 | 126 | 139 | 152 | 180 | 205 | 248 | 286 |
| 1" | | | 89 | 93 | 97 | 102 | 121 | 129 | 142 | 155 | 183 | 208 | 251 | 289 |
| 1 1/4" | | | | 97 | 101 | 106 | 125 | 133 | 146 | 159 | 187 | 212 | 255 | 293 |
| 1 1/2" | | | | | 105 | 110 | 129 | 137 | 150 | 163 | 191 | 216 | 259 | 297 |
| 2" | | | | | | 115 | 134 | 142 | 155 | 168 | 196 | 221 | 264 | 302 |
| 2 1/2" | | | | | | | 144 | 152 | 165 | 178 | 206 | 231 | 274 | 312 |
| 3" | | | | | | | | 160 | 173 | 186 | 214 | 239 | 282 | 320 |
| 4" | | | | | | | | | 186 | 199 | 227 | 252 | 295 | 333 |
| 5" | | | | | | | | | | 212 | 240 | 265 | 308 | 346 |
| 6" | | | | | | | | | | | 258 | 283 | 326 | 364 |
| 8" | | | | | | | | | | | | 308 | 351 | 389 |
| 10" | | | | | | | | | | | | | 381 | 419 |
| 12" | | | | | | | | | | | | | | 448 |

EJEMPLO: ENTRE EL EJE DE UNA TUBERIA DE 4" Y EL EJE DE UNA TUBERIA DE 8" DEBE HABER 252mm. COMO MINIMO.

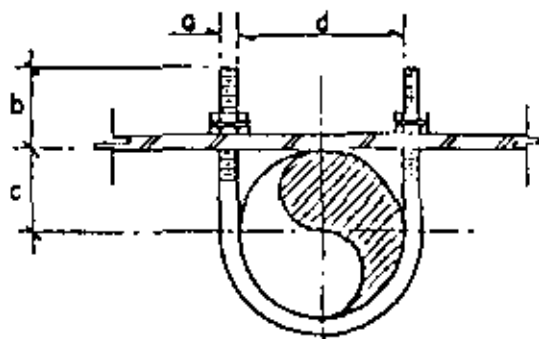


FIGURA 1

| DIAMETRO TUBERIA EN PULG. | DIAMETRO VARILLA (a) PULG. | LONGITUD (b) MM. | LONGITUD (c) MM. | LONGITUD (d) MM. | MAX. CARGA RECOMENDABLE EN KGS. |
|---------------------------------|----------------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------------------------|
| 1/2 | 3/8 | 64 | 11 | 24 | 220 |
| 3/4 | | 56 | 13 | 29 | |
| 1 | | 53 | 17 | 35 | |
| 1 1/4 | | 52 | 21 | 43 | |
| 1 1/2 | | 52 | 24 | 51 | |
| 2 | | 52 | 30 | 62 | |
| 2 1/2 | 1/2 | 59 | 37 | 75 | 1025 |
| 3 | | 64 | 45 | 91 | |
| 4 | | 57 | 57 | 116 | |
| 5 | | 56 | 71 | 143 | |
| 6 | 5/8 | 71 | 84 | 172 | 1645 |
| 8 | 71 | 110 | 222 | | |
| 10 | 3/4 | 76 | 137 | 276 | 2460 |
| 12 | 7/8 | 82 | 162 | 327 | |
| 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 o SIMILAR

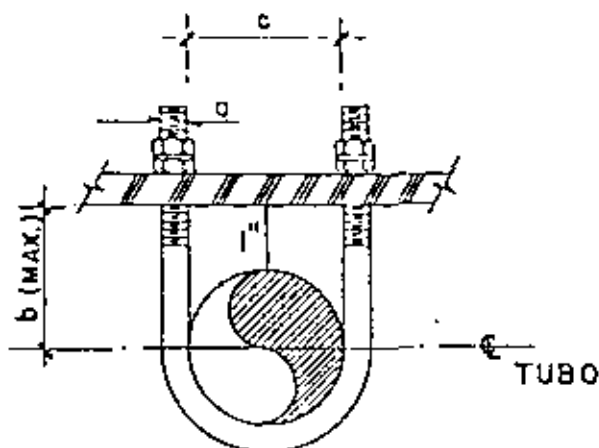


FIGURA - 2

| DIAMETRO TUBERIA (pulg.) | DIAMETRO VARILLA (a) pulg. | LONGITUD (b) mm. | LONGITUD (c) mm. | MAXIMA CARGA RECOMENDABLE EN KGS. |
|--------------------------|----------------------------|------------------|------------------|-----------------------------------|
| 1/2" | 3/8" | 37 | 24 | 220 |
| 3/4" | | 40 | 29 | |
| 1" | | 41 | 35 | |
| 1 1/4" | | 46 | 43 | |
| 1 1/2" | | 49 | 51 | |
| 2" | | 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

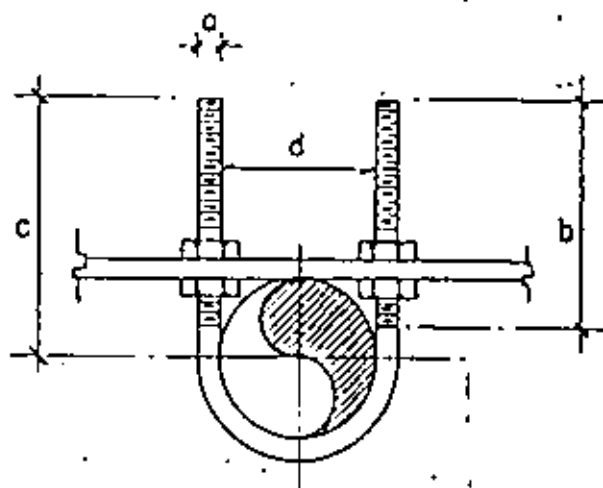


FIG. 3

| DIAMETRO TUBERIA | DIAMETRO VARILLA (a) Pulg. | LONGITUD (b) mm | LONGITUD (c) mm | LONGITUD (d) mm | MAX. CARGA RECOMENDADA EN Kgts. |
|------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|
| 1/2" | 3/8" | 60 | 70 | 33 | 220 |
| 3/4" | | | 70 | 38 | |
| 1" | | | 70 | 45 | |
| 1 1/4" | | | 73 | 52 | |
| 1 1/2" | | | 76 | 60 | |
| 2" | 1/2" | 64 | 83 | 71 | 555 |
| 2 1/2" | | | 95 | 87 | |
| 3" | | | 101 | 103 | |
| 4" | 5/8" | 76 | 114 | 129 | 1025 |
| 5" | | | 127 | 156 | |
| 6" | | | 156 | 187 | |
| 8" | 3/4" | 95 | 181 | 238 | 1645 |
| 10" | | | 222 | 295 | |
| 12" | 7/8" | 108 | 245 | 349 | 3420 |
| 14" | | | 260 | 381 | |
| 16" | | | 286 | 432 | |
| 18" | | | 321 | 486 | |
| 20" | 1" | 121 | 346 | | 4500 |
| 24" | | | 397 | | |

MARCA

FIG 137 ó SIMILAR

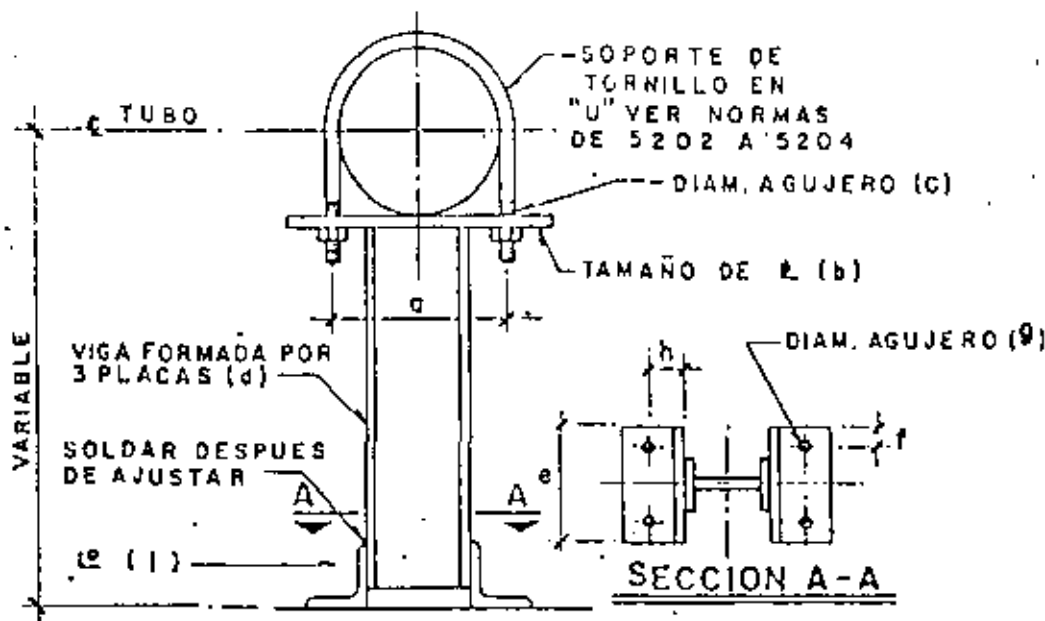
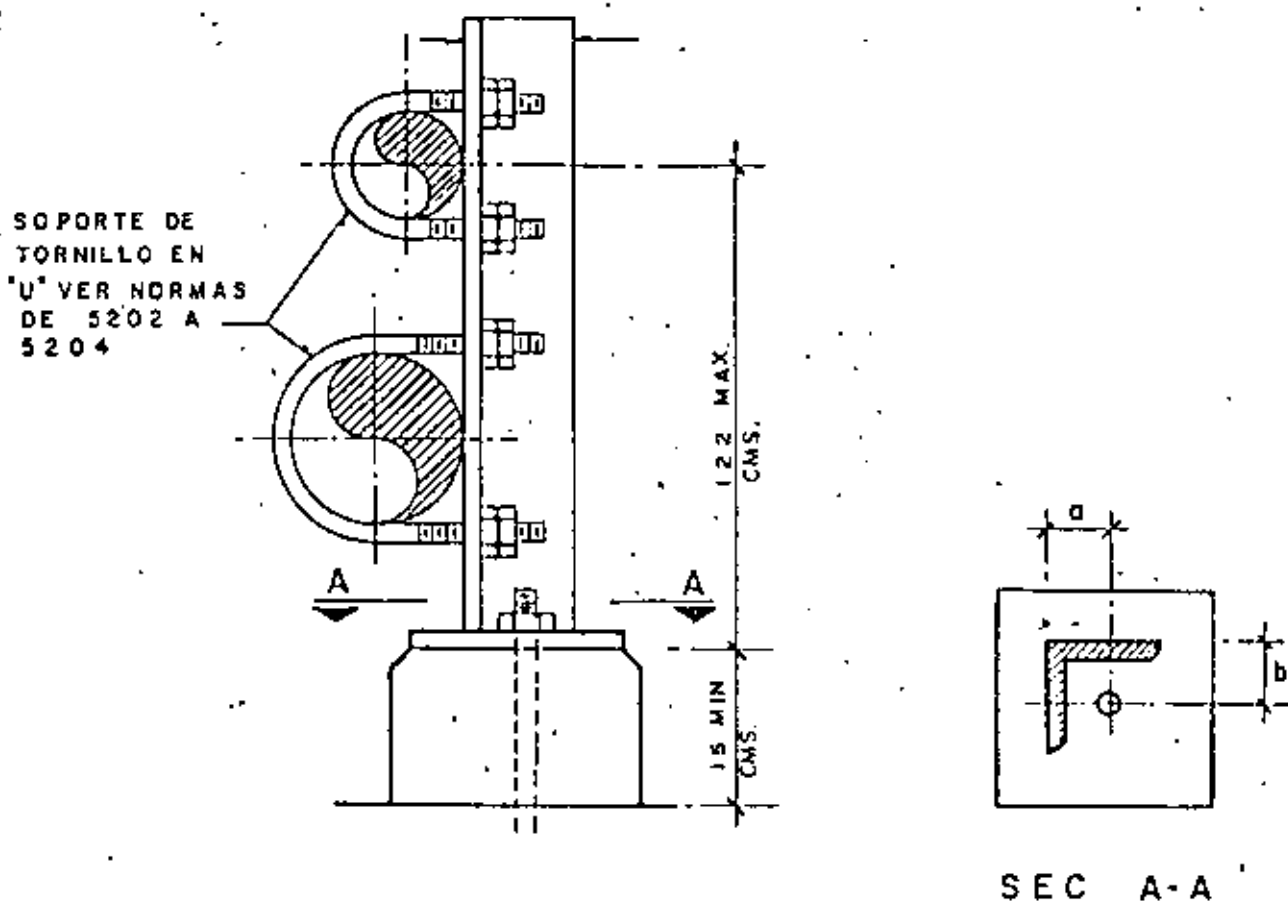


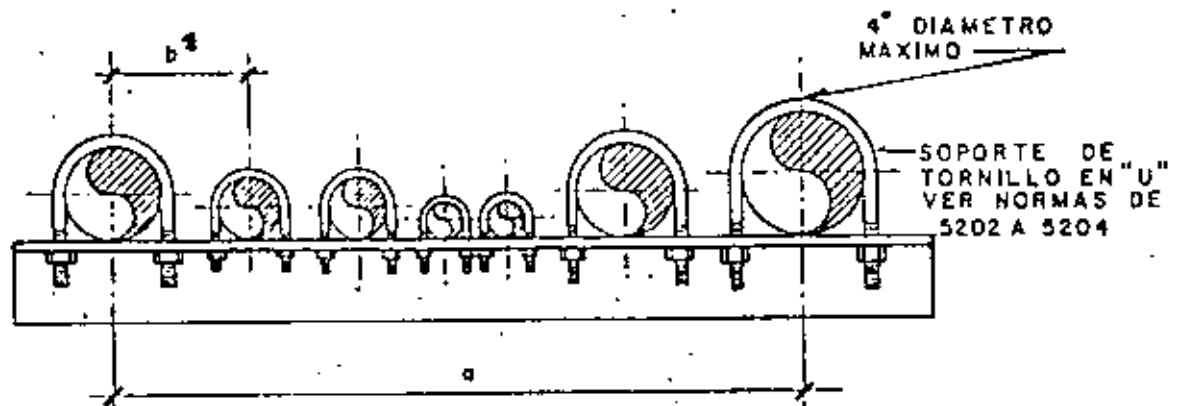
FIG: 1

| DIAMETRO TUBERIA | a mm. | b mm. | c pulg. | d | e mm. | f mm. | g pulg. | h mm. | i pulg. |
|------------------|-------|----------------|---------|---|-------|-------|---------|-------|---------|
| 4" | 129 | 229 x 101 x 10 | 5/8" | | | | | | |
| 5" | 156 | 229 x 101 x 10 | 5/8" | | | | | | |
| 6" | 187 | 305 x 101 x 10 | 3/4" | | 203 | | | | |
| 8" | 238 | 305 x 101 x 10 | 3/4" | | | | | | |
| 1 0" | 295 | 432 x 101 x 10 | 7/8" | | | 32 | 15/16" | 45 | 1 3/8" |
| 1 2" | 349 | 432 x 101 x 10 | 1" | | | | | | |
| 1 4" | 381 | 457 x 152 x 13 | 1" | | 254 | | | | |
| 1 6" | 431 | 508 x 152 x 13 | 1" | | | | | | |
| 1 8" | 486 | 584 x 152 x 13 | 1 1/8" | | | | | | |
| 2 0" | 537 | 635 x 203 x 13 | 1 1/8" | | 305 | 38 | 1 1/16" | 64 | 1 3/4" |
| 2 4" | 638 | 736 x 203 x 13 | 1 1/8" | | | | | | |



| DIAMETRO DE TUBO MAYOR (PULG) | TAMANO ANGULO Y POSTE (PULG) | TAMANO PLACA BASE (mm) | Ø TORNILLOS (PULG) | BASE CONCRETO (CM) | a (mm) | b (mm) |
|-------------------------------|------------------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------|--------|
| 4" | 2"x2"x1/4" | 127x127x10 | 5/8" | 20 x 20 | 38 | 38 |
| 8" | 4"x3"x1/4" | 203x203x13 | 3/4" | 25" 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



| DIMENSION a (MAX) CMS. | DIMENSIONES ANGULO |
|------------------------------|-----------------------|
| 100" | 2" x 2" x 3/16" |
| 140 | 3" x 2" x 3/16" |
| 176 | 3" x 2" x 1/4" |
| 200 | 4" x 2" x 1/4" |

NOTAS :

*).- LA DISTANCIA (b) SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

EL ESPACIAMIENTO ENTRE CADA ANGULO DE SOPORTE SERA DE 12'-0" MAXIMO.

**INGENIERIA
INTEGRAL**

**SOPORTE DE TUBERIA
PARALELA HORIZONTAL**

| N O R M A | REV. |
|-----------|------|
| 5207 | |
| HOJA DE | |

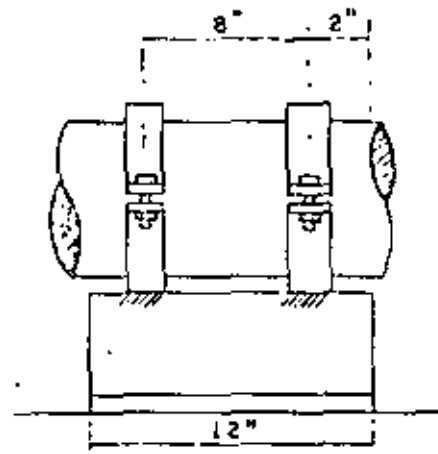
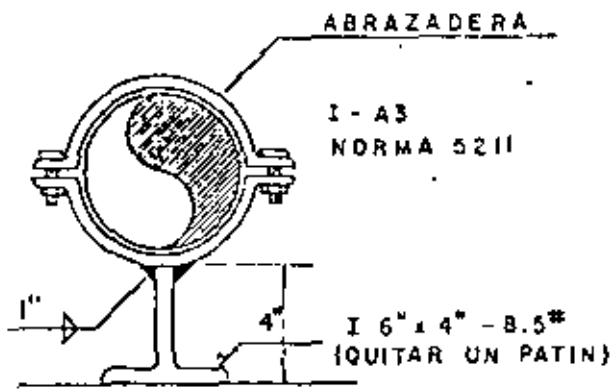


FIGURA - 1
PARA TUBERIA DE 8" Y MENOR

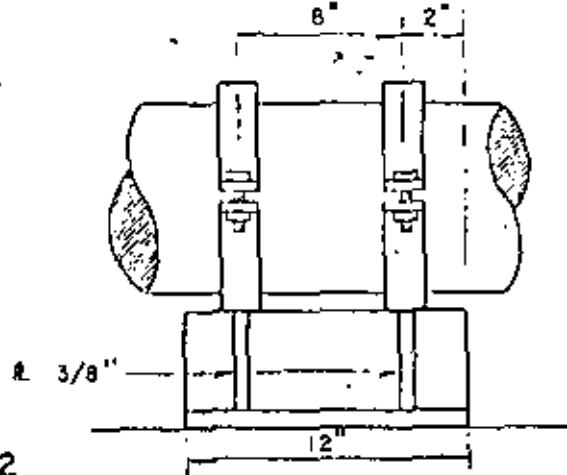
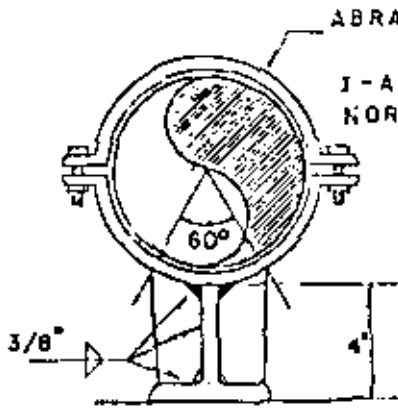


FIGURA - 2
PARA TUBERIA DE 10" A 12"

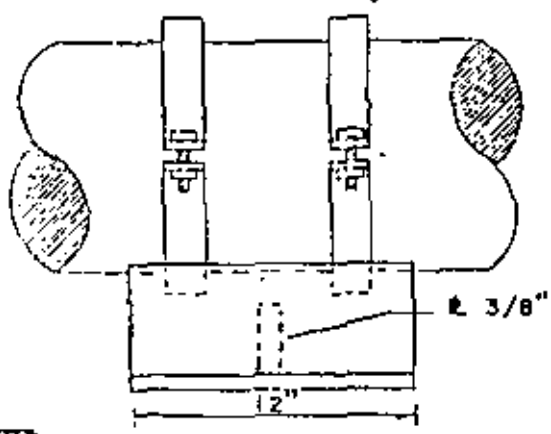
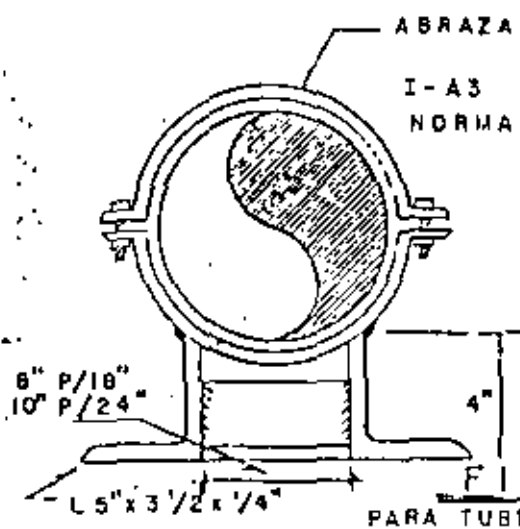


FIGURA - 3
PARA TUBERIA DE 18" Y MAYOR

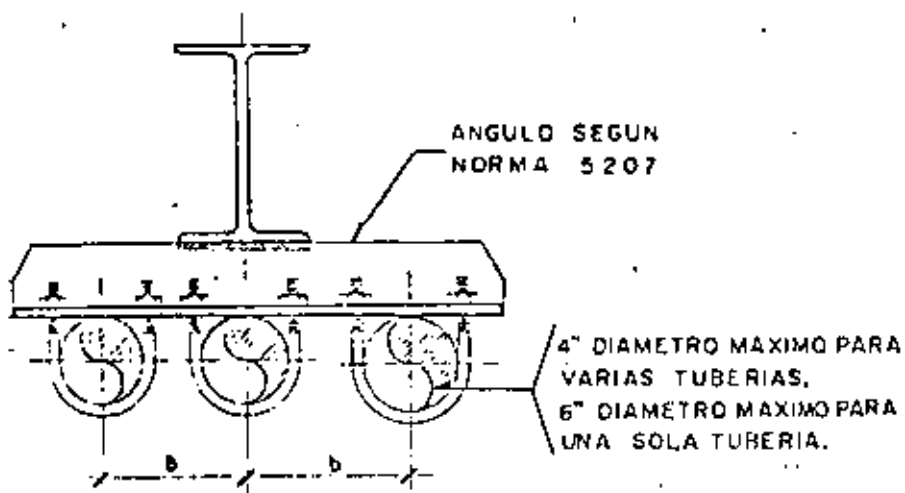


FIG. 1

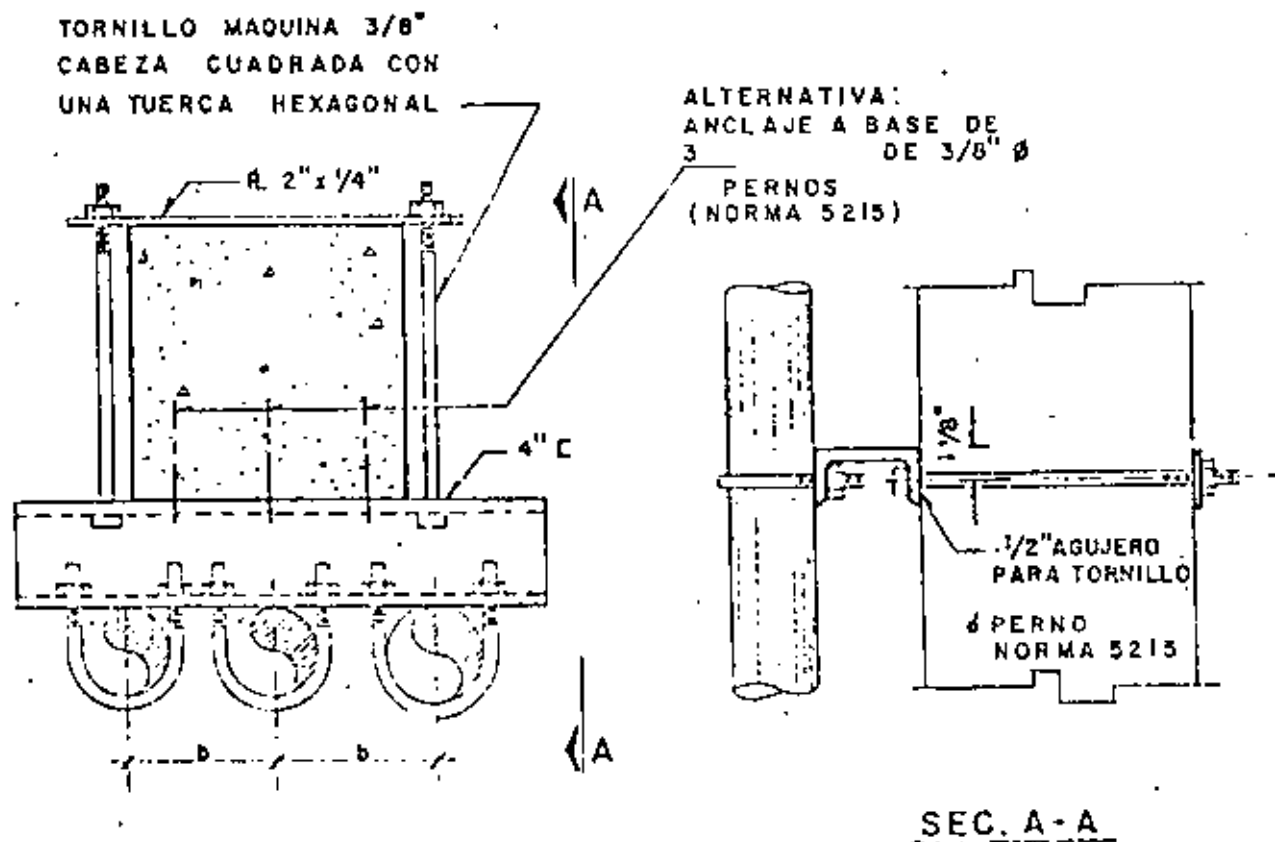


FIG. 2

NOTA:

LA DISTANCIA b SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

IA1: ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO PESADO

| | DIAMETRO | a | b m m. | SOLERA | MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS. |
|--|----------|--------|-----------|---------------|--|
| | 3/4" | 3/8" | 80 | 1 1/4" x 1/4" | 100 |
| | 1" | | 87 | | |
| | 1 1/2" | | 102 | | |
| | 2" | | 114 | | |
| | 2 1/2" | 1/2" | 132 | 1 3/4" x 1/4" | 250 |
| | 3" | | 148 | | |
| | 4" | 5/8" | 179 | 2 1/4" x 1/4" | 400 |
| | 6" | 3/4" | 238 | 2 1/2" x 1/4" | 800 |
| | 8" | 7/8" | 295 | 3" x 1/4" | 1700 |
| | 10" | | 349 | | |
| | 12" | | 399 | | |
| | 14" | 1" | 437 | 3 1/2" x 1/4" | 4000 |
| | 16" | | 487 | | |
| | 18" | 1 1/8" | 544 | 3 4" x 1/4" | 5000 |
| | 20" | 1 1/4" | 600 | 4 1/2" x 1/4" | 6600 |

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE " a "

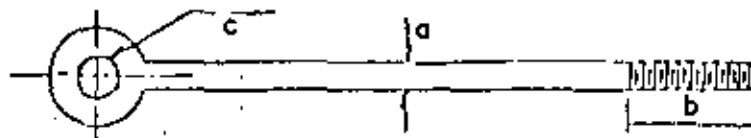
IA2: ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO LIGERO

| | DIAMETRO | a | b m m | SOLERA | MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS. |
|--|----------|------|----------|---------------|--|
| | 3/8" | 3/8" | 70 | 1 1/4" x 1/4" | 100 |
| | 1/2" | | 75 | | |
| | 3/4" | | 80 | | |
| | 1" | | 87 | | |
| | 1 1/2" | 1/2" | 102 | 1 3/4" x 1/4" | 250 |
| | 2" | | 114 | | |
| | 2 1/2" | 1/2" | 132 | 1 3/4" x 1/4" | 250 |
| | 3" | | 148 | | |
| | 4" | | 179 | | |

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE " a "

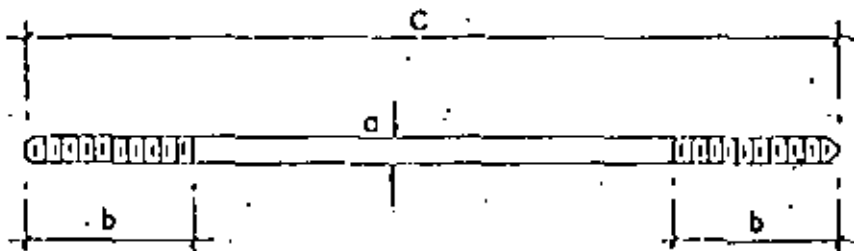
I-C-1: VARILLA DE OJO PARA SOPORTE (MAX. TEMP. 650°F)

95



| | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------|------|------|------|------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| DIAMETRO DE VARILLA (a) | 3/8" | 1/2" | 5/8" | 3/4" | 7/8" | 1" | 1 1/8" | 1 1/4" | 1 1/2" | 1 3/4" | 2" | 2 1/4" | 2 1/2" |
| LONG DE ROSCA S.T.D. (b) mm. | 64 | | | 76 | 88 | 102 | 115 | 127 | 152 | 178 | 203 | 229 | 254 |
| DIAMETRO ORIFICIO (c) | 1/2" | 5/8" | 3/4" | 7/8" | 1" | 1 1/8" | 1 1/4" | 1 3/4" | 1 3/8" | 2" | 2 1/4" | 2 1/2" | 2 3/4" |
| MAXIMA CARGA REC. EN KGS. | 100 | | | | | | | | | | | 250 | |

I - C - 1 VARILLA RECTA PARA SOPORTE



| | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|-----|--------|--------|--------|
| TAMANO VARILLA (a) | 1/4" | 3/8" | 1/2" | 5/8" | 3/4" | 7/8" | 1" | 1 1/8" | 1 1/4" | 1 1/2" |
| LONGITUD DE ROSCA STD (b) mm | 64 | 64 | 64 | 64 | 76 | 89 | 102 | 115 | 127 | 152 |
| MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KG | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |

NOTAS:

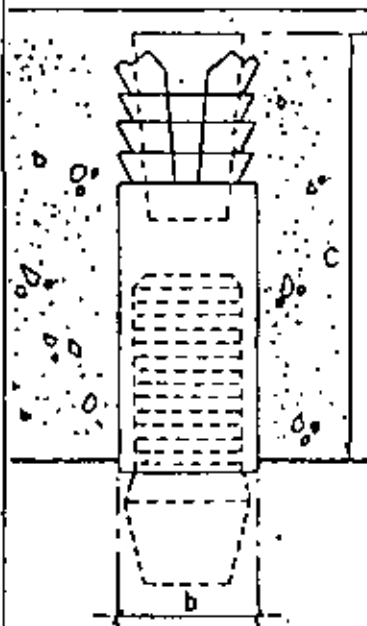
I - C LA CONEXION ENTRE LOS FIJADORES DEL TECHO (YA SEA DE ACERO O CONCRETO) Y LA ABRAZADERA - ANILLOS O RODETES SE HARA POR MEDIO DE VARILLAS PARA SOPORTE Y SE USARAN PARA TODAS LAS ABRAZADERAS MENCIONADAS EN LOS PARRAFOS I - A - 1 A I - A - 5 DE ESTA MISMA ESPECIFICACION TOMANDO EN CONSIDERACION LA CARGA MAXIMA RECOMEDADA EN KG.

INGENIERIA INTEGRAL

VARILLA RECTA PARA SOPORTE

| | |
|-----------|------|
| N O R M A | REV. |
| 5213 | |
| HOJA DE | |

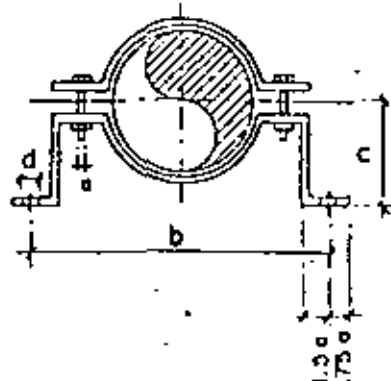
I-B-4 PERNO PASADOR O ASEGURADOR PARA CONCRETO



| DIAMETRO VARILLA | DIAMETRO PERNO (b) | ALTURA (c) m m | MAXIMA CARGA EN KGS. | |
|---------------------|----------------------------|------------------------|-------------------------|----------|
| | | | TENSION | CORTANTE |
| 1/4" | 3/8" | 20 | 1818 | 618 |
| 3/8" | 9/16" | 39 | 2801 | 1562 |
| 1/2" | 13/16" | 52 | 4200 | 3110 |
| 5/8" | 15/16" | 55 | 5787 | 5513 |
| 3/4" | 1-7/32" | 83 | 8017 | 7492 |
| 7/8" | 1-13/32" | 94 | 8819 | 8535 |

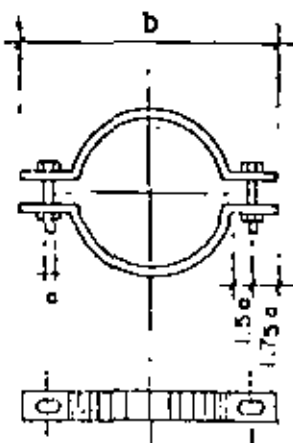
NOTAS:

- ANCLAR EN CONCRETO CON F'c MIN. = 250 KG. /cm².
- EN TENSION: PARA UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 3, MULTIPLICAR LOS VALORES INDICADOS POR 0.25.
- EN CORTANTE: LOS VALORES INDICADOS CORRESPONDEN A FALLA DEL TORNILLO (SE USO TORNILLERIA STANDARD ASTM - A 307).

|  | DIAMETRO TUBERIA | LONG. C m.m. | LONG. b m.m. | DIAMETRO PERNO "d" | SOLERA |
|---|------------------|--------------|--------------|--------------------|---------------|
| | 3/4" | 64 | 206 | 5/16" | 1 1/4" x 1/4" |
| 1" | 67 | 213 | | | |
| 1 1/4" | 71 | 222 | | | |
| 1 1/2" | 75 | 228 | | | |
| 2" | 81 | 240 | | | |
| 2 1/2" | 87 | 289 | 7/16" | 1 3/4" x 1/4" | |
| 3" | 95 | 305 | | | |
| 3 1/2" | 101 | 318 | | | |
| 4" | 108 | 330 | | | |
| 5" | 120 | 357 | | | |
| 6" | 135 | 384 | 3" x 1/4" | | |
| 8" | 160 | 435 | | | |

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

I-F-6 ABRAZADERA DE PISO PARA TUBERIA VERTICAL

|  | DIAMETRO TUBERIA | LONG. b m.m. | SOLERA | DIAMETRO PERNO "d" | CARGA MAXIMA RECOMENDADA EN KG. |
|---|------------------|---------------|---------------|--------------------|---------------------------------|
| | 3/4" | 238 | 1 1/4" x 1/4" | 5/16 | 250 |
| 1" | 244 | | | | |
| 1 1/4" | 254 | | | | |
| 1 1/2" | 264 | | | | |
| 2" | 273 | | | | |
| 2 1/2" | 285 | 1 3/4" x 1/4" | 7/16 | 500 | |
| 3" | 305 | | | | |
| 3 1/2" | 330 | | | | |
| 4" | 343 | | | | |
| 5" | 369 | | | | |
| 6" | 394 | 2 1/2" x 1/4" | 1/2 | 700 | |
| 8" | 470 | | | | |
| 10" | 527 | | | | |
| 12" | 578 | 3 1/2" x 1/4" | 3/4 | 1550 | |
| 14" O.D. | 610 | | | | |
| 16" O.D. | 660 | | | | |
| 18" O.D. | 711 | 4" x 1/4" | 4 1/2" x 1/4" | | |
| 20" O.D. | 762 | | | | |

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

| Q LITROS POR SEG. | 1" | | 1 1/4" | | 1 1/2" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| .40 | .72 | 2.99 | | | | |
| .45 | .81 | 3.61 | | | | |
| .50 | .90 | 4.46 | | | | |
| .55 | .99 | 5.39 | | | | |
| .60 | 1.08 | 6.20 | | | | |
| .65 | 1.17 | 7.28 | | | | |
| .70 | 1.26 | 8.22 | .72 | 2.12 | | |
| .80 | 1.44 | 10.74 | .83 | 2.77 | | |
| .90 | 1.62 | 13.29 | .93 | 3.41 | | |
| 1.00 | 1.80 | 16.19 | 1.03 | 4.12 | .76 | 1.92 |
| 1.20 | 2.16 | 22.70 | 1.24 | 5.73 | .91 | 2.66 |
| 1.40 | 2.52 | 30.72 | 1.44 | 7.71 | 1.07 | 3.58 |
| 1.60 | 2.88 | 39.58 | 1.65 | 9.87 | 1.22 | 3.98 |
| 1.80 | 3.24 | 49.73 | 1.86 | 12.35 | 1.37 | 5.72 |
| 2.00 | 3.60 | 60.96 | 2.07 | 15.19 | 1.52 | 6.99 |
| 2.20 | 3.96 | 72.76 | 2.27 | 18.07 | 1.67 | 8.31 |
| 2.40 | 4.32 | 85.92 | 2.48 | 21.25 | 1.83 | 9.76 |
| 2.60 | 4.68 | 100.83 | 2.69 | 24.94 | 1.98 | 11.45 |
| 2.80 | 5.04 | 115.74 | 2.89 | 28.60 | 2.13 | 13.08 |
| 3.00 | | | 3.10 | 32.83 | 2.28 | 15.02 |
| 3.25 | | | 3.36 | 38.21 | 2.47 | 17.41 |
| 3.50 | | | 3.62 | 43.95 | 2.66 | 20.04 |
| 3.75 | | | 3.82 | 50.05 | 2.85 | 22.77 |
| 4.00 | | | 4.13 | 56.70 | 3.04 | 25.78 |
| 4.25 | | | 4.39 | 64.01 | 3.23 | 29.11 |
| 4.50 | | | 4.65 | 71.43 | 3.43 | 32.50 |
| 4.75 | | | 4.91 | 79.30 | 3.62 | 36.07 |
| 5.00 | | | | | 3.81 | 39.74 |
| 5.25 | | | | | 4.00 | 43.70 |
| 5.50 | | | | | 4.19 | 47.96 |
| 5.75 | | | | | 4.38 | 52.30 |
| 6.00 | | | | | 4.57 | 56.62 |
| 6.50 | | | | | 4.95 | 66.02 |

| Q LITROS POR SEG. | 1/4" | | 3/8" | | 1/2" | | 3/4" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| .05 | .75 | 12.46 | | | | | | |
| .06 | .90 | 17.27 | | | | | | |
| .07 | 1.05 | 23.51 | | | | | | |
| .08 | 1.20 | 29.81 | | | | | | |
| .09 | 1.35 | 36.34 | .73 | 8.15 | | | | |
| .10 | 1.50 | 44.36 | .81 | 9.91 | | | | |
| .15 | 2.26 | 94.96 | 1.22 | 20.44 | .77 | 6.48 | | |
| .20 | 3.01 | 165.25 | 1.63 | 35.51 | 1.02 | 11.17 | | |
| .25 | 3.76 | 254.17 | 2.04 | 53.88 | 1.28 | 16.78 | .73 | 4.13 |
| .30 | 4.51 | 359.95 | 2.44 | 75.52 | 1.53 | 23.33 | .87 | 5.72 |
| .35 | | | 2.85 | 100.67 | 1.79 | 31.20 | 1.02 | 7.58 |
| .40 | | | 3.26 | 131.75 | 2.04 | 40.75 | 1.17 | 9.90 |
| .45 | | | 3.67 | 164.04 | 2.30 | 50.56 | 1.31 | 12.25 |
| .50 | | | 4.07 | 201.17 | 2.55 | 61.53 | 1.46 | 14.72 |
| .55 | | | 4.48 | 242.06 | 2.81 | 73.46 | 1.60 | 17.64 |
| .60 | | | 4.89 | 288.07 | 3.06 | 87.43 | 1.75 | 20.99 |
| .65 | | | | | 3.32 | 101.79 | 1.89 | 24.41 |
| .70 | | | | | 3.57 | 116.26 | 2.04 | 27.87 |
| .80 | | | | | 4.08 | 151.85 | 2.33 | 36.40 |
| .90 | | | | | 4.59 | 189.99 | 2.62 | 45.16 |
| 1.00 | | | | | 5.10 | 230.61 | 2.92 | 55.25 |
| 1.20 | | | | | | | 3.50 | 77.87 |
| 1.40 | | | | | | | 4.08 | 105.80 |
| 1.60 | | | | | | | 4.66 | 136.05 |

- TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA

- VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES

| Q LITROS POR SEG. | 2" | | 2 1/2" | | 3" | | 4" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 1.60 | .74 | 1.33 | | | | | | |
| 1.80 | .83 | 1.65 | | | | | | |
| 2.00 | .92 | 2.03 | | | | | | |
| 2.20 | 1.02 | 2.40 | .71 | .99 | | | | |
| 2.40 | 1.11 | 2.80 | .78 | 1.16 | | | | |
| 2.60 | 1.20 | 3.29 | .84 | 1.36 | | | | |
| 2.80 | 1.29 | 3.74 | .91 | 1.56 | | | | |
| 3.00 | 1.39 | 4.22 | .97 | 1.75 | | | | |
| 3.25 | 1.50 | 4.96 | 1.05 | 2.06 | .68 | .70 | | |
| 3.50 | 1.62 | 5.75 | 1.13 | 2.33 | .73 | .79 | | |
| 3.75 | 1.73 | 6.47 | 1.21 | 2.67 | .79 | .91 | | |
| 4.00 | 1.85 | 7.36 | 1.30 | 3.04 | .84 | 1.03 | | |
| 4.25 | 1.96 | 8.20 | 1.38 | 3.36 | .89 | 1.13 | | |
| 4.50 | 2.08 | 9.20 | 1.46 | 3.77 | .94 | 1.27 | | |
| 4.75 | 2.19 | 10.25 | 1.54 | 4.13 | .99 | 1.39 | | |
| 5.00 | 2.31 | 11.19 | 1.62 | 4.57 | 1.05 | 1.54 | | |
| 5.25 | 2.43 | 12.33 | 1.70 | 5.04 | 1.10 | 1.70 | | |
| 5.50 | 2.54 | 13.32 | 1.78 | 5.46 | 1.15 | 1.84 | | |
| 5.75 | 2.66 | 14.56 | 1.86 | 5.97 | 1.21 | 2.01 | | |
| 6.00 | 2.77 | 15.85 | 1.94 | 6.43 | 1.26 | 2.16 | .73 | .56 |
| 6.50 | 3.00 | 18.47 | 2.10 | 7.65 | 1.36 | 2.54 | .79 | .66 |
| 7 | 3.23 | 21.42 | 2.27 | 8.55 | 1.47 | 2.88 | .85 | .75 |
| 8 | 3.70 | 27.58 | 2.59 | 11.17 | 1.68 | 3.76 | .97 | .98 |
| 9 | 4.15 | 34.47 | 2.91 | 14.02 | 1.89 | 4.68 | 1.10 | 1.21 |
| 10 | 4.62 | 42.20 | 3.24 | 17.04 | 2.10 | 5.70 | 1.22 | 1.46 |
| 15 | | | 4.86 | 37.39 | 3.15 | 12.36 | 1.83 | 3.15 |
| 20 | | | | | 4.20 | 21.44 | 2.43 | 5.46 |
| 25 | | | | | 5.25 | 33.46 | 3.04 | 8.31 |
| 30 | | | | | | | 3.65 | 11.76 |
| 35 | | | | | | | 4.26 | 15.97 |
| 40 | | | | | | | 4.87 | 20.77 |

| Q LITROS POR SEG. | 5" | | 6" | | 8" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 10 | .78 | .48 | | | | |
| 15 | 1.16 | 1.02 | .80 | .41 | | |
| 20 | 1.55 | 1.76 | 1.07 | .71 | | |
| 25 | 1.94 | 2.67 | 1.34 | 1.07 | .78 | .27 |
| 30 | 2.32 | 3.76 | 1.60 | 1.50 | .93 | .36 |
| 35 | 2.71 | 5.03 | 1.88 | 2.00 | 1.08 | .51 |
| 40 | 3.10 | 6.57 | 2.14 | 2.61 | 1.24 | .67 |
| 45 | 3.49 | 8.23 | 2.41 | 3.25 | 1.39 | .83 |
| 50 | 3.87 | 10.03 | 2.68 | 3.95 | 1.55 | 1.00 |
| 55 | 4.26 | 12.10 | 2.95 | 4.74 | 1.70 | 1.19 |
| 60 | 4.65 | 14.40 | 3.22 | 5.58 | 1.86 | 1.41 |
| 65 | 5.04 | 16.77 | 3.49 | 6.55 | 2.01 | 1.66 |
| 70 | | | 3.75 | 7.54 | 2.17 | 1.90 |
| 75 | | | 4.02 | 8.60 | 2.32 | 2.16 |
| 80 | | | 4.29 | 9.70 | 2.48 | 2.44 |
| 85 | | | 4.56 | 10.95 | 2.63 | 2.75 |
| 90 | | | 4.83 | 12.25 | 2.79 | 3.06 |
| 95 | | | | | 2.94 | 3.40 |
| 100 | | | | | 3.10 | 3.75 |
| 110 | | | | | 3.41 | 4.51 |
| 120 | | | | | 3.72 | 5.32 |
| 130 | | | | | 4.03 | 6.19 |
| 140 | | | | | 4.34 | 7.14 |
| 150 | | | | | 4.65 | 8.20 |

TUBERIA DE ACERO CEGULA 40

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

| Q LITROS POR SEGUNDO | 16" | | 18" | | 20" | | 24" | |
|-------------------------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|
| | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. |
| 85 | .75 | .12 | | | | | | |
| 90 | .79 | .13 | | | | | | |
| 95 | .83 | .14 | | | | | | |
| 100 | .88 | .16 | | | | | | |
| 110 | .96 | .19 | .76 | .11 | | | | |
| 120 | 1.05 | .23 | .83 | .13 | | | | |
| 130 | 1.14 | .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 | .15 | | |
| 200 | 1.75 | .60 | 1.39 | .33 | 1.12 | .19 | .77 | .08 |
| 225 | 1.97 | .75 | 1.56 | .41 | 1.25 | .24 | .86 | .10 |
| 250 | 2.19 | .90 | 1.73 | .50 | 1.39 | .29 | .96 | .12 |
| 300 | 2.63 | 1.28 | 2.08 | .71 | 1.67 | .41 | 1.16 | .16 |
| 350 | 3.07 | 1.72 | 2.42 | .95 | 1.95 | .55 | 1.35 | .22 |
| 400 | 3.51 | 2.24 | 2.77 | 1.24 | 2.23 | .72 | 1.54 | .29 |
| 450 | 3.95 | 2.79 | 3.12 | 1.55 | 2.51 | .89 | 1.73 | .36 |
| 500 | 4.38 | 3.42 | 3.46 | 1.89 | 2.79 | 1.09 | 1.93 | .43 |
| 550 | 4.82 | 4.11 | 3.81 | 2.27 | 3.07 | 1.30 | 2.12 | .52 |
| 600 | | | 4.16 | 2.69 | 3.34 | 1.54 | 2.31 | .61 |
| 650 | | | 4.50 | 3.15 | 3.62 | 1.80 | 2.51 | .71 |
| 700 | | | 4.85 | 3.63 | 3.90 | 2.09 | 2.70 | .82 |
| 750 | | | | | 4.18 | 2.39 | 2.89 | .94 |
| 800 | | | | | 4.46 | 2.72 | 3.08 | 1.07 |
| 850 | | | | | 4.74 | 3.07 | 3.28 | 1.20 |
| 900 | | | | | 5.02 | 3.42 | 3.47 | 1.34 |
| 950 | | | | | | | 3.66 | 1.49 |
| 1000 | | | | | | | 3.86 | 1.64 |
| 1100 | | | | | | | 4.24 | 1.98 |
| 1200 | | | | | | | 4.63 | 2.33 |
| 1300 | | | | | | | 5.01 | 2.74 |

| Q LITROS POR SEGUNDO | 1.0" | | 1.2" | | 1.4" | |
|-------------------------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|
| | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. |
| 40 | .79 | .21 | | | | |
| 45 | .88 | .27 | | | | |
| 50 | .98 | .32 | | | | |
| 55 | 1.08 | .38 | .76 | .16 | | |
| 60 | 1.18 | .46 | .83 | .19 | | |
| 65 | 1.28 | .53 | .90 | .22 | .74 | .14 |
| 70 | 1.38 | .61 | .97 | .26 | .80 | .16 |
| 75 | 1.47 | .69 | 1.04 | .29 | .86 | .18 |
| 80 | 1.57 | .78 | 1.11 | .33 | .92 | .20 |
| 85 | 1.67 | .88 | 1.18 | .37 | .97 | .23 |
| 90 | 1.77 | .98 | 1.25 | .41 | 1.03 | .26 |
| 95 | 1.87 | 1.08 | 1.32 | .45 | 1.09 | .28 |
| 100 | 1.97 | 1.19 | 1.39 | .50 | 1.15 | .31 |
| 110 | 2.16 | 1.43 | 1.52 | .60 | 1.26 | .37 |
| 120 | 2.36 | 1.68 | 1.66 | .71 | 1.37 | .44 |
| 130 | 2.56 | 1.97 | 1.80 | .82 | 1.49 | .51 |
| 140 | 2.75 | 2.29 | 1.94 | .96 | 1.60 | .59 |
| 150 | 2.95 | 2.59 | 2.08 | 1.07 | 1.72 | .67 |
| 175 | 3.40 | 3.47 | 2.42 | 1.46 | 2.00 | .89 |
| 200 | 3.93 | 4.53 | 2.77 | 1.88 | 2.29 | 1.16 |
| 225 | 4.42 | 5.67 | 3.17 | 2.34 | 2.58 | 1.43 |
| 250 | 4.91 | 6.94 | 3.46 | 2.87 | 2.86 | 1.78 |
| 300 | | | 4.16 | 4.04 | 3.44 | 2.31 |
| 350 | | | 4.85 | 5.46 | 4.01 | 3.42 |
| 400 | | | | | 4.58 | 4.41 |
| 450 | | | | | 5.15 | 5.52 |

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES : METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

100

MANUAL GENERAL

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERIAS DE ACERO

5311

RE

| Q LITROS POR SEGUNDO | 30" 20 | | 36" D.I. | | 42" D.I. | | 48" | | Q LITROS POR SEGUNDO | 54" D.I. | | 60" D.I. | | 72" D.I. | |
|-------------------------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|-------------------------------|------------|--------------|------------|--------------|------------|--------------|
| | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. |
| 300 | .70 | .048 | | | | | | | 1000 | .68 | .022 | | | | |
| 350 | .82 | .064 | | | | | | | 1100 | .74 | .026 | | | | |
| 400 | .94 | .084 | | | | | | | 1200 | .81 | .030 | | | | |
| 450 | 1.06 | .104 | | | | | | | 1300 | .88 | .035 | .71 | .021 | | |
| 500 | 1.17 | .127 | .76 | .043 | | | | | 1400 | .95 | .041 | .77 | .024 | | |
| 550 | 1.29 | .151 | .84 | .052 | | | | | 1500 | 1.01 | .046 | .82 | .027 | | |
| 600 | 1.41 | .177 | .91 | .061 | | | | | 2000 | 1.35 | .080 | 1.10 | .047 | .76 | .019 |
| 650 | 1.53 | .208 | .99 | .071 | .73 | .033 | | | 2500 | 1.69 | .122 | 1.37 | .072 | .95 | .029 |
| 700 | 1.64 | .237 | 1.07 | .080 | .78 | .038 | | | 3000 | 2.03 | .171 | 1.64 | .101 | 1.14 | .041 |
| 750 | 1.76 | .272 | 1.14 | .092 | .84 | .043 | | | 3500 | 2.37 | .233 | 1.92 | .135 | 1.33 | .054 |
| 800 | 1.88 | .309 | 1.22 | .105 | .90 | .049 | | | 4000 | 2.71 | .298 | 2.19 | .176 | 1.52 | .071 |
| 850 | 1.99 | .344 | 1.29 | .117 | .95 | .055 | | | 4500 | 3.05 | .372 | 2.47 | .221 | 1.71 | .088 |
| 900 | 2.11 | .385 | 1.37 | .131 | 1.01 | .061 | .77 | .031 | 5000 | 3.38 | .456 | 2.74 | .270 | 1.90 | .108 |
| 950 | 2.23 | .423 | 1.45 | .143 | 1.06 | .068 | .81 | .035 | 5500 | 3.72 | .550 | 3.02 | .323 | 2.09 | .129 |
| 1000 | 2.35 | .469 | 1.52 | .159 | 1.12 | .074 | .86 | .038 | 6000 | 4.06 | .647 | 3.29 | .380 | 2.28 | .152 |
| 1100 | 2.58 | .561 | 1.68 | .190 | 1.23 | .089 | .94 | .046 | 7000 | 4.73 | .872 | 3.84 | .513 | 2.66 | .203 |
| 1200 | 2.82 | .662 | 1.83 | .224 | 1.34 | .105 | 1.03 | .054 | 8000 | | | 4.39 | .670 | 3.05 | .265 |
| 1300 | 3.05 | .777 | 1.98 | .263 | 1.45 | .122 | 1.11 | .063 | 9000 | | | 4.93 | .837 | 3.42 | .333 |
| 1400 | 3.29 | .901 | 2.13 | .305 | 1.57 | .142 | 1.20 | .074 | 10000 | | | | | 3.81 | .406 |
| 1500 | 3.52 | 1.022 | 2.28 | .342 | 1.68 | .159 | 1.28 | .082 | 11000 | | | | | 4.19 | .490 |
| 2000 | 4.69 | 1.798 | 3.05 | .603 | 2.24 | .279 | 1.71 | .143 | 12000 | | | | | 4.57 | .581 |
| 2500 | | | 3.80 | .923 | 2.80 | .425 | 2.14 | .218 | 13000 | | | | | 4.95 | .681 |
| 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 | | | | | | | |

TUBERIA DE ACERO { 30" CEDULA 20
36" - 72" DIAMETRO
INTERIOR

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

D.I. = DIAMETRO INTERIOR

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" | | 2 1/2" | | 3" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 1.50 | .76 | 1.50 | | | | |
| 2.00 | 1.02 | 2.51 | .71 | 1.05 | | |
| 2.50 | 1.27 | 3.74 | .88 | 1.56 | | |
| 3.00 | 1.53 | 5.18 | 1.06 | 2.16 | .68 | .74 |
| 3.50 | 1.78 | 6.83 | 1.24 | 2.85 | .79 | .98 |
| 4.00 | 2.04 | 8.68 | 1.42 | 3.62 | .90 | 1.24 |
| 4.50 | 2.30 | 10.71 | 1.59 | 4.47 | 1.02 | 1.53 |
| 5 | 2.55 | 12.94 | 1.77 | 5.39 | 1.13 | 1.85 |
| 6 | 3.06 | 17.93 | 2.12 | 7.47 | 1.36 | 2.56 |
| 7 | 3.58 | 23.63 | 2.48 | 9.85 | 1.58 | 3.37 |
| 8 | 4.09 | 30.01 | 2.83 | 12.51 | 1.81 | 4.29 |
| 9 | 4.60 | 37.08 | 3.19 | 15.44 | 2.04 | 5.29 |
| 10 | 5.11 | 44.74 | 3.54 | 18.65 | 2.26 | 6.39 |
| 15 | | | 5.32 | 38.83 | 3.40 | 13.20 |
| 20 | | | | | 4.54 | 22.09 |
| 25 | | | | | 5.67 | 32.94 |

| Q LITROS POR SEG. | 4" | | 5" | | 6" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 6 | .76 | .64 | | | | |
| 7 | .89 | .85 | | | | |
| 8 | 1.02 | 1.08 | | | | |
| 9 | 1.14 | 1.33 | .73 | .46 | | |
| 10 | 1.27 | 1.61 | .81 | .55 | | |
| 15 | 1.91 | 3.32 | 1.22 | 1.14 | .84 | .47 |
| 20 | 2.54 | 5.55 | 1.63 | 1.90 | 1.13 | .79 |
| 25 | 3.18 | 8.28 | 2.04 | 2.84 | 1.41 | 1.18 |
| 30 | 3.82 | 11.48 | 2.44 | 3.93 | 1.69 | 1.64 |
| 35 | 4.46 | 15.12 | 2.85 | 5.18 | 1.98 | 2.16 |
| 40 | 5.10 | 19.21 | 3.26 | 6.58 | 2.26 | 2.74 |
| 45 | | | 3.67 | 8.12 | 2.54 | 3.39 |
| 50 | | | 4.07 | 9.81 | 2.83 | 4.09 |
| 55 | | | 4.48 | 11.64 | 3.11 | 4.85 |
| 60 | | | 4.89 | 13.60 | 3.39 | 5.67 |
| 65 | | | 5.30 | 15.69 | 3.68 | 6.54 |
| 70 | | | | | 3.96 | 7.47 |
| 75 | | | | | 4.24 | 8.45 |
| 80 | | | | | 4.53 | 9.48 |
| 85 | | | | | 4.81 | 10.57 |
| 90 | | | | | 5.09 | 11.71 |

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES
 - VER NOTAS EN LA HOJA 3 DE 5

| Q LITROS POR SEG. | 8" | | 10" | | 12" | |
|----------------------------|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. |
| 20 | .63 | .20 | | | | |
| 25 | .80 | .30 | | | | |
| 30 | .95 | .41 | | | | |
| 35 | 1.11 | .54 | .72 | .19 | | |
| 40 | 1.27 | .69 | .82 | .24 | | |
| 45 | 1.43 | .85 | .91 | .29 | | |
| 50 | 1.56 | 1.03 | 1.01 | .35 | | |
| 55 | 1.75 | 1.22 | 1.12 | .42 | .76 | .17 |
| 60 | 1.90 | 1.42 | 1.22 | .49 | .84 | .20 |
| 65 | 2.06 | 1.64 | 1.31 | .56 | .90 | .23 |
| 70 | 2.22 | 1.88 | 1.42 | .64 | .99 | .27 |
| 75 | 2.38 | 2.12 | 1.52 | .73 | 1.05 | .30 |
| 80 | 2.54 | 2.38 | 1.63 | .82 | 1.12 | .34 |
| 85 | 2.70 | 2.66 | 1.72 | .91 | 1.20 | .38 |
| 90 | 2.86 | 2.94 | 1.83 | 1.01 | 1.27 | .42 |
| 95 | 3.02 | 3.24 | 1.93 | 1.11 | 1.33 | .46 |
| 100 | 3.17 | 3.55 | 2.03 | 1.22 | 1.41 | .51 |
| 150 | 4.77 | 7.34 | 3.06 | 2.52 | 2.11 | 1.05 |
| 200 | | | 4.07 | 4.21 | 2.82 | 1.76 |
| 250 | | | 5.09 | 6.28 | 3.53 | 2.62 |
| 300 | | | | | 4.24 | 3.63 |
| 350 | | | | | 4.94 | 4.78 |
| 400 | | | | | 5.65 | 6.07 |

| Q LITROS POR SEG. | 14" | | 16" | | 18" | |
|----------------------------|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. |
| 70 | .73 | .13 | | | | |
| 75 | .76 | .14 | | | | |
| 80 | .82 | .16 | | | | |
| 85 | .87 | .18 | | | | |
| 90 | .93 | .20 | .73 | .11 | | |
| 95 | .98 | .22 | .76 | .12 | | |
| 100 | 1.03 | .24 | .80 | .13 | .61 | .07 |
| 150 | 1.55 | .50 | 1.18 | .26 | .94 | .19 |
| 200 | 2.07 | .84 | 1.58 | .44 | 1.25 | .25 |
| 250 | 2.59 | 1.25 | 1.98 | .66 | 1.55 | .37 |
| 300 | 3.11 | 1.73 | 2.37 | .91 | 1.88 | .52 |
| 350 | 3.62 | 2.28 | 2.77 | 1.20 | 2.18 | .68 |
| 400 | 4.15 | 2.90 | 3.17 | 1.53 | 2.51 | .87 |
| 450 | 4.67 | 3.58 | 3.56 | 1.88 | 2.78 | 1.07 |
| 500 | 5.18 | 4.32 | 3.97 | 2.28 | 3.13 | 1.29 |
| 550 | | | 4.36 | 2.70 | 3.44 | 1.53 |
| 600 | | | 4.76 | 3.15 | 3.76 | 1.79 |
| 650 | | | 5.16 | 3.64 | 4.07 | 2.07 |
| 700 | | | | | 4.38 | 2.36 |
| 750 | | | | | 4.70 | 2.67 |
| 800 | | | | | 5.01 | 3.00 |

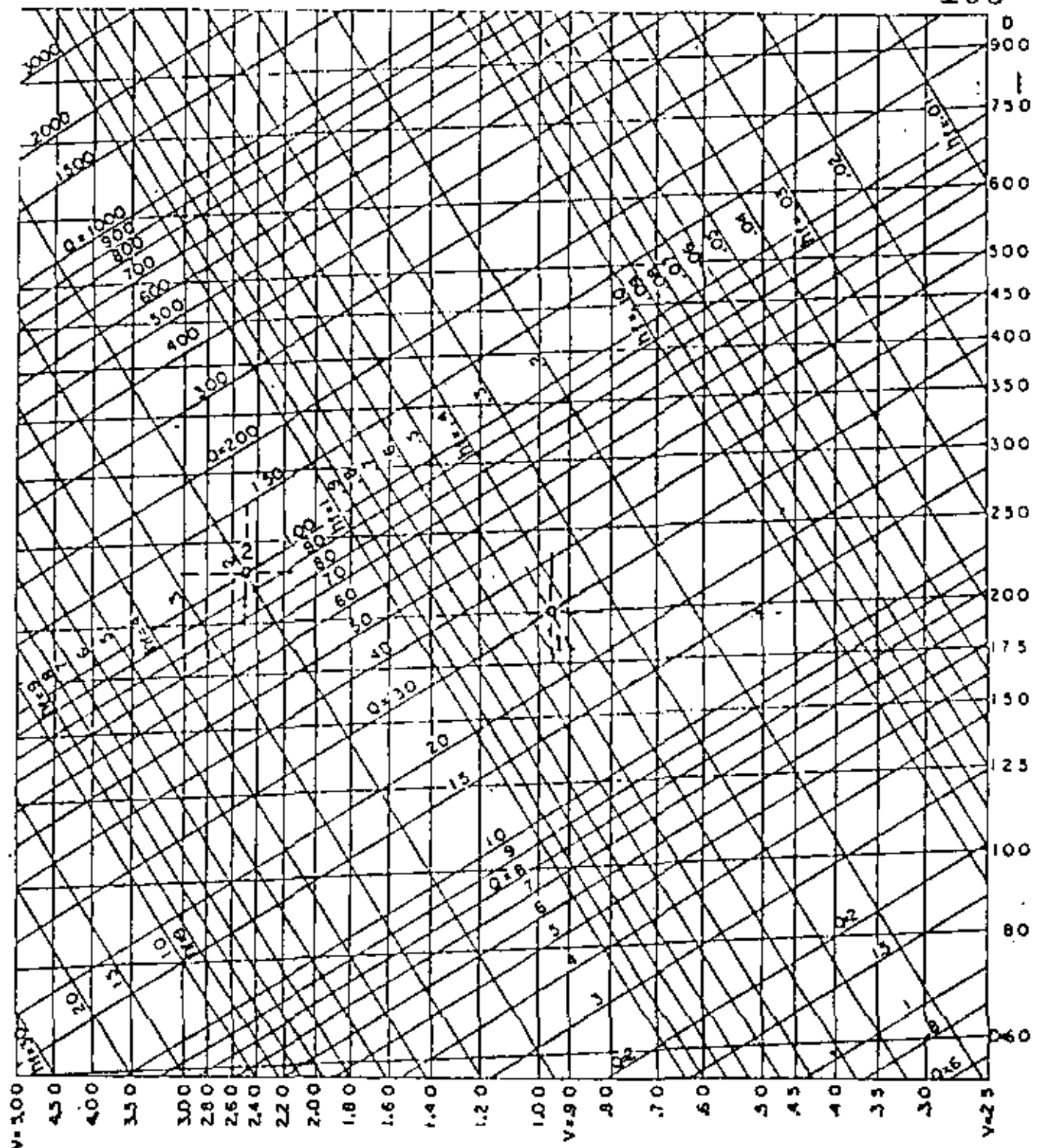
- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
 - VER NOTAS EN LA HOJA 3 DE 3.

| Q LITROS POR SEG | 20" | | 24" | | 30" | | 36" | |
|---------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 150 | .76 | .090 | | | | | | |
| 200 | 1.01 | .151 | .70 | .063 | | | | |
| 250 | 1.26 | .225 | .88 | .094 | | | | |
| 300 | 1.52 | .312 | 1.05 | .130 | .68 | .045 | | |
| 350 | 1.77 | .412 | 1.23 | .172 | .79 | .059 | | |
| 400 | 2.03 | .523 | 1.40 | .218 | .90 | .075 | | |
| 500 | 2.53 | .780 | 1.76 | .325 | 1.12 | .111 | .77 | .046 |
| 600 | 3.04 | 1.060 | 2.11 | .450 | 1.35 | .154 | .93 | .064 |
| 700 | 3.55 | 1.424 | 2.46 | .593 | 1.57 | .203 | 1.09 | .085 |
| 800 | 4.06 | 1.808 | 2.81 | .754 | 1.80 | .258 | 1.25 | .108 |
| 900 | 4.57 | 2.232 | 3.16 | .930 | 2.02 | .319 | 1.40 | .133 |
| 1000 | 5.07 | 2.696 | 3.52 | 1.124 | 2.25 | .385 | 1.56 | .160 |
| 1100 | | | 3.87 | 1.333 | 2.47 | .457 | 1.71 | .190 |
| 1200 | | | 4.22 | 1.557 | 2.70 | .534 | 1.87 | .222 |
| 1300 | | | 4.58 | 1.797 | 2.92 | .616 | 2.03 | .257 |
| 1400 | | | 4.93 | 2.052 | 3.22 | .703 | 2.18 | .293 |
| 1500 | | | 5.28 | 2.322 | 3.38 | .796 | 2.34 | .332 |
| 2000 | | | | | 4.50 | 1.331 | 3.12 | .555 |
| 2500 | | | | | 5.63 | 1.985 | 3.90 | .827 |
| 3000 | | | | | | | 4.69 | 1.147 |
| 3500 | | | | | | | 5.47 | 1.511 |

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA..
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
- VER NOTAS EN LA HOJA 3 DE 5.

**INGENIERIA
INTEGRAL**
**PERDIDAS POR FRICCION
EN TUBERIAS DE A. C.**

| | |
|-------------|------|
| N O R M A | REV. |
| 5 3 1 2 | |
| HOJA 3 DE 5 | |



Q = GASTO EN LITROS POR SEGUNDO.
 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 301 p.s. TENDRA UNA PERDIDA $h_f = 0.43$ m/100m, CON UNA VELOCIDAD DE 0.95 m./seg.

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 100 l.p.s. CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 200m., DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 230mm., USAREMOS 10" CON UNA VELOCIDAD DE 2.65 m/seg.

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 5312), 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 el nomograma de la norma 5314.

| Q LITROS POR SEG. | 3/8" | | 1/2" | | 3/4" | | Q LITROS POR SEG. | " | | 1/4" | | 1/2" | |
|----------------------------|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|----------------------------|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. | | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. | V M/S | hf FRICC. |
| .05 | .32 | 1.0 | | | | | .20 | .30 | .42 | | | | |
| .06 | .38 | 1.3 | | | | | .30 | .44 | .76 | | | | |
| .07 | .45 | 1.9 | | | | | .40 | .59 | 1.35 | .32 | .4 | | |
| .08 | .51 | 2.5 | .31 | .70 | | | .50 | .74 | 2.0 | .42 | .6 | .32 | .3 |
| .09 | .58 | 3.3 | .35 | .80 | | | .60 | .89 | 3.2 | .50 | .8 | .39 | .4 |
| .10 | .64 | 4.0 | .39 | .95 | | | .70 | 1.04 | 4.0 | .59 | 1.0 | .45 | .5 |
| .15 | .96 | 8.1 | .58 | 1.9 | .35 | .65 | .80 | 1.19 | 5.1 | .67 | 1.4 | .51 | .6 |
| .20 | 1.28 | 13.5 | .77 | 3.5 | .46 | 1.05 | .90 | 1.33 | 6.6 | .75 | 1.8 | .58 | .7 |
| .30 | 1.92 | 28.2 | 1.17 | 7.2 | .69 | 2.3 | 1.00 | 1.48 | 7.4 | .84 | 2.0 | .64 | .8 |
| .40 | 2.56 | 42.0 | 1.56 | 11.5 | .92 | 4.1 | 1.20 | 1.78 | 10.0 | 1.00 | 3.2 | .77 | 1.4 |
| .50 | 3.20 | 55.0 | 1.94 | 18.1 | 1.15 | 6.4 | 1.40 | 2.08 | 13.7 | 1.17 | 3.8 | .90 | 1.8 |
| .60 | 3.84 | 100.0 | 2.33 | 23.4 | 1.38 | 8.2 | 1.60 | 2.37 | 17.1 | 1.34 | 5.0 | 1.03 | 2.1 |
| .70 | | | 2.72 | 30.0 | 1.61 | 10.8 | 1.80 | 2.67 | 20.3 | 1.51 | 6.4 | 1.16 | 3.3 |
| .80 | | | 3.11 | 39.6 | 1.84 | 13.6 | 2.00 | 2.97 | 25.2 | 1.67 | 7.8 | 1.29 | 3.8 |
| .90 | | | 3.50 | 44.4 | 2.07 | 18.2 | 2.20 | 3.26 | 30.0 | 1.84 | 9.2 | 1.41 | 4.2 |
| 1.00 | | | 3.89 | 50.0 | 2.31 | 20.0 | 2.40 | 3.56 | 34.1 | 2.01 | 10.1 | 1.54 | 5.0 |
| 1.10 | | | | | 2.54 | 23.7 | 2.60 | 3.86 | 39.9 | 2.18 | 11.4 | 1.67 | 6.8 |
| 1.20 | | | | | 2.77 | 28.8 | 2.80 | | | 2.34 | 14.6 | 1.80 | 6.9 |
| 1.30 | | | | | 3.00 | 30.7 | 3.00 | | | 2.51 | 16.2 | 1.93 | 7.5 |
| 1.40 | | | | | 3.23 | 38.2 | 3.50 | | | 2.93 | 19.7 | 2.25 | 9.2 |
| 1.50 | | | | | 3.46 | 40.0 | 4.00 | | | 3.35 | 26.1 | 2.57 | 11.3 |
| 1.60 | | | | | 3.69 | 42.2 | 4.50 | | | 3.77 | 30.7 | 2.89 | 15.1 |
| 1.70 | | | | | 3.92 | 48.3 | 5.00 | | | | | 3.21 | 18.4 |
| | | | | | | | 6.00 | | | | | 3.86 | 24.0 |

- TUBERIA CLASE RD-26.
- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
- VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4.

INGENIERIA INTEGRAL

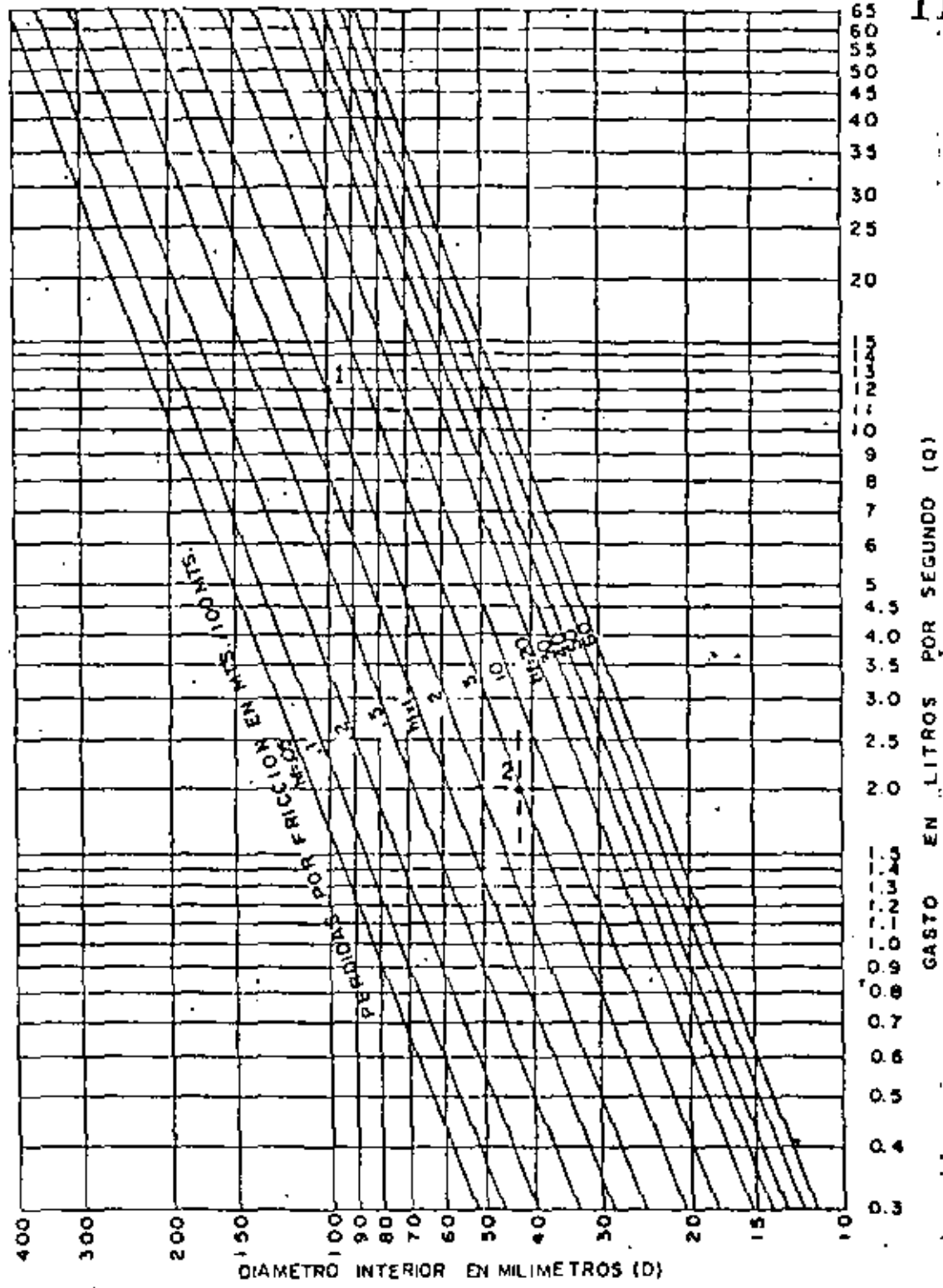
PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD-26

N O R M A 5313 MOD. 2004 REV

| Q LITROS POR SEG | 2" | | 2 1/2" | | 3" | | 4" | |
|---------------------------|------------|--------------|------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| .8 | .33 | .27 | | | | | | |
| 1.0 | .41 | .42 | | | | | | |
| 1.2 | .49 | .55 | .34 | .22 | | | | |
| 1.4 | .57 | .72 | .39 | .35 | | | | |
| 1.6 | .66 | .91 | .45 | .42 | | | | |
| 1.8 | .74 | 1.12 | .50 | .48 | .34 | .18 | | |
| 2.0 | .82 | 1.37 | .56 | .57 | .38 | .20 | | |
| 2.5 | 1.03 | 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 | 1.55 | .66 | .60 | .40 | .17 |
| 4.0 | 1.64 | 5.0 | 1.12 | 1.96 | .76 | .72 | .46 | .20 |
| 4.5 | 1.85 | 6.3 | 1.26 | 2.5 | .85 | .90 | .51 | .29 |
| 5.0 | 2.05 | 8.0 | 1.40 | 3.3 | .94 | 1.05 | .57 | .35 |
| 5.5 | 2.26 | 9.1 | 1.54 | 3.8 | 1.04 | 1.31 | .63 | .40 |
| 6.0 | 2.46 | 10.4 | 1.68 | 4.3 | 1.13 | 1.48 | .69 | .47 |
| 6.5 | 2.67 | 11.5 | 1.82 | 5.0 | 1.23 | 1.75 | .74 | .51 |
| 7.0 | 2.87 | 14.7 | 1.96 | 5.8 | 1.32 | 2.0 | .80 | .59 |
| 7.5 | 3.08 | 16.6 | 2.10 | 6.3 | 1.42 | 2.2 | .86 | .65 |
| 8.0 | 3.28 | 18.2 | 2.24 | 7.3 | 1.51 | 2.9 | .92 | .73 |
| 8.5 | 3.49 | 19.8 | 2.38 | 8.0 | 1.61 | 3.2 | .97 | .80 |
| 9.0 | 3.69 | 21.0 | 2.52 | 8.6 | 1.70 | 3.8 | 1.03 | .88 |
| 9.5 | 3.90 | 22.15 | 2.66 | 9.5 | 1.79 | 4.1 | 1.09 | .99 |
| 10 | | | 2.80 | 10.5 | 1.89 | 4.5 | 1.14 | 1.1 |
| 12 | | | 3.36 | 15.1 | 2.27 | 5.8 | 1.37 | 1.6 |
| 14 | | | 3.92 | 19.0 | 2.64 | 7.5 | 1.60 | 2.0 |
| 16 | | | | | 3.02 | 9.1 | 1.83 | 2.8 |
| 18 | | | | | 3.40 | 11.0 | 2.06 | 3.5 |
| 20 | | | | | 3.78 | 14.1 | 2.29 | 4.2 |
| 25 | | | | | | | 2.86 | 6.1 |
| 30 | | | | | | | 3.43 | 8.3 |
| 35 | | | | | | | 4.00 | 10.8 |

| Q LITROS POR SEG. | 5" | | 6" | | 8" | |
|----------------------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. | V M/SEG. | hf FRICC. |
| 5 | .35 | .09 | | | | |
| 6 | .42 | .14 | .32 | .06 | | |
| 7 | .49 | .18 | .37 | .09 | | |
| 8 | .56 | .23 | .42 | .11 | | |
| 9 | .64 | .30 | .48 | .15 | | |
| 10 | .71 | .37 | .53 | .18 | .31 | .05 |
| 15 | 1.06 | .75 | .79 | .37 | .47 | .11 |
| 20 | 1.41 | 1.2 | 1.06 | .55 | .62 | .19 |
| 25 | 1.76 | 1.9 | 1.32 | .85 | .78 | .31 |
| 30 | 2.12 | 2.7 | 1.58 | 1.2 | .93 | .40 |
| 35 | 2.47 | 3.2 | 1.85 | 1.6 | 1.09 | .49 |
| 40 | 2.82 | 4.2 | 2.10 | 2.1 | 1.24 | .62 |
| 45 | 3.18 | 5.5 | 2.38 | 2.9 | 1.40 | .74 |
| 50 | 3.53 | 7.0 | 2.64 | 3.5 | 1.56 | .90 |
| 55 | 3.88 | 8.2 | 2.90 | 4.0 | 1.71 | 1.1 |
| 60 | | | 3.17 | 4.7 | 1.87 | 1.4 |
| 70 | | | 3.70 | 6.2 | 2.16 | 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 |

CLASE RD-26. CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
 UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS TUBERIA. VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4



EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 101mm (4"), CON UN GASTO DE 12 lps. TENDRA UNA PERDIDA $h = 2.0m/100m$.

EJEMPLO 2 : PARA UN GASTO DE 20 lps CON UNA CARGA DISPONIBLE DE 5m.; DEBIAMOS USAR UN TUBO DE 42mm., USAREMOS 1 1/2"

Esta tabla está calculada con diámetros interiores, para agua limpia a 15°C, para 100 m. de tubería recta en tubo limpio de PVC clase RD-26 (Ver Norma 5120), para tubería nueva. Para instalaciones normales se recomienda incrementar las pérdidas en 15%.

Para gastos intermedios a los de la tabla: seleccione h_f para el gasto inmediato inferior y multiplique h_f por el cuadrado de la relación de los gastos.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción (h_f) para 100 m. de tubería de 8" y para un gasto de: 115.0 l. p. s.

Solución: de la tabla; la pérdida para 110.0 l. p. s. es 4.00 mts. por 100 m., la pérdida para 115.0 l. p. s. será:

$$h_f = 4.00 \times \left(\frac{115}{110} \right)^2 = 4.37 \text{ m./100 m.}$$

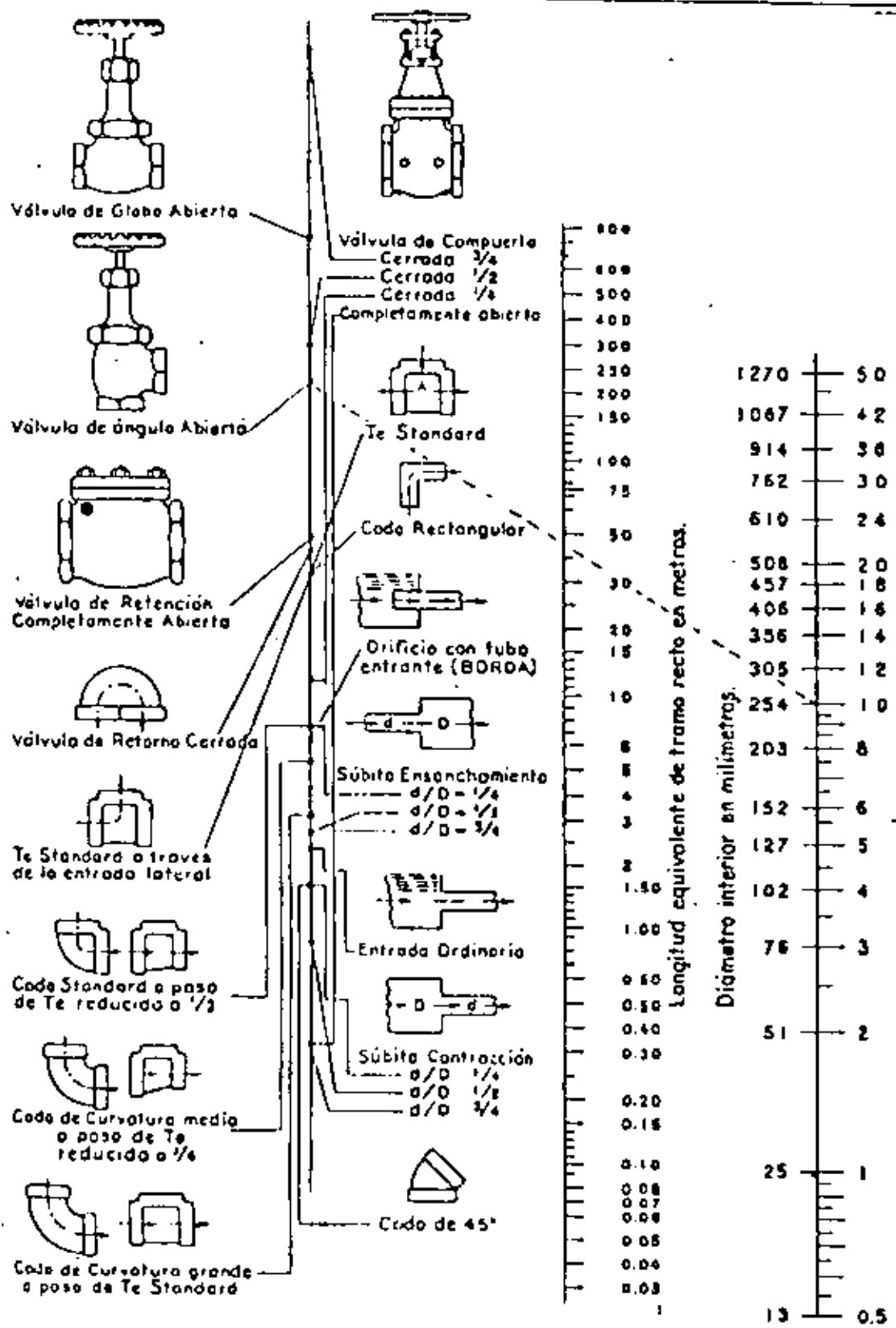
Para diámetros intermedios la fricción por 100 m. varía inversamente como la quinta potencia de los diámetros interiores; para el mismo gasto.

Ejemplo: Calcular las pérdidas por fricción h_f para 100 mts. de tubería, de 6" clase RD-41; con un gasto de 50 l. p. s.

Solución: de la tabla: la pérdida para 100 m. de tubería de 6", clase RD-26 es de 3.5 m. De la norma 5120 el diámetro interior para tubería de 6" RD-26, es: 155.3 mm. y para clase RD-41 es: 160.1 mm. La pérdida para tubo clase RD-41 será:





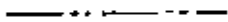

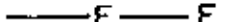






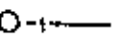
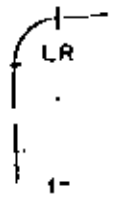
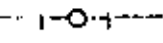
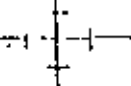

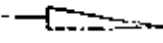


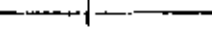
$$h_f = 3.5 \times \left(\frac{155.3}{160.1} \right)^5 = 3.01 \text{ m/100 m.}$$

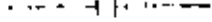
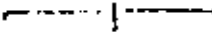
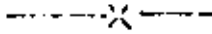
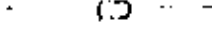


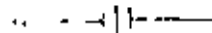


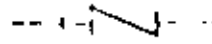
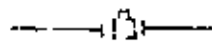
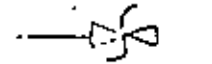

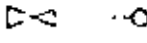




Para pérdidas en codos, válvulas, accesorios, etc.: sumar a la longitud recta de la tubería las longitudes equivalentes de cada codo, válvula, accesorios, etc., que se leen en el nomograma de la norma 5314



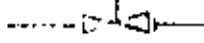
Diámetro interior en Pulgadas.

EJEMPLO: La línea punteada indica que la pérdida de carga en una Válvula de ángulo Abierta de 250 mm. (10") es equivalente a la que se verifica en un tramo recto de tubería del mismo diámetro y de 47 mts. de longitud.
 NOTA: Para contracciones y ensanchamientos bruscos utilícese el diámetro menor d en la escala de tubos.

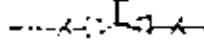
| | |
|---|--|
|  | AGUAS HECHAS |
|  | AGUAS PLUVIALES |
|  | VENTILACION |
|  | AGUA FRIA |
|  | AGUA CALIENTE |
|  | RETORNO AGUA CALIENTE |
|  | F LINEA CONTRA INCENDIO |
| LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LINEA LLENA CON LAS INICIALES CORRESPONDIENTES. | |
| EJEMPLO. | |
|  | AIRE COMPRIMIDO |
|  | GAS |
|  | SUMINISTROS MUNICIPALES |
|  | DRENAJE |
|  | CODO DE 90° |
|  | CODO DE 45° |
|  | CODO SUBIENDO O BAJANDO (DEBE ACLARARSE EN PLANOS) |
|  | CODO DE RADIO LARGO |
|  | SUBE O BAJA "T" (ACLARAR EN PLANO) |
|  | CRUZ |
|  | REDUCCION |
|  | REDUCCION EXCENTRICA |
|  | CONEXION "Y" O LATERAL |
|  | CRUCERO EN ARCO |
|  | JUNTA CON COPLE |

| | |
|--|------------------------------|
|  | JUNTA BRIDADA |
|  | 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 DIBUJAN DE LA SIGUIENTE MANERA.

| | |
|--|------------------------------|
|  | VALVULA DE COMPUERTA BRIDADA |
|--|------------------------------|

LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN:

| | |
|--|------------------------------|
|  | VALVULA DE COMPUERTA SOLDADA |
|--|------------------------------|

PROYECTO:

AREA:

114

Identificación

| | |
|-------------|-----------|
| Tipo | Tamaño |
| Fabricante | Modelo N° |
| N° de Pasos | |

DATOS DE OPERACION

| | |
|--|--|
| Fluido Manejado | |
| % Sólidos (Por) | Tamaño Partícula Sólidos Mesh(Max) |
| Gravedad Esp. | Gravedad Esp. (Sol. Sacos) Temp. Bombeo *F |
| Pres. Vapor Psia. | *F Viscosidad |
| Norma Max. Min. | |
| Capacidad | T.D.H. |
| Cabeza de Succión (-FT. Liq.)(-Psig.)(-Pos.)(Neg.) | NPSH Disponible |
| Cabeza de Descarga (-FT. Liq.)(-Psig.) | |
| Cabeza de Descarga Est. | Pies(No Excederse de la Cabeza de la Bomba) |
| Vel. Bomba R. P. M. | Vel. Perm. del Imp. FT/Min.(Max.) Velocidad Esp. |
| Operacion (-Continua)(-Intermitente) | -Horas por Día (ON)(OFF) |
| Corrosion/Eros. Permissible | |
| Altitud de Instalacion Pies | |

CONSTRUCCION

| UNIDAD | TIPO | MATERIAL | CONEXION | TAMAÑO | TIPO | POSICION |
|-----------------|------|----------|----------|--------|------|----------|
| Carcasa | | | Succión | | | |
| Impulsor | | | Descarga | | | |
| Ferros | | | Vent. | | | |
| Part. Descarga | | | Dren | | | |
| Anillos | | | Man | | | |
| Caja de Empaque | | | Sello | | | |
| Empaque | | | | | | |
| Sello Mecánico | | | | | | |
| Flecha | | | | | | |
| Tipo Cajinete | | Lubr. | | | | |

ACCESORIOS

| MOTOR ELECTRICO | | | MISC. | | Prepar. por. |
|--|-------------|------------------|-----------------|--|--------------|
| Prop. por. | Fabr. por | Banda | Placa Base | | |
| Fabricada por | Modelo | Engrane | Cople | | |
| Tipo | Frame | Variador de Vel. | Guarda de Cople | | |
| Potencia | | Otros | Guarda de Banda | | |
| Aislamiento | | | Tubo Sello | | |
| Tem. (*C)Arriba (*)Amp | | Prop. Por | Manómetro | | |
| Cajinales | Lubricantes | | | | |
| Potencia Electrica (Volts)(Fase)(Cic/Seq. | | Fabr. Por. | | | |

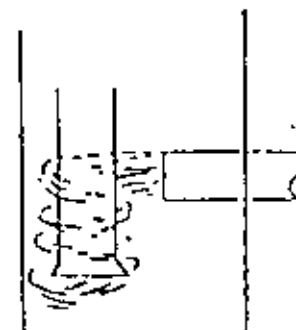
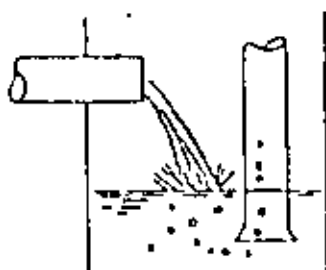
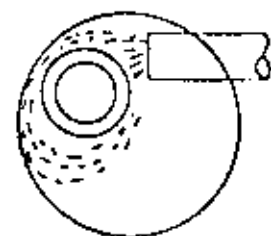
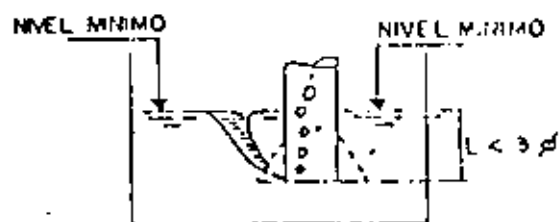
| N° | Fecha | REVISION | Por | Cheq. | Aprob. | Aprob. | N° | Fecha | REVISION | Por | Cheq. | Aprob. | Aprob. |
|----|-------|----------|-----|-------|--------|--------|----|-------|----------|-----|-------|--------|--------|
| | | | | | | | | | | | | | |

INGENIERIA INTEGRAL

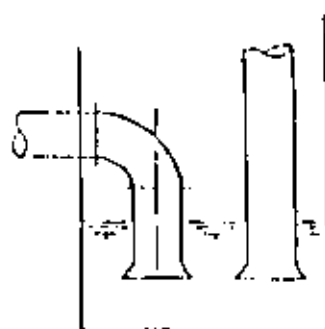
ESPECIFICACION DE BOMBAS

N O R M A REV.

5 6 1 0



INSTALACIONES INCORRECTAS



INSTALACION CORRECTA

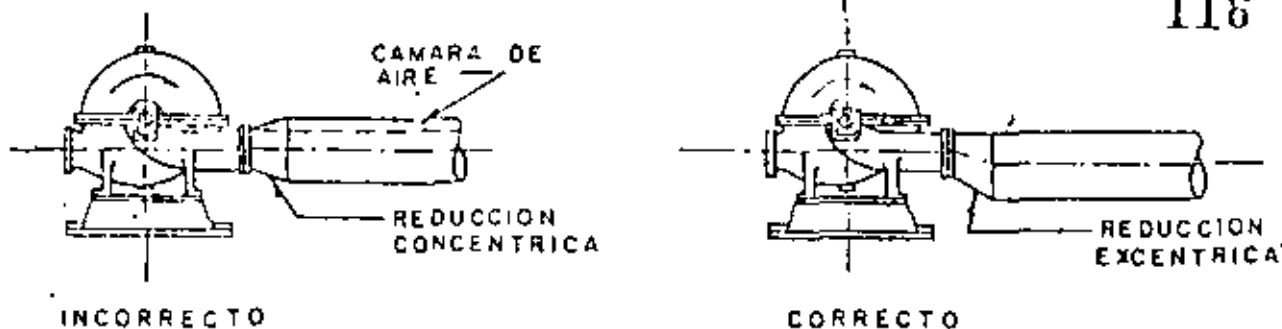


FIG. 1

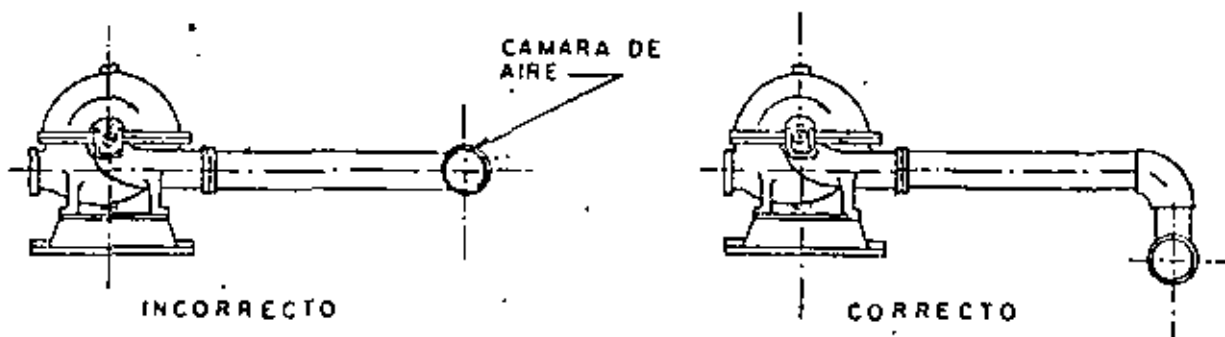


FIG. 2

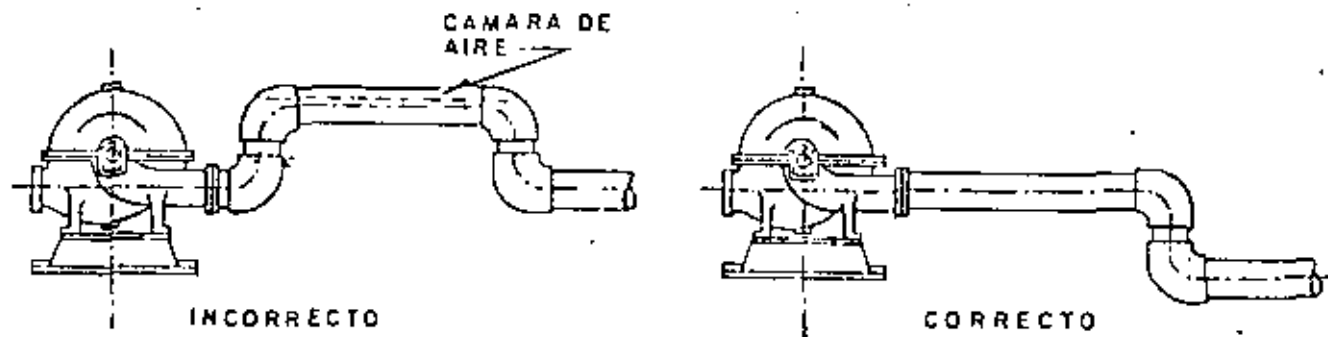


FIG. 3

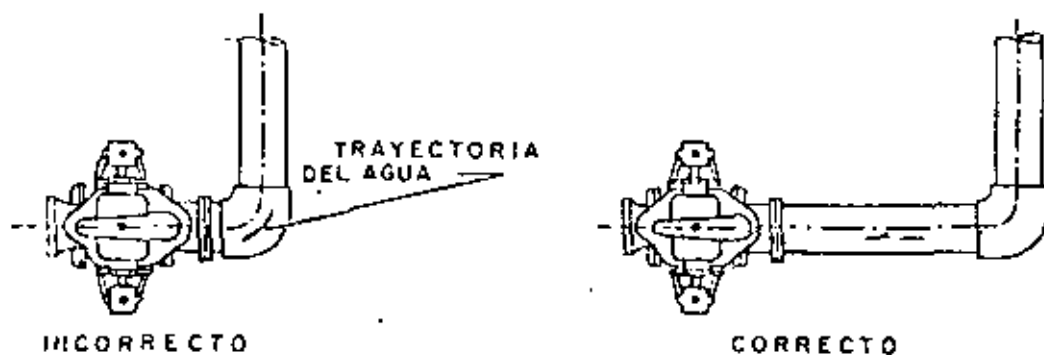
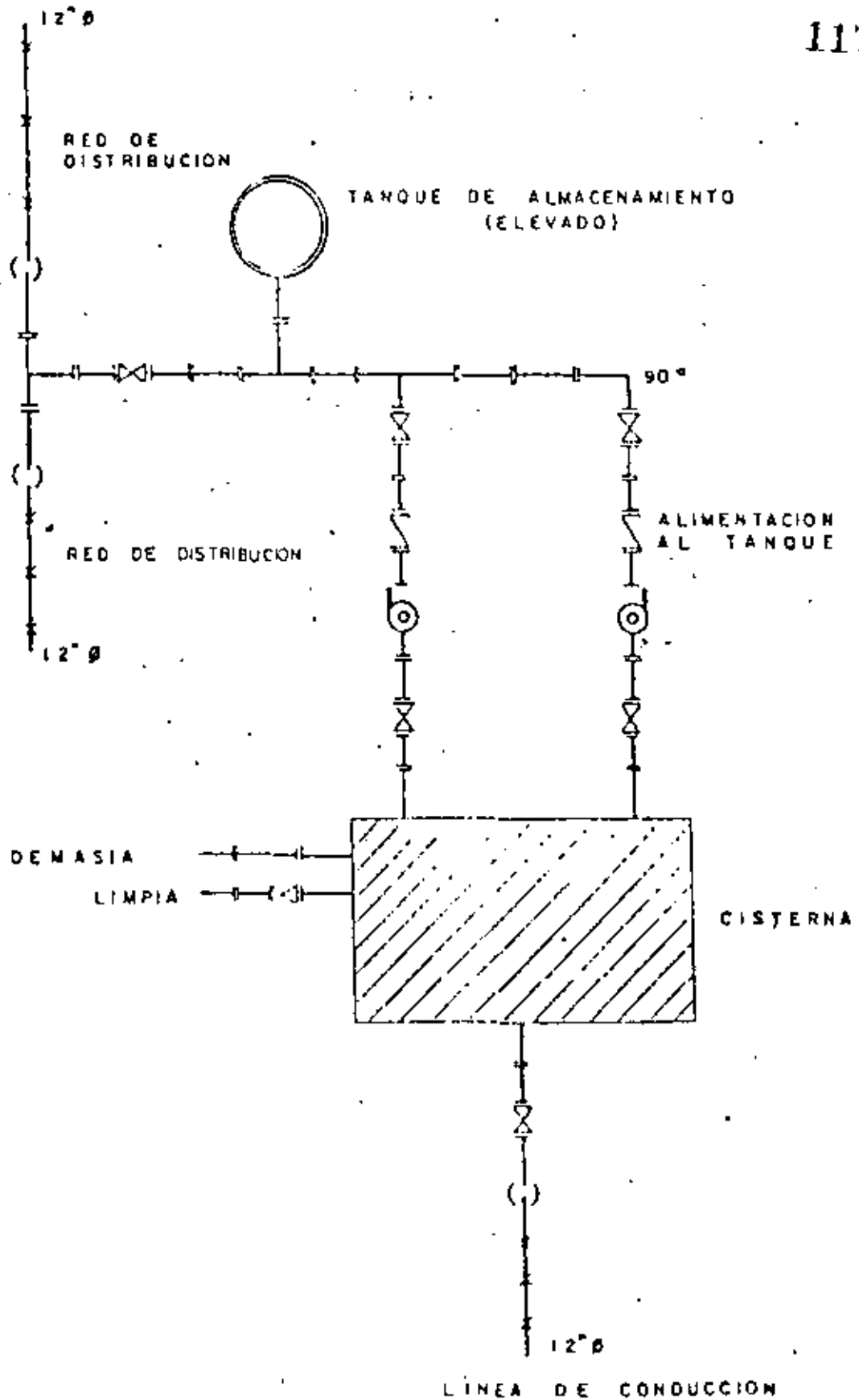


FIG. 4





centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

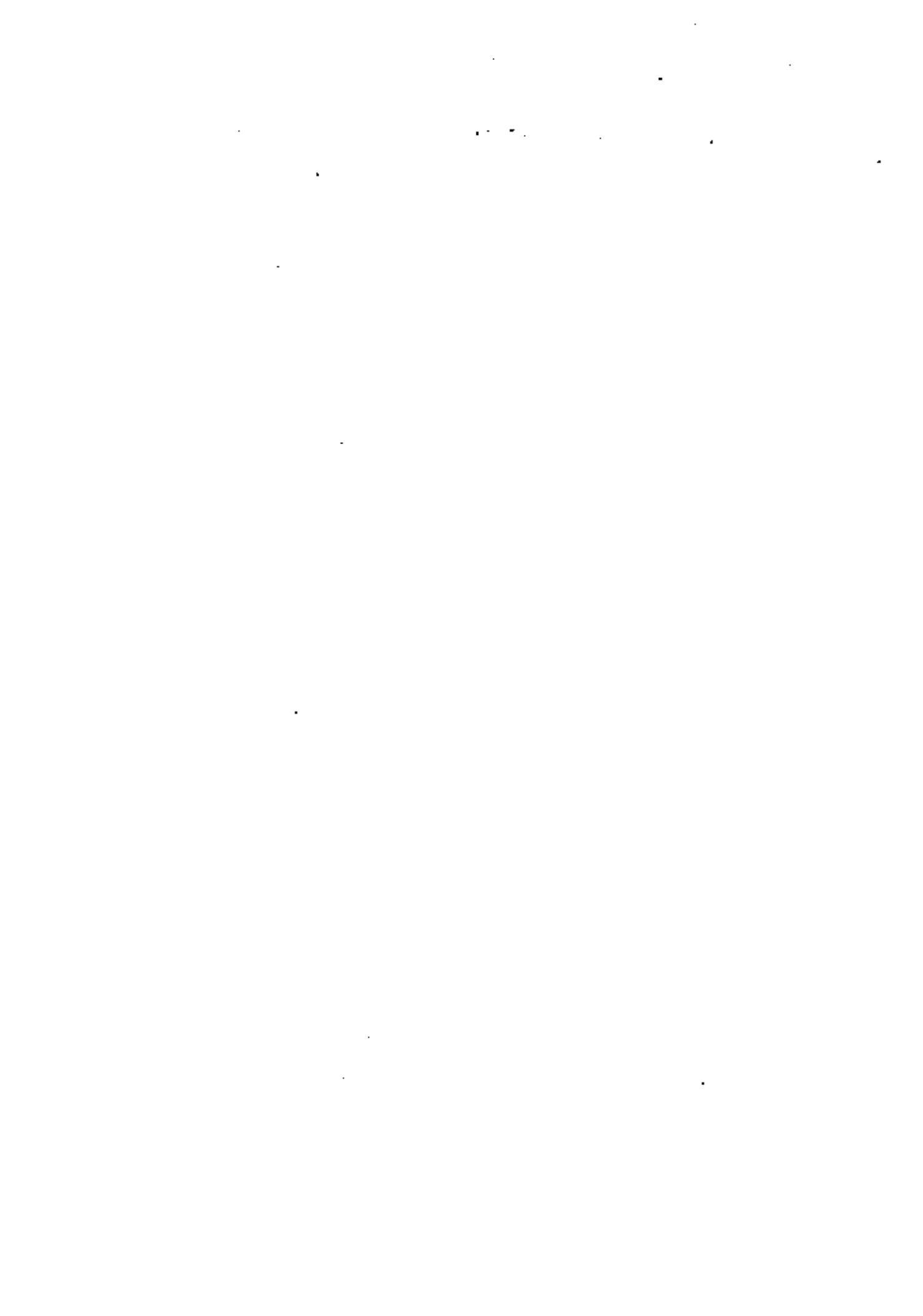
BOMBAS

Y

SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA
Consultor en Bombas y Sistemas
de Abastecimiento de Agua; Profe-
sor de la División de Educación -
Continua de la Facultad de Inge-
nería, U.N.A.M.

Julio de 1980.



TIPOS DE BOMBAS

.....



hydraulic institute standards
for centrifugal, rotary & reciprocating pumps

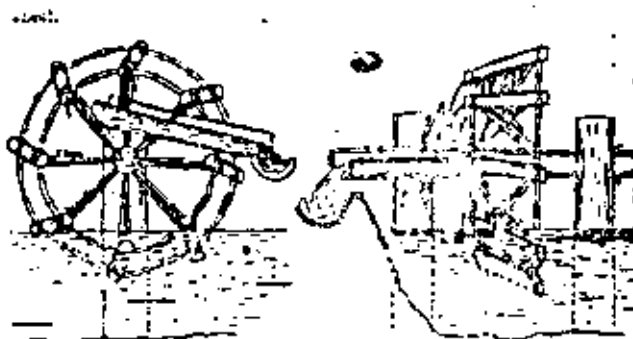
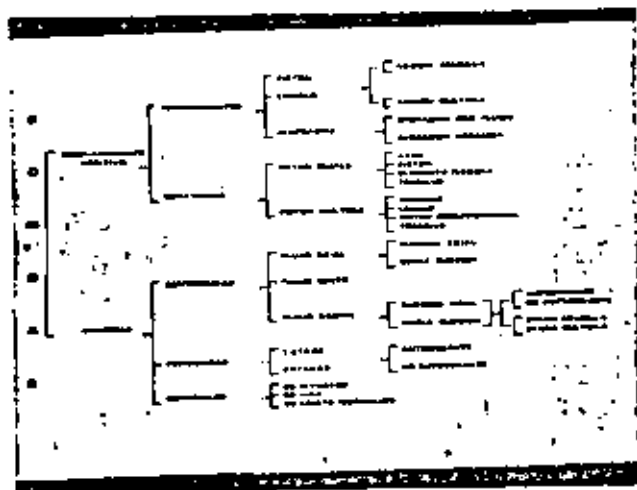


Figure 1. The Chinese Water

Another outstanding example of ancient water-lifting devices 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 267 feet. The upper shaft was 18 by 24 feet and the lower was slightly smaller. Two

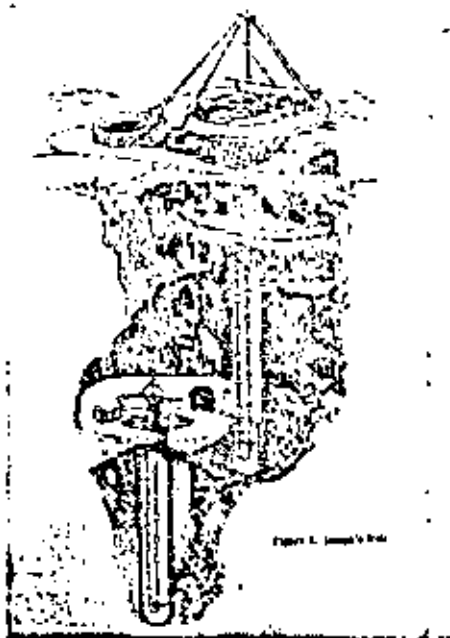


Figure 2. Joseph's Well

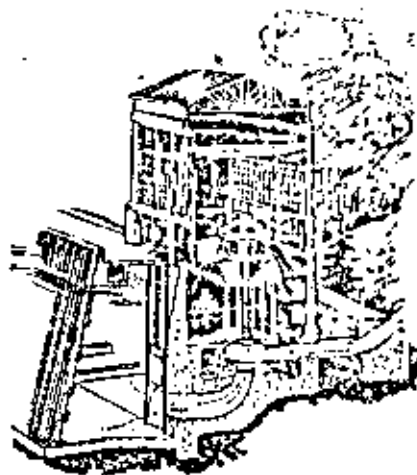
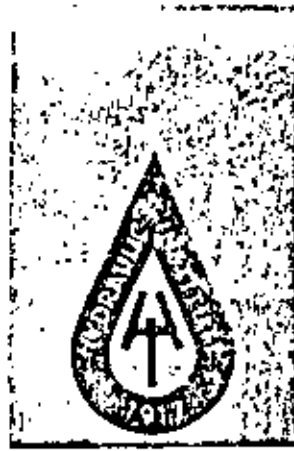


Figure 3. Centrifugal Pump Illustration in the Leonardo Codex, 1485-1



reciprocating pumps

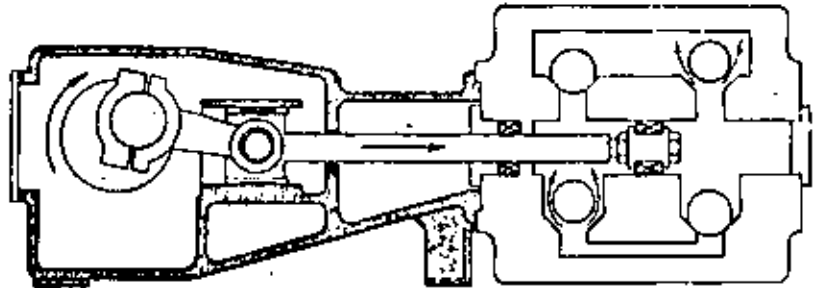


Fig. 3 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING PISTON
POWER PUMP

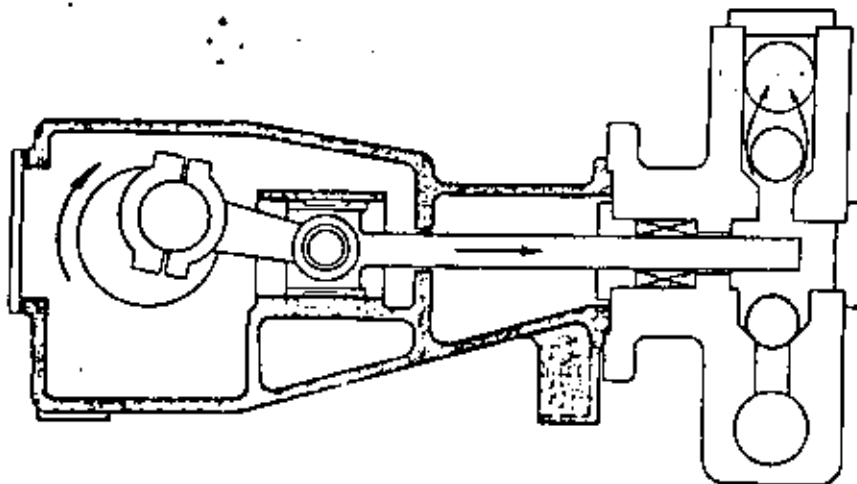


Fig. 4 HORIZONTAL SINGLE-ACTING
PLUNGER POWER PUMP

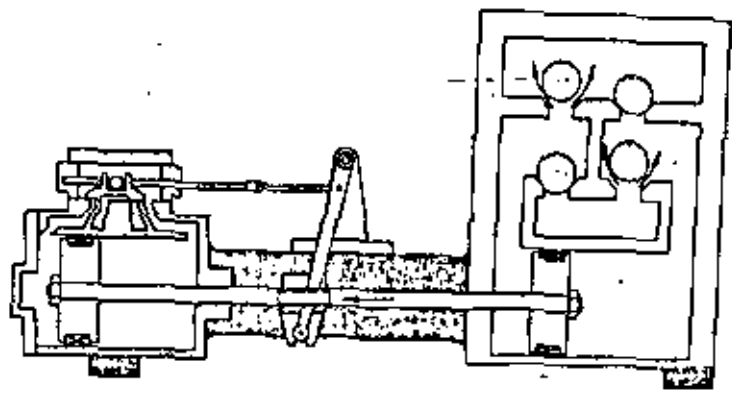


Fig. 2 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING STEAM PUMP

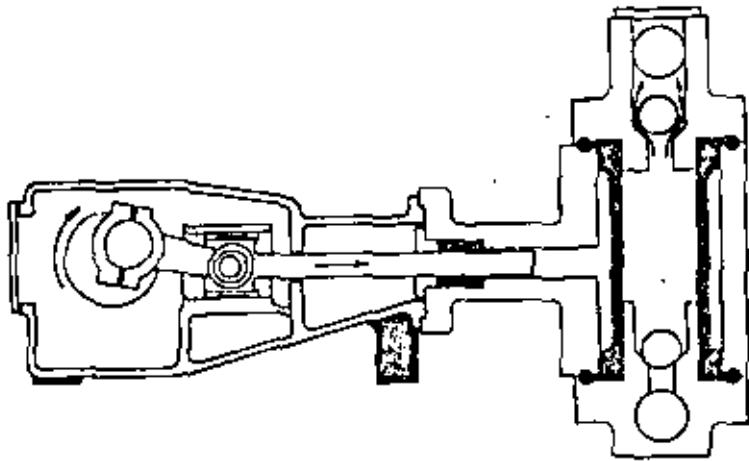


Fig. 7 HORIZONTAL SINGLE-ACTING CYLINDRICAL DIAPHRAGM PUMP

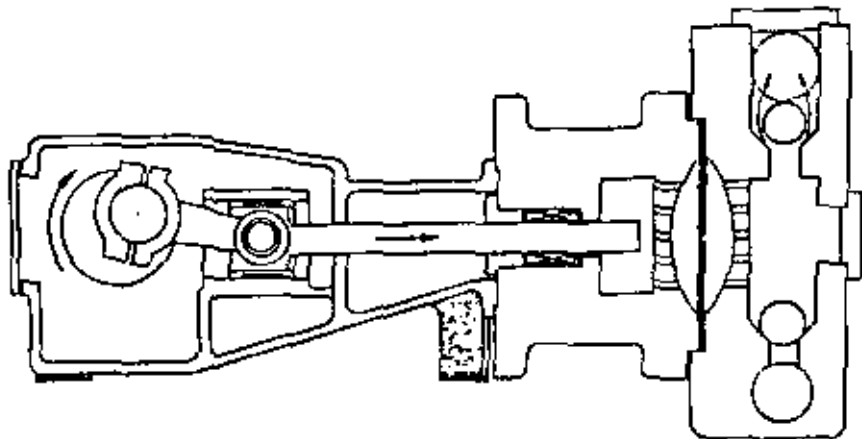


Fig. 6 HORIZONTAL SINGLE-ACTING FLAT DIAPHRAGM PUMP

APLICACIONES DE BOMBAS RECIPROCANTES

| TIPO DE BOMBA | INDUSTRIA | SERVICIO O LIQUIDO |
|---|---|---|
| MEDICION, EMBOLO | QUIMICA PETROLEO | LIQUIDOS CORROSIVOS O NO CORROSIVOS |
| MEDICION, DIAFRAGMA | Y | 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 | <p>PLANTAS DE ACERO</p> <p>PLANTAS DE ALUMINIO, FABRICAS DE TUBOS</p> | <p>DESESCAMADO A PRESION, BALANCEO DE RODILLOS CIZALLAS HIDRAULICAS, ELEVACION DE RODILLOS DISPOSICION DE BASURA PRENSAS HIDRAULICAS, PRUEBAS HIDROSTATICAS</p> |
| | <p>PLANTAS DE HULE, PLANCHAS DE FIBRA FABRICAS DE PAPEL</p> | <p>PRESION HIDRAULICA PARA OPERAR MOLDES DE LLANTAS, LIMPIADORES DE PLOMO, PRENSAS PARA PLANCHAS DE FIBRA, DESCORTEZADORAS DE TRONCOS</p> |
| | <p>PETROLEO: RECUPERACION SECUNDARIA Y EXTRACCION</p> | <p>PRESIONES MEDIAS Y ALTAS, SALMUERAS DE CAMPOS, PETROLEOS, AGUA DE MAR, AGUA DE MANANTIAL, INYECCION A CALDERAS</p> |
| | <p>SECADO Y REFINADO DE GAS NATURAL</p> | <p>PRESION MEDIA, AMINOS Y GLYCOLES FRIOS Y CALIENTES</p> |
| | <p>LAVADO Y LIMPIEZA DE AUTOMOVILES, CAMIONES Y AVIONES</p> | <p>AGUA CALIENTE Y FRIA FRESCA O JABONOSA. PRESION MEDIA Y BAJA</p> |
| | <p>LECHERIAS Y PLANTAS DE ALIMENTOS</p> | <p>HOMOGENEIZADO DE LECHE</p> |

B O M B A S

Y

SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

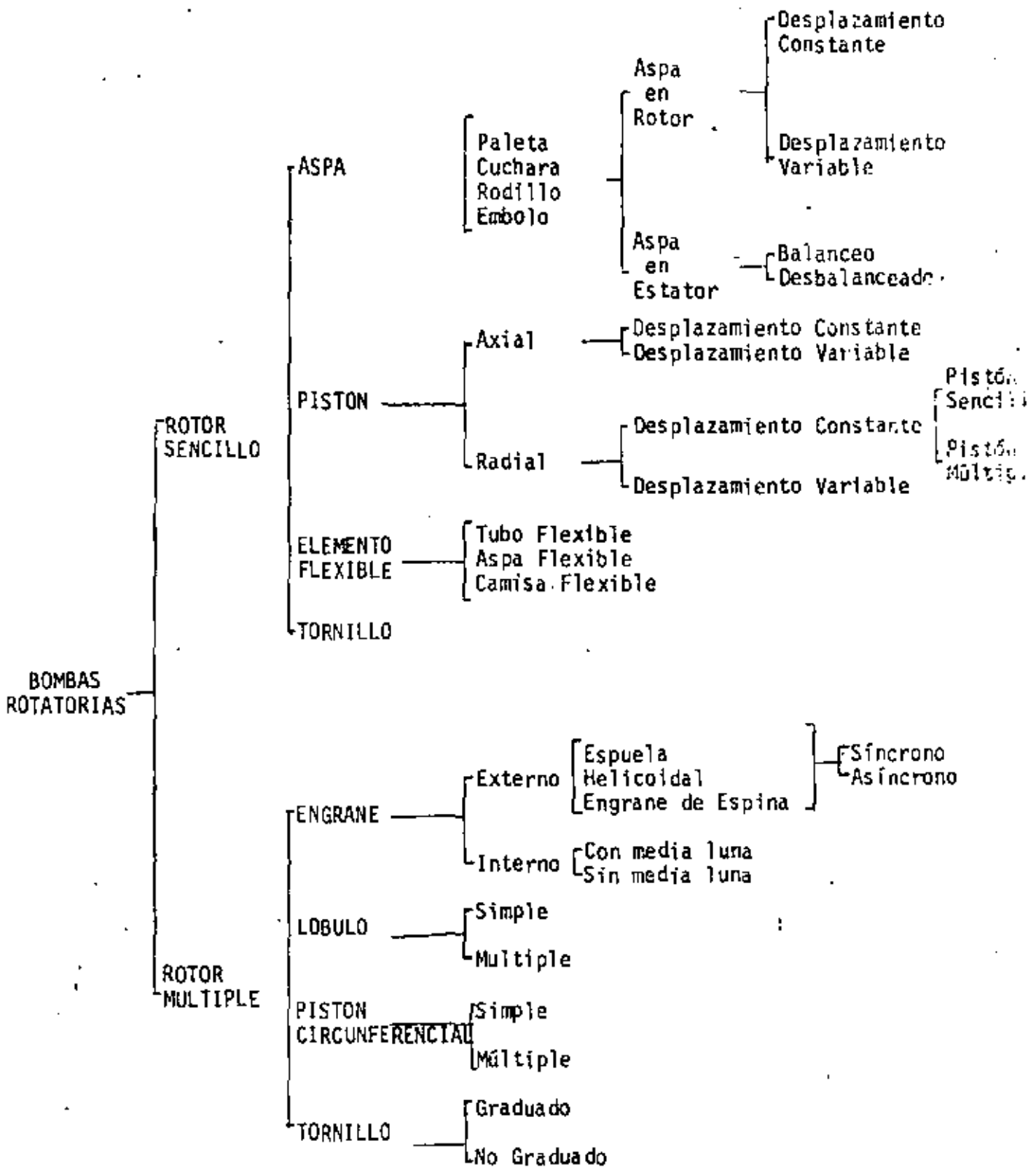
Por

Carlos Farfás de la Garza

III

BOMBAS ROTATORIAS

CLASIFICACION



III

BOMBAS ROTATORIAS

La Bomba Rotatoria es una bomba de desplazamiento positivo que consiste de una cámara que contiene engranes, levas, tornillos, paletas, émbolos, u otros elementos semejantes, activados por una rotación relativa de la flecha de mando en la carcaza y no tiene válvulas separadas de admisión y descarga. Estas bombas se caracterizan por las tolerancias tan reducidas entre sus partes.

Las bombas descritas en esta sección se dividen en dos clases generales.

De un sólo rotor, aquellas en las que los elementos giratorios de la bomba operan alrededor de un sólo eje.

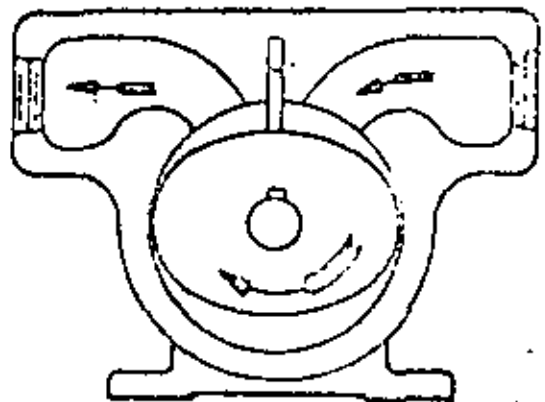
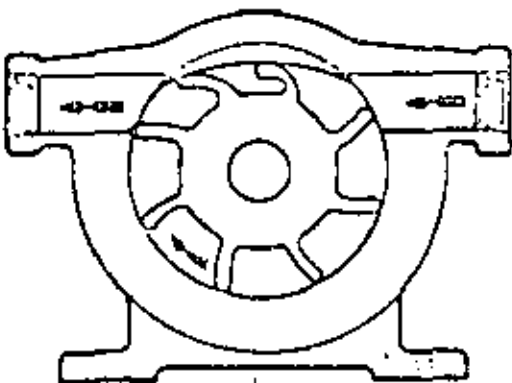
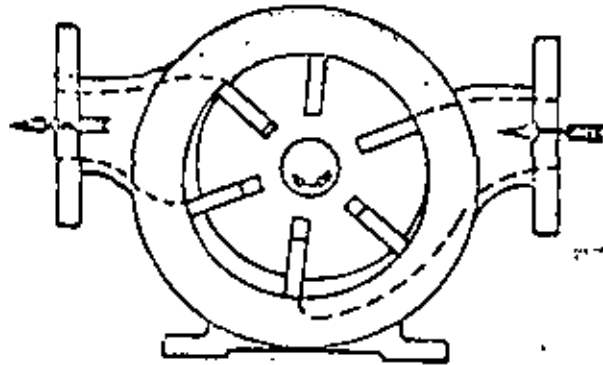
De rotor múltiple, las bombas en las que los elementos rotatorios operan alrededor de dos o más ejes.

TIPOS BASICOS

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 fluido e inyectarle a la cámara de la bomba. Estas bombas pueden tener las aspas ya sea en el rotor o en el estator y con potencia radial hidráulica en el rotor balanceado o desbalanceado.

Las bombas con aspas en el rotor pueden construirse con elementos que suministren un desplazamiento ya sea constante o variable

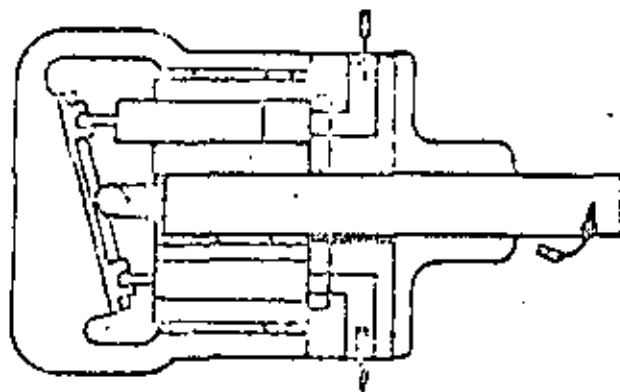


B.- BOMBAS DE PISTON AXIAL

En estas bombas el líquido es succionado y descargado por medio de pistones que operan en forma recíproca dentro de cilindros con la acción de valvuleo obtenida por la rotación de los pistones y de los cilindros con relación a los puntos de admisión y descarga.

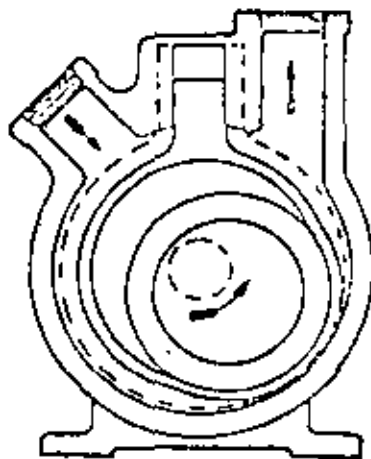
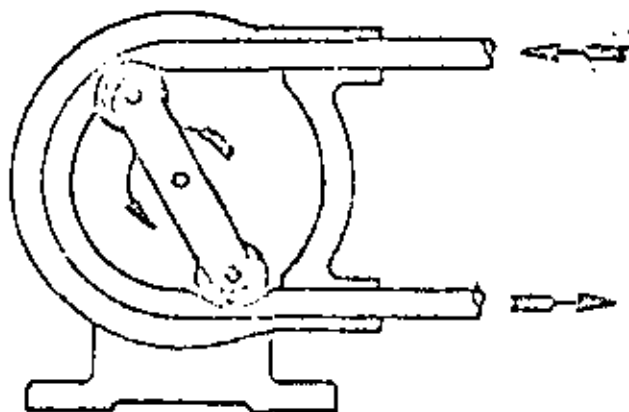
Los cilindros pueden estar situados ya sea, axial o radialmente, y dispuestos ya sea para desplazamiento constante o variable

Las unidades de desplazamiento variable son siempre de pistón múltiple; mientras que las de desplazamiento constante son del tipo radial ya sea de pistón único o múltiple.



C.- BOMBAS DE ELEMENTO FLEXIBLE

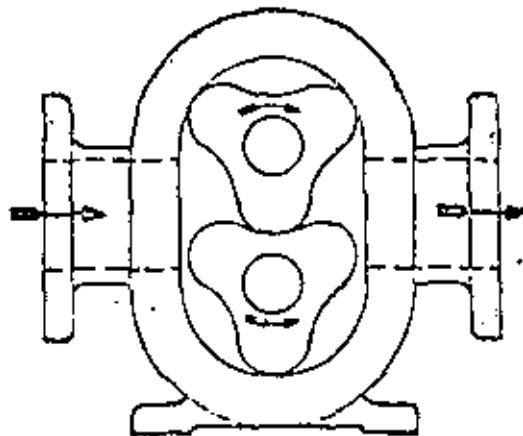
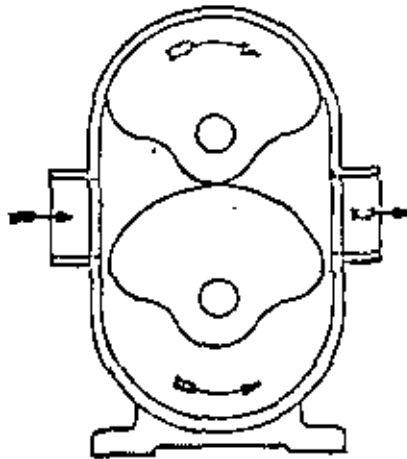
En este tipo de Bombas Rotatorias, tanto el bombeo, como la acción de sellado, depende de la elasticidad de los elementos flexibles. El elemento flexible puede ser un tubo, un aspa o una camisa.



D.- BOMBAS DE LOBULOS

El fluido de estas bombas es llevado entre las superficies de los rotores, de forma lobular. Estas superficies además suministran un sellado continuo.

Los rotores deben de ser sincronizados por medios separados ya sea de engranaje u otro. Cada rotor tiene uno o más lóbulos.

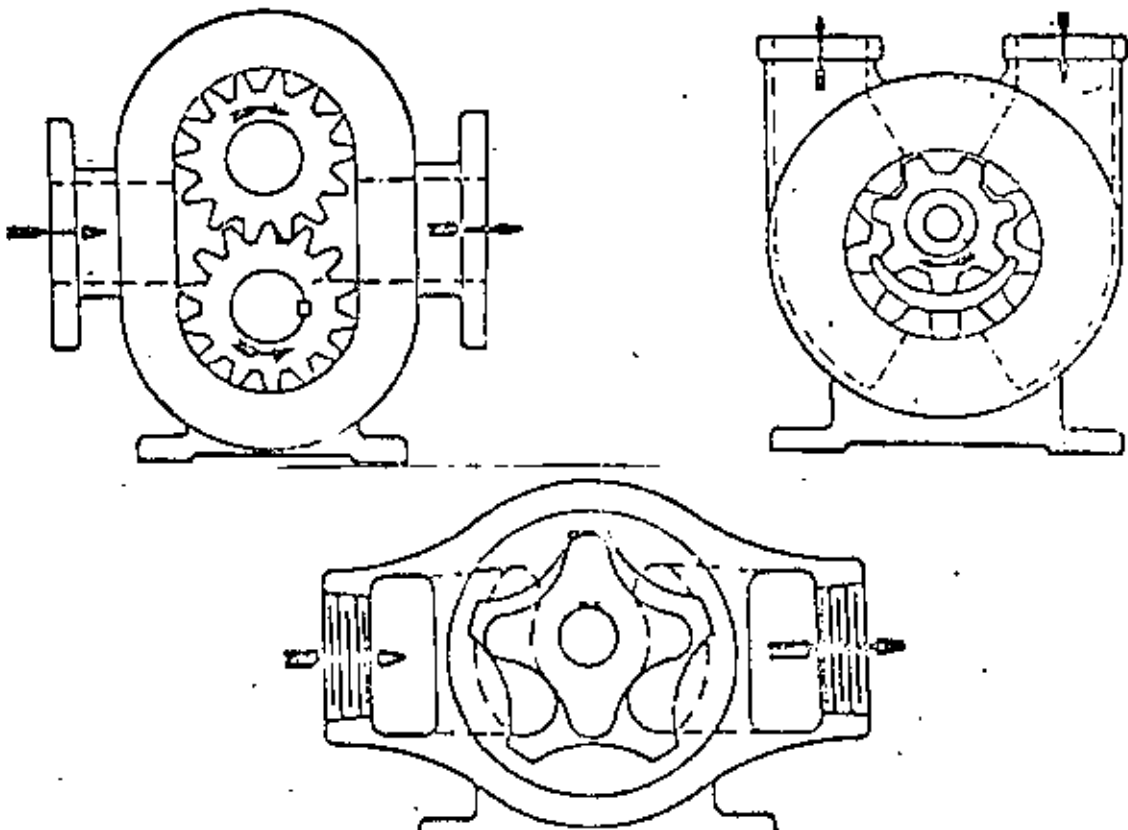


E.- BOMBAS DE ENGRANES

Las bombas de engranes transportan el fluido que bombean entre los dientes de los engranes, siendo este fluido desplazado al engranar un diente con el opuesto. Las superficies de los rotores ayudan a suministrar un sellado continuo y un rotor puede hacer operar al otro.

En las bombas de engrane externo todos los engranes de los rotores son cortados externamente y estos engranes pueden ser de dientes de espuela, helicoidales o del tipo de espina, además pueden utilizar engranes de sincronización.

Las Bombas Rotatorias de engrane interno tienen un rotor con los dientes de los engranes cortados internamente que engranan con otros de corte externo. Estas bombas pueden llevar o no separador en forma de media luna.

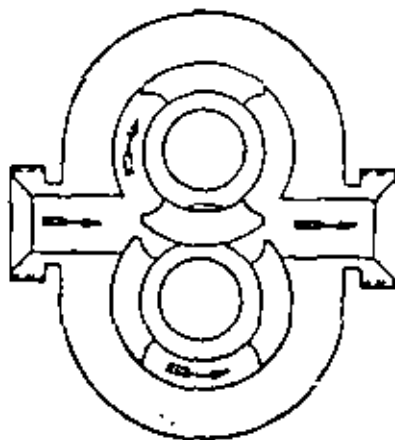


F.- BOMBAS DE PISTON CIRCUNFERENCIAL

En estas bombas el fluido es transportado de la succión a la descarga en espacios abiertos en las superficies de los rotores. No hay sello de contacto entre las superficies de los rotores.

En las bombas de pistón circunferencial externo, cada rotor puede tener uno o más elementos de pistón y la sincronización de los mismos debe suministrarse separadamente.

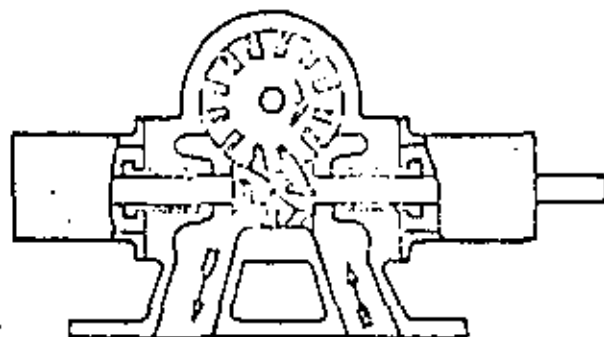
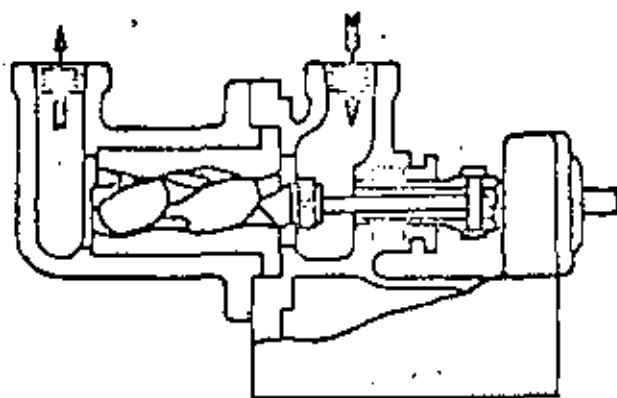
Las bombas de pistón circunferencial interno no requieren sincronización, y cada rotor puede tener uno o más pistones.



G.- BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE

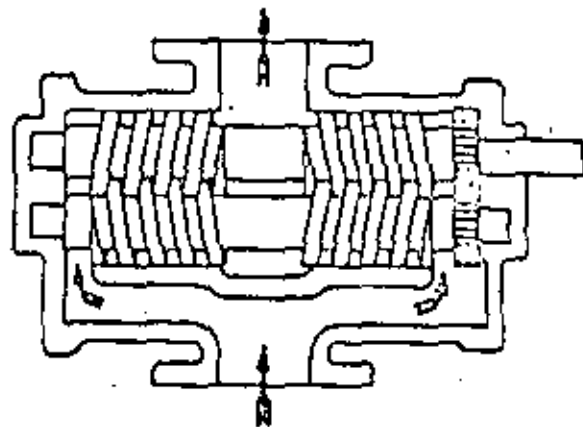
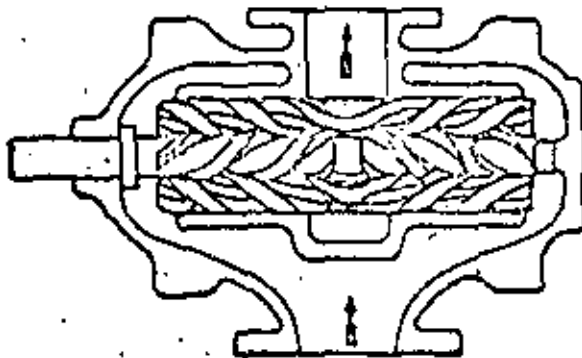
La bomba ilustrada en la primera figura opera llevando el fluido entre las cuerdas del tornillos y lo desplaza en forma axial al entrar en contacto esta cuerda con las cuerdas internas del estator, siendo las cuerdas del rotor excéntricas con relación al eje de rotación.

La bomba mostrada en la segunda figura opera por medio de una rueda de placa que sella el tornillo en forma tal que no hay una cavidad continua entre la succión y la descarga.



H.- BOMBAS DE TORNILLO MULTIPLE

En estas bombas el fluido es transportado entre las cuerdas de tornillo del rotor y desplazado axialmente al engranar unas con otras. Estas bombas pueden ser ya sea sincronizadas o no.



APLICACION DE BOMBAS ROTATORIAS

Transferencia de liquidos de cualquier viscosidad.

Procesos químicos.

Manejo de alimentos, incluyendo leche, tomates y maíz.

Carga y descarga marina.

Carga y descarga de carros tanque.

Protección contra-incendio.

Transmisión de fuerza hidráulica.

Lubricación a presión.

Recirculación de pintura y espreado.

Manejo de líquidos de enfriamiento en maquinaria.

Servicio en el campo del petróleo.

Servicio de combustible para quemadores.

Manejo de productos marinos de petróleo.

Manejo de grasas.

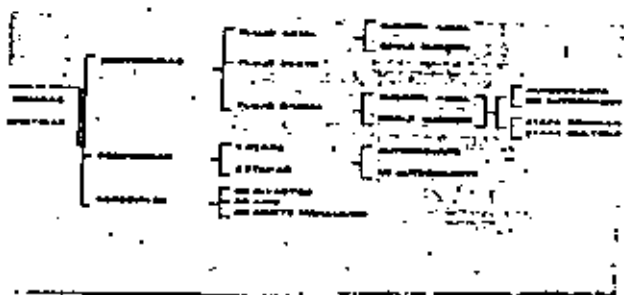
Gases licuificados (propano, butano, amoníaco, freón, etc.)

Aceites calientes para calentado.

Servicio en refinerías de petróleo

NOTA: 1.- Los líquidos que contengan abrasivos o corrosivos pueden causar desgaste prematuro de las piezas rotatorias, dado lo reducido de sus tolerancias.

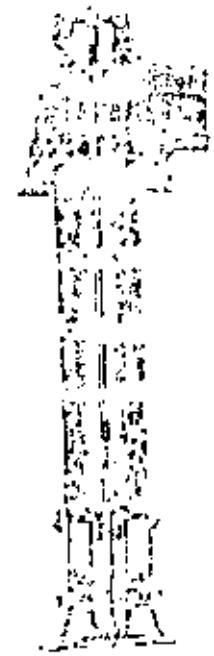
NOTA: 2.- Las Bombas Rotatorias en general no se recomiendan para aquellos casos en que la bomba pueda operar en seco.



BOMBA VERTICAL

DE

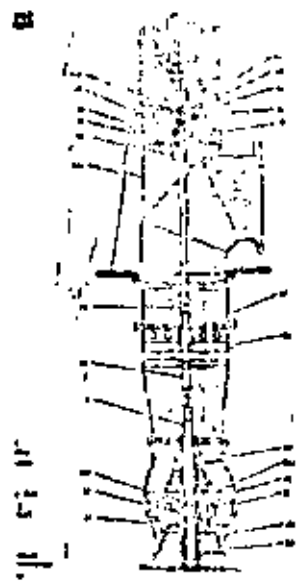
FLUJO AXIAL



BOMBA VERTICAL

DE

FLUJO MIXTO

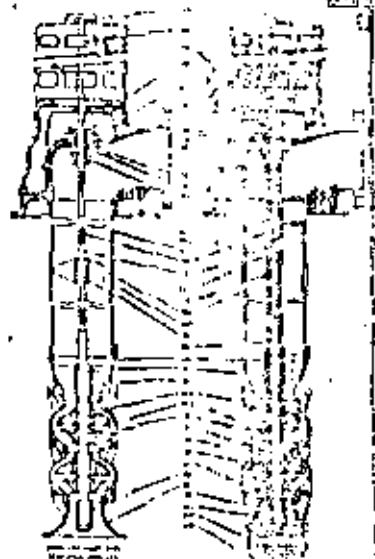


BOMBA VERTICAL

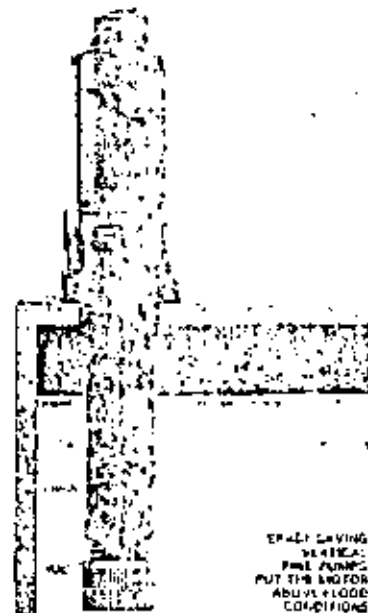
TIPO TURBINA

DE

POZO PROFUNDO

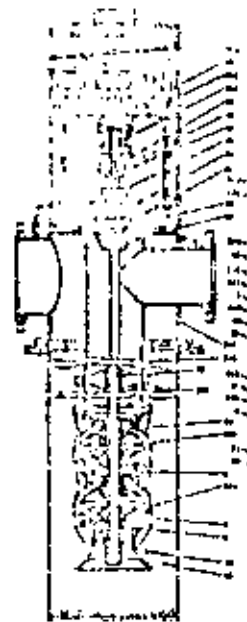


BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
PARA CISTERNA

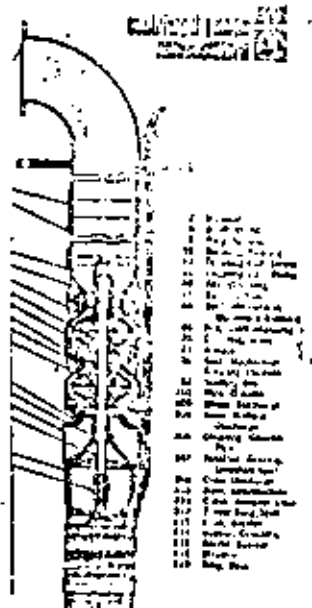


TRABAJANDO
EN SERIE:
PULSADOR
PUT THE MOTOR
ABOUT 10000
CONDITIONS

BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
DE BOTE



BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
SUMERGIBLE





centrifugal pumps

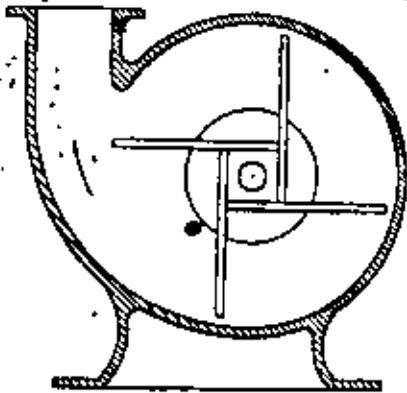
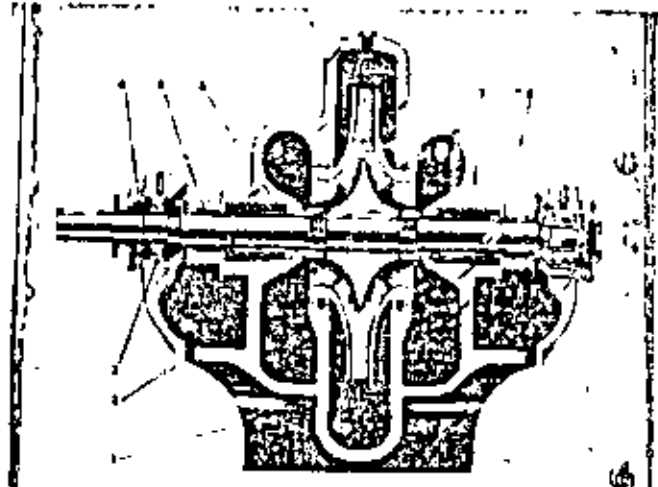
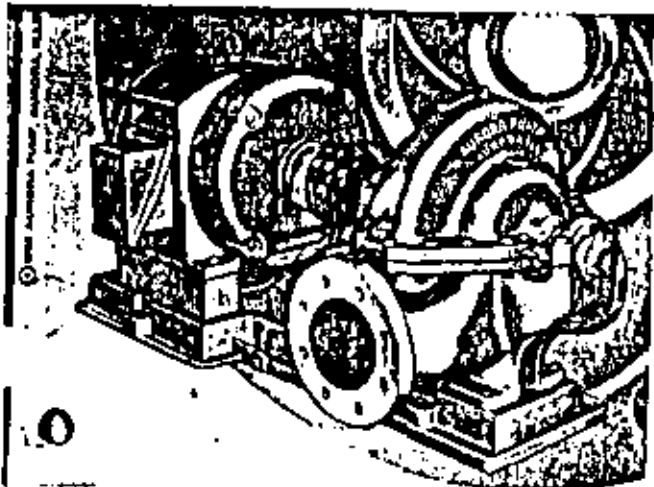
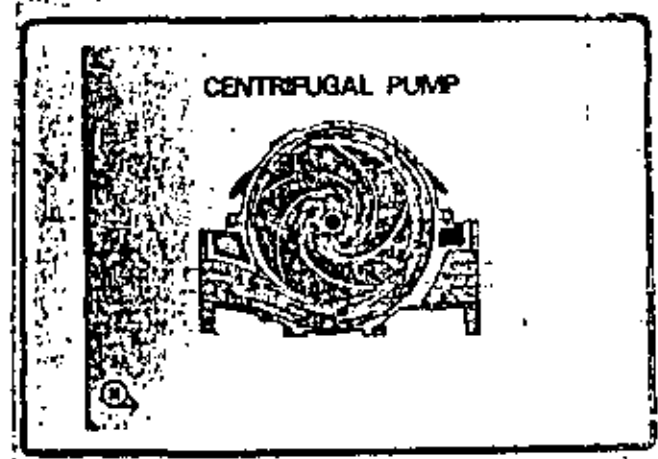
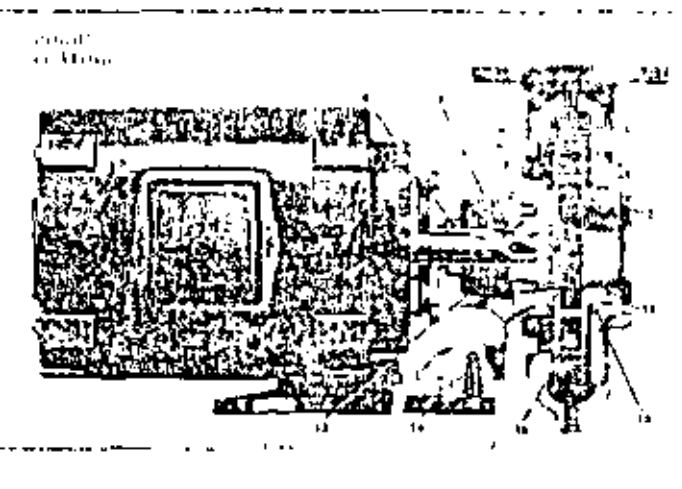
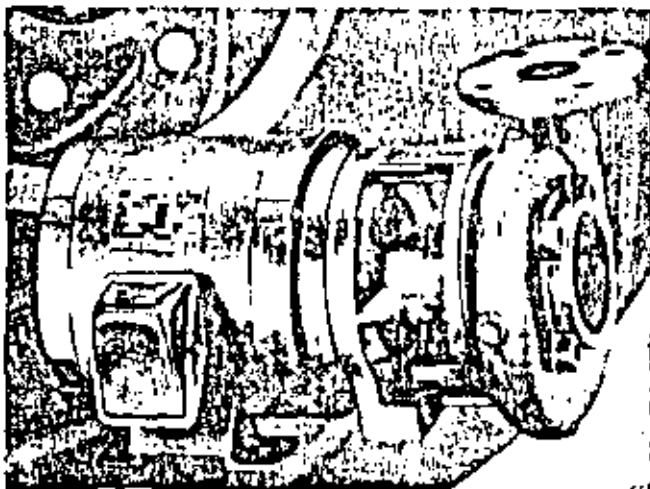
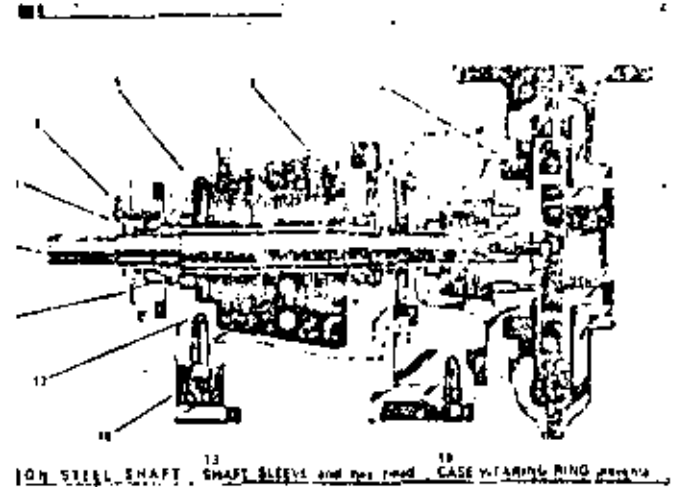
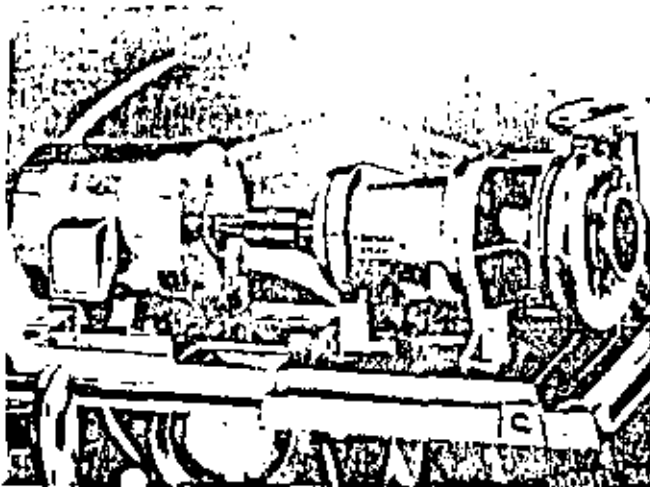
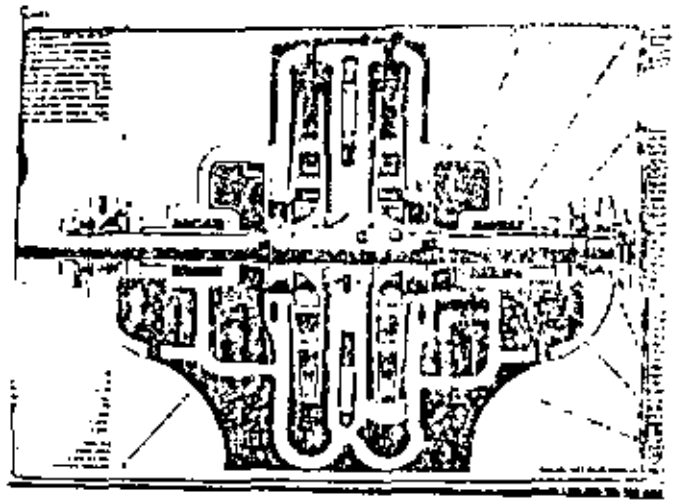
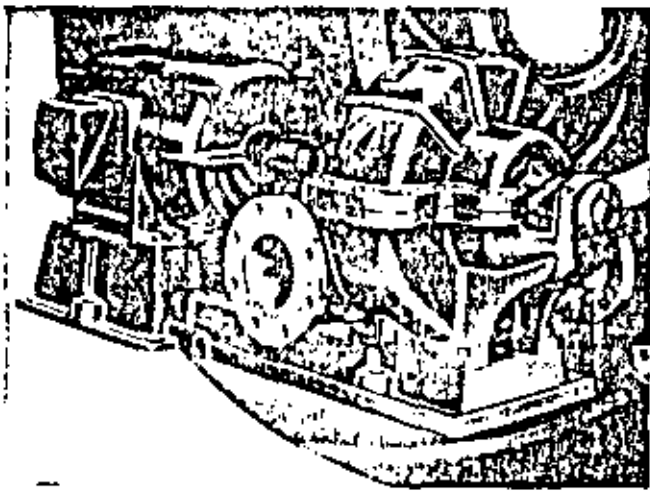
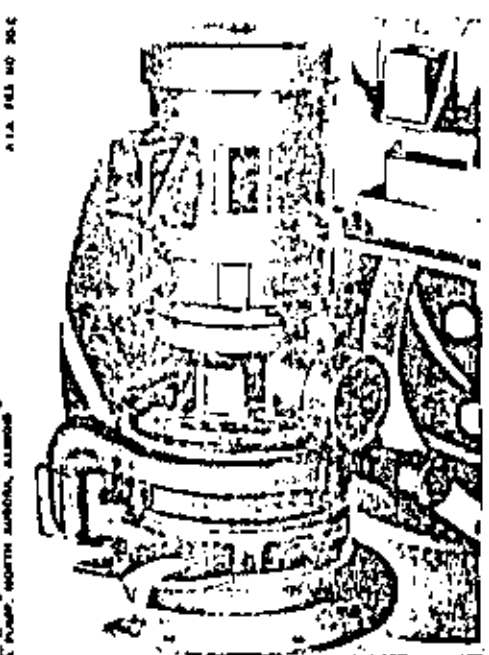
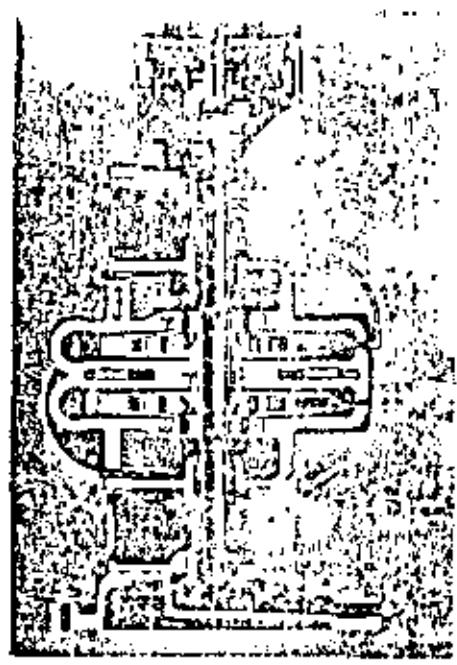
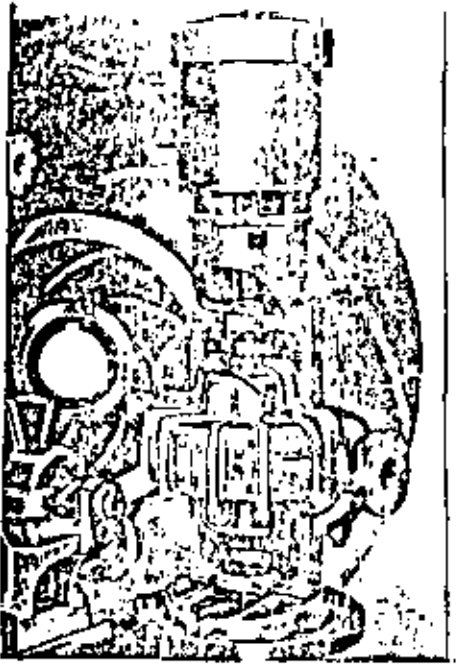
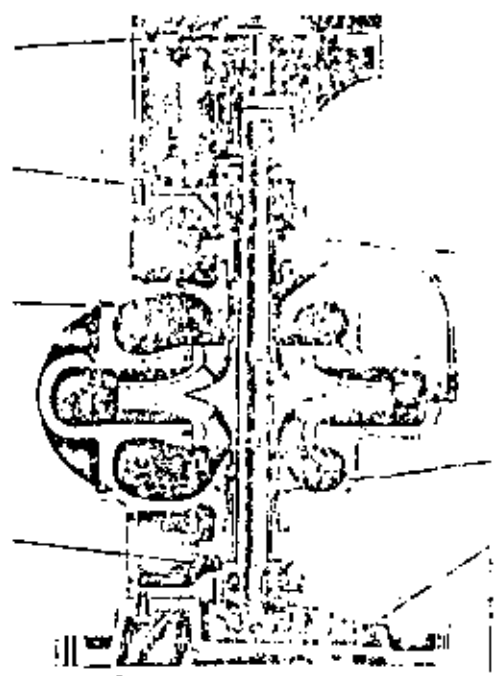


Figure 22. Mansueti Pump (Courtesy Gardner-Denver Co.)

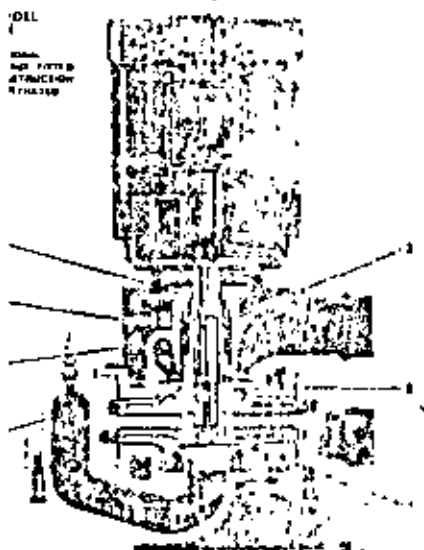






PUMP, PORTER ENGINE, 11111

OIL
PUMP
FOR TRACTOR
ENGINE



ALLA 441 40 36 C 1

PUMP, AURORA, 111108

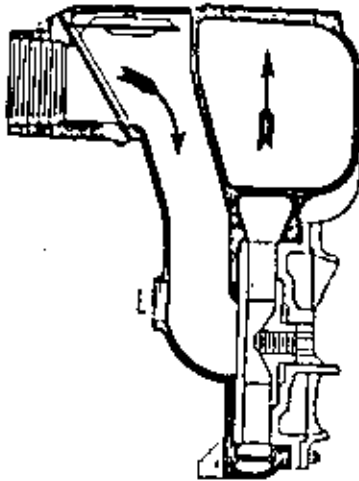
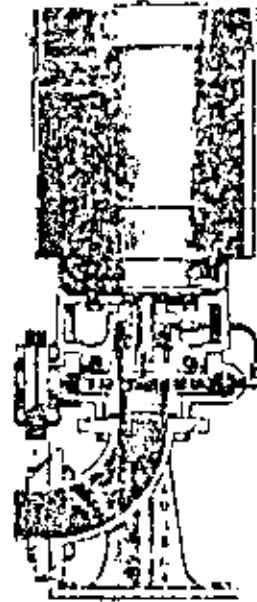
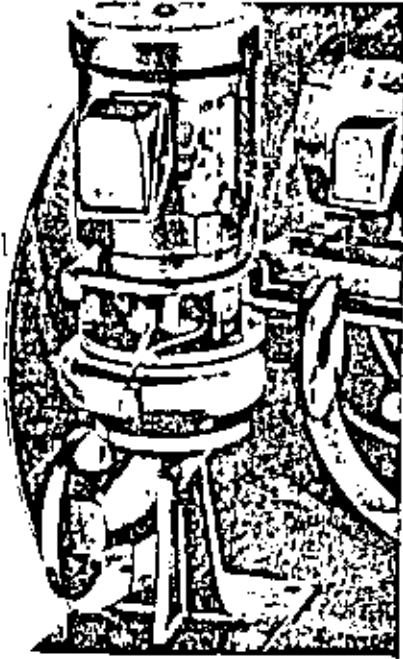


Fig. 51 SELF-PRIMING PUMP

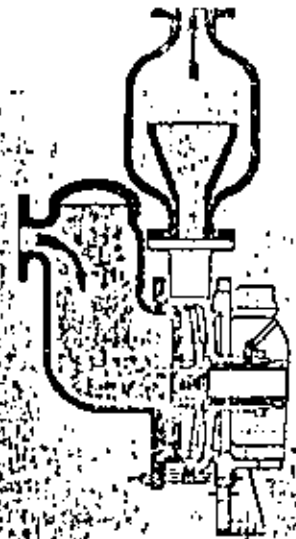
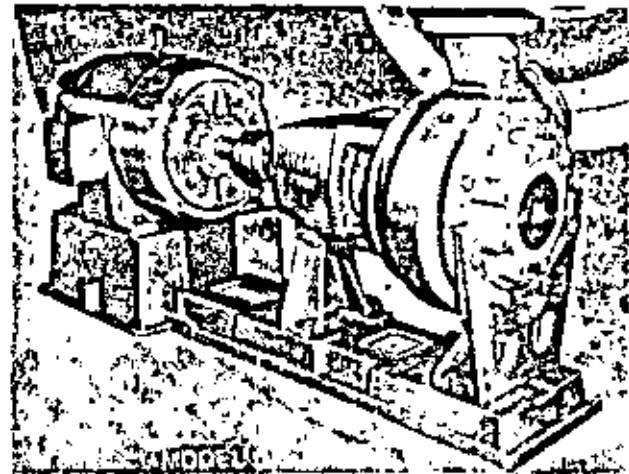


FIG. 52 SELF-PRIMING PUMP

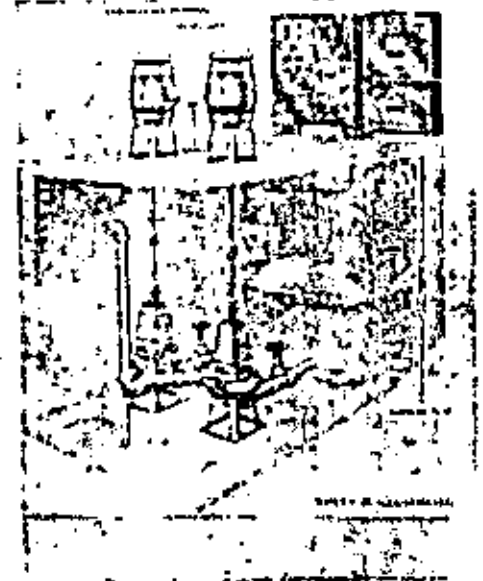
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
CON PASO DE ESFERA
DE 76mm O MAYOR**

**PARA :
AGUAS NEGRAS,
Lodos,
PULPA DE PAPEL,
PROCESO, ETC.**

**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO HORIZONTAL**

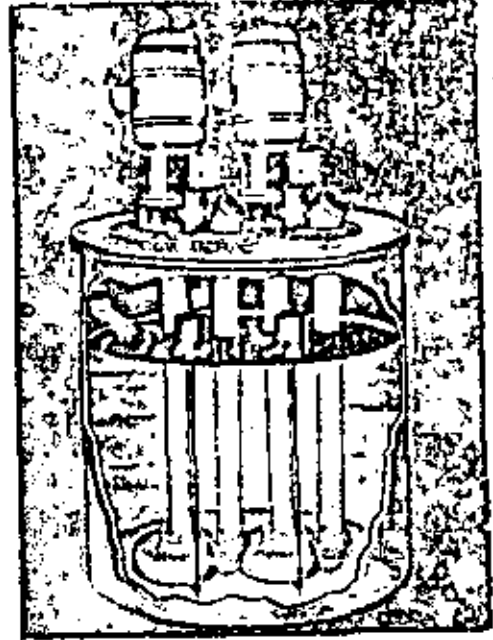


**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECO
TIPO VERTICAL**

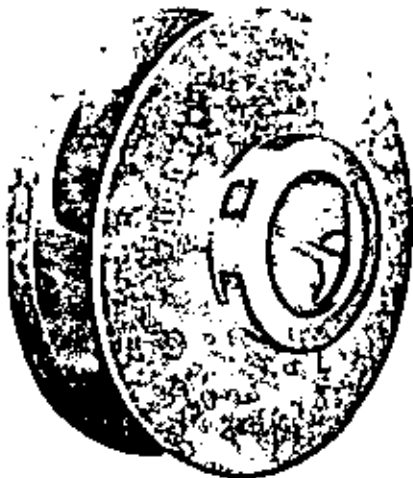
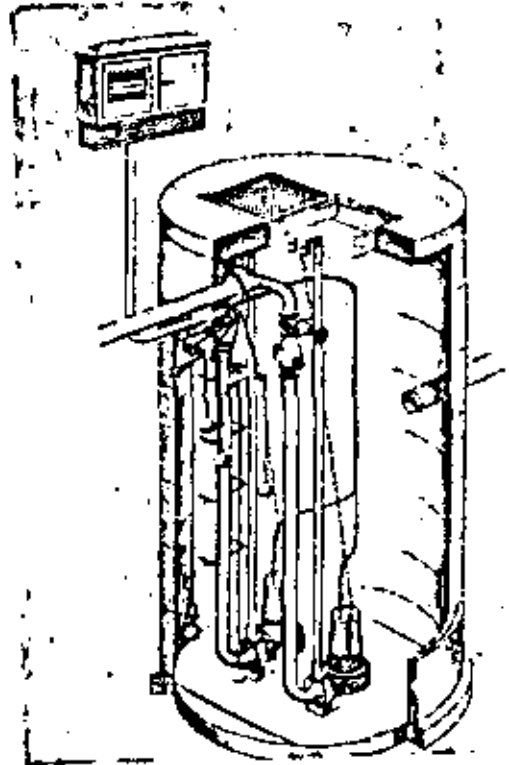


2,7

**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO HUMEDO
TIPO VERTICAL**



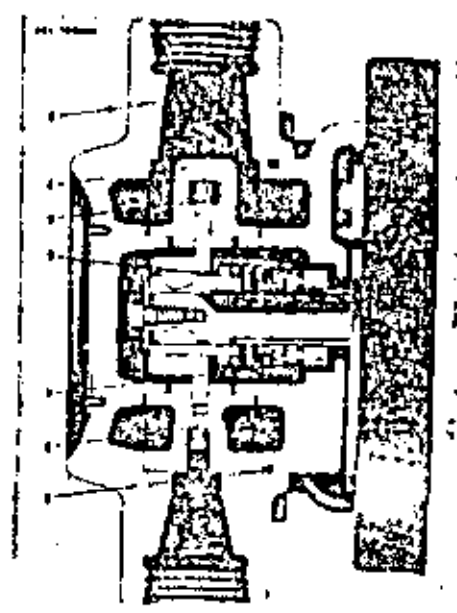
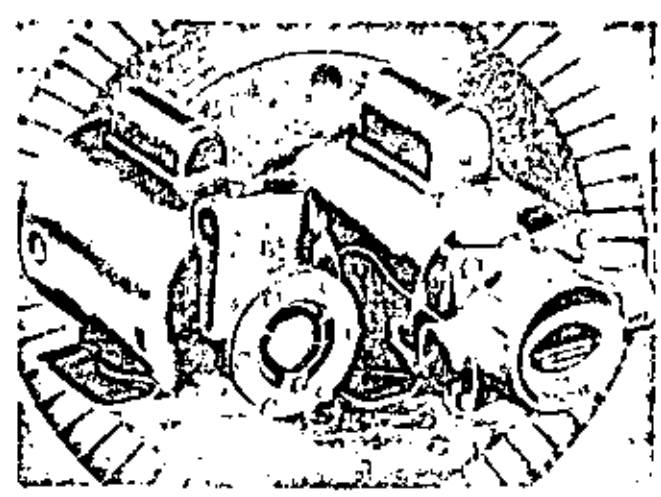
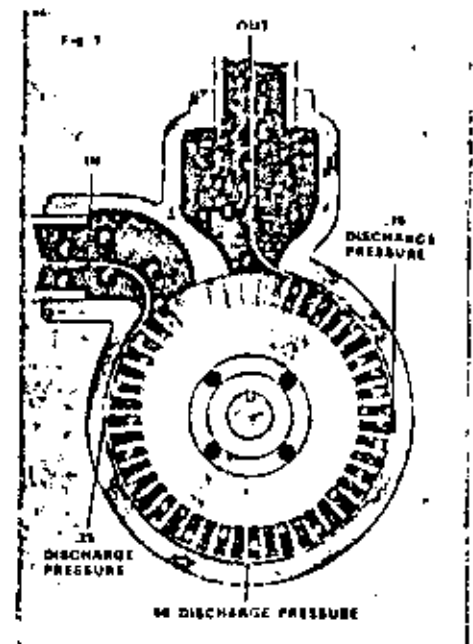
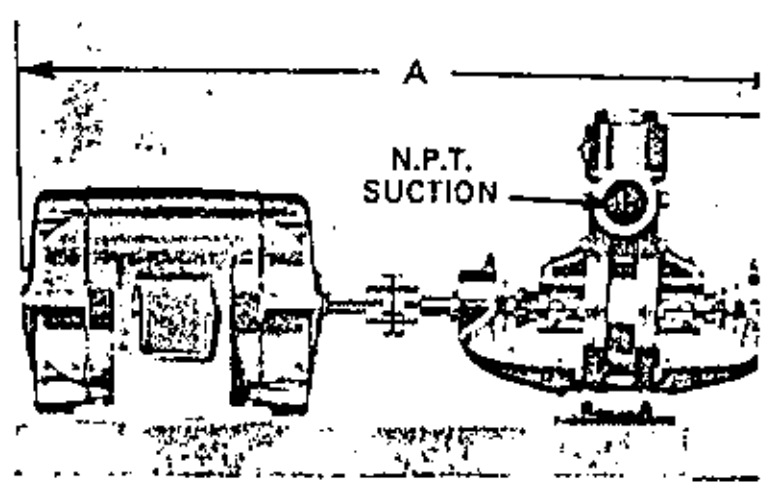
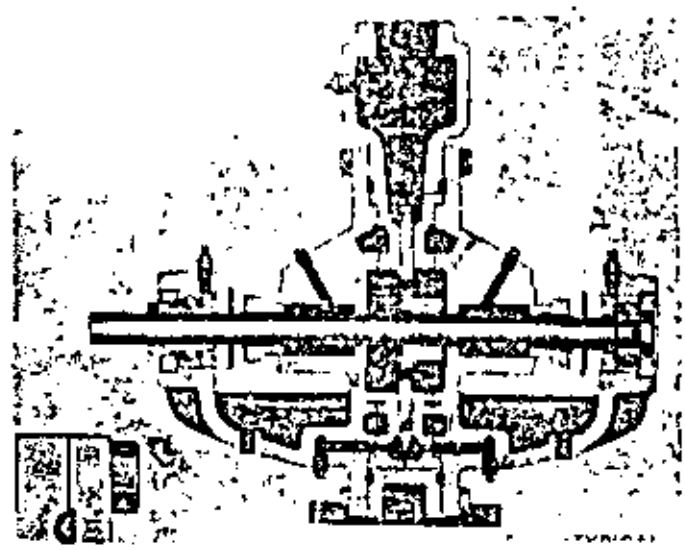
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
TIPO SUMERGIBLE**



ENCLOSED NON-CLOG

220

BOMBAS PERIFERICAS



BOMBAS ESPECIALES

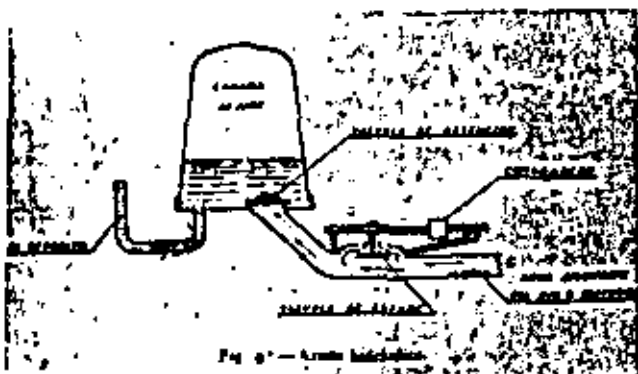
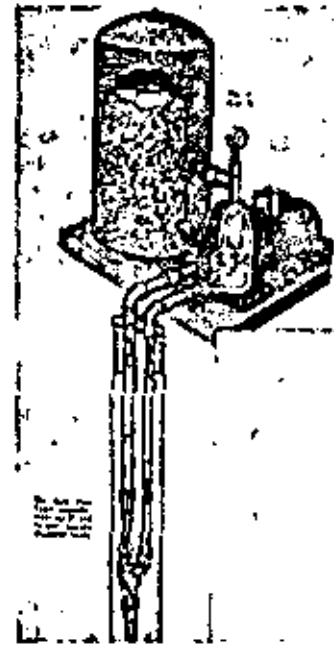
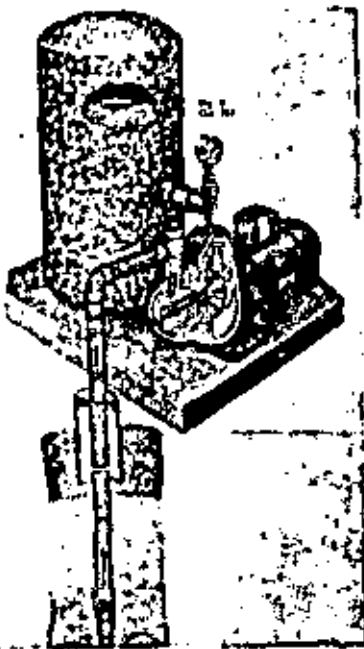
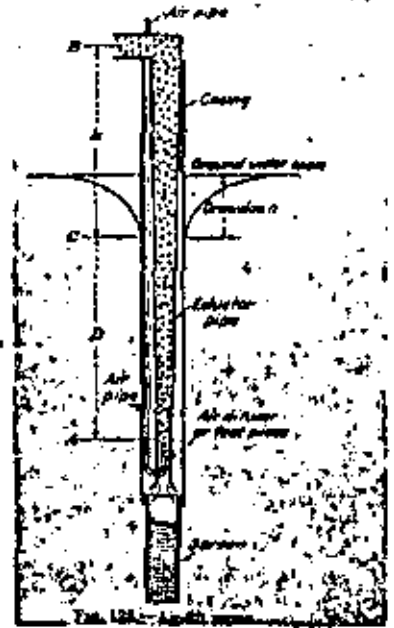


Fig. 97 - Armazén hidráulico.

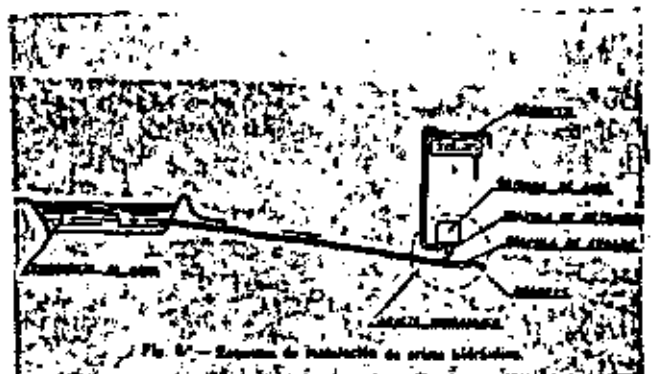
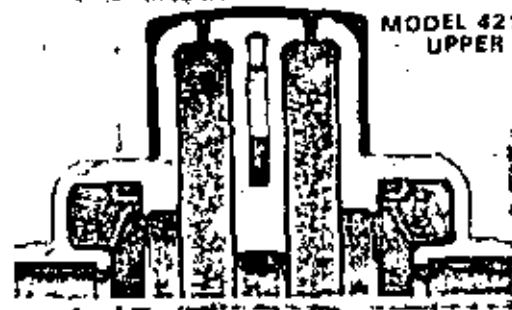
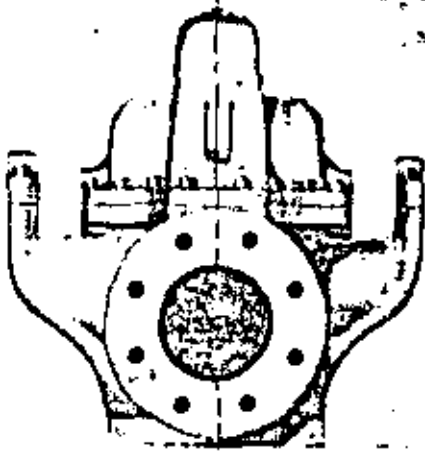
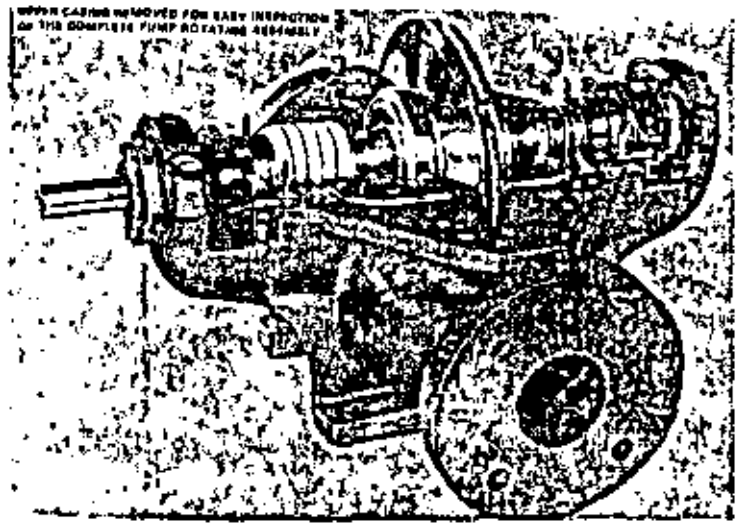
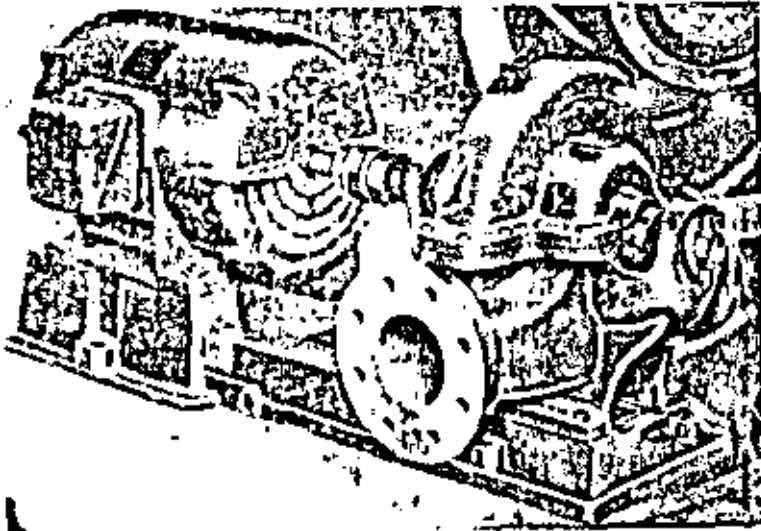


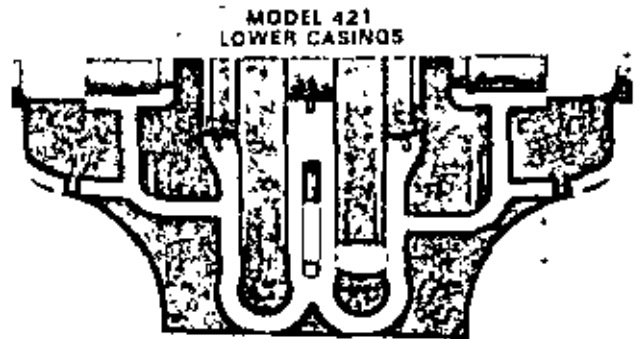
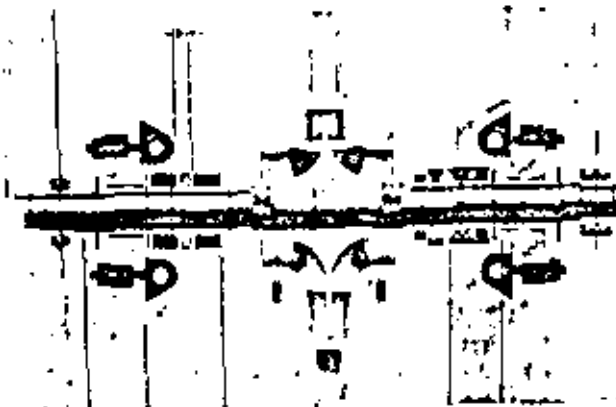
Fig. 98 - Sistema de bombeo de agua hidráulica.

BOMBAS PARA AGUA MAS USUALES

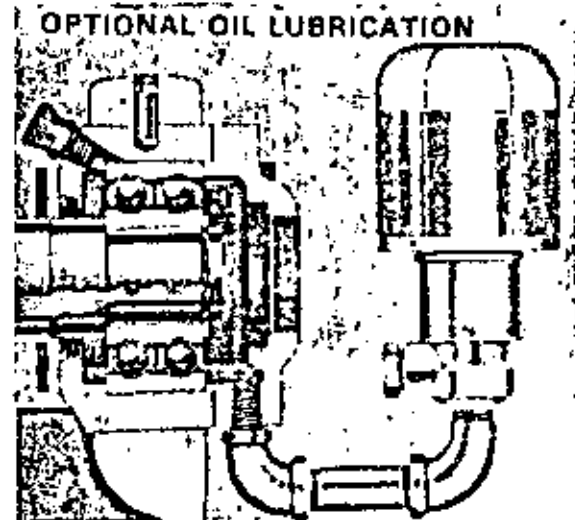
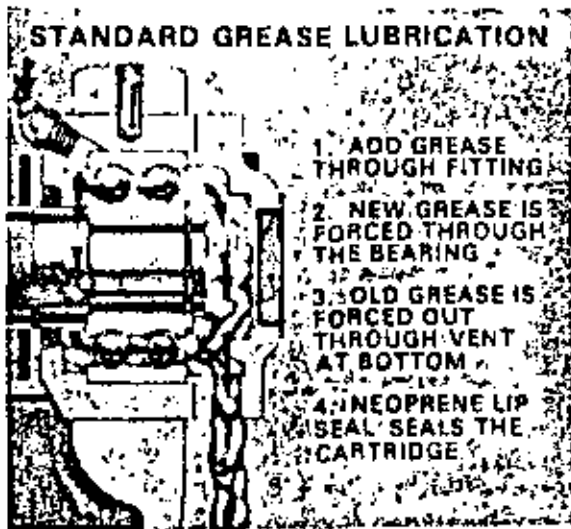
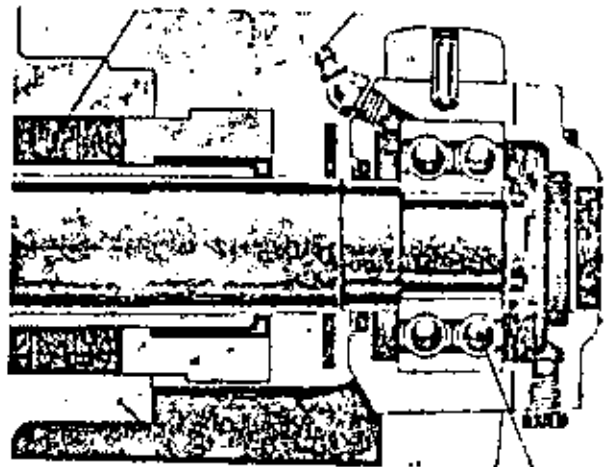
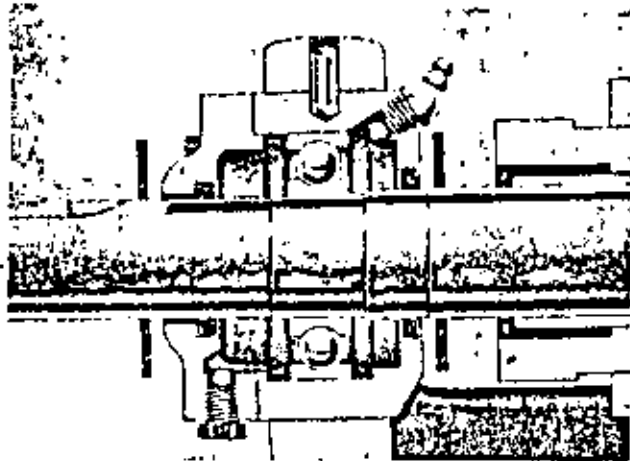
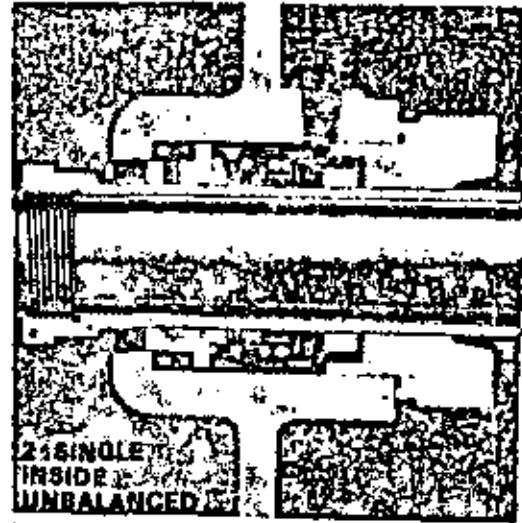
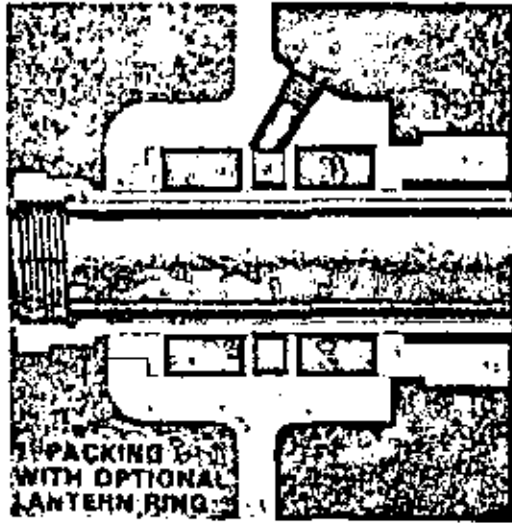
VISTA EXPLOSIVA
LISTA DE PARTES
REFACCIONES REQUERIDAS

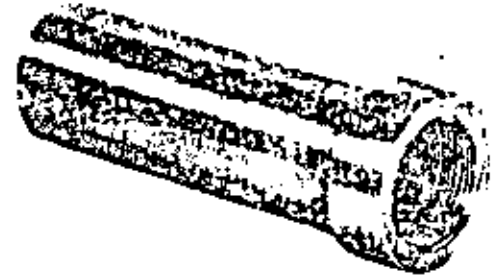
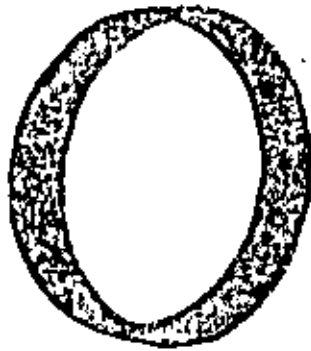


MODEL 421, 422 & 4
UPPER CASINGS



MODEL 421
LOWER CASINGS

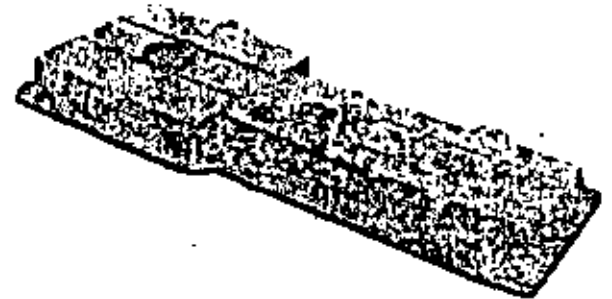




10



STEEL BASE PLATE



CAST IRON DRIP RIM BASE PLATE

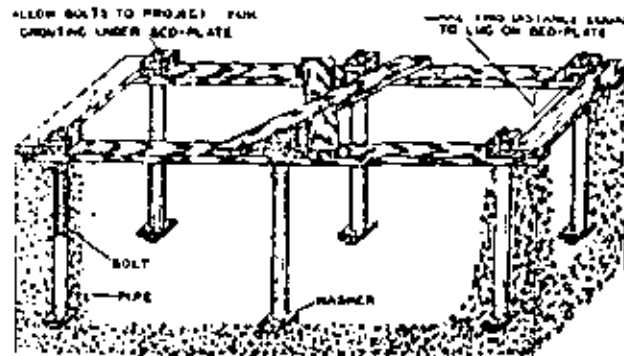
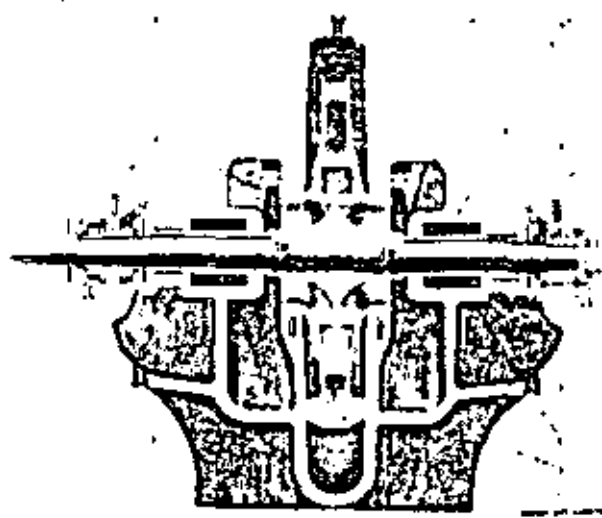
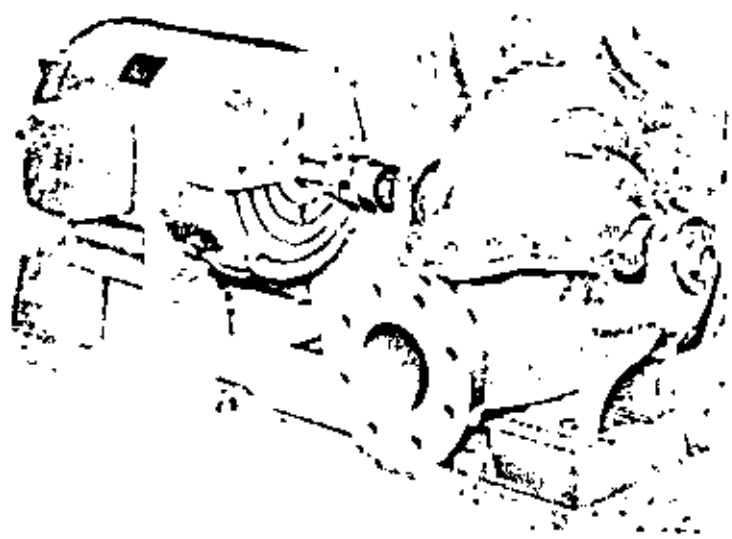


Figure 87. Template for Hanging Foundation Bolts While Pouring the Foundation (Courtesy Cameron Pat Division, Ingersoll-Rand Company)



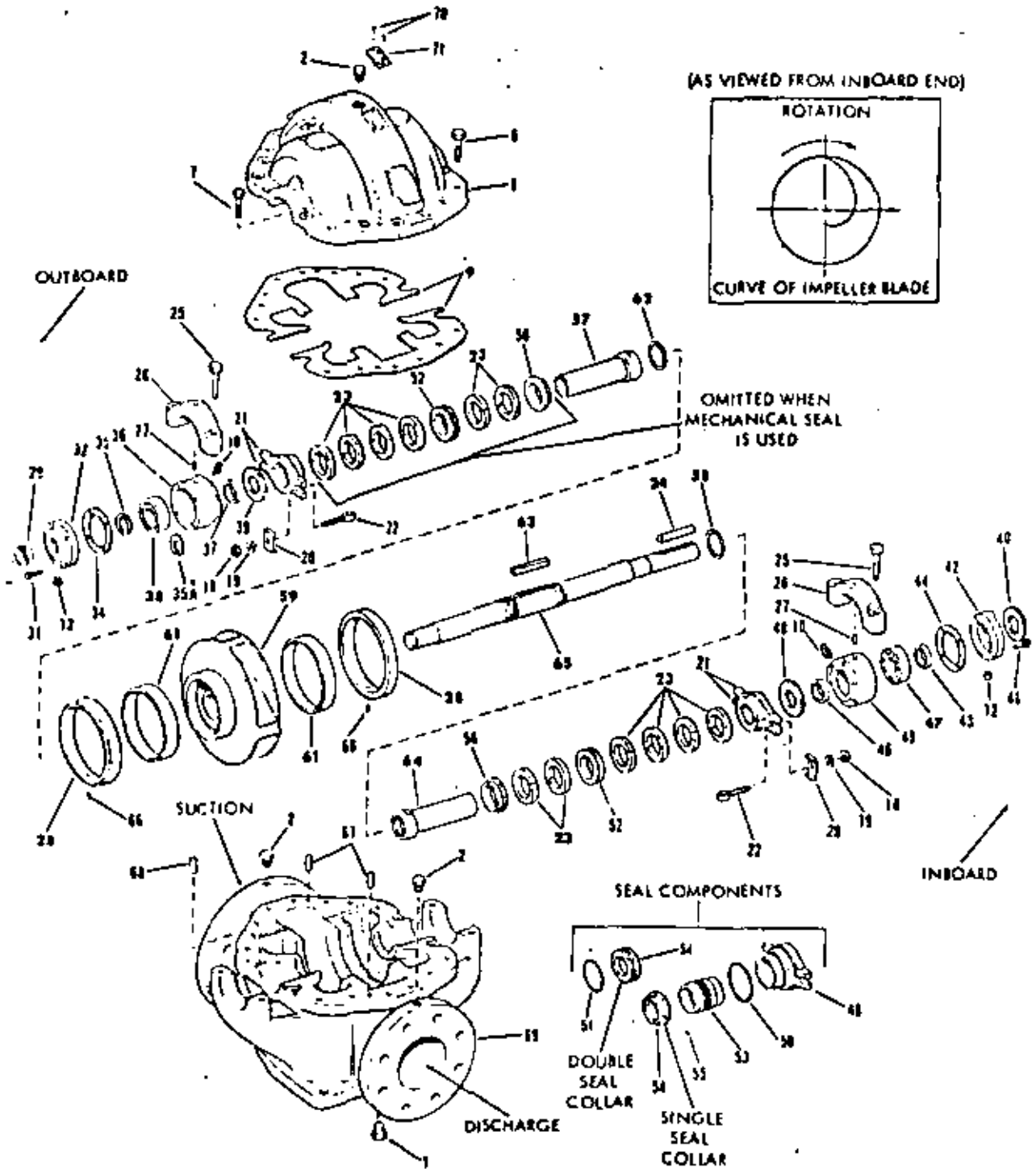
BOMBA HORIZONTAL BIPARTIDA DE DOBLE SUCCION

LISTA DE PARTES

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| 1.- Tapon | 41.- Perno |
| 2.- Tapon | 42.- Tapa de cartucho |
| 6.- Perno | 43.- Sello de grasa |
| 7.- Perno | 44.- Empaque |
| 8.- Carcaza superior | 45.- Cartucho de balero |
| 9.- Empaque | 46.- Sello de grasa |
| 10.- Grasea | 47.- Balero |
| 12.- Tapon | 48.- Bota - agua |
| 18.- Tuerca | 49.- Glandula |
| 19.- Rondana | 50.- Anillo circular |
| 20.- Opresor de glandula | 51.- Anillo circular |
| 21.- Glandula | 52.- Anillo de linterna |
| 22.- Perno de ojo | 53.- Sello |
| 23.- Estopero | 54.- Collarin |
| 24.- Cuña | 55.- Tornillo allen |
| 25.- Perno | 56.- Buje |
| 26.- Cuhierta de balero | 57.- Camisa |
| 27.- Vastago | 58.- Empaque |
| 28.- Anillo de desgaste | 59.- Impulsor |
| 29.- Protector | 61.- Anillo de desgaste |
| 31.- Perno | 62.- Empaque |
| 32.- Tapa de balero | 63.- Cuña |
| 34.- Empaque | 64.- Camisa |
| 35.- Anillo de retén | 65.- Flecha |
| 35A.- Anillo de retén | 66.- Vástago |
| 36.- Cartucho de balero | 67.- vástago |
| 37.- Sello de grasa | 68.- Vástago |
| 38.- Balero | 69.- Carcaza inferior |
| 39.- Bota - agua | 70.- Remaches |
| 40.- Bota - agua | 71.- Placa |

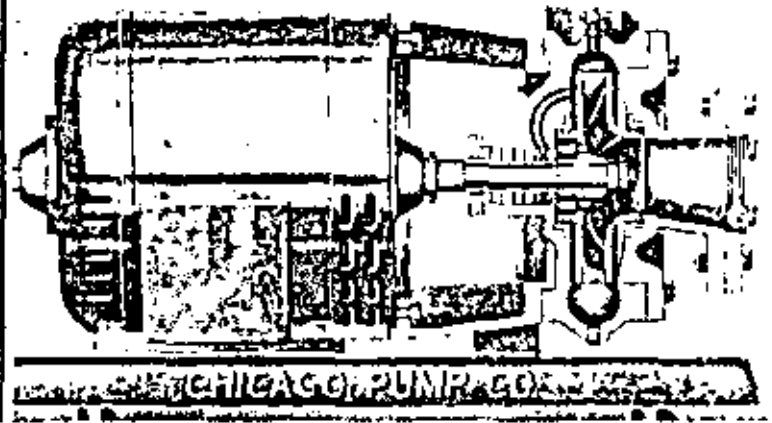
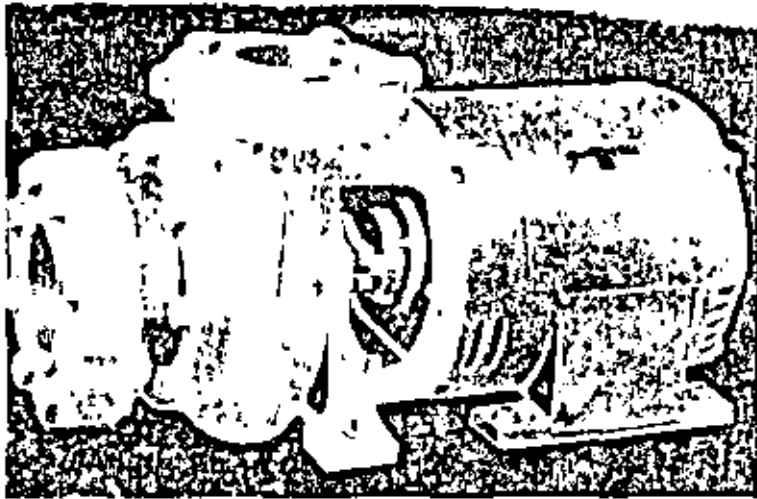
34
MODEL 411
PIECE NUMBERS

SECTION 41UPPAGE 1
 DATE APRIL 1972
 SUPERSEDES PAGE 3
 DATE APRIL 1972



BOLD FACE PIECE NUMBERS
 INDICATE RECOMMENDED
 SPARE PARTS

* POWER FRAMES 68 & 7 ONLY



MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL

TIPO DOMESTICA

LISTA DE PARTES

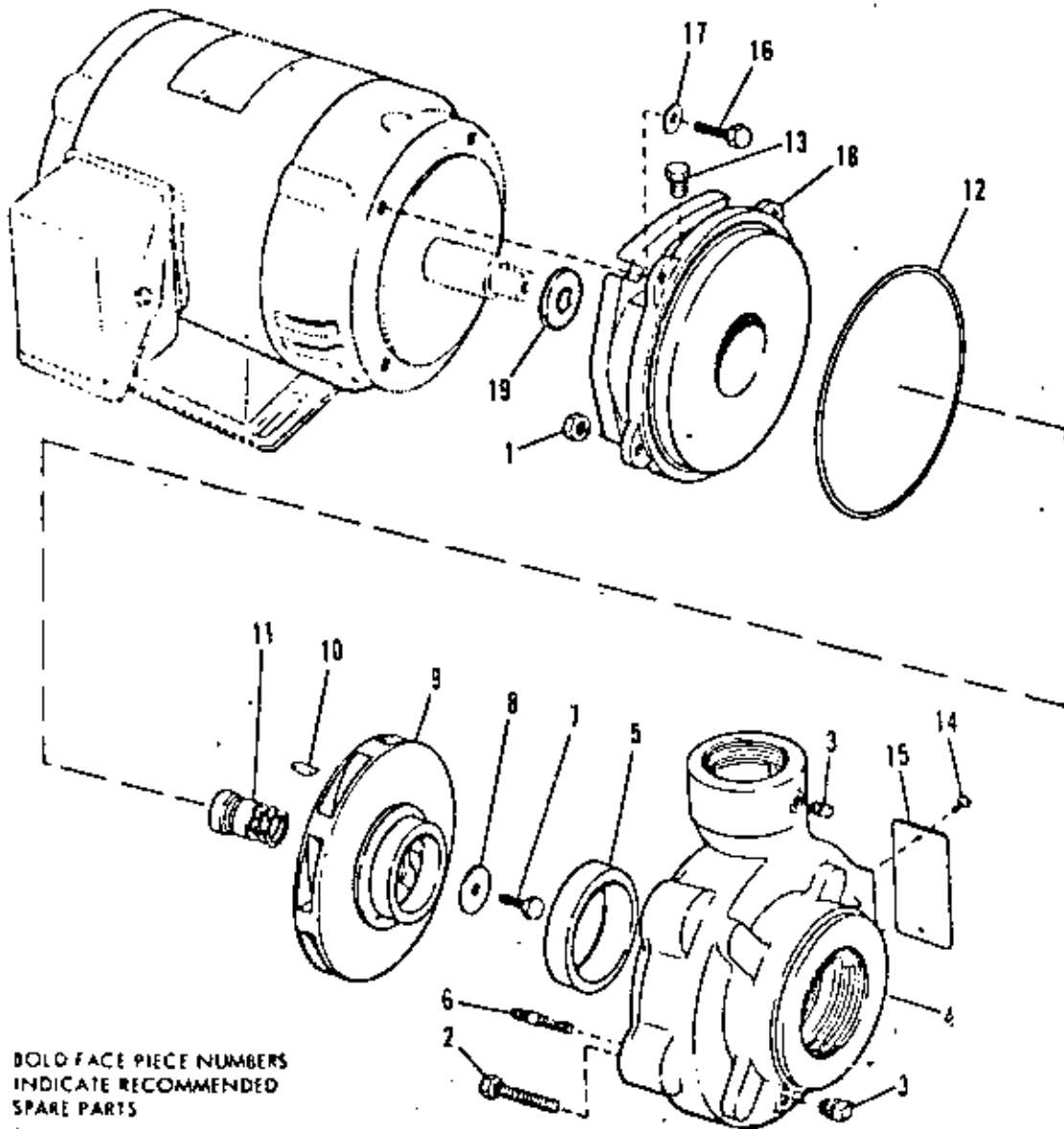
- | | | |
|---------------------|---------------------|------------------|
| 1.- Tuerca | 8.- Rondana | 14.- Remache |
| 2.- Perno | 9.- Impulsor | 15.- Placa |
| 3.- Tapón | 10.- Cuña | 16.- Perno |
| 4.- Carcaza | 11.- Sello mecánico | 17.- Rondana |
| 5.- Anillo desgaste | 12.- Empaque | 18.- Adaptador |
| 6.- Birlo | 13.- Tapón | 19.- Bota - agua |
| 7.- Perno | | |

36

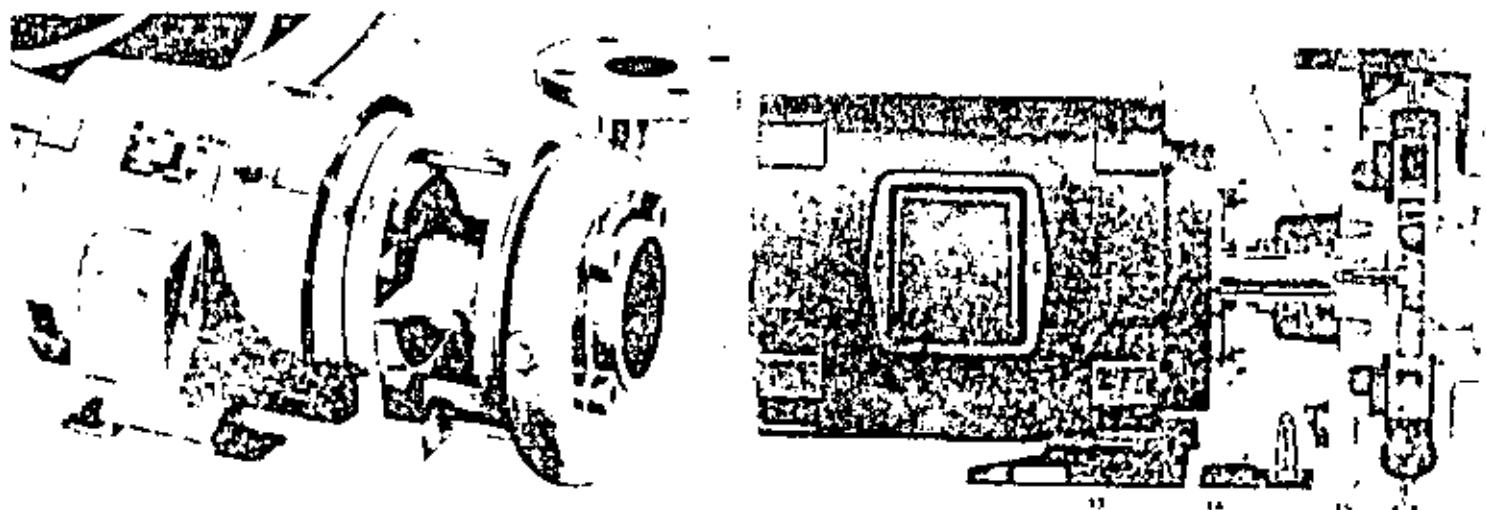
MODEL 321

PIECE NUMBERS

SECTION 320P PAGE 3
DATE



**BOLD FACE PIECE NUMBERS
INDICATE RECOMMENDED
SPARE PARTS**



MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL

DE

SUCCION DE AXIAL

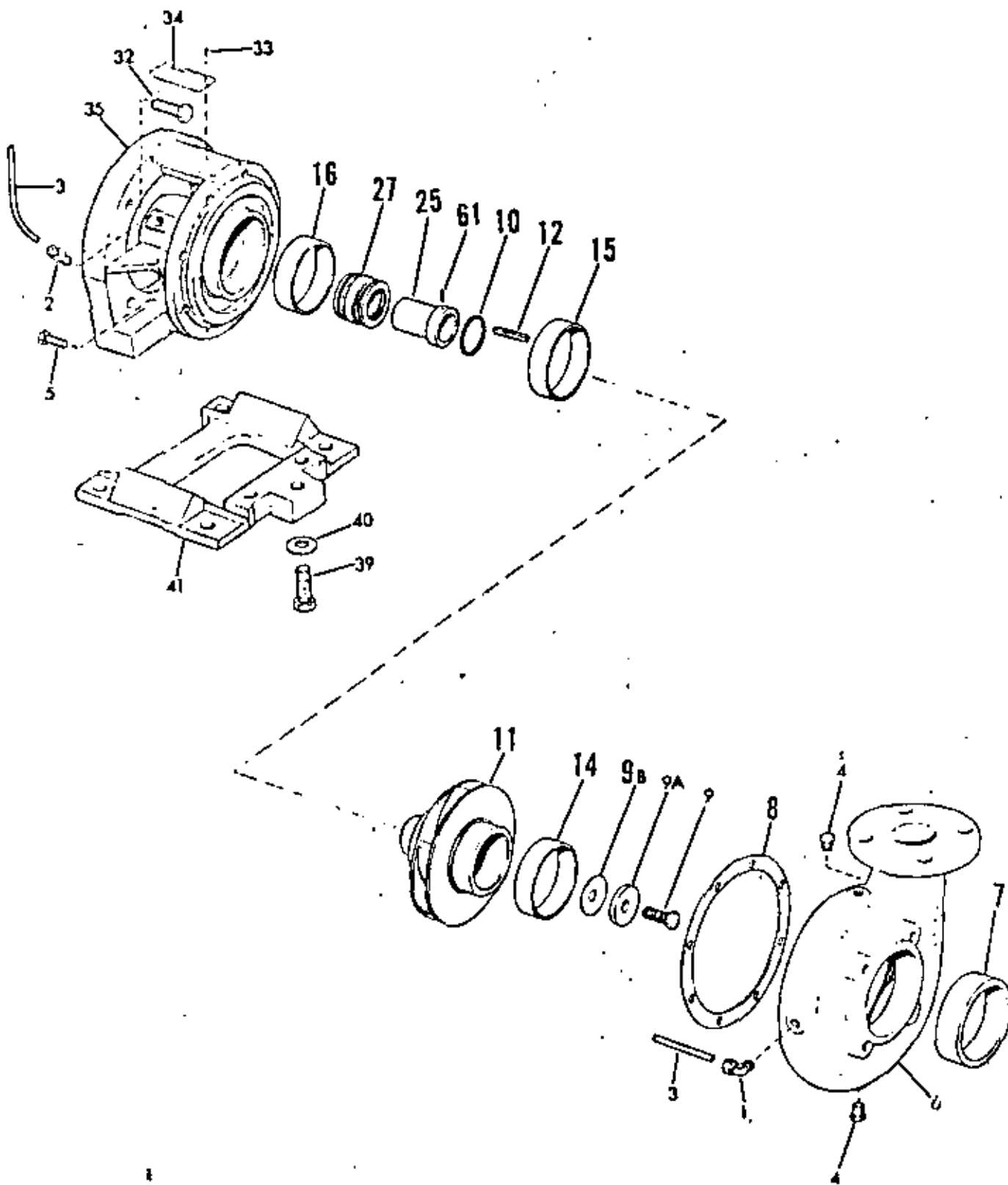
LISTA DE PARTES

| | | |
|----------------------|----------------------|---------------------|
| 1.- Codo (cobre) | 9.A.- Rondana | 27.- Sello mecánico |
| 2.- Conector (cobre) | 9.B.- Empaque | 32.- Perno |
| 3.- Tuho (cobre) | 10.- Anillo circular | 33.- Remache |
| 4.- Tapón | 11.- Impulsor | 34.- Placa |
| 5.- Perno | 12.- Cuña | 35.- Adaptador |
| 6.- Carcaza | 14.- Anillo desgaste | 39.- Perno |
| 7.- Anillo desgaste | 15.- Anillo desgaste | 40.- Rondana |
| 8.- Empaque | 16.- Anillo desgaste | 41.- Base |
| 9.- Perno impulsor | 25.- Camisa | 61.- Vástago |

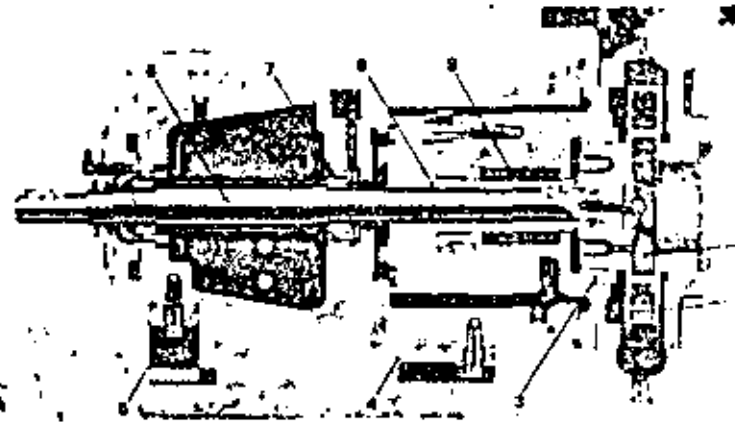
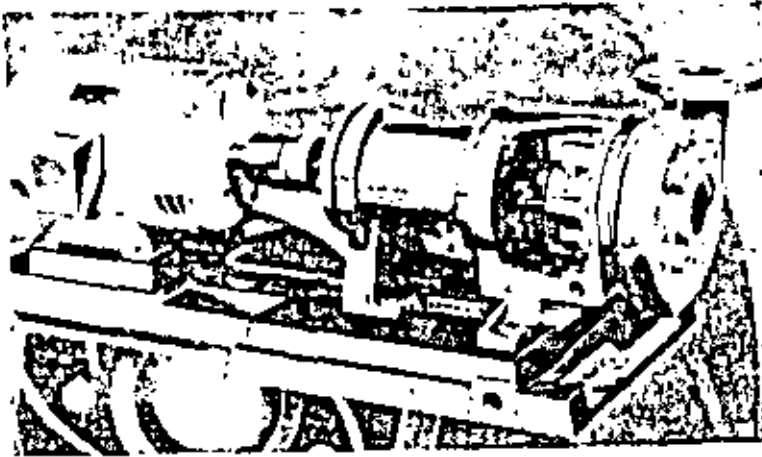
MODEL 341A

PIECE NUMBERS

SECTION 340 PAGE 3
 DATE APRIL 1975
 SUPERSEDES PAGE 3
 DATE JANUARY 1972



BOLD FACE NUMBERS INDICATE RECOMMENDED SPARE PARTS.



BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL DE PEDESTAL

T I P O

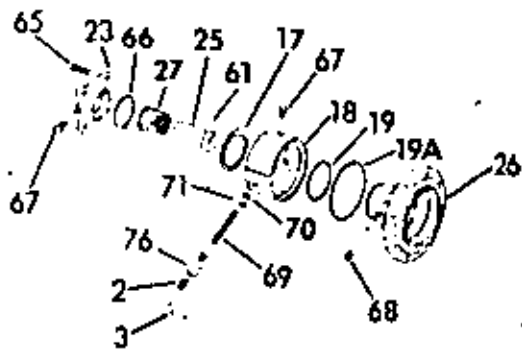
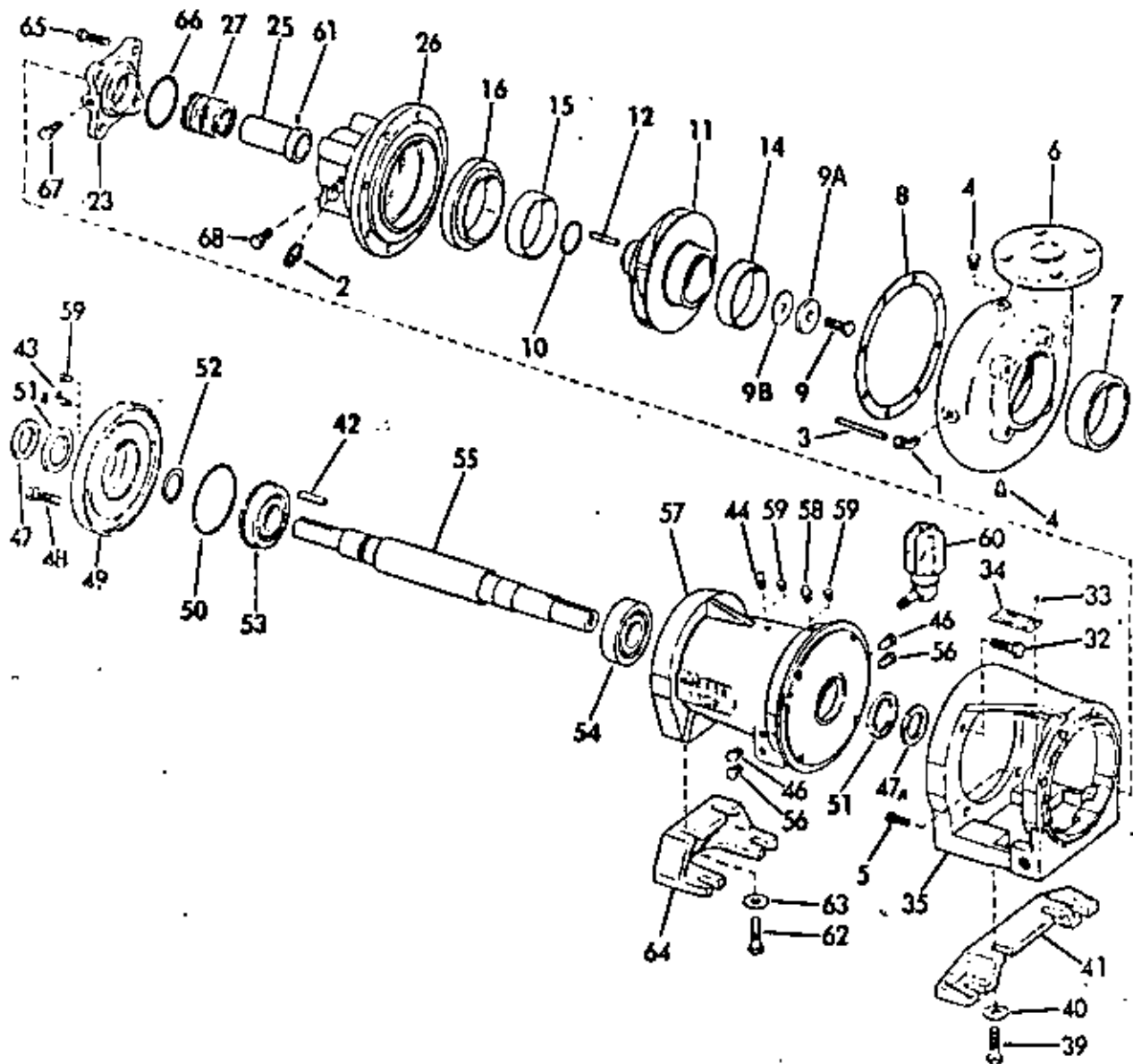
SUCCION AXIAL

LISTA DE PARTES

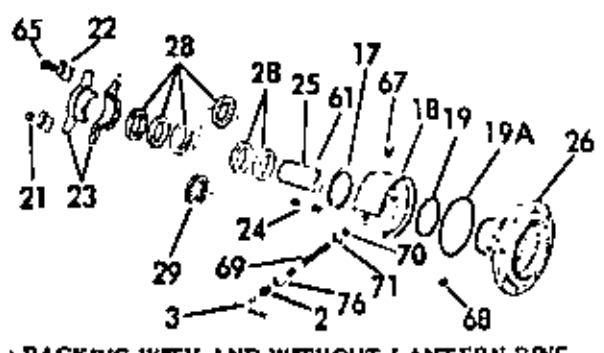
- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1.- Codo | 35.- Adaptador |
| 2.- Conector | 36.- Perno |
| 3.- Tubo | 39.- Perno |
| 4.- Tapón | 40.- Rondana |
| 5.- Perno | 41.- Base anterior |
| 6.- Carcaza | 42.- Cuña |
| 7.- Anillo desgaste carcaza | 43.- Grasera |
| 8.- Empaque | 44.- Tubo ventilación |
| 9.- Perno impulsor c/anillo | 46.- Tapón |
| 9A.- Rondana | 47.- Bota-agua |
| 9B.- Empaque | 48.- Perno |
| 10.- Anillo circular | 49.- Cubierta de balero |
| 11.- Impulsor | 50.- Anillo circular |
| 12.- Cuña impulsor | 51.- Sello de grasa |
| 14.- Anillo desgaste impulsor | 52.- Anillo de reten |
| 15.- Anillo desgaste impulsor | 53.- Balero |
| 16.- Anillo desgaste adaptador | 54.- Balero |
| 17.- Anillo de reten | 55.- Flecha |
| 18.- Chaqueta | 56.- Tapón |
| 19.- Anillo circular | 57.- Pedestal |
| 19A.- Anillo circular | 58.- Grasera |
| 20.- Perno | 59.- Tapón |
| 21.- Tuerca | 60.- Aceitera |
| 22.- Opresor de glándula | 61.- Vastago |
| 23.- Glándula | 62.- Perno |
| 24.- Birlo | 63.- Rondana |
| 25.- Camisa | 64.- Base posterior |
| 26.- Cubierta | 65.- Perno |
| 27.- Sello mecánico | 66.- Anillo circular |
| 28.- Estopero | 67.- Tapón |
| 29.- Anillo linterna | 68.- Tapón |
| 32.- Perno | 69.- Niple |
| 33.- Remache | 70.- Anillo circular |
| 34.- Placa | 71.- Contra-tuerca |
| | 76.- Coque |

MODEL 364A
PIECE NUMBERS

SECTION J60P PAGE 5
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 5
DATE JANUARY 1972

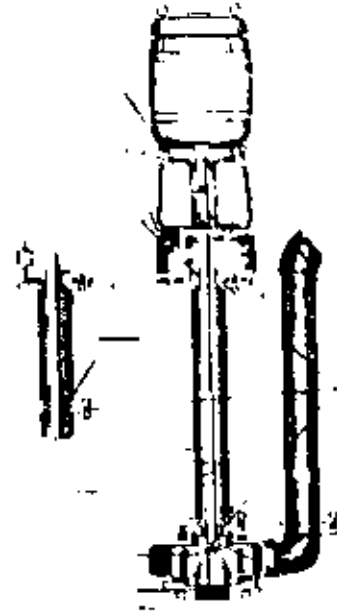


MECHANICAL SEAL WITH WATER JACKET



PACKING WITH AND WITHOUT LANTERN RING AND WATER JACKET

BOLD FACE PIECE NUMBERS INDICATE RECOMMENDED SPARE PARTS



BOMBA CENTRIFUGA VERTICAL INATASCABLE

T I P O

CARCAMO HUMEDO

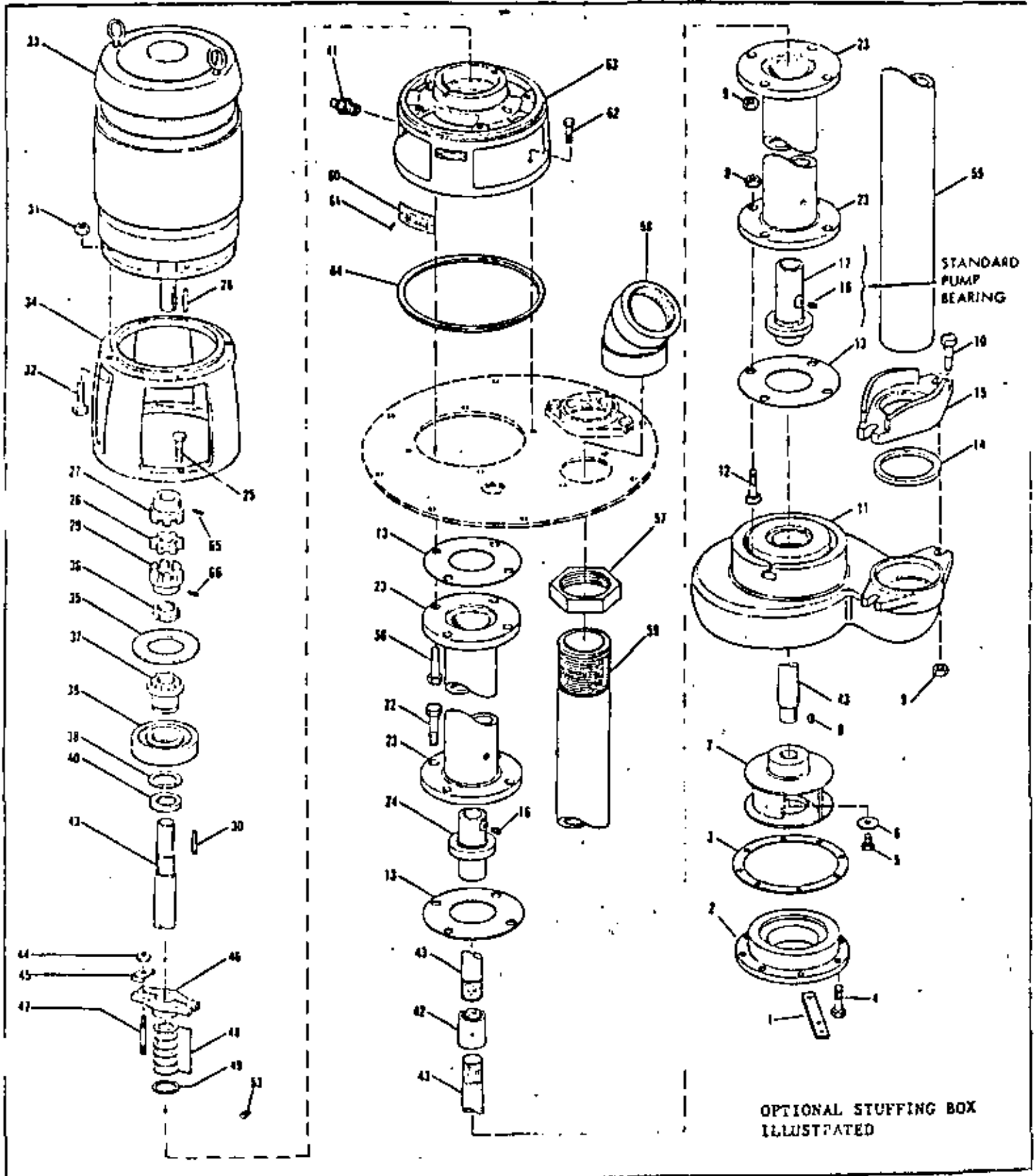
LISTA DE PARTES

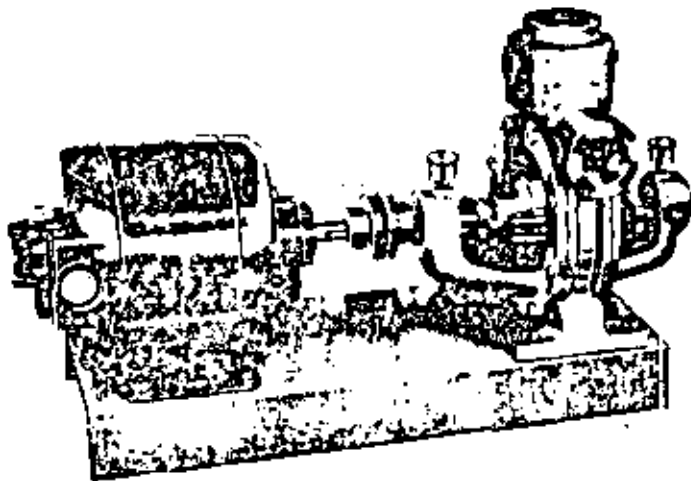
- 1.- Perno
- 2.- Rondana
- 3.- Coladera
- 7.- Perno
- 8.- Carcaza
- 10.- Empaque
- 13.- Tornillo allen
- 15.- Impulsor
- 16.- Cuña impulsor
- 21.- Perno
- 22.- Cubierta
- 23.- Empaque
- 26.- Buje intermedio
- 30.- Buje de carcaza
- 38.- Tuerca
- 39.- Perno
- 40.- Cubierta de flecha
- 42.- Perno
- 43.- Injerto de cople
- 44.- Tornillo allen
- 45.- Medio cople motor
- 46.- Cuña
- 46.- Tornillo allen
- 48.- Medio cople bomba
- 49.- Cuña
- 52.- Motor
- 53.- Soporte vertical
- 54.- Perno
- 56.- Collarin de balero
- 57.- Cubrepolvo
- 58.- Balero
- 59.- Sello de grasa
- 60.- Bota-agua
- 61.- Flecha
- 62.- Chaveta
- 64.- Perno soporte
- 65.- Rondana
- 66.- Tuerca
- 67.- Opresor de glándula
- 68.- Glándula
- 69.- Perno de ojo
- 70.- Estopero
- 74.- Conector
- 75.- Codo reductor
- 77.- Contra-tuerca
- 78.- Tubo de descarga
- 80.- Perno
- 81.- Tornillo allen
- 82.- Placa
- 83.- Remache
- 90.- Grasera
- 91.- Codo
- 92.- Cople
- 93.- Niple corto
- 94.- Niple
- 95.- Adaptador a presión
- 96.- Adaptador a presión
- 97.- Manguera de engrase

MODEL 631

PIECE NUMBERS

SECTION 630P PAGE 3
 DATE APRIL 1975
 SUPERSEDES PAGE 3
 DATED JANUARY 1972





BOMBA HORIZONTAL PERIFERICA

DE UN SOLO PASO

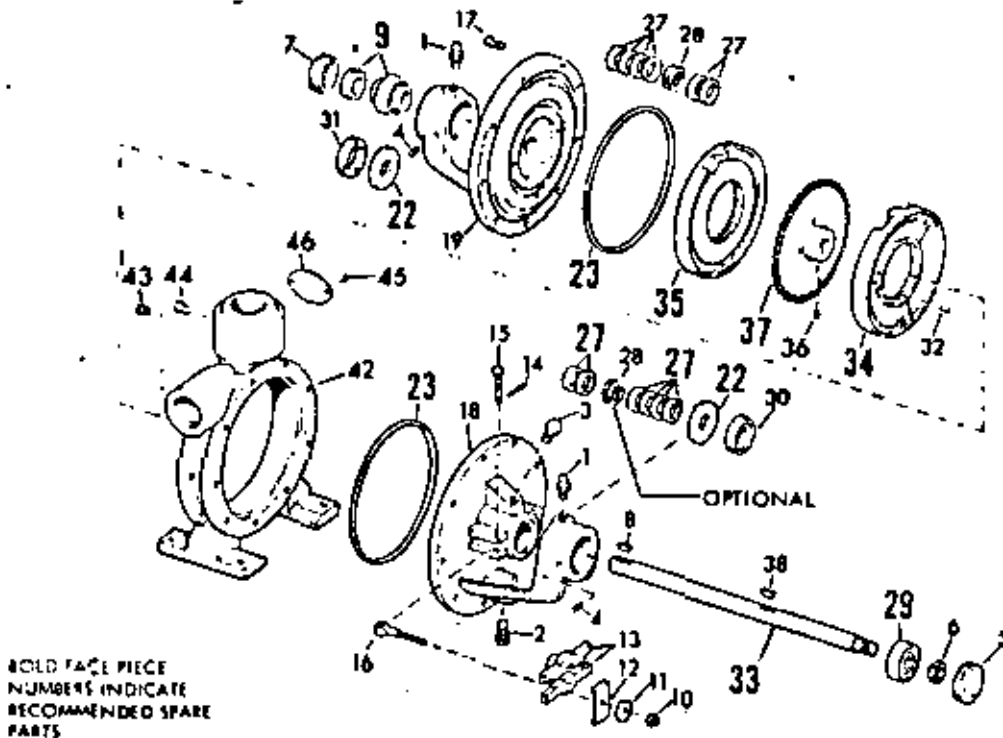
LISTA DE PARTES

- | | |
|---------------------------|-------------------------------|
| 1.- Grasera | 22.- Bota-agua |
| 2.- Tapón | 23.- Anillo circular |
| 3.- Tapón | 24.- Sello mecánico |
| 4.- Tornillo allen | 25.- Tornillo allen |
| 5.- Tuerca ciega | 26.- Collarin |
| 6.- Tuerca hexagonal | 27.- Estopero |
| 7.- Tuerca perforada | 28.- Anillo de linterna |
| 8.- Cuña media luna | 29.- Balero |
| 9.- Balero y collarin | 30.- Tuerca perforada |
| 10.- Tuerca de opresor | 31.- Tuerca perforada |
| 11.- Rondana de opresor | 32.- Vastago |
| 12.- Opresor de glándula | 33.- Flecha |
| 13.- Glándulas | 34.- Anillo desgaste exterior |
| 14.- Chaveta | 35.- Anillo desgaste interior |
| 15.- Perno eje | 36.- Tornillo allen |
| 16.- Perno de ojo | 37.- Impulsor |
| 17.- Perno de cubierta | 38.- Cuña |
| 18.- Cubierta de estopero | 42.- Carcaza |
| 19.- Cubierta de estopero | 43.- Tapón |
| 20.- Cubierta de sello | 44.- Tapón |
| 21.- Cubierta de sello | 45.- Remache |
| | 46.- Placa |

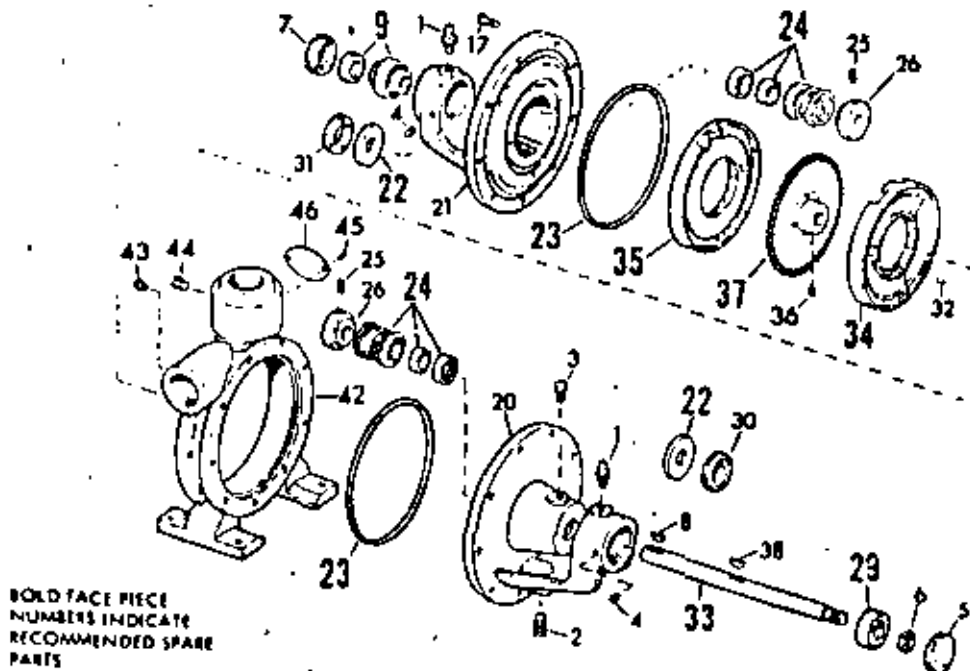
44
MODEL 114-115-116

SECTION 110P PAGE 5
DATE JANUARY 1972

PIECE NUMBERS



SINGLE STAGE WITH PACKING

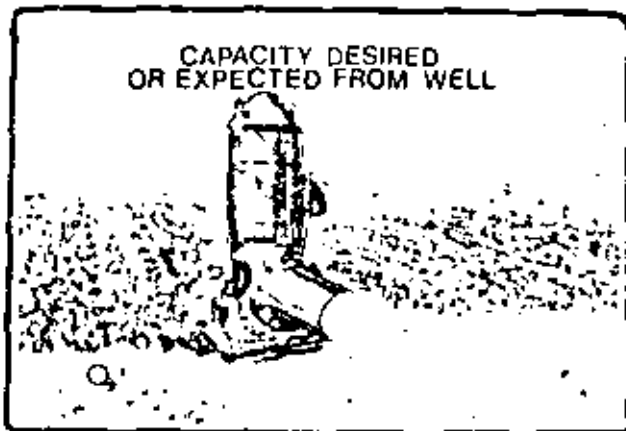


SINGLE STAGE WITH SEALS

GASTO Y CARGA

**BASES PARA
SELECCIONAR BOMBAS
PARA AGUA**

- A GASTO**
- B CARGA**
- C LIMITACIONES**
- D EFICIENCIA**
- E NPSH**



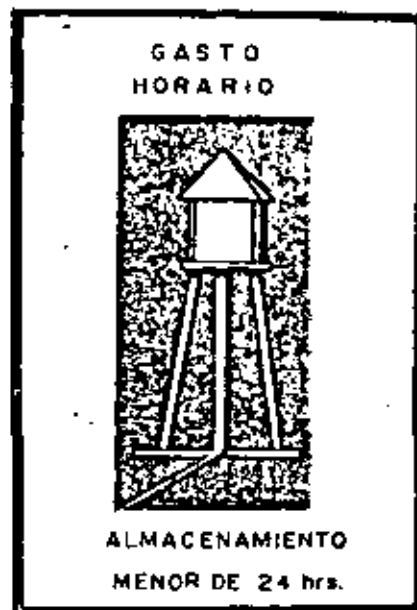
II A

- A). - GASTO MAXIMO DIARIO.
- B). - GASTO MAXIMO HORARIO.
- C). - GASTO MAXIMO INSTANTANEO.



$HABITANTES \times DOTACION (LTS/DIA)$

 $\times 1.3$
 $24 HORAS \times 60 MIN \times 60 SEG$
SELECCIONAR LA BOMBA PARA
OPERAR : 12 - 16 - 18 HORAS



47

HABITANTES DOTACION (LTS/LIA) x 13 x 15

 24 HORAS x 60 MIN x 60 SEG

SELECCIONAR LA BOMBA PARA

OPERAR: 12 - 16 - 18 HORAS

BASES PARA SELECCIONAR BOMBAS PARA AGUA

48

GASTO MAXIMO PROBABLE INSTANTANEO

- 1 SISTEMA EMPIRICO BRITANICO
- 2 SISTEMA EMPIRICO CHICAGO
- 3 SISTEMA EMPIRICO
FAIRBANKS MORSE
- 4 SISTEMA PROBABILISTICO O
METODO DE HUNTER

METODO EMPÍRICO DETALLADO

GASTO MÁXIMO PROBABLE

| DESCRIPCIÓN | NO. | VALOR |
|-------------------|-----|-------|
| W.C. (Privado) | 10 | 0.25 |
| W.C. (Pública) | 10 | 0.25 |
| Regadera | 10 | 0.25 |
| Lavabo | 10 | 0.25 |
| Lavadero | 10 | 0.25 |
| Lavadora (19 in.) | 10 | 0.25 |
| Lavadora (17 in.) | 10 | 0.25 |

DEMANDA MÁXIMA PROBABLE

| GASTO TOTAL SIMULTÁNEO L.P.S. | GASTO PROBABLE SIMULTÁNEO L.P.S. | GASTO TOTAL SIMULTÁNEO | GASTO PROBABLE SIMULTÁNEO |
|-------------------------------|----------------------------------|------------------------|---------------------------|
| 1.46 | 0.70 | 5.10 | 2.75 |
| 0.88 | .87 | 5.25 | 2.44 |
| 1.03 | .91 | 6.74 | 2.86 |
| 1.15 | 1.03 | 7.25 | 2.98 |
| 1.16 | 1.10 | 8.95 | 3.02 |
| 1.45 | 1.20 | 10.27 | 3.78 |
| 1.44 | 1.14 | 11.84 | 3.53 |
| 1.89 | 1.41 | 13.61 | 5.06 |
| 2.21 | 1.51 | 15.67 | 4.29 |
| 2.52 | 1.64 | 16.02 | 4.47 |
| 2.70 | 1.84 | 17.81 | 5.38 |
| 3.06 | 2.02 | 22.41 | 6.00 |
| 4.47 | 2.14 | 25.50 | 6.55 |
| | | 32 in. 270 | |

SISTEMA EMPÍRICO BRITÁNICO

| 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 ALEMÁN DE RAIZ CUADRADA

| MUEBLES | NO. | SIMULT. | VALOR |
|---------------------|-----|------------|-------|
| LAVABOS | 10 | (9.5mm.) | 1 |
| REGADERA STANDARD | 10 | (13mm.) | 2.5 |
| W.C. (FLUJ.) | 10 | (19mm.) | 9 |
| W.C. (FLUXOMETRO) | 10 | (25mm.) | 30 |

$$Q = .25 \sqrt{1 \times 10 + 2.5 \times 10 + 9 \times 10 + 30 \times 10}$$

Q SEA

$$.25 \sqrt{125} = .25 \times 10$$

GASTO MÁXIMO PROBABLE: 4.5 L. P. S.

DEMANDA MÁXIMA INSTANTÁNEA

METODO ALEMÁN DE RAIZ CUADRADA

F O R M U L A

$$Q = 0.1 \sqrt{P_1 N_1 + P_2 N_2 + P_3 N_3 + P_4 N_4}$$

Q = GASTO MÁXIMO PROBABLE EN L.P.S.

P_1 = .25 L.P.S. GASTO PEDIDO, SALIDA DE 9.5 mm.

P_2 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 9.5 mm.

N_1 = NÚMERO DE SALIDAS DE 9.5 mm.

P_3 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 13 mm.

N_2 = NÚMERO DE SALIDAS DE 13 mm.

P_4 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 19 mm.

N_3 = NÚMERO DE SALIDAS DE 19 mm.

P_5 = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 25 mm.

N_4 = NÚMERO DE SALIDAS DE 25 mm.

SISTEMA EMPÍRICO CHICAGO PUMP

TOTAL DE MUEBLES: 60

| TIPO DE MUEBLA | NÚMERO | FACTOR | VALOR | L.P.S. |
|----------------|--------|--------|-------|--------|
| APARTAMENTOS | 10 | 0.50 | 5.00 | 1.10 |
| HOTELES | 50 | 0.30 | 15.00 | 2.30 |
| HOSPITALES | 10 | 1.00 | 10.00 | 2.75 |
| MANUFACTURAS | 10 | 1.00 | 10.00 | 2.75 |
| OFICINAS | 10 | 1.00 | 10.00 | 2.75 |

METODO DE HUNTER

DEMANDAS

| CATEGORIA | DESCRIPCION | NUMERO | VALOR | U.M. |
|--------------|-------------|--------|------------|------------|
| W.C. | FLUX | 10 | 18 | 180 |
| W.C. | PLUM | 10 | 5 | 50 |
| LAVABO | | 2 | 20 | 20 |
| FRIGADERO | | 1 | 25 | 25 |
| VERTICERO | | 1 | 14 | 14 |
| TOTAL | | | 273 | 273 |

SISTEMA EMPIRICO PARBANKS MORSE

TOTAL DE MUEBLES: 100

| TIPO OBRA | MUEBLES | FACTOR | QPM | LPM |
|--------------|---------|--------|------|------|
| APARTAMENTOS | 10 | 0.14 | 23 | 1.55 |
| HOTELES | 10 | 0.13 | 22.5 | 2.55 |
| HOSPITALES | 10 | 1.00 | 10 | 0.10 |
| MERCANTILES | 50 | 1.00 | 15 | 0.15 |
| OFICINAS | 10 | 1.10 | 15 | 3.15 |
| ESCUELAS | 10 | 1.00 | 14 | 2.10 |

METODO DE HUNTER

PARA

CALCULAR EL GASTO

MAXIMO PROBABLE

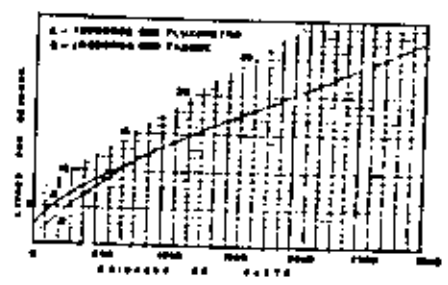
METODO DE HUNTER

GASTO MAXIMO PROBABLE

EMPLEADOS DE UN EDIFICIO EN

GRANDE DE MEXICO

| DESCRIPCION | NUMERO | VALOR | U.M. |
|-------------|--------|------------|------------|
| W.C. PLUM | 10 | 18 | 180 |
| W.C. FLUX | 10 | 5 | 50 |
| LAVABO | 2 | 20 | 20 |
| FRIGADERO | 1 | 25 | 25 |
| VERTICERO | 1 | 14 | 14 |
| TOTAL | | 273 | 273 |



METODO DE HUNTER

USO PUBLICO

| EJEMPLO | MUEBLES | No | VALOR | U.M. |
|--------------|---------|----|------------|------------|
| W.C. FLUX | 10 | 18 | 180 | |
| W.C. PLUM | 10 | 5 | 50 | |
| LAVABO | 2 | 20 | 20 | |
| FRIGADERO | 1 | 25 | 25 | |
| VERTICERO | 1 | 14 | 14 | |
| TOTAL | | | 273 | 273 |

TOTAL U.M. = 273 - LPM: 2.73

METODO DE HUNTER

USO PRIVADO

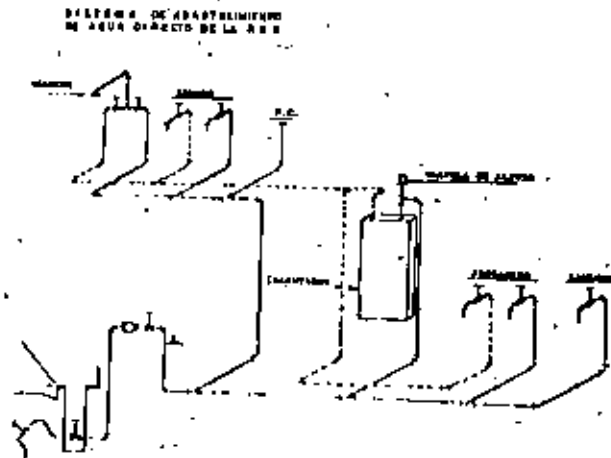
| EJEMPLO | MUEBLES | No | VALOR | U.M. |
|--------------|---------|----|------------|------------|
| W.C. TANGUE | 10 | 3 | 30 | |
| RECADERA | 10 | 2 | 20 | |
| LAVABO | 10 | 1 | 10 | |
| FRIGADERO | 10 | 2 | 20 | |
| LAVADERO | 10 | 3 | 30 | |
| TOTAL | | | 110 | 110 |

TOTAL U.M.: 110 - LPM: 3.02

**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.

53

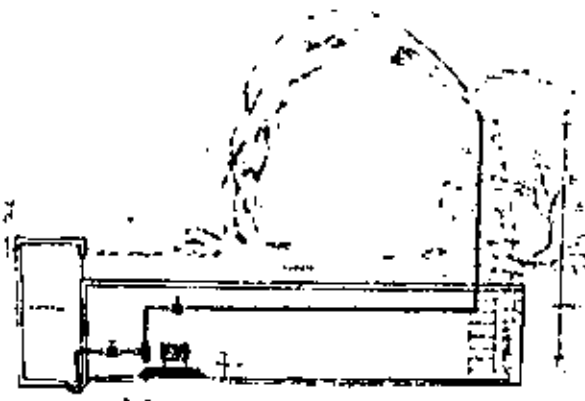
ABASTECIMIENTO DIRECTO

TABLA DE CALCULO

| LINEA | UNIDADES MUEBLE | DIAMETRO TOMA | DIAMETRO TUBERIA | LONGITUD MAXIMA |
|-------|-----------------|---------------|------------------|-----------------|
| 1 | 25 | 19 mm | 19 mm | 15 m |
| 2 | 16 | 19 mm | 19 mm | 30 m |
| 3 | 15 | 19 mm | 19 mm | 45 m |
| 4 | 40 | 19 mm | 25 mm | 15 m |
| 5 | 33 | 19 mm | 25 mm | 30 m |
| 6 | 28 | 19 mm | 25 mm | 45 m |
| 7 | 50 | 25 mm | 25 mm | 15 m |
| 8 | 40 | 25 mm | 25 mm | 30 m |
| 9 | 30 | 25 mm | 25 mm | 45 m |
| 10 | 96 | 25 mm | 32 mm | 15 m |
| 11 | 65 | 25 mm | 32 mm | 30 m |
| 12 | 55 | 25 mm | 32 mm | 45 m |
| 13 | 150 | 32 mm | 32 mm | 15 m |
| 14 | 100 | 32 mm | 32 mm | 30 m |
| 15 | 65 | 32 mm | 32 mm | 45 m |
| 16 | 250 | 32 mm | 38 mm | 15 m |
| 17 | 160 | 32 mm | 38 mm | 30 m |
| 18 | 130 | 32 mm | 38 mm | 45 m |

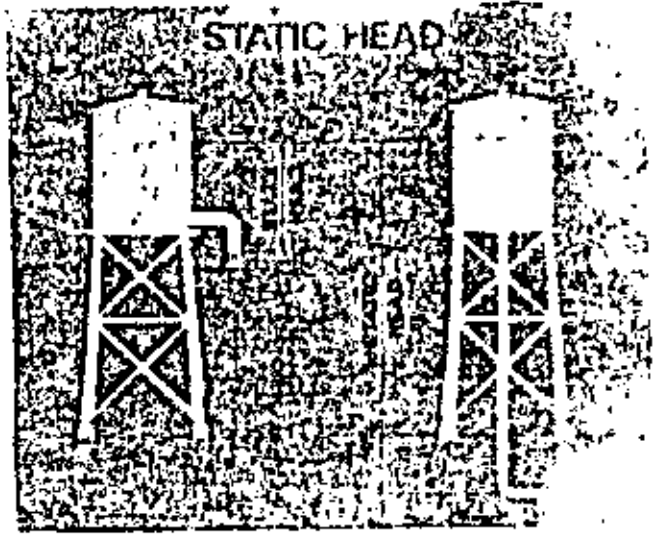
CARGA MANOMETRICA

- ALTURA DE SUCCION
- PERDIDAS DE SUCCION
- ALTURA DE DESCARGA
- PERDIDAS EN DESCARGA
- PRESION REQUERIDA



CARGA ESTATICA

LA ALTURA EN METROS
DESDE EL PUNTO MAS BAJO DE SUCCION
HASTA EL PUNTO MAS ALTO DE DESCARGA



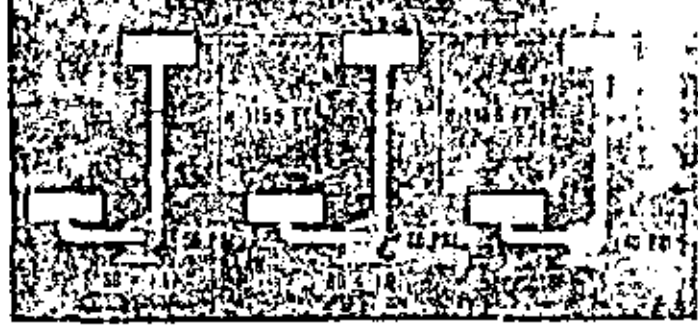
TO FIND SPECIFIC GRAVITY OF A LIQUID



- W = WEIGHT OF FLASK AND LIQUID
- A = WEIGHT OF FLASK AND WATER
- G = WEIGHT OF FLASK

$$SP. GR. = \frac{W - G}{A - G} = \frac{28 - 6}{33 - 6}$$

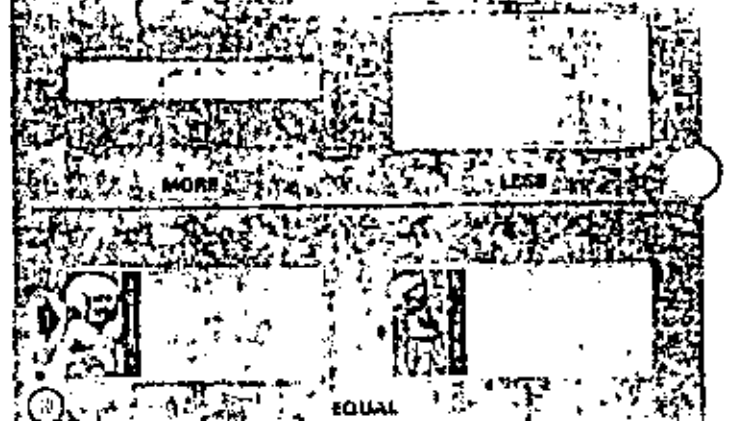
PRESSURE HEAD RELATIONSHIP



PERDIDAS POR FRICCION:

LA PERDIDA DE PRESION EN METROS
CAUSADA POR LA FRICCION ENTRE
EL AGUA Y LAS PAREDES DEL TUBO

FRICCIÓN EN PIPES



LONGITUD EQUIVALENTE DE VALVULAS
Y CONEXIONES EN METROS DE TUBO NUEVO
(FLUJO TURBULENTO)

| PIEZAS | | | | DIAMETROS EN MMS. | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|-------|-----------------|--------|-------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---|
| MATERIAL | | | | 6.3 | 9.5 | 13 | 19 | 25 | 32 | 38 | 51 | 63 | 76 | 101 | 152 | 203 | | |
| CODO 90° NORMAL | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | ACERO | .70 | .95 | 1.10 | 1.34 | 1.58 | 2.01 | 2.26 | 2.59 | 2.83 | 3.35 | 3.95 | - | - | | |
| | | | 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. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 1.20 | 1.46 | 2.20 | 2.99 | | |
| CODO 90° RADIO LARGO | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | ACERO | .46 | .61 | .67 | .70 | .82 | .98 | 1.04 | 1.10 | 1.10 | 1.22 | 1.40 | - | - | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 1.01 | 1.13 | - | - |
| | | | BRIDA | ACERO | - | - | .34 | .40 | .49 | .61 | .70 | .82 | .88 | .92 | 1.68 | 1.74 | 2.13 | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | .95 | 1.04 | 1.43 | 1.74 | | | |
| CODO 45° | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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 LONGI- TUDINAL | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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 | 1.43 | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | .58 | .67 | .94 | 1.19 | | | |
| TE FLUJO 90° LATERAL | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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 | | | |
| J 90° | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | ACERO | .70 | .94 | 1.10 | 1.34 | 1.58 | 2.01 | 2.26 | 2.59 | 2.83 | 3.35 | 3.95 | - | - | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 2.74 | 3.35 | - | - | |
| | | | BRIDA | ACERO | - | - | .28 | .37 | .49 | .64 | .73 | .94 | 1.10 | 1.24 | 1.80 | 2.71 | 3.66 | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | 1.10 | 1.46 | 2.19 | 2.99 | | | |
| VALVULA GLOBO | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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 | 64.01 | | | |
| VALVULA COMPTA. | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | ACERO | .10 | .14 | .17 | .20 | .26 | .34 | .37 | .46 | .52 | .58 | .76 | - | - | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | .49 | .61 | - | - | |
| | | | BRIDA | ACERO | - | - | - | - | - | - | - | .79 | .82 | .85 | .86 | .98 | .98 | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | .70 | .73 | .79 | .82 | | | |
| VALVULA ANGULO | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 6.71 | 4.57 | - | - | |
| | | | BRIDA | ACERO | - | - | 4.57 | 4.57 | 5.18 | 5.49 | 5.49 | 6.40 | 6.71 | 7.53 | 11.58 | 19.20 | 27.43 | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | 7.01 | 9.45 | 15.85 | 22.56 | | | |
| COPLE COLIMP. | ROSCA | ACERO Fo.Fo. | 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 | ACERO | ACERO | .04 | .05 | .06 | .07 | .09 | .11 | .12 | .14 | .15 | .16 | .20 | - | - | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | .13 | .16 | - | - | |
| ENTRADA CAMPAÑA | ROSCA | ACERO | ACERO | .01 | .02 | .03 | .04 | .05 | .08 | .09 | .13 | .16 | .20 | .20 | .49 | .70 | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | .17 | .23 | .40 | .58 | |
| ENTRADA A BUJE | ROSCA | ACERO | ACERO | .13 | .21 | .29 | .40 | .55 | .79 | .94 | 1.31 | 1.58 | 2.04 | 2.50 | 4.88 | 7.01 | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 1.68 | 2.35 | 3.96 | 5.79 | |
| ENTRADA A TUBO | ROSCA | ACERO | ACERO | .27 | .43 | .58 | .79 | 1.10 | 1.55 | 1.84 | 2.59 | 3.05 | 3.96 | 5.79 | 9.75 | 13.72 | | |
| | | | Fo.Fo. | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | |

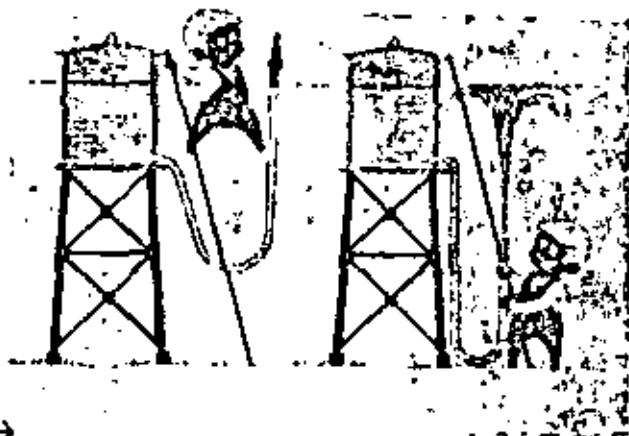
$$R = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2G}$$

PRESION EN LA DESCARGA:

LA PRESION REQUERIDA EN KG/CM^2

EN EL PUNTO DE DESCARGA

$1 \text{ KG}/\text{CM}^2 = 10 \text{ M DE COLUMNA DE AGUA}$



58

DESCARGA DE AGUA EN SERIE

EN ORIFICIOS DE DIVERSOS DIAMETROS

A DIFERENTES PRESIONES

(1 O.P.M. = 0.002 LTR/SEG)

Este cuadro muestra el caudal de agua que se descarga por un orificio de un determinado diámetro a una presión de 1 O.P.M. (0.002 LTR/SEG) en un tiempo determinado. El caudal de agua que se descarga por un orificio de un determinado diámetro a una presión de 1 O.P.M. (0.002 LTR/SEG) en un tiempo determinado es el mismo que el caudal de agua que se descarga por un orificio de un determinado diámetro a una presión de 1 O.P.M. (0.002 LTR/SEG) en un tiempo determinado.

| No. de Orificio | Presión (O.P.M.) | Caudal (LTR/SEG) | Diámetro del Orificio (mm) | | | | | | | | | | | | |
|-----------------|------------------|------------------|----------------------------|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 | 38 | 40 |
| 1 | 2.31 | 12.20 | 12 | 15 | 18 | 21 | 24 | 27 | 30 | 33 | 36 | 39 | 42 | 45 | 48 |
| 2 | 4.52 | 17.25 | 16 | 20 | 24 | 28 | 32 | 36 | 40 | 44 | 48 | 52 | 56 | 60 | 64 |
| 3 | 6.73 | 21.13 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 |
| 4 | 9.24 | 24.39 | 23 | 29 | 34 | 40 | 46 | 52 | 58 | 64 | 70 | 76 | 82 | 88 | 94 |
| 5 | 11.54 | 27.26 | 26 | 32 | 38 | 44 | 50 | 56 | 62 | 68 | 74 | 80 | 86 | 92 | 98 |
| 6 | 13.85 | 29.87 | 29 | 35 | 42 | 49 | 56 | 63 | 70 | 77 | 84 | 91 | 98 | 105 | 112 |
| 7 | 16.16 | 32.26 | 31 | 38 | 45 | 52 | 60 | 68 | 76 | 84 | 92 | 100 | 108 | 116 | 124 |
| 8 | 18.47 | 34.49 | 33 | 40 | 48 | 56 | 64 | 72 | 80 | 88 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 |
| 9 | 20.78 | 36.58 | 35 | 42 | 50 | 58 | 66 | 74 | 82 | 90 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 |
| 10 | 23.09 | 38.56 | 37 | 44 | 52 | 60 | 68 | 76 | 84 | 92 | 100 | 108 | 116 | 124 | 132 |
| 11 | 25.40 | 40.45 | 39 | 46 | 54 | 62 | 70 | 78 | 86 | 94 | 102 | 110 | 118 | 126 | 134 |
| 12 | 27.71 | 42.24 | 40 | 48 | 56 | 64 | 72 | 80 | 88 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 | 136 |
| 13 | 30.02 | 43.97 | 42 | 50 | 58 | 66 | 74 | 82 | 90 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 | 138 |
| 14 | 32.33 | 45.63 | 43 | 51 | 60 | 68 | 76 | 84 | 92 | 100 | 108 | 116 | 124 | 132 | 140 |
| 15 | 34.63 | 47.22 | 45 | 52 | 61 | 70 | 78 | 86 | 94 | 102 | 110 | 118 | 126 | 134 | 142 |
| 16 | 36.94 | 48.78 | 46 | 53 | 62 | 71 | 79 | 87 | 95 | 103 | 111 | 119 | 127 | 135 | 143 |
| 17 | 39.25 | 50.28 | 48 | 54 | 63 | 72 | 80 | 88 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 | 136 | 144 |
| 18 | 41.56 | 51.73 | 49 | 55 | 64 | 73 | 81 | 89 | 97 | 105 | 113 | 121 | 129 | 137 | 145 |
| 19 | 43.87 | 53.15 | 51 | 56 | 65 | 74 | 82 | 90 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 | 138 | 146 |
| 20 | 46.18 | 54.54 | 52 | 57 | 66 | 75 | 83 | 91 | 99 | 107 | 115 | 123 | 131 | 139 | 147 |
| 22 | 50.80 | 57.19 | 55 | 60 | 69 | 78 | 86 | 94 | 102 | 110 | 118 | 126 | 134 | 142 | 150 |
| 24 | 55.41 | 59.74 | 57 | 62 | 71 | 80 | 88 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 | 136 | 144 | 152 |
| 26 | 60.03 | 62.18 | 59 | 64 | 73 | 82 | 90 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 | 138 | 146 | 154 |
| 28 | 64.65 | 64.52 | 62 | 66 | 75 | 84 | 92 | 100 | 108 | 116 | 124 | 132 | 140 | 148 | 156 |
| 30 | 69.27 | 66.74 | 64 | 68 | 77 | 86 | 94 | 102 | 110 | 118 | 126 | 134 | 142 | 150 | 158 |
| 32 | 73.89 | 68.98 | 66 | 70 | 79 | 88 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 | 136 | 144 | 152 | 160 |
| 34 | 78.50 | 71.10 | 68 | 72 | 81 | 90 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 | 138 | 146 | 154 | 162 |
| 36 | 83.12 | 73.16 | 70 | 74 | 83 | 92 | 100 | 108 | 116 | 124 | 132 | 140 | 148 | 156 | 164 |
| 38 | 87.74 | 75.17 | 72 | 76 | 85 | 94 | 102 | 110 | 118 | 126 | 134 | 142 | 150 | 158 | 166 |
| 40 | 92.35 | 77.11 | 74 | 78 | 87 | 96 | 104 | 112 | 120 | 128 | 136 | 144 | 152 | 160 | 168 |
| 42 | 96.97 | 79.03 | 76 | 80 | 89 | 98 | 106 | 114 | 122 | 130 | 138 | 146 | 154 | 162 | 170 |
| 44 | 101.59 | 80.98 | 78 | 82 | 91 | 100 | 108 | 116 | 124 | 132 | 140 | 148 | 156 | 164 | 172 |

ALCANCE VERTICAL Y HORIZONTAL

DE CHIFLONES DE MANTERNO

A DIFERENTES DIAMETROS Y PRESIONES

(1 PIE = 0.3048M - 1 P.Q.I. = 0.709M)

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 of which streams will do effective work with a moderate wind blowing. With a strong wind the reach is greatly reduced.

| Pressure of Nozzle | SIZE OF NOZZLE | | | | | | | | | |
|--------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------------|
| | 1-in. | | 1 1/8-in. | | 1 1/2-in. | | 1 3/4-in. | | 2-in. | |
| | Vertical Dis- tance, Ft | Horizontal Dis- tance, Ft | Vertical Dis- tance, Ft | Horizontal Dis- tance, Ft | Vertical Dis- tance, Ft | Horizontal Dis- tance, Ft | Vertical Dis- tance, Ft | Horizontal Dis- tance, Ft | Vertical Dis- tance, Ft | Horizontal Dis- tance, Ft |
| 20 | 35 | 20 | 36 | 30 | 36 | 39 | 36 | 40 | 37 | 42 |
| 25 | 43 | 25 | 44 | 34 | 45 | 46 | 45 | 47 | 46 | 49 |
| 30 | 51 | 30 | 52 | 38 | 52 | 52 | 53 | 54 | 54 | 56 |
| 35 | 58 | 35 | 59 | 42 | 59 | 58 | 60 | 59 | 62 | 62 |
| 40 | 64 | 40 | 65 | 46 | 65 | 63 | 64 | 64 | 69 | 65 |
| 45 | 69 | 45 | 70 | 50 | 71 | 65 | 72 | 68 | 74 | 71 |
| 50 | 75 | 50 | 75 | 54 | 75 | 75 | 77 | 77 | 84 | 75 |
| 55 | 81 | 55 | 81 | 58 | 81 | 81 | 81 | 81 | 91 | 81 |
| 60 | 87 | 60 | 87 | 62 | 87 | 87 | 87 | 87 | 99 | 87 |
| 65 | 93 | 65 | 93 | 66 | 93 | 93 | 93 | 93 | 107 | 93 |
| 70 | 99 | 70 | 99 | 70 | 99 | 99 | 99 | 99 | 115 | 99 |
| 75 | 105 | 75 | 105 | 74 | 105 | 105 | 105 | 105 | 124 | 105 |
| 80 | 111 | 80 | 111 | 78 | 111 | 111 | 111 | 111 | 134 | 111 |
| 85 | 117 | 85 | 117 | 82 | 117 | 117 | 117 | 117 | 145 | 117 |
| 90 | 123 | 90 | 123 | 86 | 123 | 123 | 123 | 123 | 157 | 123 |
| 95 | 129 | 95 | 129 | 90 | 129 | 129 | 129 | 129 | 170 | 129 |
| 100 | 135 | 100 | 135 | 94 | 135 | 135 | 135 | 135 | 184 | 135 |
| 105 | 141 | 105 | 141 | 98 | 141 | 141 | 141 | 141 | 200 | 141 |
| 110 | 147 | 110 | 147 | 102 | 147 | 147 | 147 | 147 | 217 | 147 |
| 115 | 153 | 115 | 153 | 106 | 153 | 153 | 153 | 153 | 235 | 153 |
| 120 | 159 | 120 | 159 | 110 | 159 | 159 | 159 | 159 | 255 | 159 |
| 125 | 165 | 125 | 165 | 114 | 165 | 165 | 165 | 165 | 277 | 165 |
| 130 | 171 | 130 | 171 | 118 | 171 | 171 | 171 | 171 | 301 | 171 |
| 135 | 177 | 135 | 177 | 122 | 177 | 177 | 177 | 177 | 327 | 177 |
| 140 | 183 | 140 | 183 | 126 | 183 | 183 | 183 | 183 | 355 | 183 |
| 145 | 189 | 145 | 189 | 130 | 189 | 189 | 189 | 189 | 385 | 189 |
| 150 | 195 | 150 | 195 | 134 | 195 | 195 | 195 | 195 | 417 | 195 |
| 155 | 201 | 155 | 201 | 138 | 201 | 201 | 201 | 201 | 451 | 201 |
| 160 | 207 | 160 | 207 | 142 | 207 | 207 | 207 | 207 | 487 | 207 |
| 165 | 213 | 165 | 213 | 146 | 213 | 213 | 213 | 213 | 525 | 213 |
| 170 | 219 | 170 | 219 | 150 | 219 | 219 | 219 | 219 | 565 | 219 |
| 175 | 225 | 175 | 225 | 154 | 225 | 225 | 225 | 225 | 607 | 225 |
| 180 | 231 | 180 | 231 | 158 | 231 | 231 | 231 | 231 | 651 | 231 |
| 185 | 237 | 185 | 237 | 162 | 237 | 237 | 237 | 237 | 697 | 237 |
| 190 | 243 | 190 | 243 | 166 | 243 | 243 | 243 | 243 | 745 | 243 |
| 195 | 249 | 195 | 249 | 170 | 249 | 249 | 249 | 249 | 795 | 249 |
| 200 | 255 | 200 | 255 | 174 | 255 | 255 | 255 | 255 | 847 | 255 |

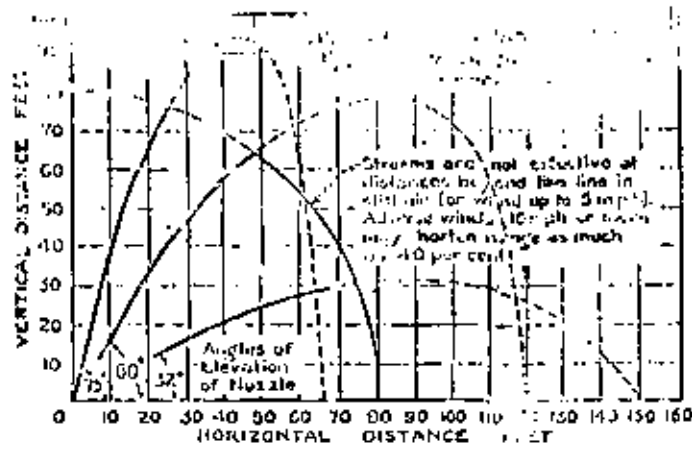
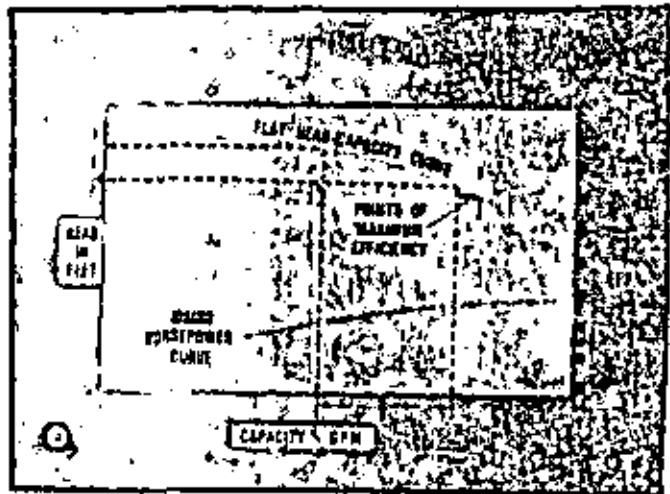
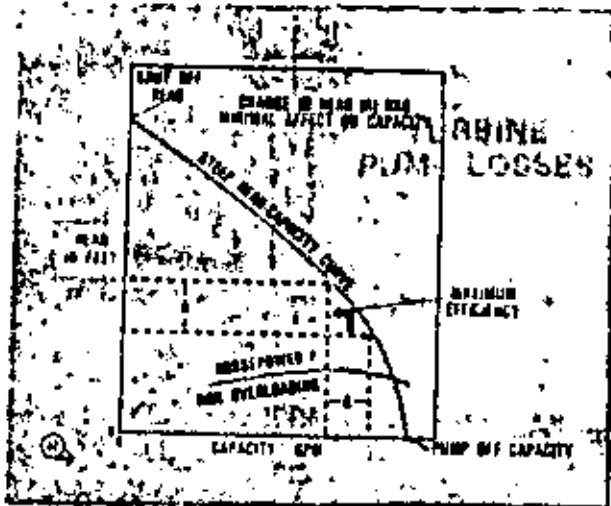
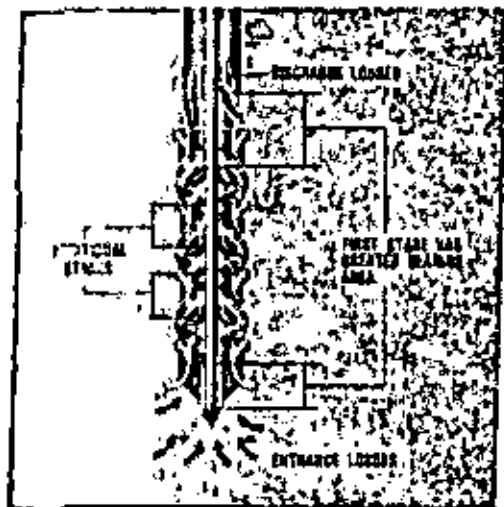
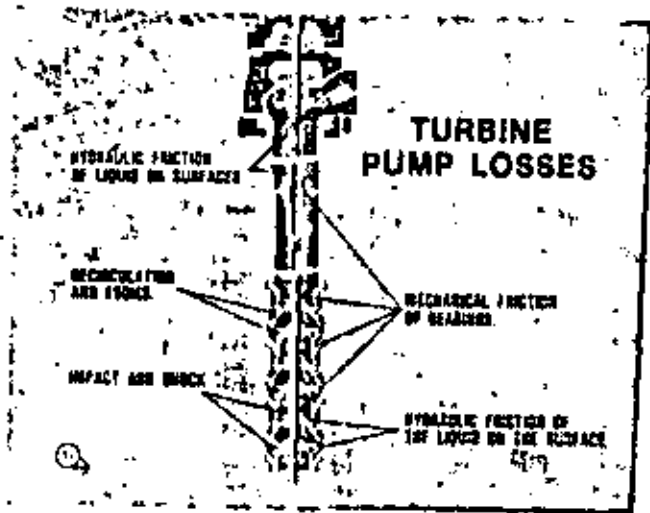
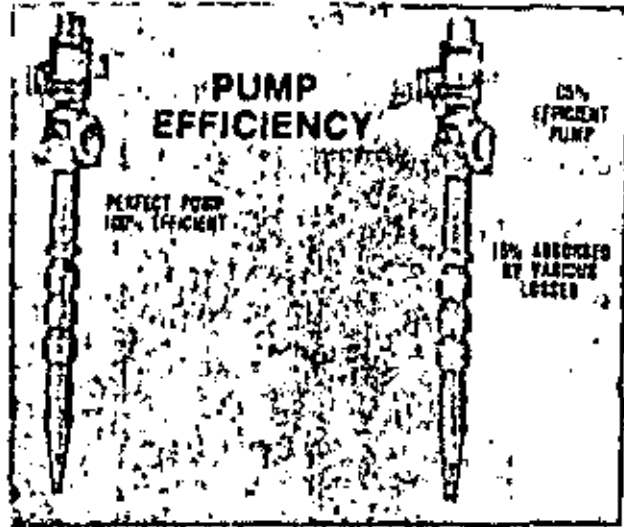


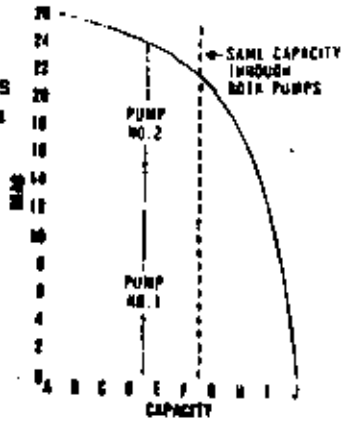
Fig. 12-33. Effective range of a fire stream from 1 1/2-in. nozzle.

Table 12-1. Flow Characteristics of 1 1/2-In. Stream Nozzles (for use with 2 1/2-In. Hose)

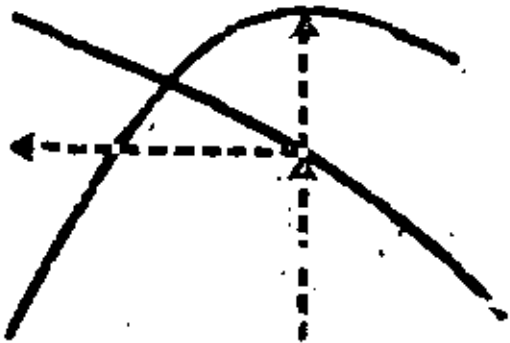
| Nozzle Pressure psi Measured by Pitot Tube | Flow Characteristics | | Stream Discharge in U.S. Gallons per Min. | | | |
|--|----------------------|-----|---|-----|-------|-------|
| | K | K' | 11 | 1 | 1 1/2 | 1 3/4 |
| 20 | 74 | 109 | 116 | 132 | 167 | 206 |
| 22 | 77 | 104 | 121 | 139 | 175 | 216 |
| 24 | 80 | 109 | 127 | 145 | 183 | 226 |
| 26 | 84 | 113 | 132 | 151 | 191 | 235 |
| 28 | 87 | 118 | 137 | 157 | 198 | 244 |
| 30 | 90 | 122 | 142 | 162 | 205 | 253 |
| 32 | 93 | 126 | 146 | 167 | 212 | 261 |
| 34 | 96 | 130 | 151 | 172 | 218 | 269 |
| 36 | 99 | 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 | 331 |
| 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 | 213 | 244 | 307 | 381 |
| 70 | 137 | 185 | 217 | 247 | 313 | 386 |
| 72 | 139 | 188 | 220 | 251 | 316 | 391 |
| 74 | 141 | 190 | 223 | 254 | 321 | 397 |
| 76 | 143 | 193 | 226 | 258 | 325 | 403 |
| 78 | 145 | 195 | 229 | 261 | 329 | 409 |
| 80 | 147 | 197 | 232 | 265 | 333 | 415 |
| 82 | 149 | 201 | 235 | 269 | 337 | 421 |
| 84 | 151 | 203 | 238 | 272 | 341 | 427 |
| 86 | 153 | 206 | 241 | 276 | 345 | 433 |
| 88 | 155 | 208 | 244 | 279 | 349 | 439 |
| 90 | 157 | 211 | 247 | 283 | 353 | 445 |
| 92 | 159 | 213 | 250 | 287 | 357 | 451 |
| 94 | 161 | 216 | 253 | 290 | 361 | 457 |
| 96 | 163 | 218 | 256 | 294 | 365 | 463 |
| 98 | 165 | 221 | 259 | 298 | 369 | 469 |
| 100 | 167 | 223 | 262 | 301 | 373 | 475 |
| 102 | 169 | 226 | 265 | 305 | 377 | 481 |
| 104 | 171 | 228 | 268 | 309 | 381 | 487 |
| 106 | 173 | 231 | 271 | 312 | 385 | 493 |
| 108 | 175 | 233 | 274 | 316 | 389 | 499 |
| 110 | 177 | 236 | 277 | 320 | 393 | 505 |
| 112 | 179 | 238 | 280 | 323 | 397 | 511 |
| 114 | 181 | 241 | 283 | 327 | 401 | 517 |
| 116 | 183 | 243 | 286 | 330 | 405 | 523 |
| 118 | 185 | 246 | 289 | 334 | 409 | 529 |
| 120 | 187 | 248 | 292 | 338 | 413 | 535 |
| 122 | 189 | 251 | 295 | 341 | 417 | 541 |
| 124 | 191 | 253 | 298 | 345 | 421 | 547 |
| 126 | 193 | 256 | 301 | 349 | 425 | 553 |
| 128 | 195 | 258 | 304 | 352 | 429 | 559 |
| 130 | 197 | 261 | 307 | 356 | 433 | 565 |
| 132 | 199 | 263 | 310 | 360 | 437 | 571 |
| 134 | 201 | 266 | 313 | 363 | 441 | 577 |
| 136 | 203 | 268 | 316 | 367 | 445 | 583 |
| 138 | 205 | 271 | 319 | 371 | 449 | 589 |
| 140 | 207 | 273 | 322 | 374 | 453 | 595 |
| 142 | 209 | 276 | 325 | 378 | 457 | 601 |
| 144 | 211 | 278 | 328 | 382 | 461 | 607 |
| 146 | 213 | 281 | 331 | 385 | 465 | 613 |
| 148 | 215 | 283 | 334 | 389 | 469 | 619 |
| 150 | 217 | 286 | 337 | 393 | 473 | 625 |
| 152 | 219 | 288 | 340 | 397 | 477 | 631 |
| 154 | 221 | 291 | 343 | 400 | 481 | 637 |
| 156 | 223 | 293 | 346 | 404 | 485 | 643 |
| 158 | 225 | 296 | 349 | 408 | 489 | 649 |
| 160 | 227 | 298 | 352 | 411 | 493 | 655 |



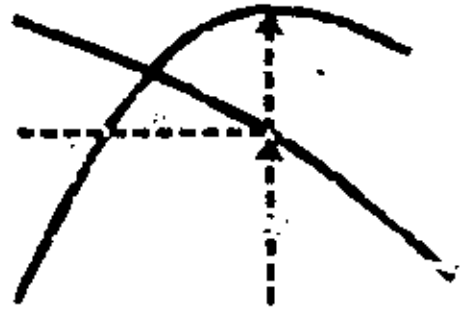
PUMPS OR STAGES
OPERATING IN SERIES
IDENTICAL PUMPS OR STAGES



SINGLE STAGE CURVE



FOUR STAGE CURVE



SHUT OFF HEAD

HEAD - CAPACITY



LIMITACIONES EN SELECCION DE BOMBAS

64

LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

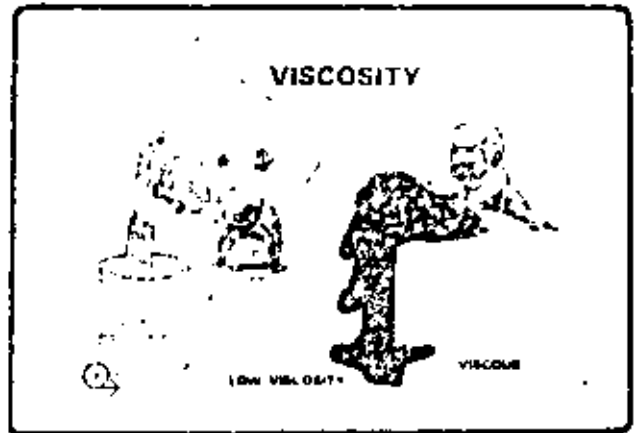
II C

POR CARACTERISTICAS:

- A) DEL LIQUIDO
- B) DE LA INSTALACION
- C) DE LAS BOMBAS

LIMITACIONES POR EL CARACTER DEL LIQUIDO

a. VISCOSIDAD

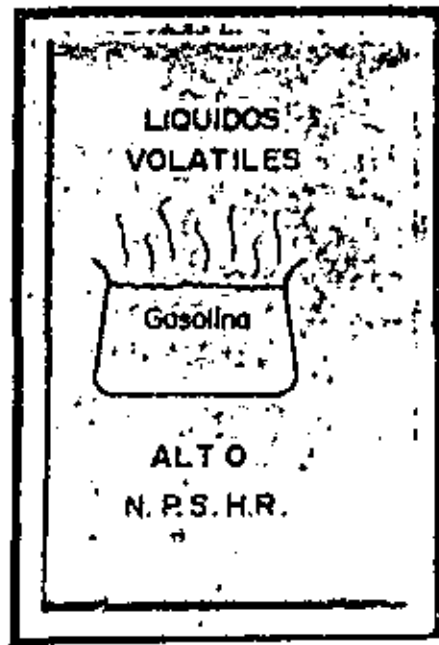


LIMITACIONES DEL CARACTER B) TEMP. (PRESION POR) U R A

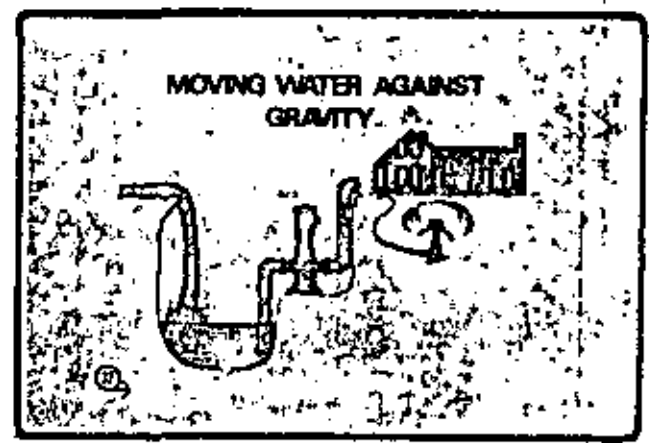
TEMPERATURE CHANGES THINGS



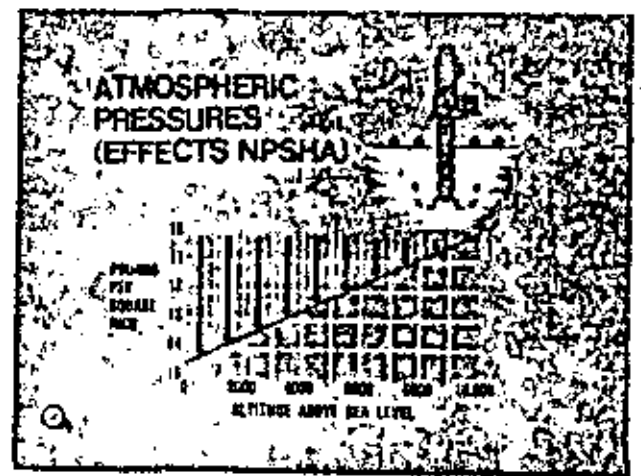
II C
 LIMITACIONES POR EL CARACTER
 DEL LIQUIDO
 C) VOLATILIDAD
 (PRESION DE VAPOR)



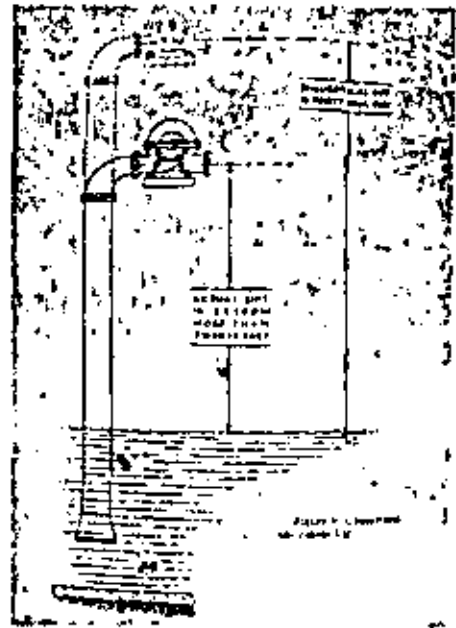
II C
 B) LIMITACIONES POR
 CARACTERISTICAS
 DE LA
 INSTALACION



II C
 B) LOCALIZACION A GRAN ALTURA
 SOBRE NIVEL DEL MAR
 BAJO NPSHA
 O
 BAJA PRESION ATMOSFERICA

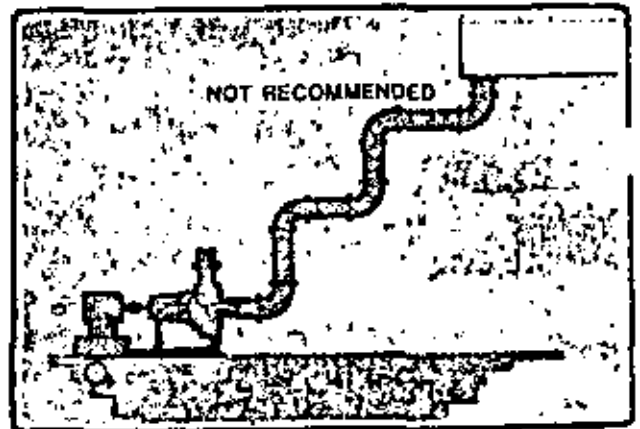


**EXCESIVA PROFUNDIDAD
DE
SUCCION**

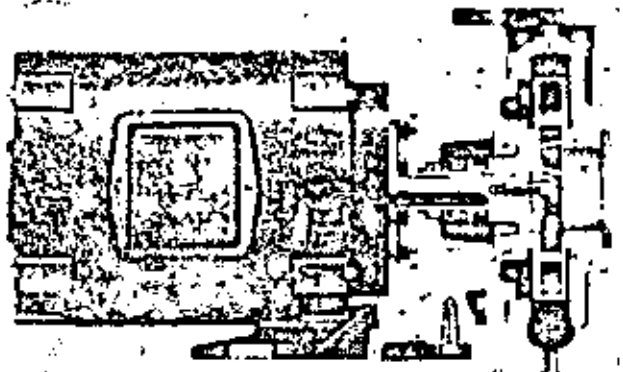


II C

-4 POR EXCESO DE PERDIDAS
POR FRICCION EN LA
SUCCION



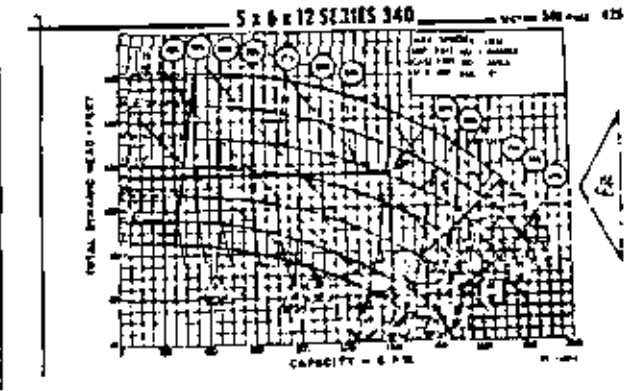
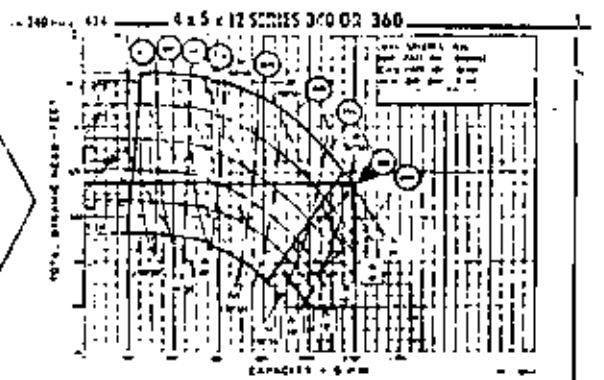
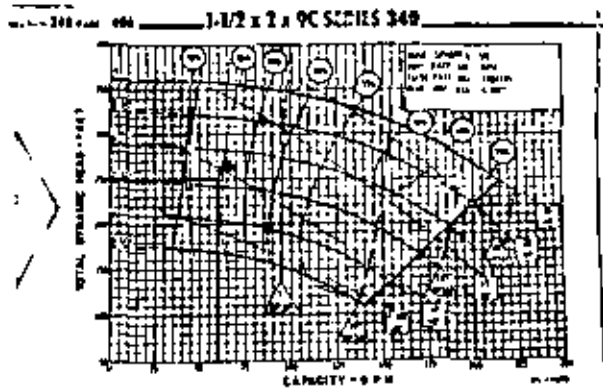
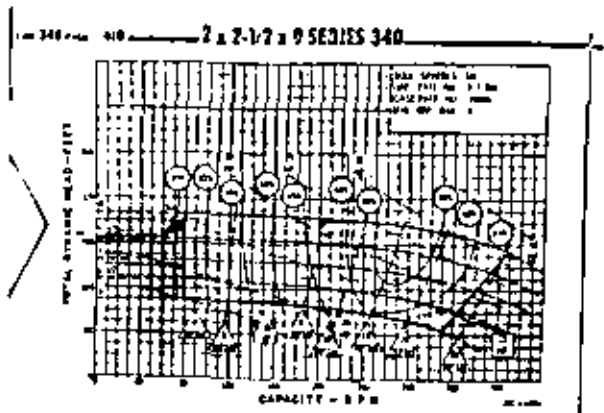
LIMITACIONES
POR
SELECCION INADECUADA
DE LA
BOMBA



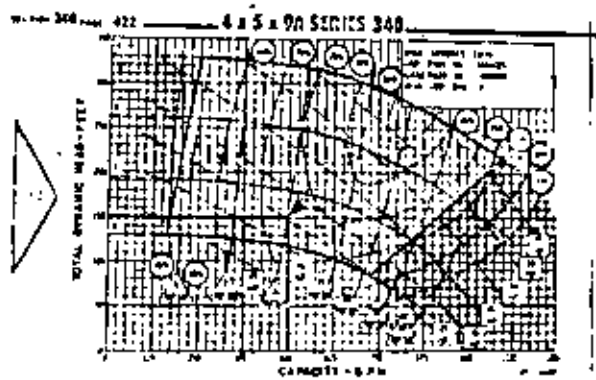
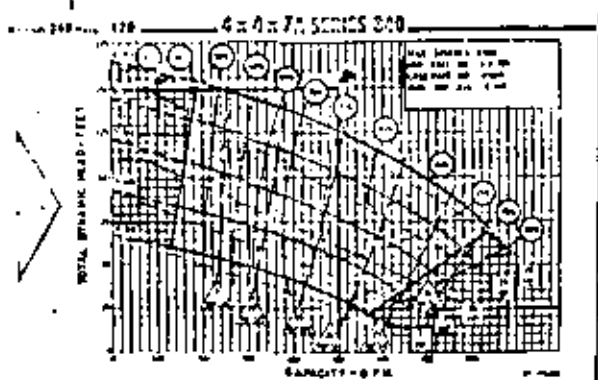
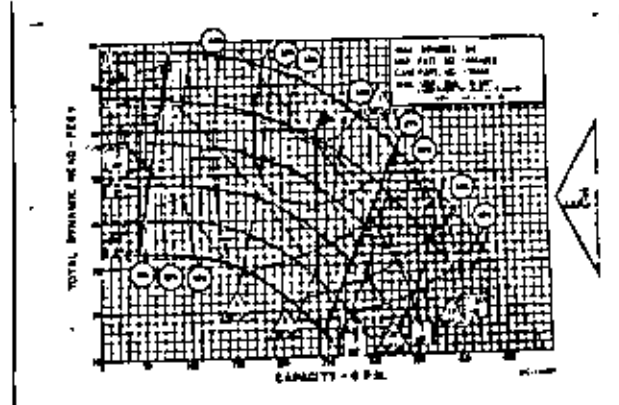
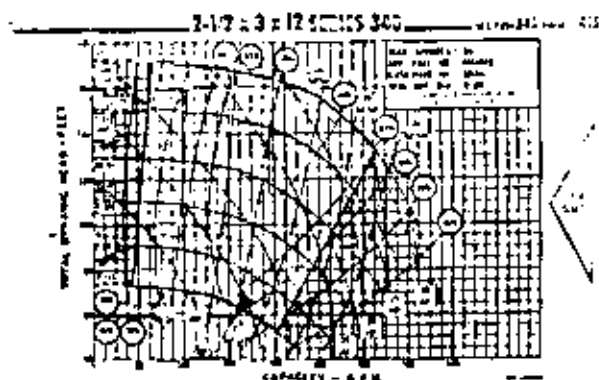
67

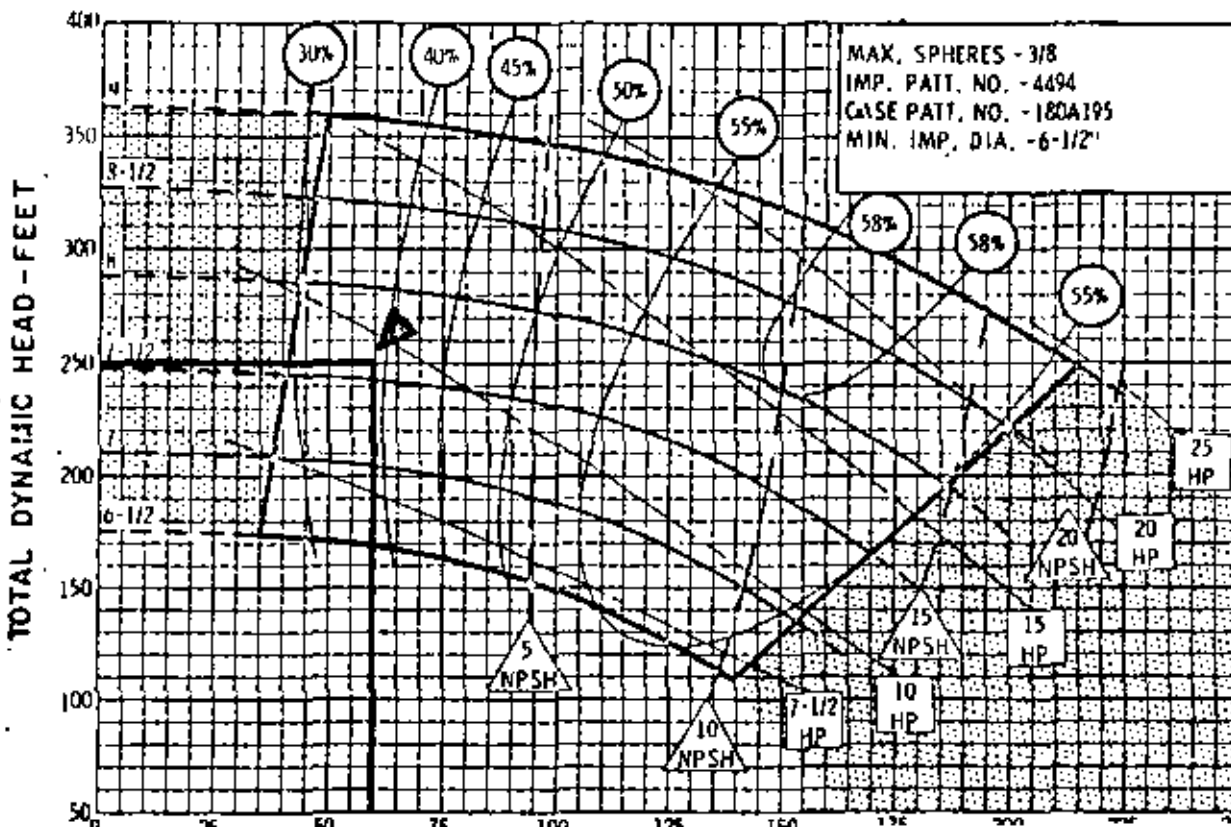
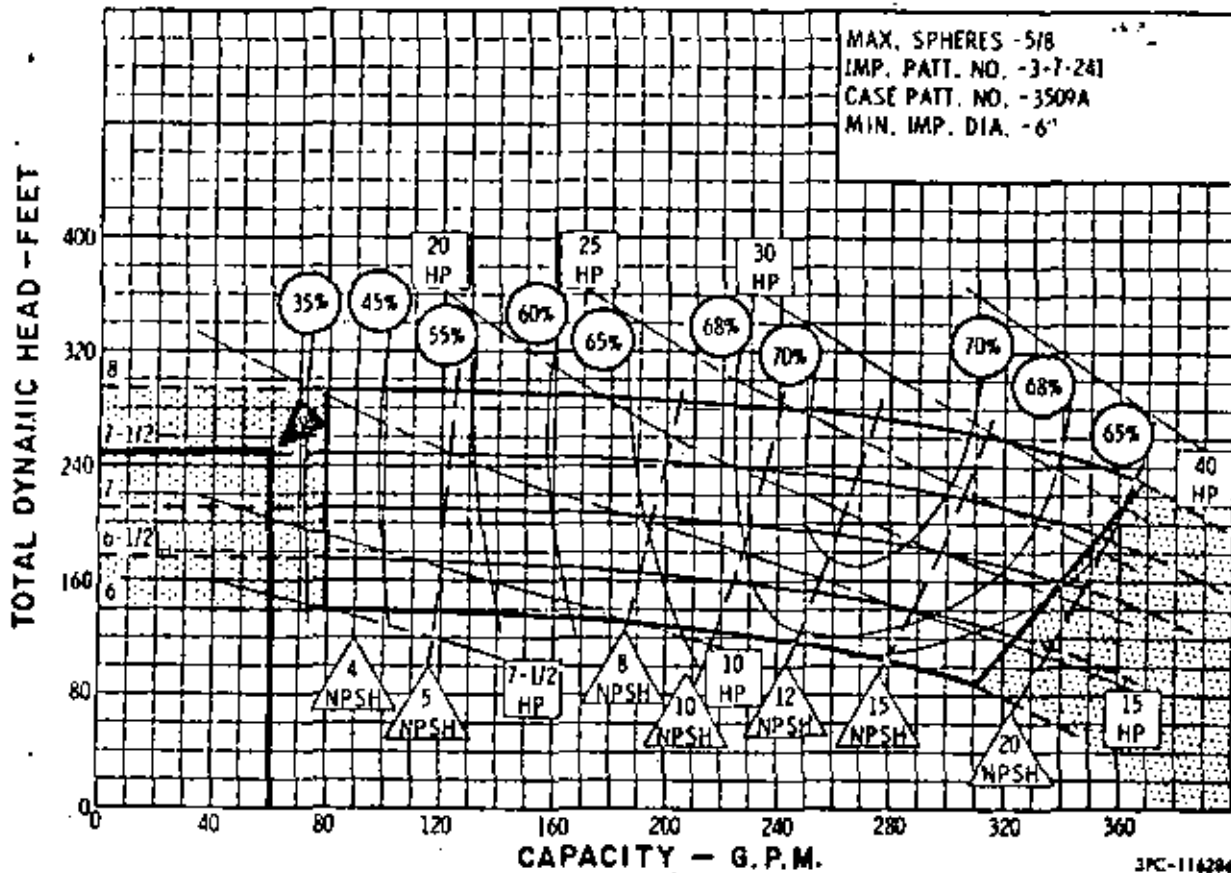
LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS

LIMITES
MAXIMO Y MINIMO
DE GASTO

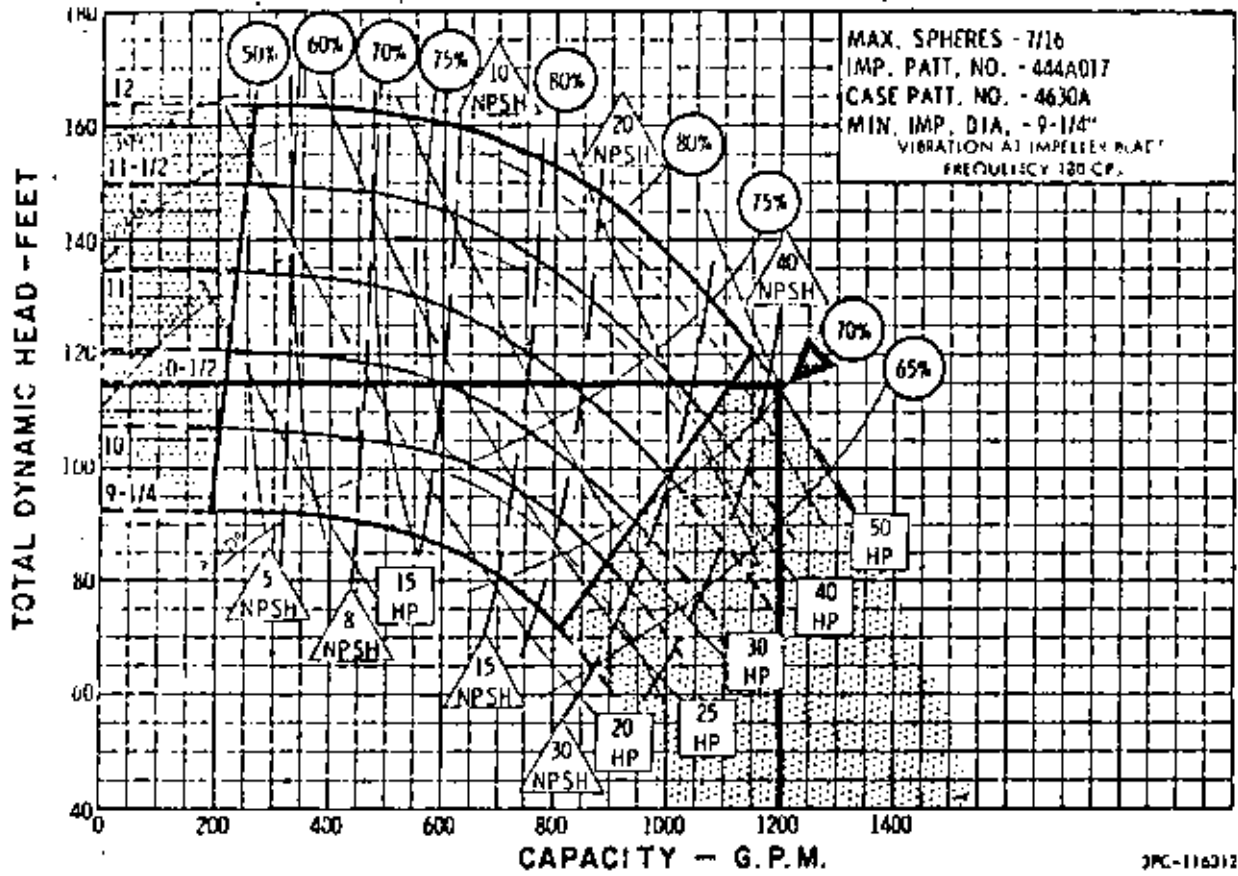


LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

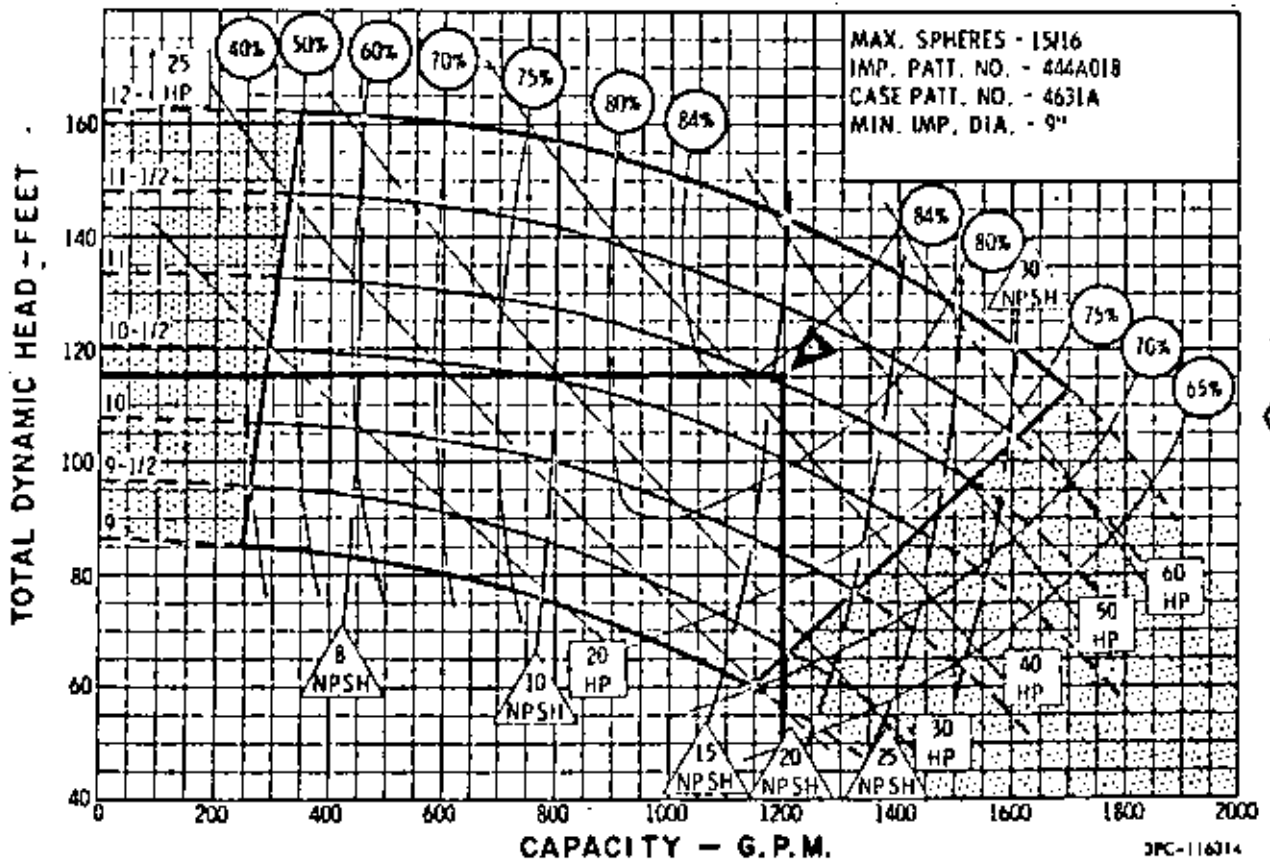




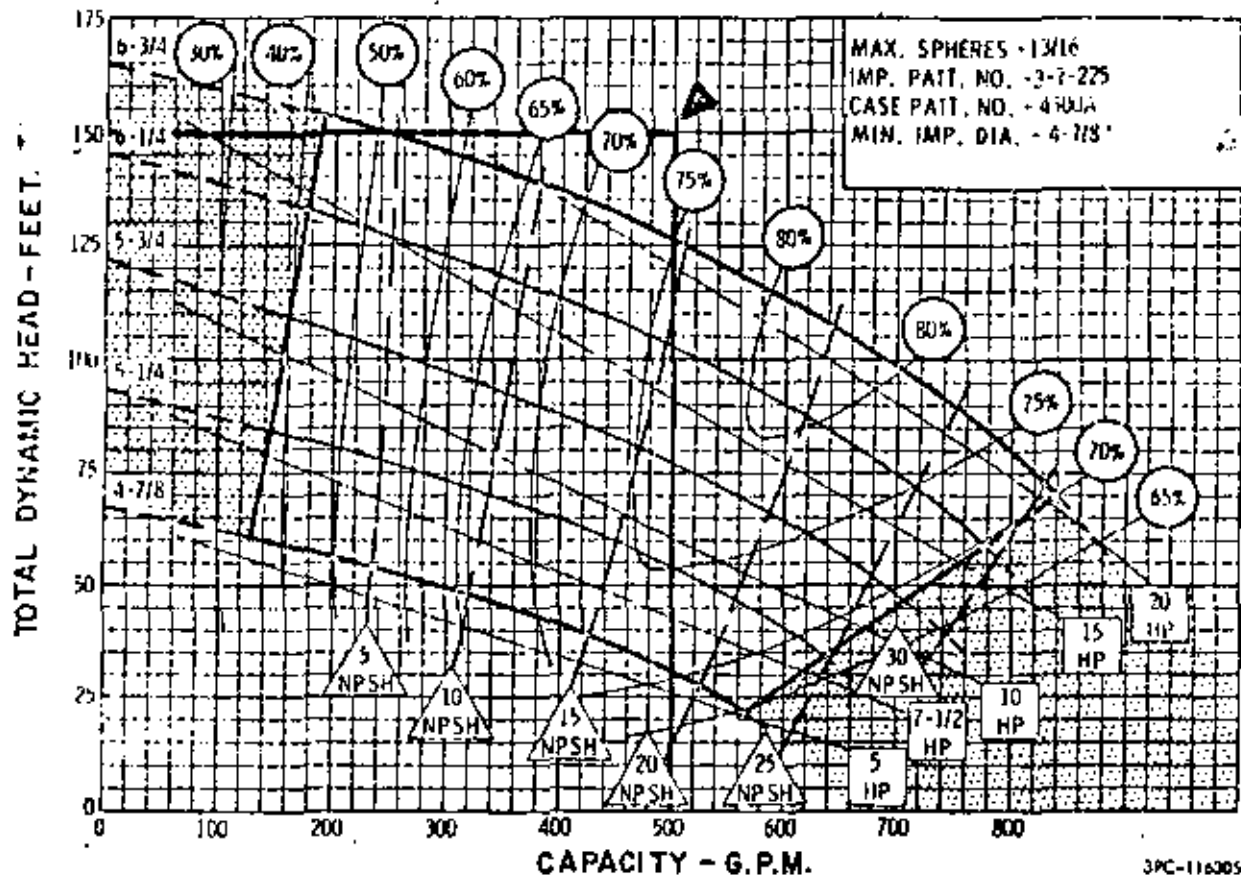
4 x 5 x 12 SERIES 340 OR 360



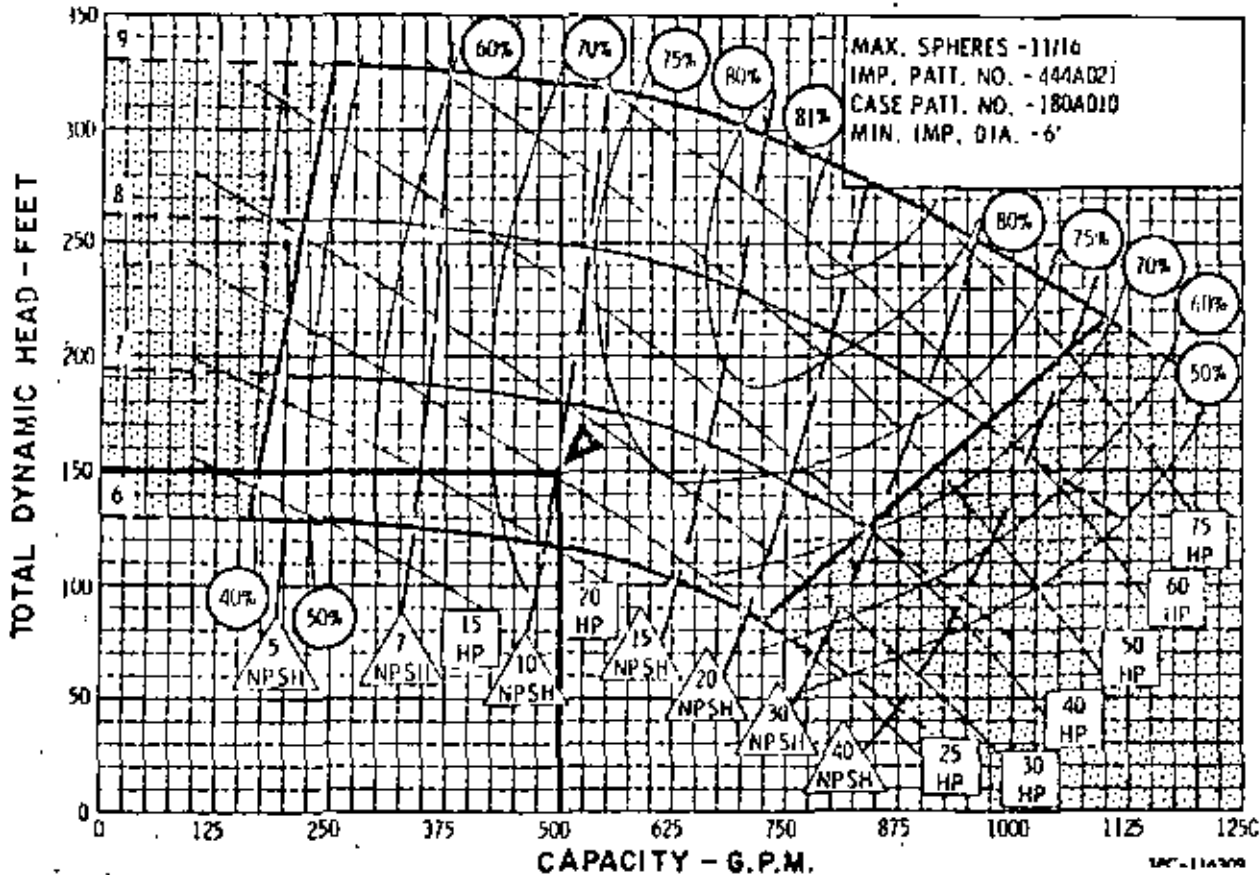
5 x 6 x 12 SERIES 340



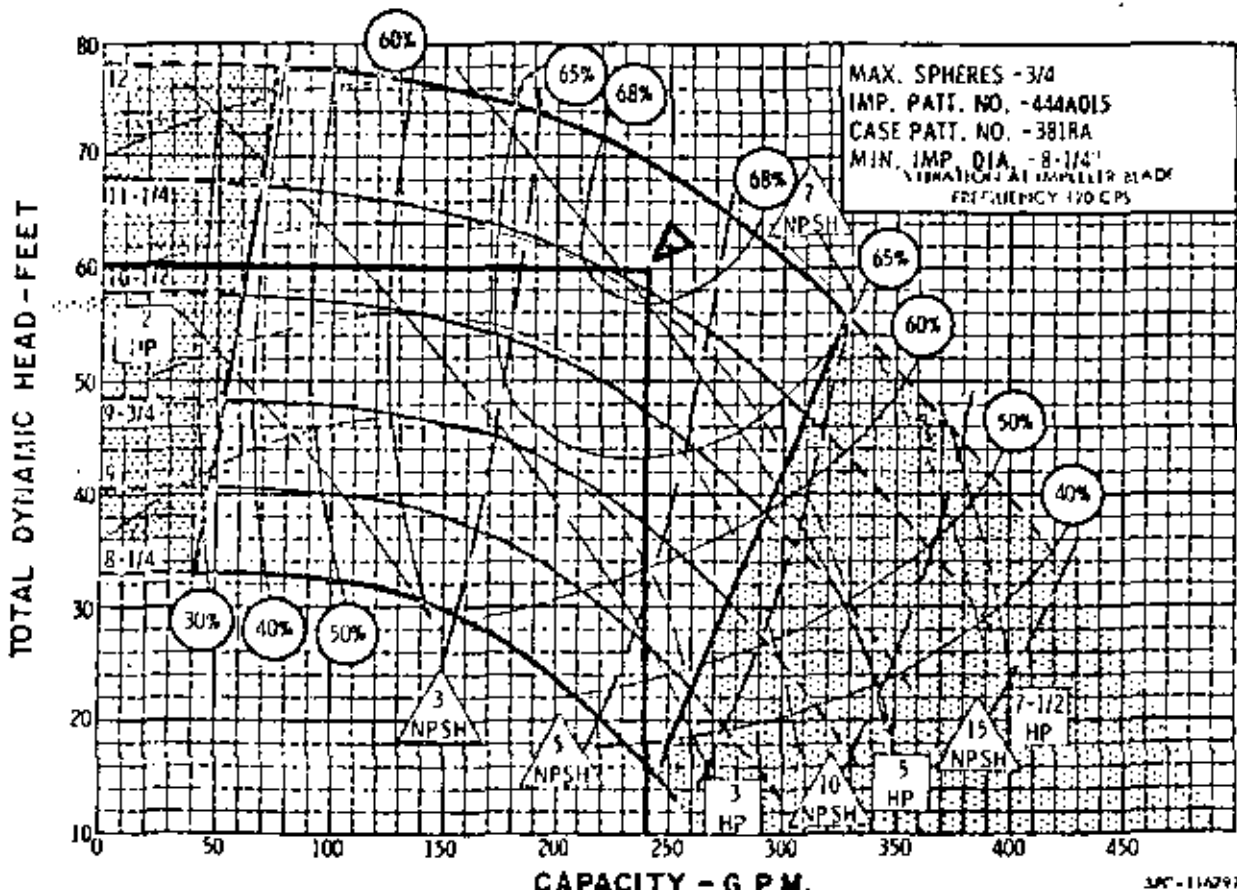
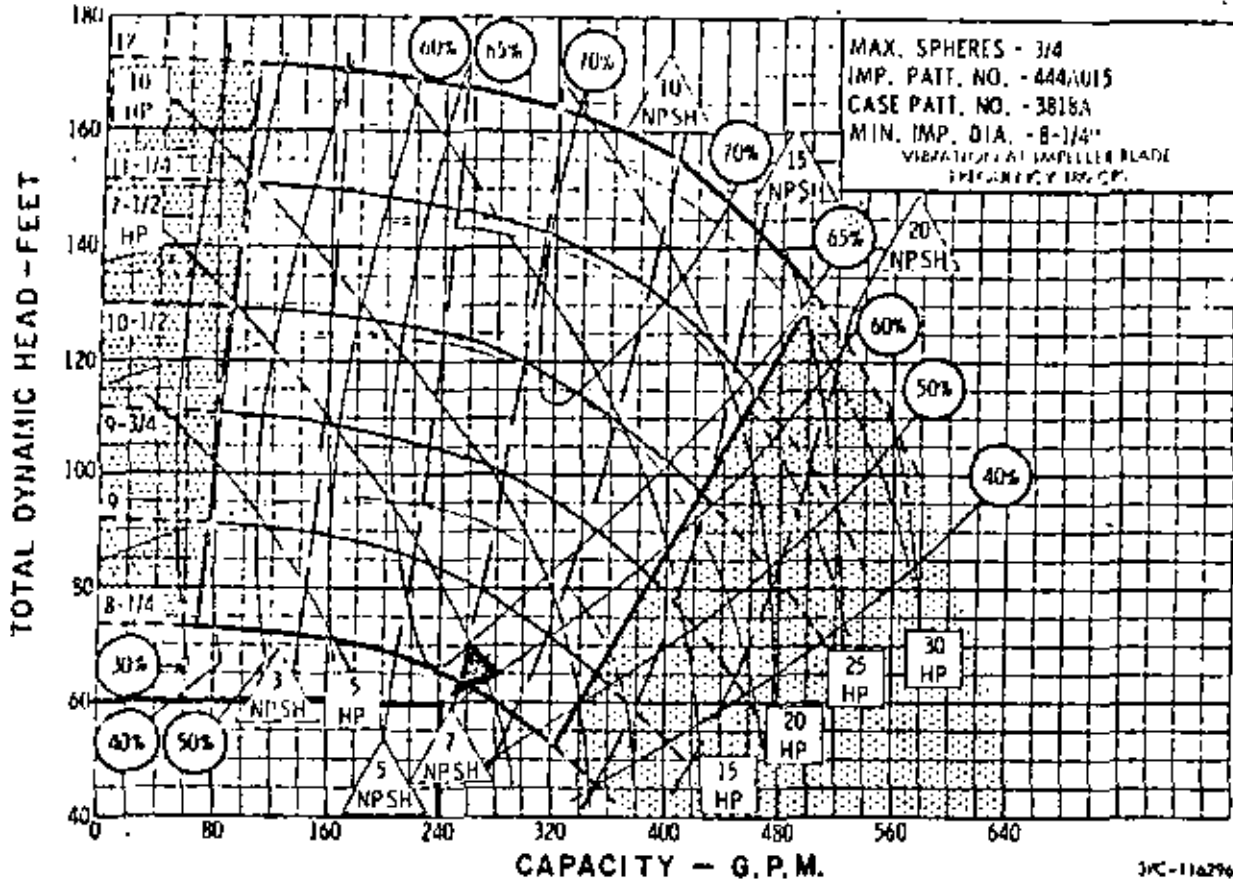
4 x 4 x 7A SERIES 340



4 x 5 x 9A SERIES 340

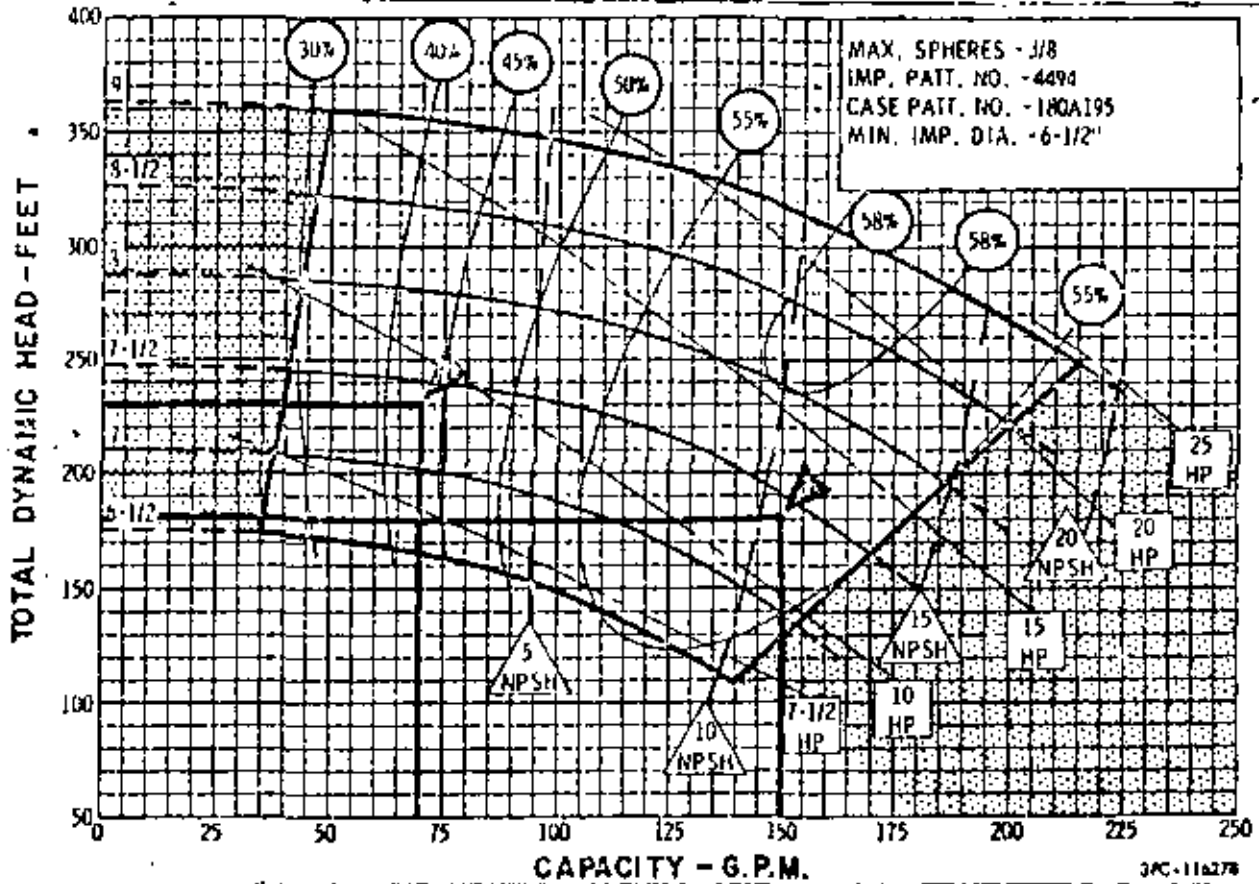


2-1/2 x 3 x 12 SERIES 340



SELECCION CORRECTA DE MOTOR

SECTION 340 PAGE 406 **1-1/2 x 2 x 9C SERIES 340**



SELECCION DE MOTOR
 CALCULANDO LA POTENCIA AL FRENO

SISTEMA E.U.A.

$$BHP = \frac{QPM \times PSH}{3300 \times \text{EFF}} \quad \therefore \frac{150 \times 150}{3300 \times .68} = 18.18$$

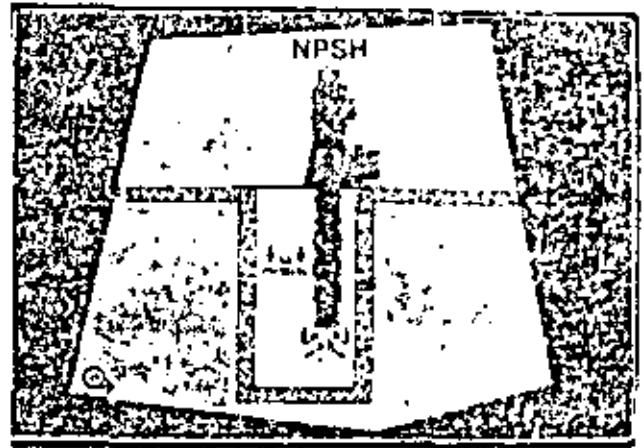
SISTEMA METRICO

$$CP = \frac{LPM \times MTR}{75 \times \text{EFF}} \quad \therefore \frac{500 \times 150 \text{ M}}{75 \times .68} = 18.18$$

N. P. S. H.
 (CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION)

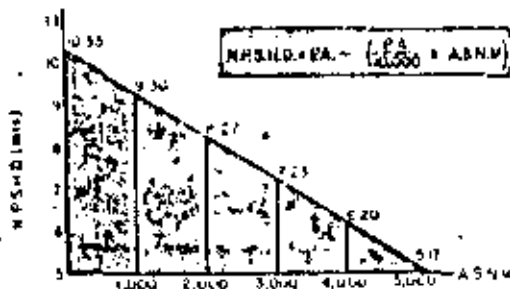
74

N. P. S. H.
 (net positive suction head)
CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION
 APLICADA A
 SUCCION DE BOMBA



75

N. P. S. H. A.
 (net positive suction head available)
CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE
 CORRESPONDE A LA
 PRESION ATMOSFERICA



NPSH.D. = Carga Neta Positiva de Succión Disponible (mts)
 A.S.N.M. = Altura Sobre el Nivel del Mar (mts)
 PA = Presión Atmosférica (10.3329 mts de Agua)

C. MEXICO D.F.

A.S.N.M. = 2,242 mts.

$$N.P.S.H.D. = 10.3329 - \left(\frac{10.3329}{10,000} \times 2,242 \right)$$

NPSH.D. = 9.09 mts

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 |
|----------------------|----------------|--------------------|-----------------|
| ACUASCALIENTES, 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 | ASN 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 |

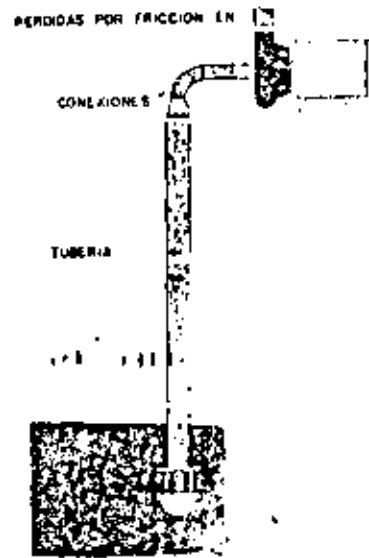
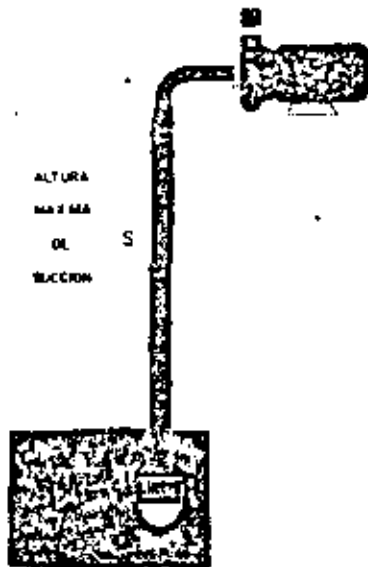
N. P. S. H. R.

NET POSITIVE SUCTION HEAD REQUIRED

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA

**PARA SUCCION
DE LAS BOMBAS**

- A ALTURA DE SUCCION**
- B PERDIDAS EN BUCCION**
- C PRESION DE VAPOR**
- D NPSH REQUERIDO POR LA BOMBA**



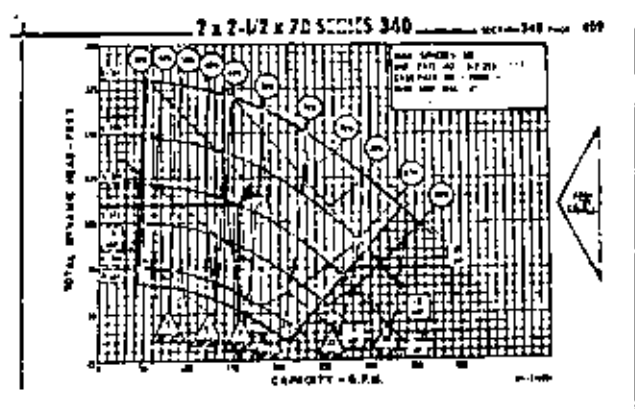
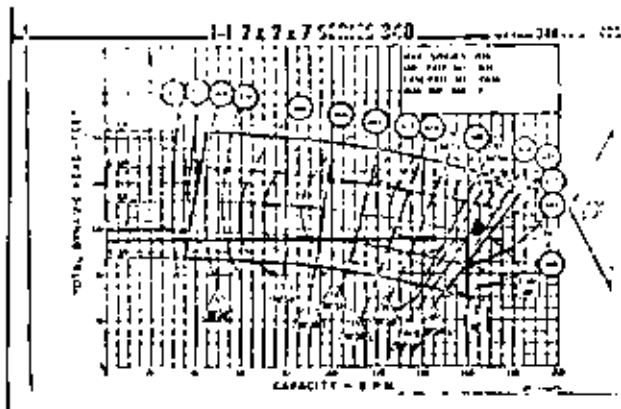
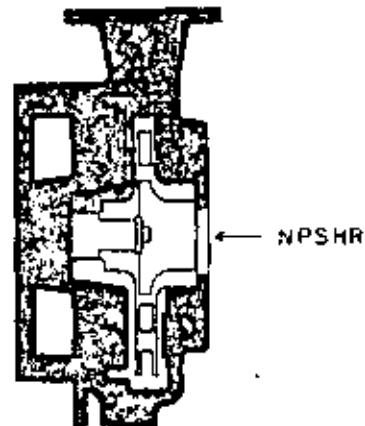
N.P.S.H. REQUERIDO POR AGUA A
DIFERENTES TEMPERATURAS

| 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 II. VOLATILE LIQUIDS—VAPOR PRESSURE AND SPECIFIC GRAVITY

| Temp. °F | Ammonia | | Carbon Dioxide | | Freon 12 | | Butane | | Propane | |
|----------|-------------------|------|-------------------|------|-------------------|------|-------------------|------|-------------------|------|
| | Vapor Press. psia | Sg * | Vapor Press. psia | Sg * | Vapor Press. psia | Sg * | Vapor Press. psia | Sg * | Vapor Press. psia | Sg * |
| -60 | 5.6 | 0.70 | | | | | | | | |
| 50 | 7.7 | 0.70 | | | | | | | | |
| 40 | 10.4 | 0.69 | | | 9.3 | 1.51 | | | 10.2 | 0.58 |
| 30 | 13.9 | 0.68 | | | 12.0 | 1.50 | | | 20.3 | 0.57 |
| 20 | 18.3 | 0.68 | 220.6 | 1.03 | 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 | 107.4 | 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 |

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

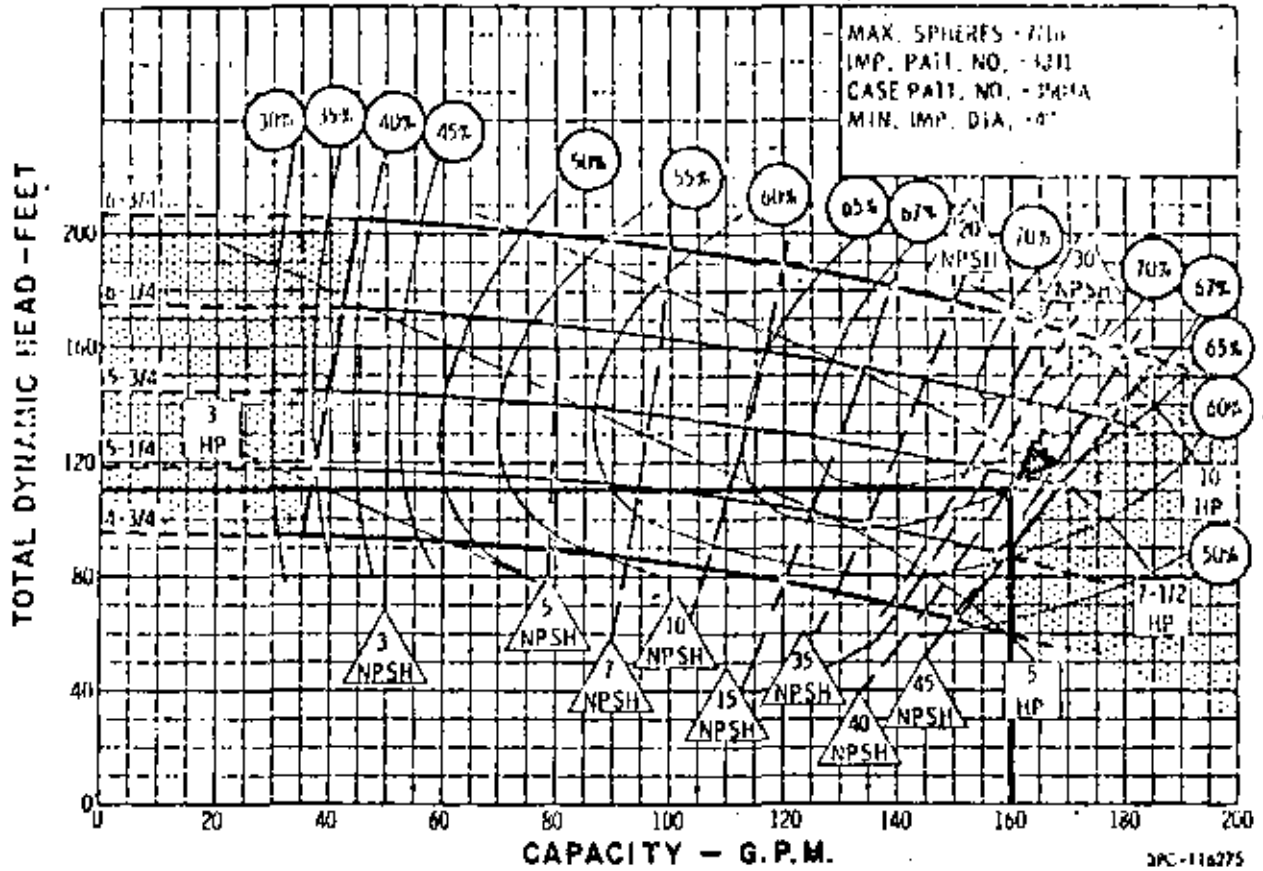
C)-3B EL NPSHA DEBE SER MAYOR QUE EL NPSHR EN CASO CONTRARIO PROCEDER ASI:

II C

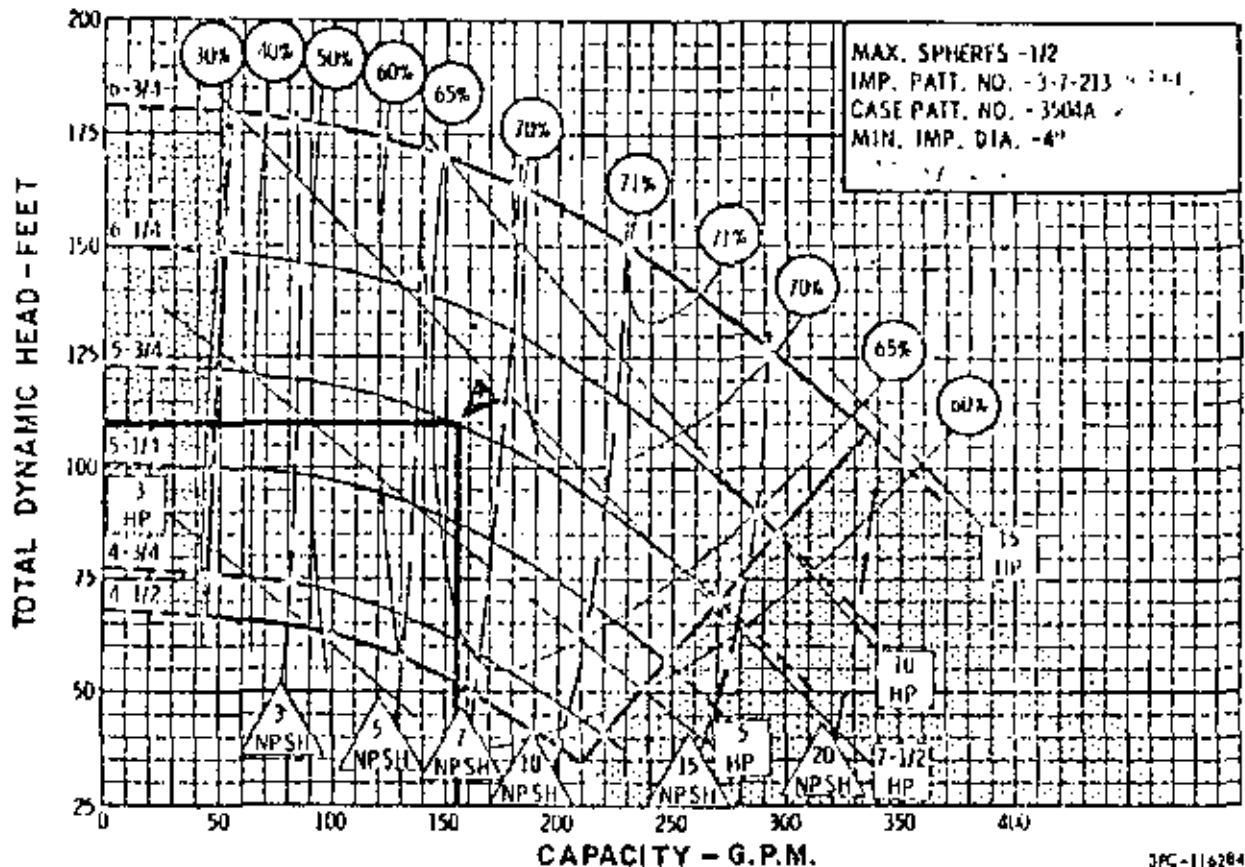
C3-B

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

1-1/2 x 2 x 7 SERIES 340



2 x 2-1/2 x 7B SERIES 340

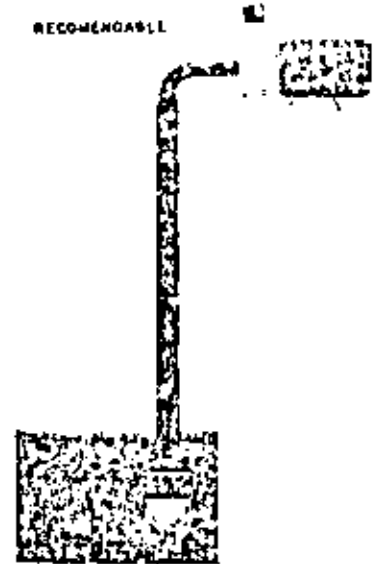
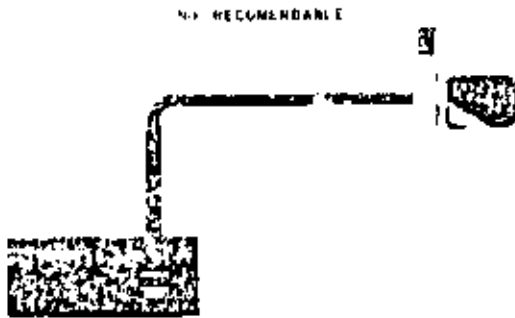


PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

- a) Localización de la cisterna.
- b) La succión; talón de aquiles de las bombas.
- c) Sumergencia.

**PROBLEMAS
DE
INSTALACION
DE
BOMBAS**

**LOCALIZACION
DE LA
CISTERNA
Y
BOMBA**

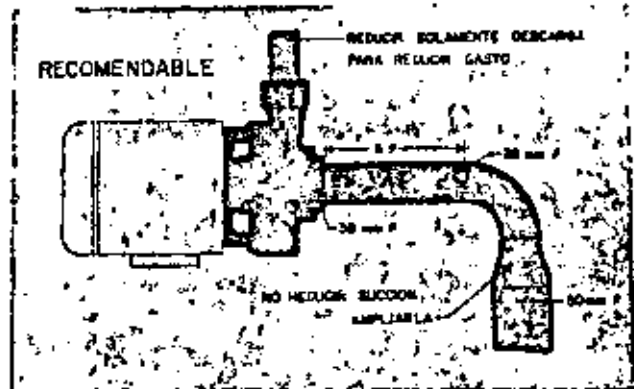
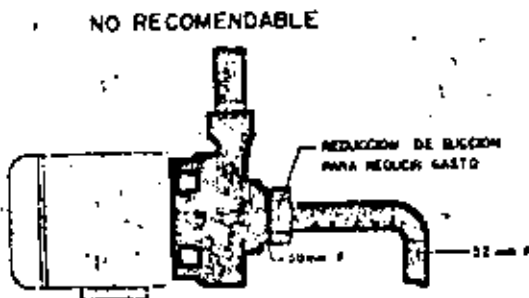
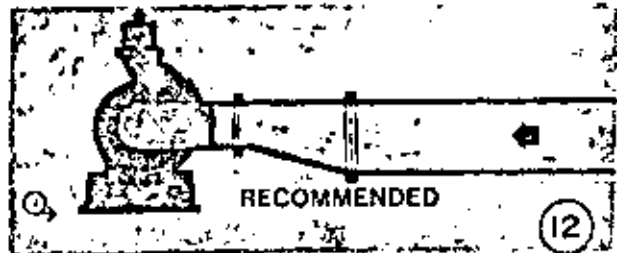
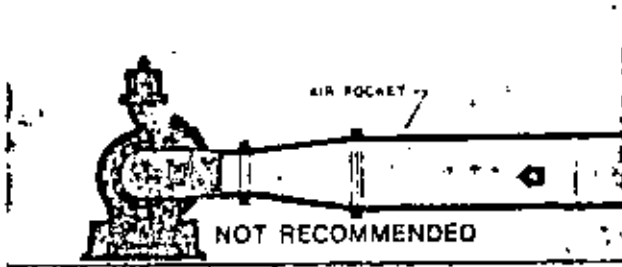
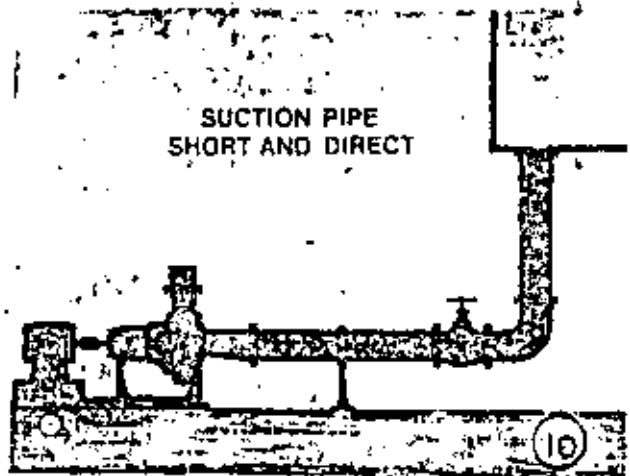
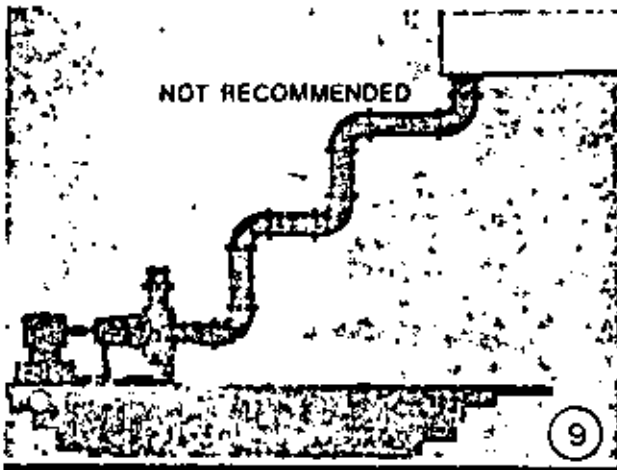


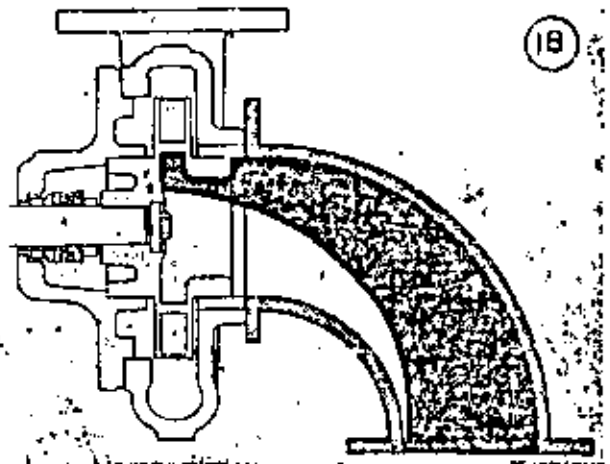
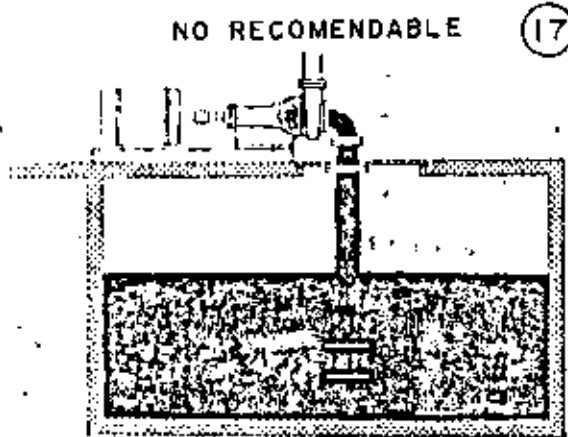
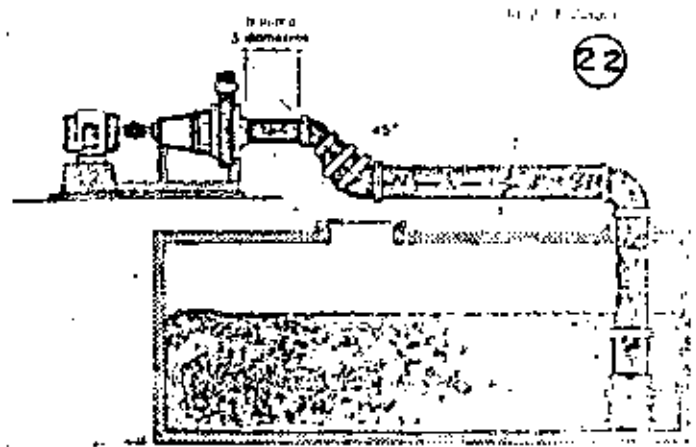
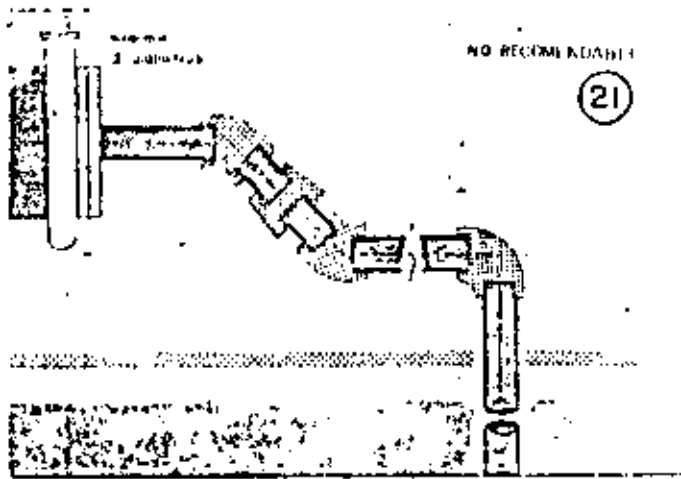
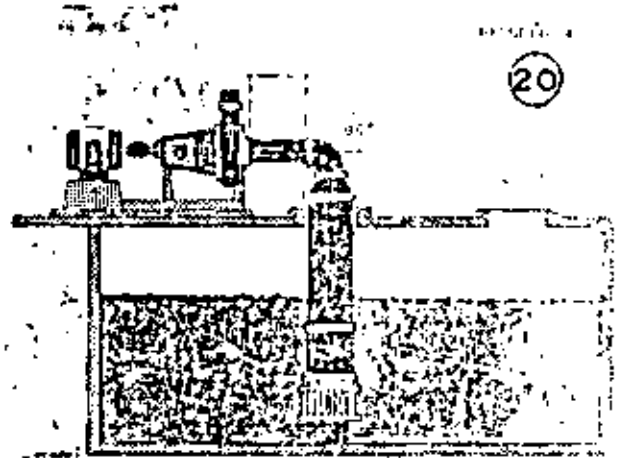
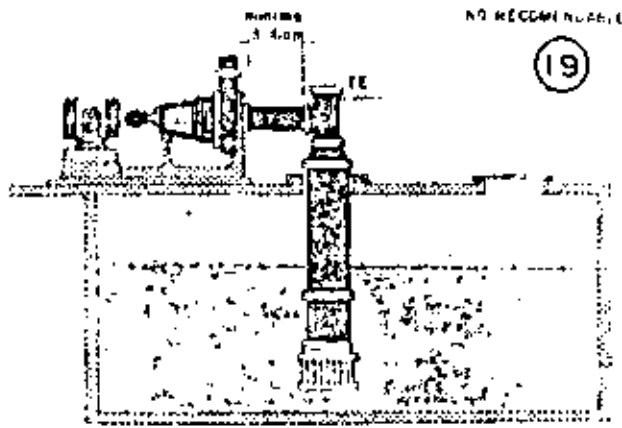
①

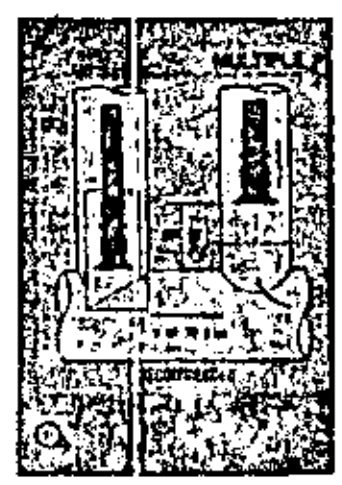
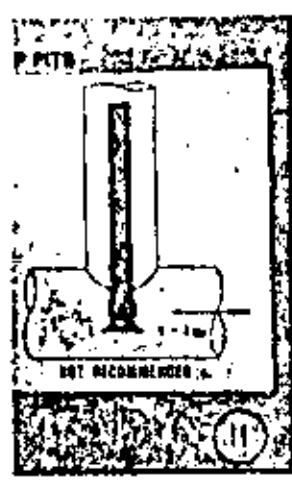
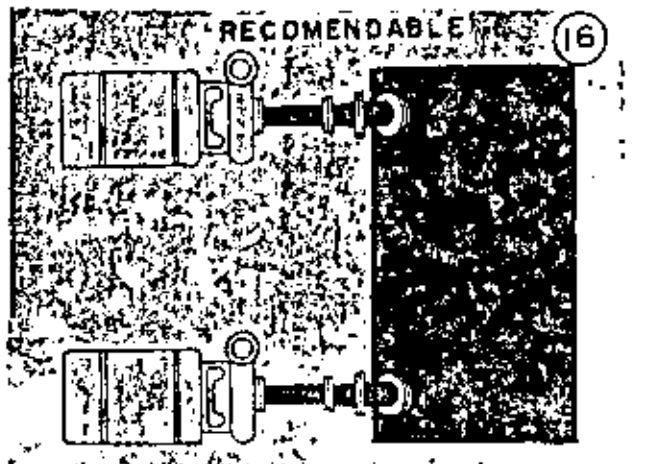
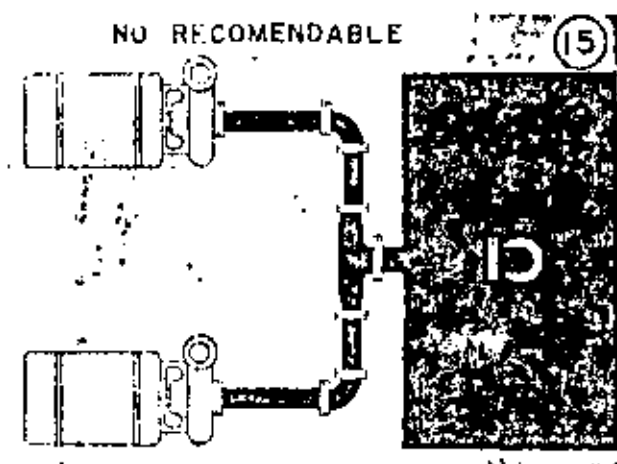
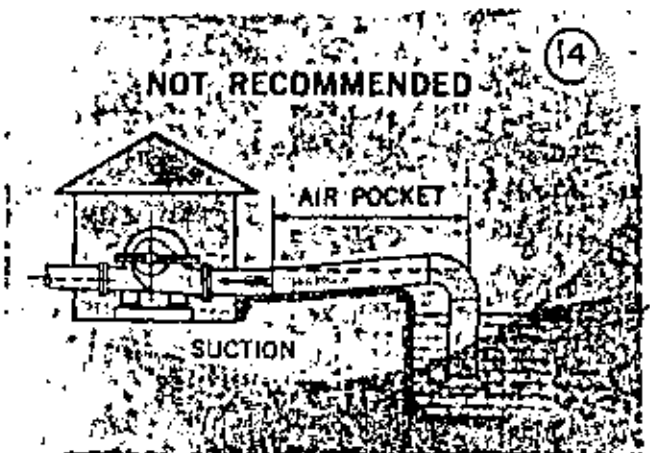
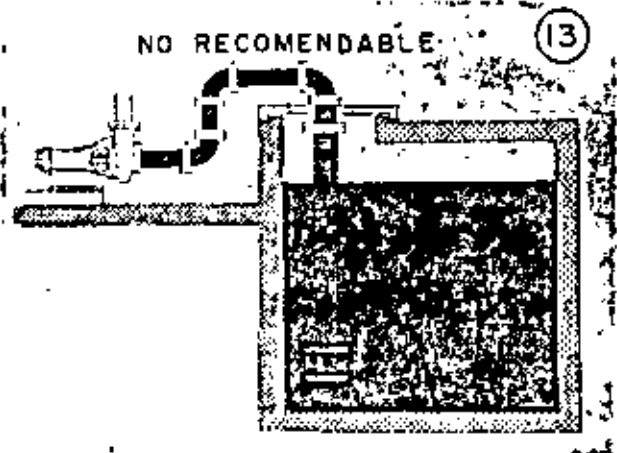
**PROBLEMAS
DE INSTALACION
DE BOMBAS**

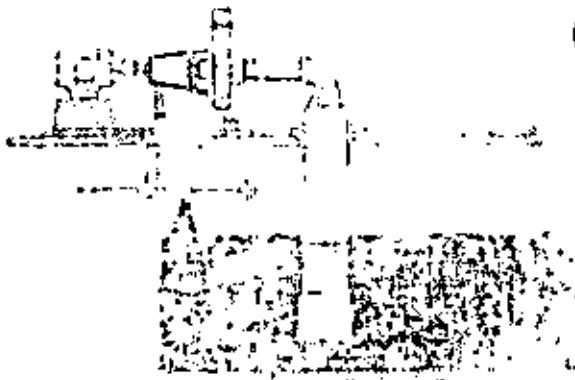
②

**LA SUCCION:
TALON DE AQUILES
DE LAS BOMBAS**

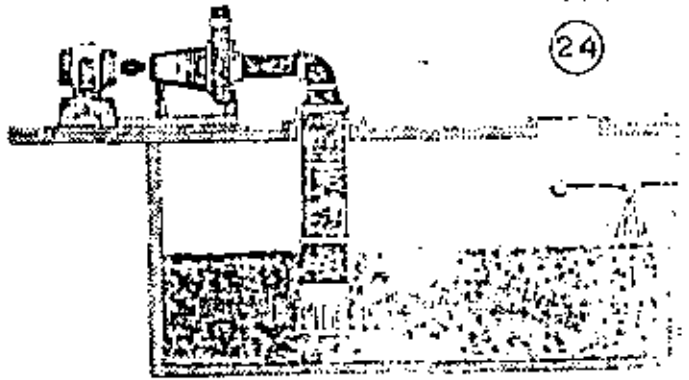




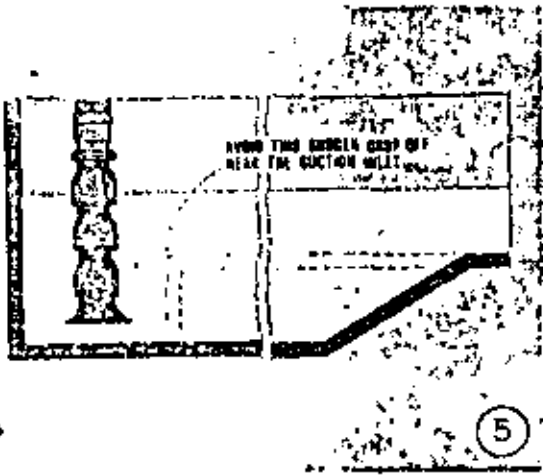




23



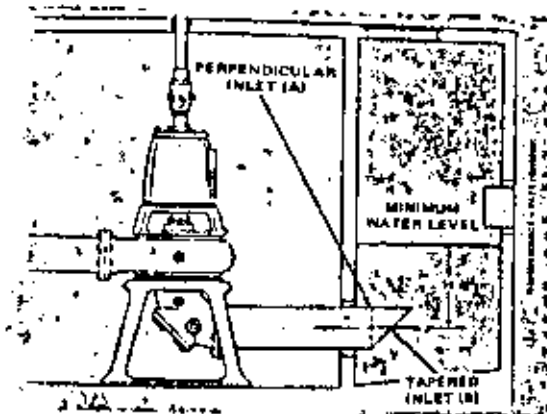
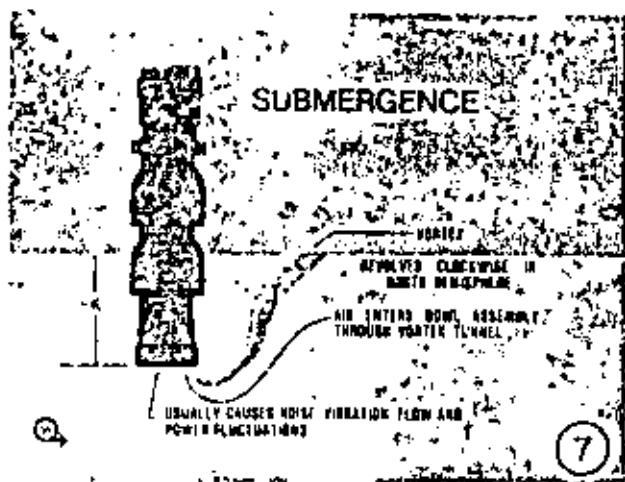
24



5

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 RECOMMENDABLE



RECOMENDABLE





centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



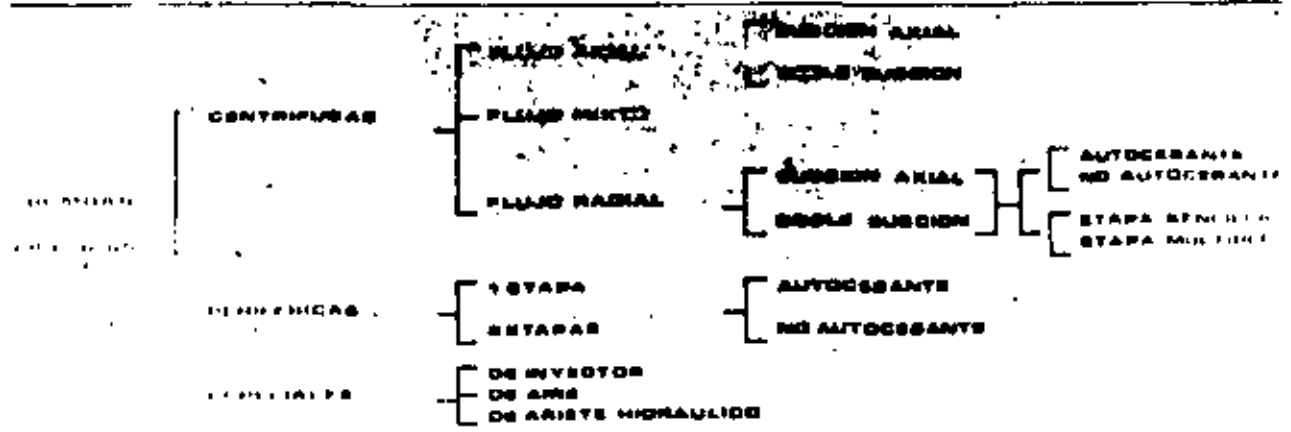
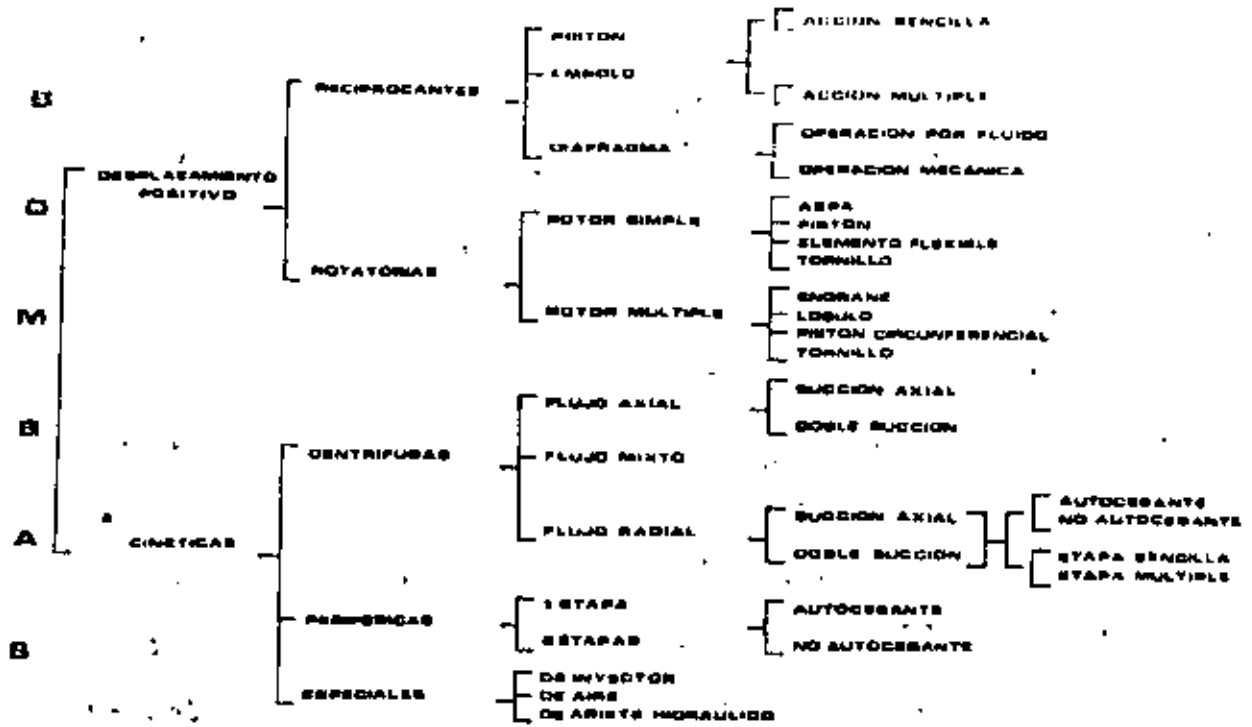
SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

CONTINUACION

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

JULIO, 1980

1 A



2

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 MOBLES |
|----|-------|--------------|---------------------|--------------------|
| 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 | 85 |
| 16 | 32 mm | 38 mm | 15 m | 250 |
| 17 | 32 mm | 38 mm | 30 m | 160 |
| 18 | 32 mm | 38 mm | 45 m | 130 |

b).- SISTEMAS DOMESTICOS DE ABASTECIMIENTO
A PRESION VARIABLE.

2° A.- SISTEMAS DOMESTICOS A PRESION

Los Sistemas Domésticos a Presión toman succión, como todo sistema de abastecimiento de agua usado en México, de una cisterna o tanque de almacenamiento o regularización generalmente subterráneo.

Como todos los sistemas de presión, la bomba es la que suministra el agua a presión y para poder obtener una operación intermitente se utiliza un medio elástico, como se ilustra en las figuras 76 y 77.

El medio elástico más elemental consiste de un globo de hule cuya elasticidad permite almacenar una determinada cantidad de agua al distenderse, permitiendo que al elevarse la presión se desconecte el interruptor de presión que acciona la bomba.

Al extraer agua en la red se 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.

2º B.- LOS HIDRONEUMATICOS

Los Sistemas Hidroneumáticos de Abastecimiento de Agua a Presión Variable, reciben su nombre por la combinación de aire comprimido y agua, que se efectúa en un tanque metálico de presión, que de esta manera puede utilizar el aire comprimido por sus características de elasticidad y, el agua, se almacena en esta forma en la parte inferior del tanque de presión, comprimida por el aire, para poder así abastecer la red de tubería con agua a presión para suplir las demandas de la instalación hidráulica en forma tal, - que la bomba no tenga que operar constantemente, sino que

opera, arrancando la bomba al bajar el nivel del agua en el tanque de presión, descomprimiendo así el aire y cerrando un interruptor de presión.

Al operar la bomba, parte del agua que bombea es enviada a la red, y el excedente va al tanque hidroneumático, en el cual al subir el nivel del agua vuelve a comprimir el aire hasta llegar a una presión máxima determinada, la cual acciona el interruptor de presión, desconectándolo y parando la bomba. Tal como se ilustra en las figuras 1 y 2.

Todo sistema hidroneumático trabaja con dos presiones: una, la baja presión, a la cual se hace operar la bomba, llamada carga manométrica y la otra, llamada alta presión, que corresponde a la presión máxima de operación del sistema hidroneumático, a la cual se hace parar la bomba y que consiste de la carga manométrica más la presión diferencial.

Esta presión diferencial se calcula en la tabla N° 4, basada en el volumen de agua y aire más adecuado, para obtener la máxima extracción de agua posible, dejando siempre un nivel de agua no menor del 20% en el tanque hidroneumático, llamado sello de agua, para poder mantener el aire comprimido siempre dentro del tanque sin que escape a la tubería.

(Figura 4)

La presión de diseño de un sistema hidroneumático, o carga

manométrica consiste de la suma de los siguientes factores:

- a).- Altura en metros de succión de la bomba.
- b).- Pérdidas por fricción en la tubería, conexiones y válvulas de succión.
- c).- Altura de descarga.
- d).- Pérdidas por fricción en tubería de descarga vertical y horizontal, válvulas y conexiones.
- e).- Presión en metros de columna de agua que se desea en la descarga más alta y más alejada.

La presión máxima de la bomba y por consiguiente del sistema hidroneumático debe de consistir de esta carga manométrica más la presión diferencial en metros mostrada en la tabla de W. West figura 4.

La presión de cierre de la bomba es también importante, pues en el caso de que intencionalmente o por error la bomba de un sistema hidroneumático sea operada en forma manual, esta presión de cierre de la bomba no debe de exceder desde .7 Kg/cm² a un máximo absoluto de 1.4 Kg/cm², para evitar daños al tanque hidroneumático escapando así el aire comprimido o llenándose el tanque de agua en su totalidad lo que causa muchos trastornos.

El diseño de la capacidad máxima de la bomba se hace, como se ha explicado en capítulos anteriores utilizando, de prefe



Las figuras 19 y 20 muestran dos tipos de curva diferente.- La primera un tipo de curva plana inadecuada para sistemas hidroneumáticos; y la segunda, la figura 20, un tipo de curva parada adecuada para sistemas hidroneumáticos.

La selección de un tanque hidroneumático se hace comunmente para 6 ciclos por hora. O sea: 5 minutos de operación de la bomba y 5 minutos, durante los cuales el tanque, exclusivamente, está surtiendo a la red, total 10 minutos por ciclo que multiplicado por 6 ciclos, nos dan los 6 ciclos por hora de operación (Figura 21).

De esta manera, la capacidad total del tanque se calcula por la capacidad máxima de la bomba en litros por minuto, que es igual a al demanda máxima del sistema hidráulico, multiplicado por los 5 minutos de operación que se desea, y al resultante se divide por el % de extracción que se puede obtener del tanque de acuerdo con la tabla de W. West (Figura 4).

E j e m p l o :

| | | |
|------------------------------|---|----------|
| Capacidad máxima de la bomba | = | 500 LPM |
| Multiplicado por 5 minutos | = | 2500 LPM |

Extracción calculada según la tabla de W. West. 20% = 0.20

O sea que si dividimos: $2500 \div 0.20$ obtendremos un tanque con capacidad de 12,500 litros.

En la figura 22 se muestra una secuencia de operación de un sistema hidroneumático duplex en el cual existe un nivel bajo, uno para la bomba uno, un nivel bajo dos para la bomba dos y posteriormente el nivel intermedio, el nivel alto de inyección del aire y un último nivel en el cual se indica la expulsión del aire por medio de la válvula de alivio.

La figura 23 muestra una ilustración de una compresora de aire propia para sistemas hidroneumáticos.

En la figura 24 se muestra el aire libre requerido para suministrar el aire comprimido para tanques hidroneumáticos, calculado por cada 100 litros de capacidad total del tanque, el cual puede ser suministrado indistintamente, ya sea por una compresora de aire o por un cargador de aire de tipo adecuado.

Las figuras 25, 26, 27 y 28 nos muestran diversos tipos de controles para sistemas hidroneumáticos fabricados en los E.U.A. y vendidos en México, que operan las bombas con la compresora de un sistema hidroneumático para obtener una operación correcta. Estos sistemas americanos, sin embargo, sirven solamente en sistemas que tienen un buen equipo de mantenimiento y en los cuales no se presentan problemas tales como: interrupciones de corriente, falta de agua, fusibles fundidos, arrancadores eléctricos sobre-cargados u otras causas, pues su sistema de operación no es adecuado -

para estas interrupciones, ya que la recuperación de la presión correcta de operación depende de la recuperación del aire comprimido que en ocasiones lleva más de 12 horas.

Algunos fabricantes en México han diseñado controles más adecuados para nuestro medio y que suplen estas faltas que pueden interrumpir el servicio de agua por horas con los perjuicios consiguientes.

Al fin y al cabo el control más adecuado para un sistema hidroneumático es el más simple, y éste es el interruptor de presión que afortunadamente es fabricado en México por varias firmas.

Aún en E.U.A., se consideró esto y una casa de California fabricó un cargador de aire que permitía el uso exclusivamente de interruptores de presión como controles de un sistema hidroneumático.

Desafortunadamente este control ilustrado en las figuras 31 y 32 tenía piezas móviles dentro del cargador de aire las cuales, ya sea por oxidación o por incrustación de las sales contenidas en el agua, requería constante mantenimiento, lo cual no siempre era posible dar, ya sea por falta de personal preparado o por falta de conocimientos suficientes sobre la operación de este control y de este cargador, que era un tanto complicado.

La necesidad de un cargador de aire adecuado para sistemas hidroneumáticos dió origen a un cargador diseñado en México, el "HIDROPISTON" (Marca Registrada, Patente 107985) figuras 33 y 34, cuya simplicidad o por no tener piezas móviles sujetas a oxidación o incrustación, ha dado magnífico resultado en México para sistemas de presión de toda especie, desde el sistema de presión doméstico, toda clase de sistemas hidroneumáticos, y los sistemas programados de presión variable.

El uso del "HIDROPISTON" permite operar los sistemas hidroneumáticos con los simples interruptores de presión antes mencionados e ilustrados en las figuras 29 y 30.

El defecto del hidropistón, era que al operar la bomba, la presión del equipo hidroneumático cerraba bruscamente la válvula de cheque colocada entre el tanque hidroneumático y el hidropistón, causando un fuerte golpe que se transmitía por toda la instalación y la estructura de casas y edificios; aunque sin causar golpe de ariete gracias al aire comprimido contenido en el tanque hidroneumático que absorbía y amortiguaba este golpe de ariete.

Para corregir ésto fué necesario recurrir a una válvula de cierre amortiguado y la única válvula de cierre amortiguado que demostró ser adecuada para este trabajo, fué una -

válvula, cuya patente al vencerse en los E.U.A., había pasado al dominio público y que por su alta calidad es fabricada actualmente por varias firmas, que sirve no solamente para líquidos sino también para aire.

Esta válvula de cierre amortiguado ilustrada en la figura - 36, actualmente es fabricada en México también.

Al correr el tiempo, mientras en los E.U.A. se fabricaban - otros sistemas más complicados, en México se fueron modificando los sistemas hidroneumáticos, dividiendo el gasto en dos o más bombas y reduciendo así la capacidad de los tanques hidroneumáticos al 50%, al 33% y hasta el 25% de la capacidad original.

Además este sistema permitió el reducir la capacidad en caballos de fuerza instalados originalmente con los equipos - duplex y que las bombas pudieran trabajar más de acuerdo con las demandas del sistema. Estos hidroneumáticos se ilustran en las figuras 37, hidroneumático simplex; 38, hidroneumático duplex; 39, hidroneumático triplex y 40 equipo programado a presión variable.

Sin embargo, subsistieron los defectos de los sistemas hidroneumáticos, por operar éstos sistemas a presión variable.

Para iniciar la lista de estos defectos se deben mencionar el incremento en la presión debido al aumento de la presión diferencial: 1.4 Kg/cm^2 , 2.1 Kg/cm^2 o 2.8 Kg/cm^2 (20 PSI, -

30 PSI o 40 PSI = Lbs/pulg²).

Este diferencial de presión tan elevada hace difícil la selección de una bomba cuya curva corresponda a las dos presiones de operación sin entrar en la zona de turbulencia, ni en la zona de cavitación, y que suministre los gastos correctos de 100% a la presión de diseño y de 20 a 25% en la presión máxima.

Además, dado que a mayor presión hay mayor descarga de agua se verá en primer lugar que los sistemas de presión variable son causa de un incremento en el consumo de agua al aumentar en la presión de descarga, tal como se muestra en las figuras 44 y 45 en las que se verá que a 3.1 Kg/cm² la descarga de agua en una válvula de 13 milímetros es de 186 LPM y a 4.5 Kg/cm², (presión máxima), esta descarga aumenta a 226 LPM.

Lo anterior explica porqué los sistemas de presión variable no pueden ser "SISTEMAS PROGRAMADOS"; pues un sistema programado supone que la bomba debe de suministrar un gasto programado a la demanda del sistema, y así se van usando 1, 2, 3, o más bombas de acuerdo con esta programación; pero, al variar la presión de una bomba en un paso determinado del programa, el aumento en la descarga de agua hace que entren a operar 2 o más bombas para abastecer el agua a esta nueva presión más alta, con el aumento consiguiente

de agua y de consumo de energía eléctrica, lo que no sucede en los sistemas de presión constante.

Otra limitación de gran importancia, consiste en que dado que un sistema de abastecimiento de agua ya sea por medio de tanque elevado, por sistema de presión variable o por sistema de presión constante no debe exceder en ningún momento de 4.5 Kg/cm^2 de presión en el mueble más bajo; los 14 metros de columna de agua (1.4 Kg/cm^2), requeridos por el diferencial de los sistemas de presión variable, limitan el número de pisos a que se puede abastecer agua a presión a un edificio que no puede exceder de 8 pisos, tal como se ilustra en la figura N° 46.

En algunos casos, para suplir esta falla de los sistemas hidroneumáticos y de los sistemas de presión variable en general, al igual que se hace en edificios altos abastecidos por tinacos o tanques elevados, se acostumbra dividir la red hidráulica de abastecimiento de agua en dos zonas de presión: una, la zona baja para abastecer un máximo de 8 pisos, equipado con válvulas reductoras o reguladoras de presión; la otra, la zona alta, calculada para operar a la presión libre, descontando los primeros 8 pisos, puede suministrar otros 8 pisos más, en forma tal que el piso 9° y el piso 1° recibirán la misma presión así como el 10° o el 2° y así en adelante hasta el piso 16° y el piso 8°.

Debe de tomarse en consideración, sin embargo, que las válvulas reductoras o reguladoras de presión operan solamente del 30% de su capacidad hasta el 100%, por lo cual será necesario instalar 3 o 4 válvulas o más, de acuerdo con la capacidad de la red que se sirva, para evitar que las válvulas golpeen al operar con una demanda inferior al 33% de su demanda de diseño. Para su buena operación las válvulas deben de ser moduladas o sea, ajustadas a distintas presiones, para que así, las más pequeñas sean las que primero operen y luego irán operando las mayores hasta tener aquella válvula adecuada para una demanda determinada y este ajuste o modulación debe de verificarse con cierta frecuencia.

Además cada válvula debe de ser equipada con sus válvulas de compuerta, uniones universales y coladeras para poder recibir servicio adecuado.

La mejor solución para estos casos de edificios altos, es el instalar dos equipos independientes, uno de baja presión y otro, de alta presión, lo cual aunque de costo un poco más elevado presenta economías definidas tanto en costo de mantenimiento como en costo de operación, pues al fin y al cabo es anti-económico elevar la presión del agua para llegar al piso 16° y luego utilizarla en el 1er. piso adonde se requiere una presión mucho menor y sin tanto consumo de energía eléctrica.

2* C.- SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION VARIABLE

Los Sistemas Programados de Presión Variable aunque mencionados en la lista anterior, no son más que sistemas hidroneumáticos - glorificados, pues al fin y al cabo tengan una, dos, tres, cuatro o más bombas, son sistemas de presión variable con todos los agravantes inherentes a las variaciones de presión en el abastecimiento con o sin tanque hidroneumático, que se mencionan en el capítulo anterior.

3° SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION CONSTANTE

Aunque los primeros Sistemas de Presión Constante instalados en México fueron los operados por Variadores de Velocidad fabricados en los E.U.A. y que se describieron en el capítulo intitulado "SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA UTILIZADOS EN E.U.A.", ya que su costo era excesivo y por consiguiente estuvieron limitados en su uso, describimos otro sistema, único en su género que se encuentra instalado en Acapulco, Gro.

Este sistema de presión constante ilustrado diagramáticamente en la figura 49 consistía de dos bombas equipadas con motor de velocidad constante, que son alternadas en su operación manualmente. Cada bomba tiene capacidad para surtir el 100% del gasto calculado para el edificio. En la tubería de descarga cercana a las bombas, se encuentra instalada una válvula que permite abastecer a la red, únicamente la cantidad de agua requerida para ésta, y el excedente de agua no requerida por la red es retornada a la cisterna.

De esta manera se puede ver en el estudio que se muestra en el diagrama que la presión "P" es constante; el gasto "QA" suministrado por la bomba también es constante y por consiguiente la fuerza eléctrica consumida por la bomba que opera a un gasto constante, a una presión constante y a una eficiencia

constante, es también constante, por lo que la corriente eléctrica consumida por el motor de la bomba es constante las 24 horas del día sin importar que el consumo sea 0%, 25%, 50%, 75%, o 100%, lo que en forma definitiva es anti-económico.

Lo importante de este sistema es que la válvula que inyecta el gasto "QB" a la red es variable y que el gasto "QC" que retorna a la cisterna es la diferencia entre el gasto "QA" que suministra la bomba y el gasto "QB" requerido por la red, y que esto permite que la red del edificio opere siempre a una presión constante.

En la figura 49 se muestra una curva de este mismo sistema instalado en Acapulco, Gro., en la cual se ve la forma de operación de esta bomba en un punto fijo a un gasto de 15 LPS a una presión de 48.75 metros con una eficiencia de 65% consumiéndose en forma constante una corriente eléctrica de 15 HP.

Este estudio es solamente hipotético, y se da con fines ilustrativos.

Un sistema, también de presión constante, que podría haberse utilizado en este caso anterior se ilustra en la figura N° 50 en la cual también se ven dos bombas; pero por razón de que en este caso se utiliza una bomba de diseño especial con curva plana (ver curva figura 51), no era necesario utilizar

una válvula como en el caso del equipo anterior, pues la misma presión constante se obtiene en un caso y en el otro; pero con la ventaja adicional, como se puede ver en la curva de la figura 51 que el gasto varía desde el 33%, 5 LPS (punto A) al 66%, 10 LPS (punto B), hasta el gasto máximo de 100%, 15 LPS, y en cualquier punto intermedio entre éstos a una presión casi totalmente igual pero, dado que el gasto varía de acuerdo con las demandas de la red, por consiguiente la demanda de energía eléctrica varía con este gasto como se podrá ver en la explicación al pie de esta curva.

Este sistema de utilizar una sola bomba para suministrar desde el gasto 0% hasta más del 100% del gasto, tiene un defecto gravísimo: el que en gastos pequeños, la bomba puede entrar en su límite de turbulencia con la vibración, ruido y destrucción descritos en el primer capítulo; y, en gastos mayores, que pueden presentarse ocasionalmente en emergencias, sin tener un control automático que arranque la segunda bomba, puede ocurrir lo mismo al exceder el límite máximo de la bomba entrando a la zona de cavitación.

Para mejorar este sistema de presión constante, utilizando bombas de diseño especial de curva plana se requería

un control especial, el que no podía ser el interruptor de presión, pues al no haber variaciones en la presión por ser éstos, "SISTEMAS DE PRESION CONSTANTE" no se disponía de un diferencial con el cual pudiera operar un interruptor de presión.

Fué necesario por consiguiente diseñar un control adecuado para este sistema y para esto se requería de un medidor de flujo de gran exactitud que pudiera operar con un rango desde el 20% hasta el 100% de la demanda. Se encontró un solo aparato que pudiera servir para estos fines que consistía de un venturi de diseño especial patentado en los E.U.A.

Este medidor equipado con un indicador de flujo y controles electrónicos se ha venido utilizando en México para los sistemas de presión constante aquí descritos.

El primer paso para diseñar este sistema consistía en suministrar la capacidad total del sistema con varias bombas y así poder pasar del uso de una bomba a dos, tres, cuatro o más hasta suministrar el gasto total y tener en adición una bomba para ser utilizada como emergencia.

Además del control anterior especial para "SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION CONSTANTE" fué necesario fabricar alterna

dores o variadores de secuencia de dos, tres, cuatro, cinco, o seis bombas, de acuerdo con el número de éstas, que variaran la secuencia de operación de estas bombas con el fin no solo de que se igualara el desgaste de las mismas, sino de que en cada ciclo de operación por corto que fuera, cambiara la bomba o bombas que fuera necesario operar para abastecer la demanda y que así se mantuvieran éstas cebadas y en condiciones de operación, pues se ha visto siempre que una bomba parada tiende a descebarse y a pegarse - sus piezas móviles ya sea por oxidación o por incrustación de las sales disueltas en el agua.

Muy poco tiempo después de que se iniciara el uso de éstos sistemas en México fueron publicadas unas gráficas por la Universidad de John Hopkins de Washington, E.U.A., sobre el uso horario de agua en diversos tipos de edificios (condominios, apartamentos, hoteles, hospitales, fraccionamientos, etc.), de diversas condiciones socio-económicas, obtenidas en diferentes estados de la Unión Americana, por medio de la instalación de medidores, registradores y totalizadores de flujo instalados con el fin de determinar, no solo los consumos horarios de agua, sino de determinar además las diferencias de un tipo de edificio a otro, de una condición socio-económica a otra y de un estado a otro en los E.U.A.

Posteriormente se obtuvieron gráficas de gasto semejante, de diversas poblaciones de los E.U.A. y éstas comparadas con gráficas obtenidas por la Secretaría de Recursos Hidráulicos en diversas poblaciones de México sirvieron para hacer un índice de comparación, y así se pudieron hacer gráficas de demandas para las 24 horas del día de diversos tipos de edificios, fraccionamientos y poblaciones que pudieran utilizarse mientras se disponía de material o experiencia que permitiera hacer el estudio más exacto.

Con este material los sistemas de bombeo múltiple de presión constante se convirtieron en sistemas programados de presión constante que permitían utilizar la bomba más pequeña con el motor más pequeño para abastecer la demanda más pequeña, y así cambiando de bombas y/o haciéndolas operar simultáneamente se lograba que estuviera el menor número de bombas con la menor potencia en caballos de fuerza operando para abastecer una demanda determinada, y dado, que la presión suministrada era constante, la descarga de agua en todas las llaves también era constante y esto permitió la creación de un "SISTEMA PROGRAMADO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA A PRESION CONSTANTE" que operaba en forma programada a la demanda de una instalación.

La primera ventaja que demostró tener el sistema programado de presión constante fué que al no requerirse la presión

diferencial de 14 metros que requería el sistema de presión variable para operar por medio de los interruptores de presión, fué, que se aumentó el número de pisos que se podían abastecer con los 45 metros de columna de agua (4.5 Kg/cm^2), llegando en total los pisos servidos a un número de 13 en vez de los 8 pisos que podía suministrar los hidroneumáticos y los sistemas de presión variable en general, tal como se muestra en la figura N° 54.

Una curva de un sistema programado de presión constante se ilustra en la figura 55 y diagramas y dibujos de instalación están ilustrados en las figuras subsecuentes.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam

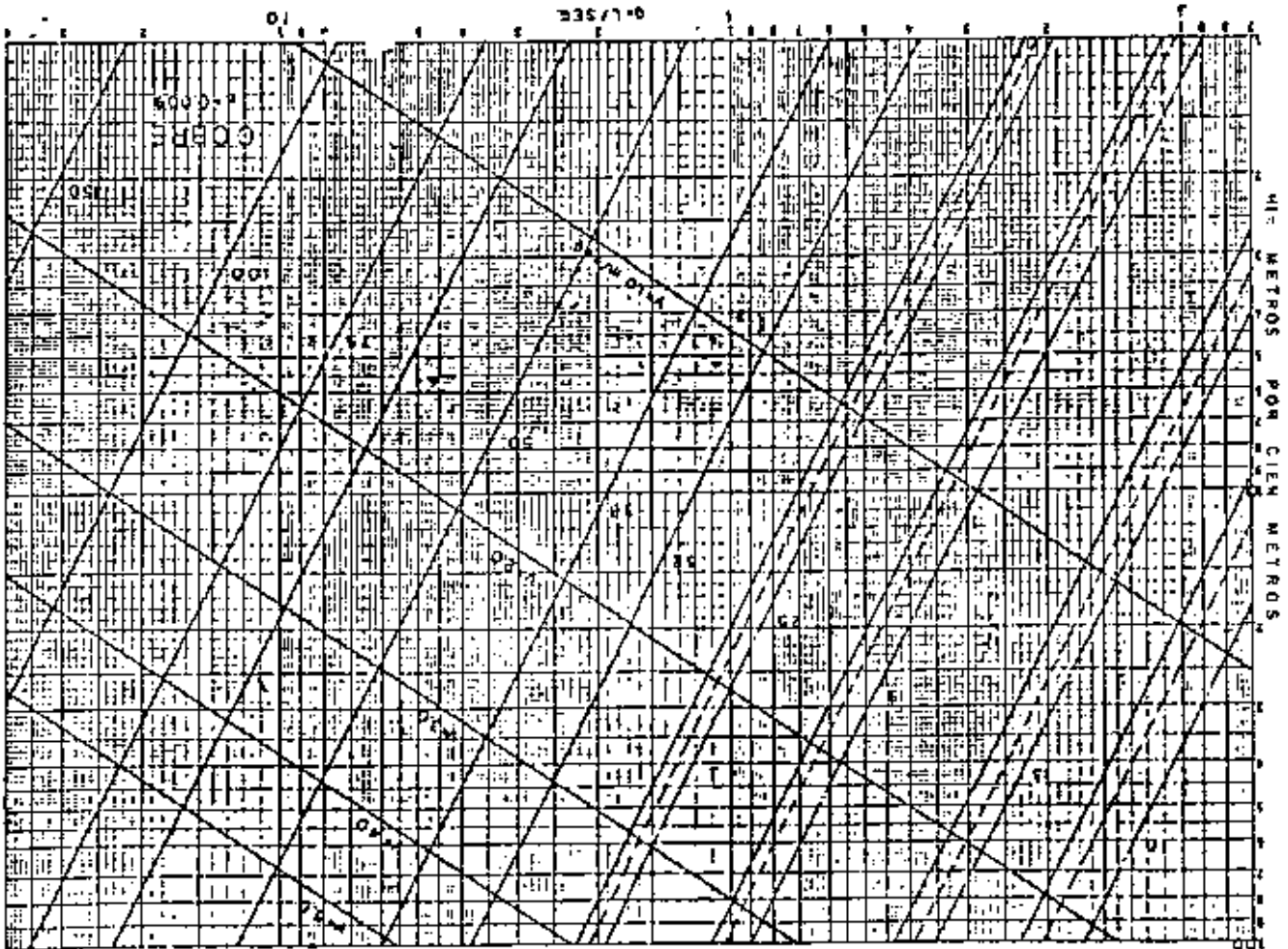
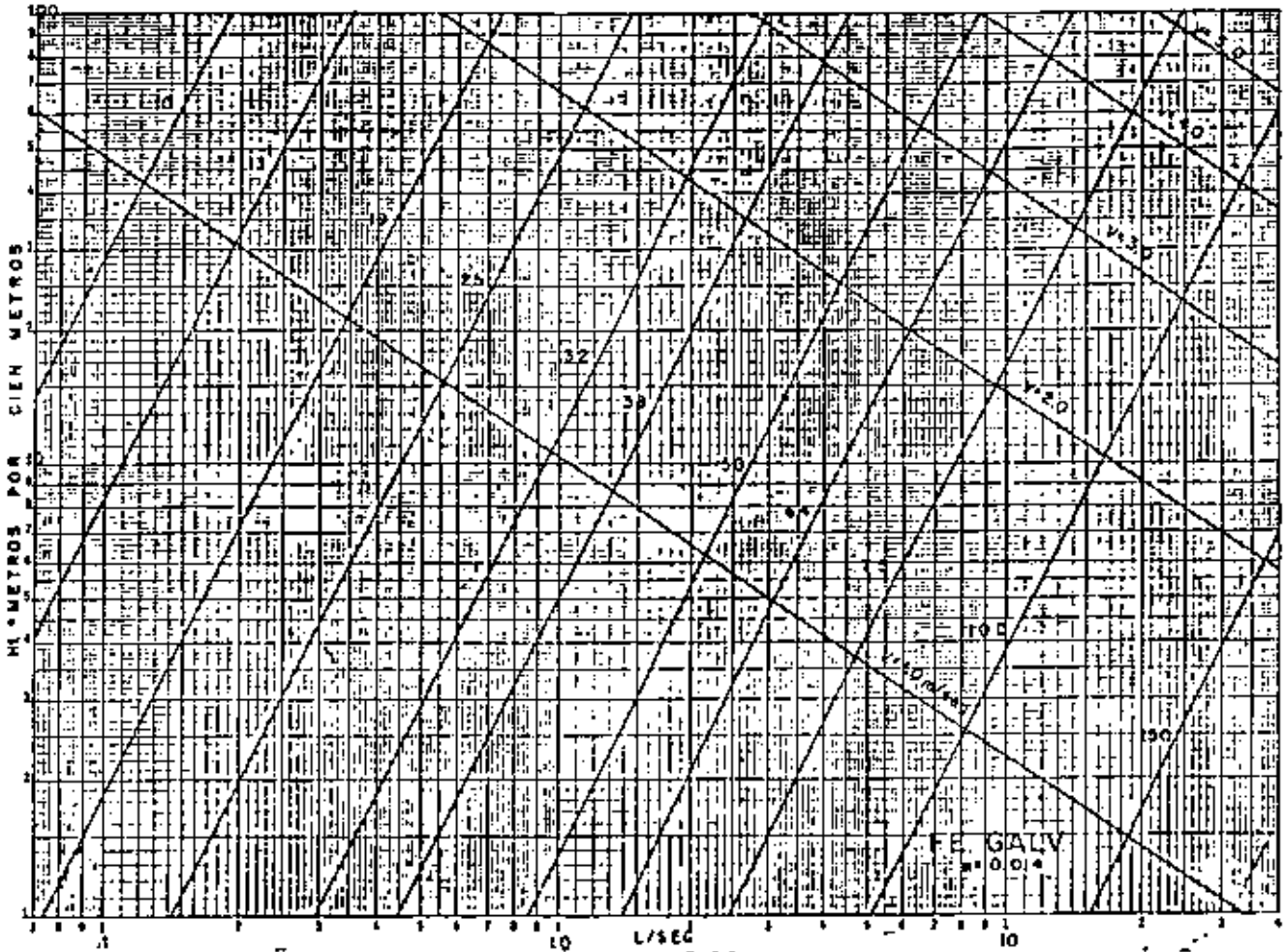


SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

N O M O G R A M A S

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

JULIO, 1980



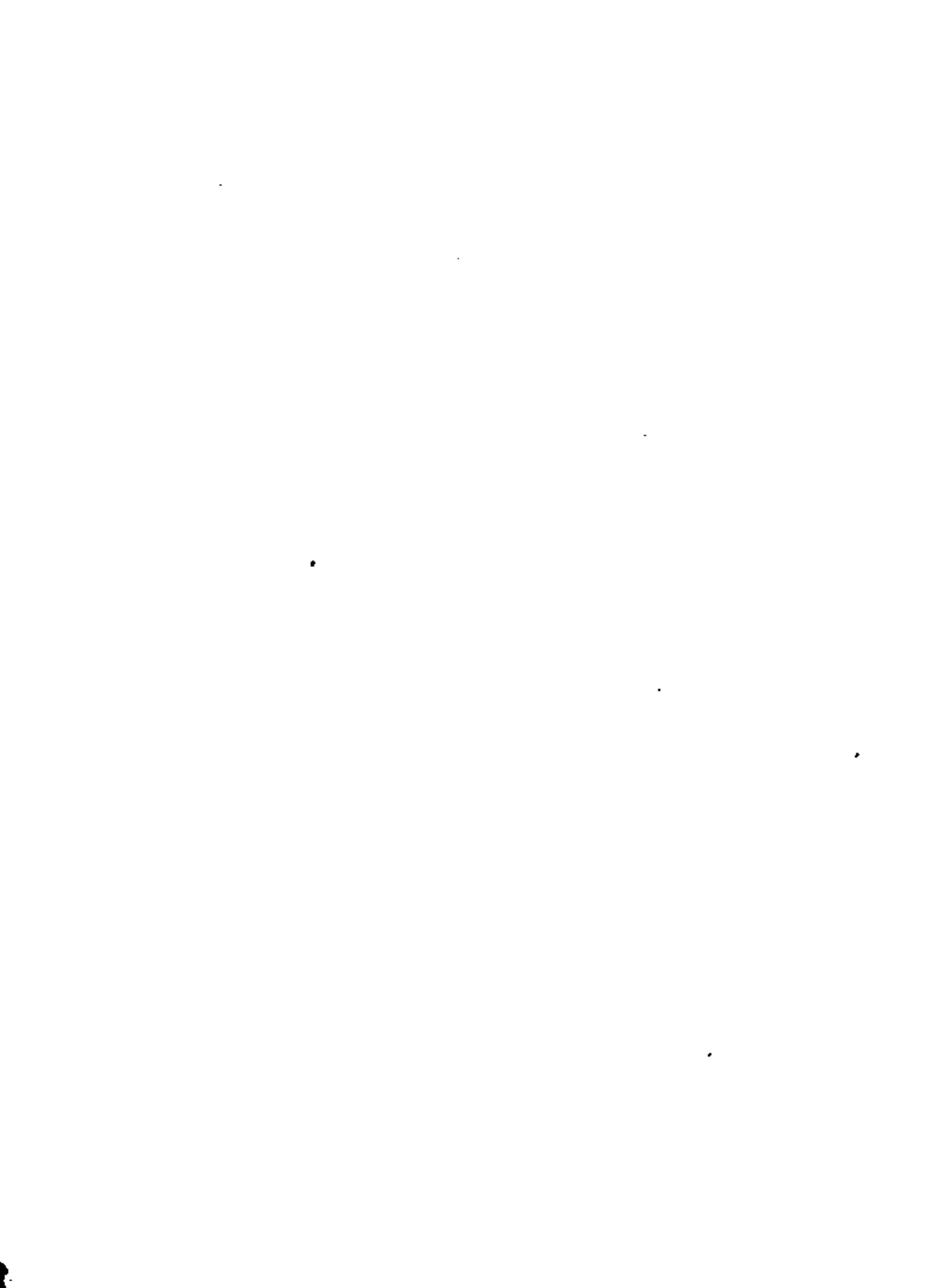
rencia el método de Hunter que se muestra en las figuras 12, 13, y 14 adjuntas y que ya ha sido explicado en detalle anteriormente para cálculo de bombas y de tubería.

El gasto mínimo de la bomba (Figura 5) es de importancia, pues de ser muy pequeño, cualquier demanda por pequeña que sea puede ser causa de que la bomba de un sistema hidroneumático trabaje en forma constante, sin parar, al no tener capacidad la bomba para surtir dicha demanda.

Si el gasto mínimo de la bomba es demasiado grande, entonces esto podría causar arranques y paradas demasiado frecuentes de la bomba, pues el volumen del agua en el tanque hidroneumático se recuperará demasiado rápidamente.

Lo ideal es que la bomba opere en forma semejante a las demandas de un sistema, o sea: desde un gasto mínimo del 20 al 25% hasta el gasto máximo de 100% predeterminado para su capacidad total (Figura 16).

La selección de la bomba para un sistema hidroneumático debe de ser, utilizando una curva parada como la que se muestra en la figura 18 en la cual el gasto máximo de la bomba corresponde a la carga manométrica, el gasto mínimo (25% + -) correspondiente a la carga máxima (carga manométrica + diferencial), y la presión de cierre de la bomba siendo un poco mayor que la carga máxima.





centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

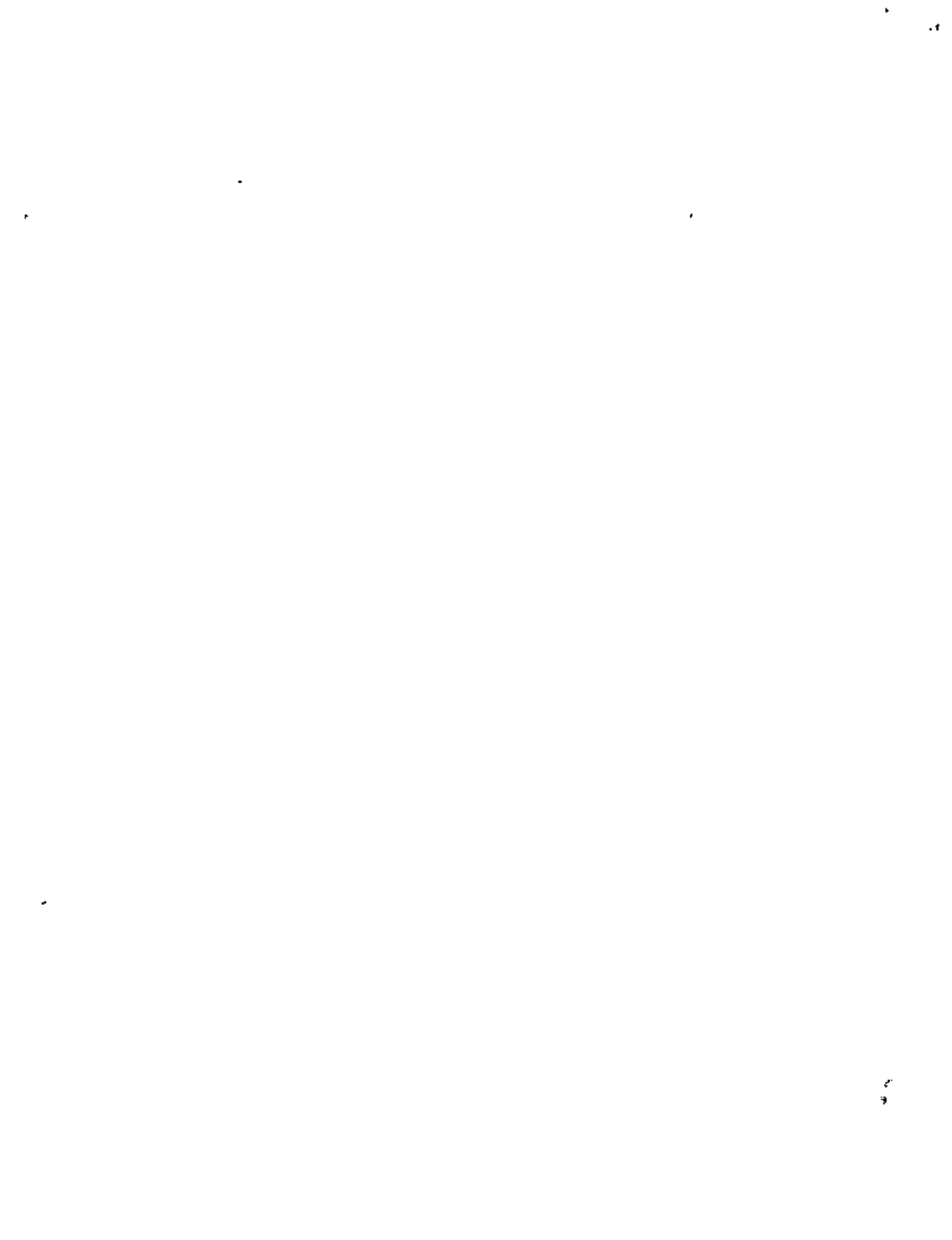
aurora pump training recalil manual

THE SELECTION AND APPLICATION OF A VERTICAL LOW LIFT PUMP

program no. 854-1503-000

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

AGOSTO, 1980



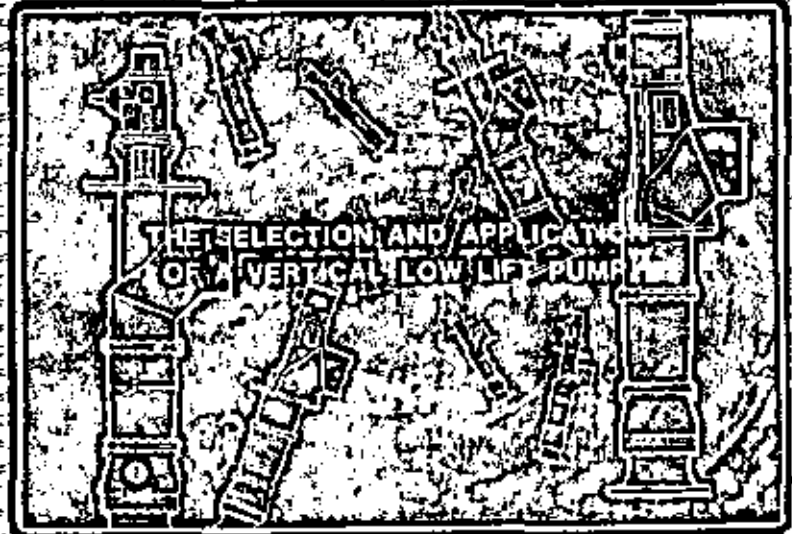
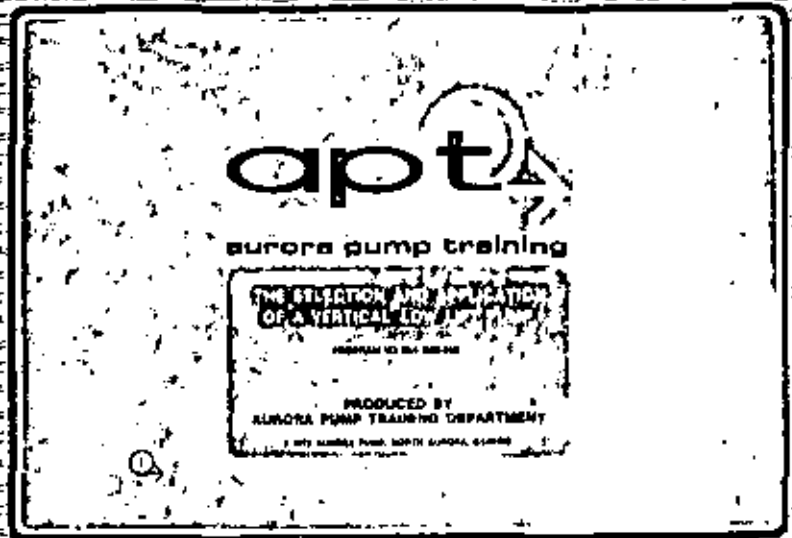


aurora pump training



"the selection and application of a vertical low lift pump"

"The Selection and Application of a Vertical Low Lift Pump" produced by the Aurora Pump Training Department.

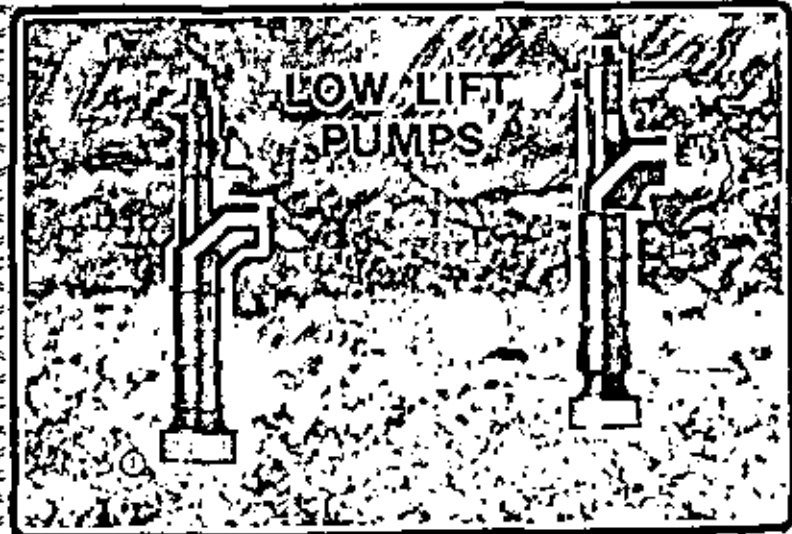


A variety of pumps have been developed over the years, each type for a specific purpose.

In this program, we'll discuss propeller and mixed-flow low-lift pumps. Low-lift pumps are designed to raise large volumes of liquid against a reasonably low head.

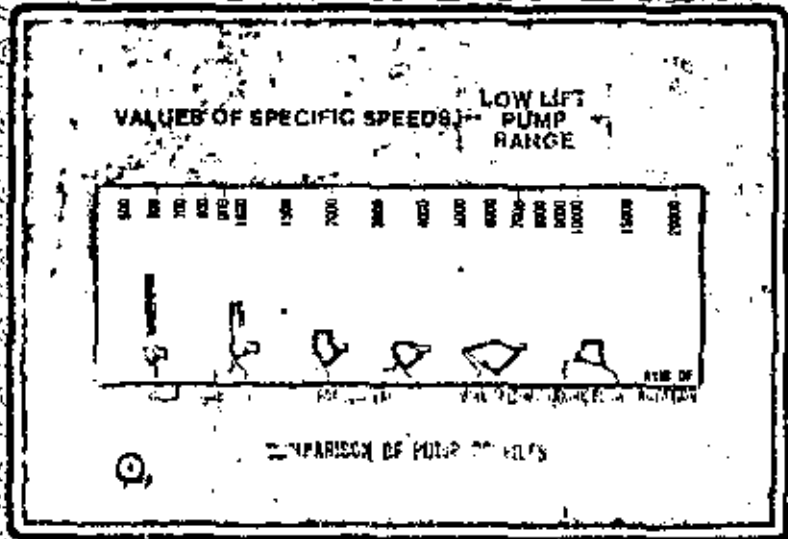
The most common low-lift pump configuration is like a vertical turbine pump with the bowl assembly hanging in the fluid to be pumped.

A bowl assembly is suspended by a column pipe which in turn connects to the head assembly supporting the driver. Low-lift pumps may also be built to operate in a horizontal position or at an angle for special applications.





4

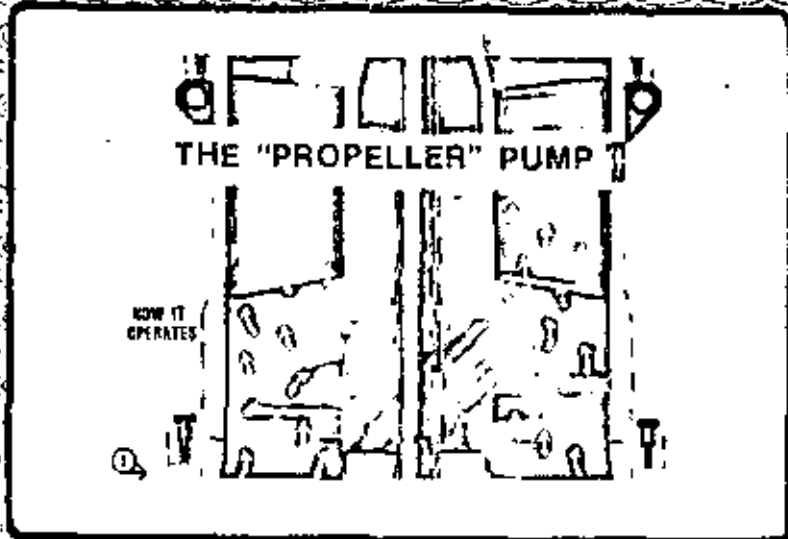


The specific speed, symbolically known as N_s , is a term used by pump designers to correlate pump capacity, head and speed at optimum efficiency to classify pump impellers with respect to their geometric similarities. The values for Low Lift pumps range from five thousand N_s to thirteen thousand N_s .

The specific speed of a given pump will not change with a variation in operating speed, since the two are correlated at optimum efficiency.



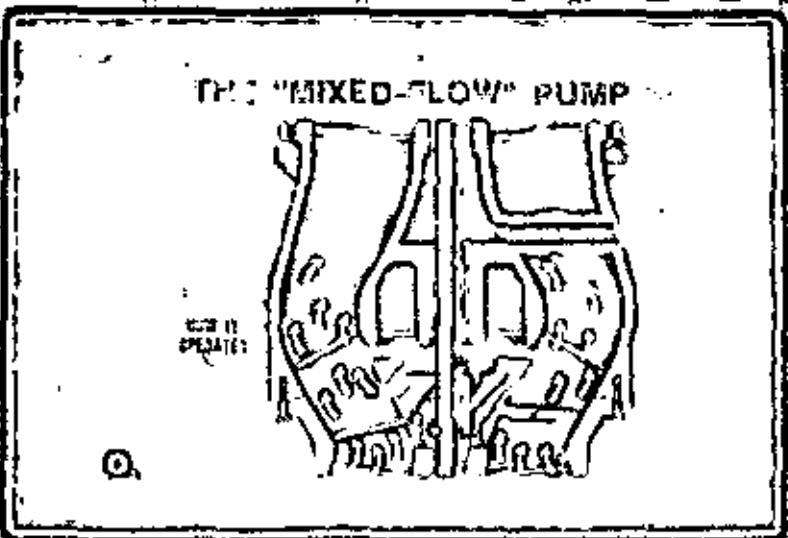
5



As the name implies, the propeller pump uses a propeller similar to those used on ships. The liquid enters the pump parallel to the axis of the shaft through the suction bowl. The turning propeller forces the fluid on through the discharge bowl in a continuing axial direction. Diffuser vanes in the discharge bowl convert velocity energy into pressure. The propeller blades act much like an airplane wing creating a pressure differential.



6

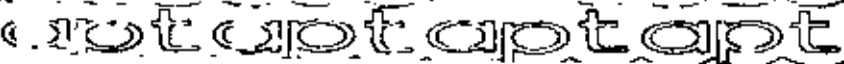


Here in visual #6 we have a mixed-flow pump. So -- how does it operate?

Say you want to increase the pressure capability of the propeller pump. It's essential that some of the energy be imparted to the liquid by centrifugal force. In this kind of pump the liquid's no longer moving straight axially through the pump.

It's moving axially when it passes through the impeller but it's also spinning away-from center of rotation. To distinguish this design from the axial-flow type, it's called a mixed-flow pump.

You can multi-stage both designs to operate at higher heads. However, the design advantages



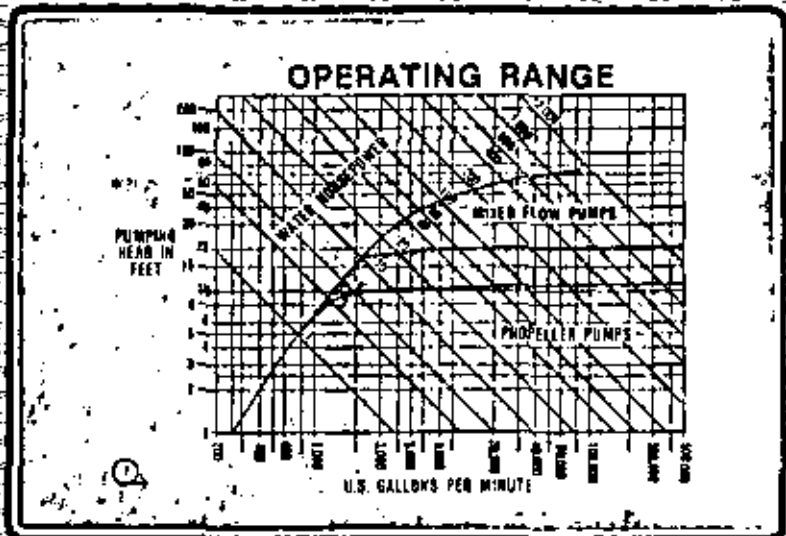
should outweigh the capabilities of the turbine pump. The head developed by the propeller and mixed-flow pump is a direct multiplier of the number of stages used; bowl efficiency changes a small amount. For mechanical reasons the number of stages is limited. There are two controlling factors involved. First, the maximum bowl shaft size available to transmit the horsepower and, second, the pressure rating of the bowls. Normally 2 stages is the maximum to be considered.

7

Low lift pumps should be applied for total dynamic heads up to twenty feet for single-stage propeller pumps and up to total dynamic heads of fifty feet on mixed-flow pumps.

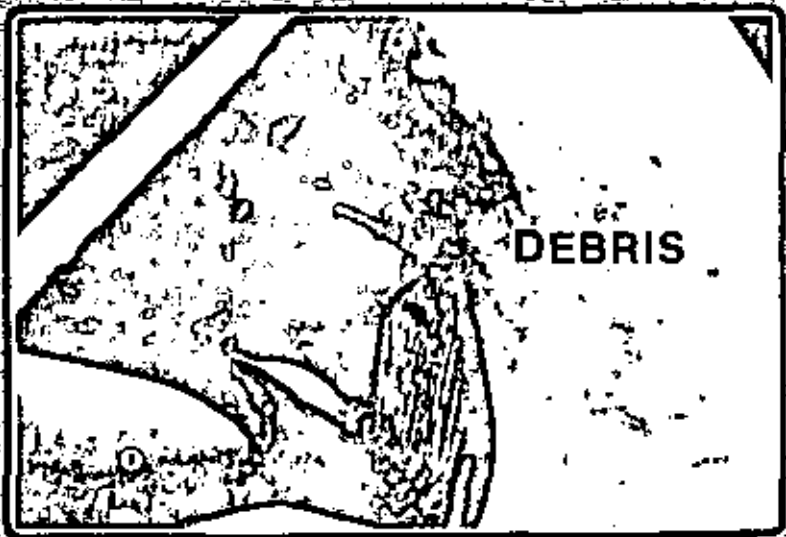
Capacities start at about 800 to 1000 gallons per minute and at present range up to 75,000 gallons per minute.

The vertical open suction method of installation requires minimum floor space and, since the bowl assembly is submerged, it's always primed.

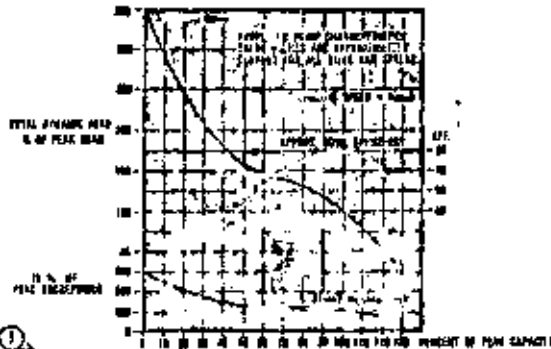


8

A propeller or mixed-flow pump provides the most efficient machine for the required operating head range. Open passageways through the bowls allow the pumps to handle a certain amount of trash, debris and dirty water providing an adequate trash rack is used. However, these are not the so-called "non-clog" type of pump; they will not handle such items as the short timber shown here in visual #8. We will further discuss debris handling capabilities later in this presentation.



PERFORMANCE CHARACTERISTICS



9

Power requirements are in reverse of what's considered normal for a centrifugal or turbine pump in that the power is lowest at low heads and gradually increases with an increase in head, as we can see in this performance curve.

With the shut-off head and shut-off horsepower extremely high, it's not advisable to use this type of pump in a system where the pump must be started against a closed discharge valve.

Operation in the range to the left of the dotted line is unstable, erratic, noisy and can destroy the pump. Never try to operate in this range. Pump manufacturers normally show in their price books only that portion of the curve which is useful, that is, that portion to the right of the dotted line.

TYPICAL APPLICATIONS

CONTROL AND TRANSFER OF LIQUIDS WHERE HEAD REQUIREMENTS FALL IN THE LOW HEAD RANGE THE APPLICATIONS ARE MANY AND VARIED

- FLOOD CONTROL AND DRAINAGE
- IRRIGATION
- PRIMARY WATER
- CONDENSER CIRCULATION
- WATER TREATMENT AND PAPER MILL

10

Applications for the control and transfer of liquids where operating head requirements fall into the low head range are many and varied. They include:

- Flood control and drainage
- Irrigation
- Primary water
- Condenser circulating and
- Water treatment and paper mill.

11

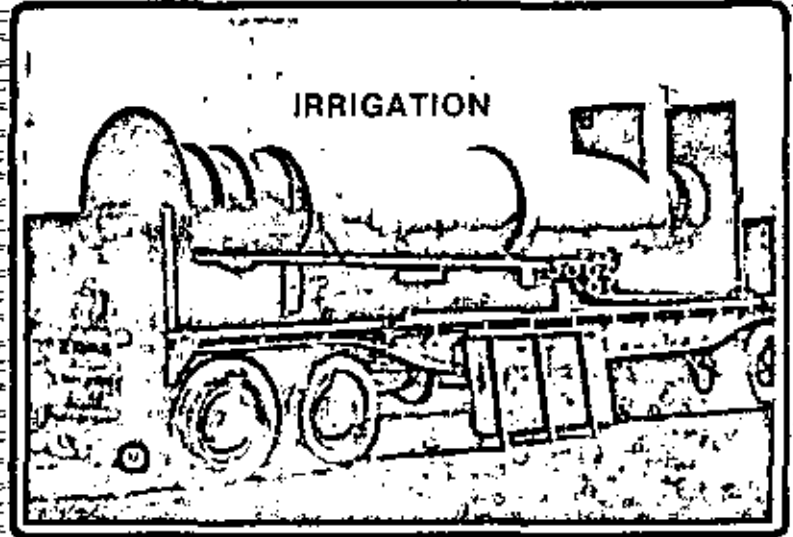
FLOOD CONTROL AND DRAINAGE



Flood control and drainage activities usually involve low-to-medium head requirements. The water always carries debris, trash and occasionally some sewage. In a case like this the submerged propeller or mixed-flow pump is always primed while the driver is up where it can't be flooded out. The system can be fully automated with either fixed or variable speed drivers. A typical flood control installation is shown here in visual #11.

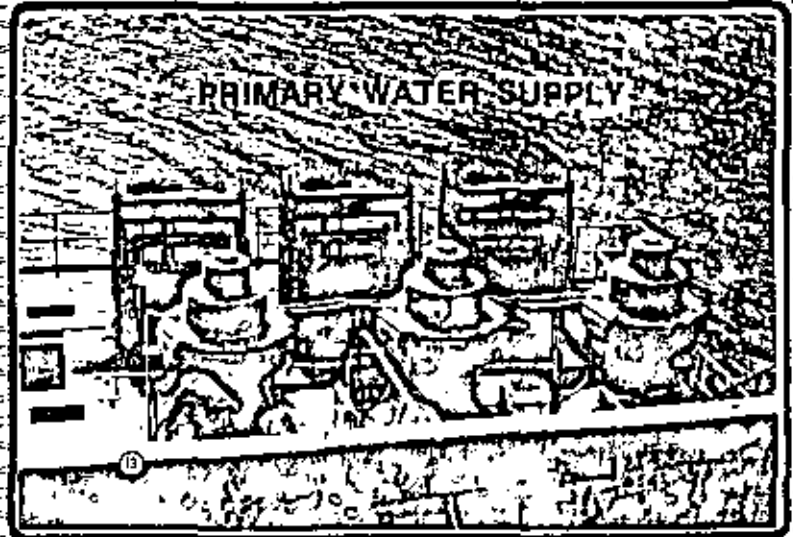
12

The low-lift pump adapts well to both large and small irrigation projects, either lifting water from a ditch into a stand pipe or supplying all of the primary water from a river or canal for a complete system. Nor should we overlook the low-lift pump's ability to pump back water which accumulates at the end of the field. This service is known as "pump back" or "tail water."



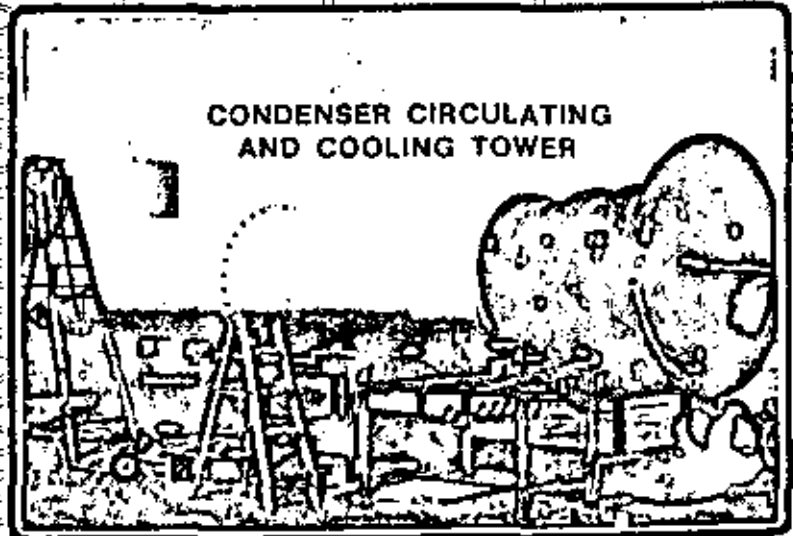
13

The mixed-flow pump can be used to handle primary water supply where the head requirements fall in its range.



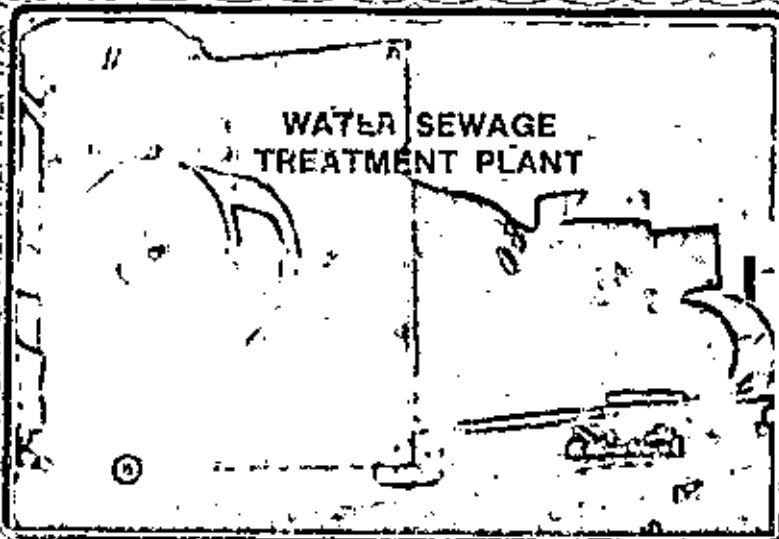
14

The requirements for a condenser circulating and cooling tower call for peak operating efficiency and dependability. Space is usually at a premium. The vertical mixed-flow pump is the best solution for this particular application.



15

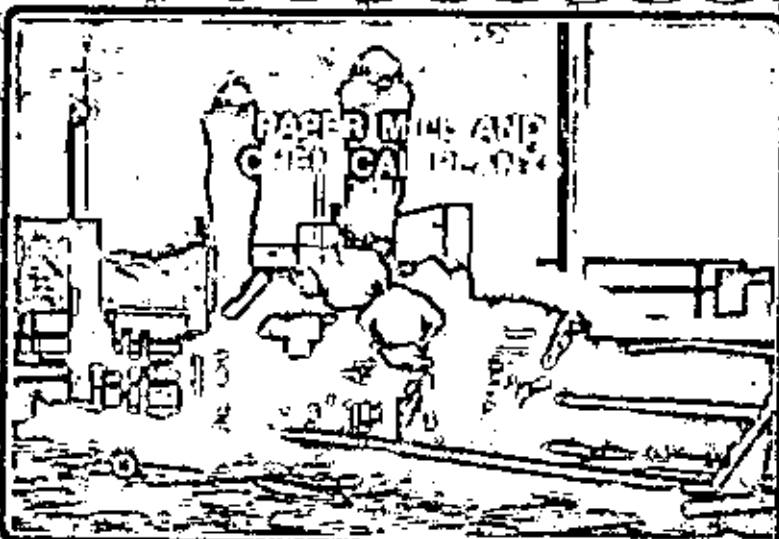
WATER SEWAGE TREATMENT PLANT



The low-lift pump will do most of the circulating and filter backwash jobs in water and sewage treatment plants. This type of pump can handle almost anything in such an environment except sludge and raw sewage. And if we use a vertical wet pit design, we can save a lot of floor space and eliminate valves.

16

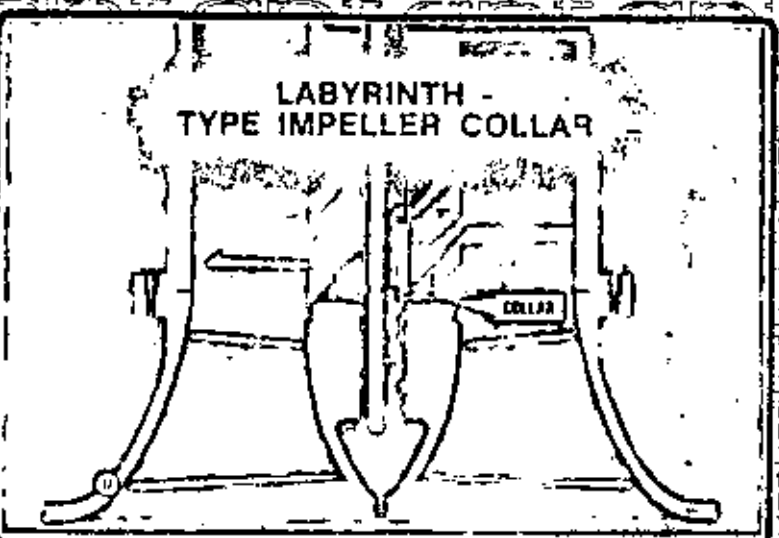
PAPER MILL AND CHEMICAL PLANTS



Paper mills and chemical plants, like those we see here in visual #16 generate such residue as mill effluent, brine, waste water and similar liquids. These liquids can be effectively handled, usually with special metallurgy to counter their corrosive properties. One of the lubrication options offered by Aurora Pump will protect the shaft and bearings from corrosion and abrasive wear.

17

LABYRINTH - TYPE IMPELLER COLLAR

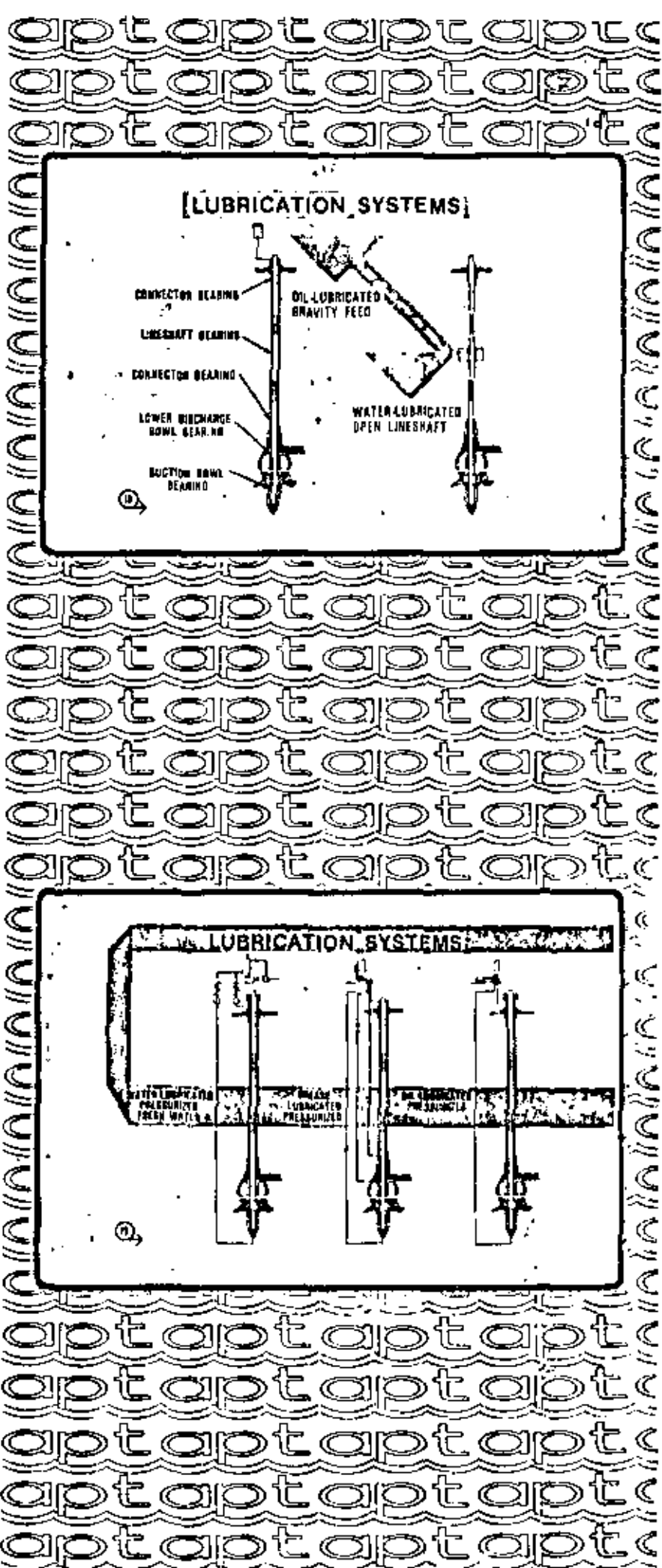


All propeller and mixed-flow pumps have two common enemies, sand and silt. That's why we at Aurora equip our standard propeller and mixed-flow pumps with labyrinth-type collars which protect the suction bell bearings from these two intruders. This type of construction is especially useful if the liquid being pumped contains hair or other stringy material which tends to cut the bowl shaft. A labyrinth-type collar prevents such abrasive action.

Oil lubricated gravity feed is standard for pump shaft lubrication, although other lubricating variations are available. The suction bowl bearing is packed with water-proof grease and requires no attention until the unit is dismantled for service. The lower discharge bowl bearing and the intermediate bowl shaft bearings are water lubricated while line shaft and connector bearings are oil lubricated.

Oil is gravity fed from the gallon oil reservoir through the oil line connecting to the top connector bearing. A sight feed valve permits regulation.

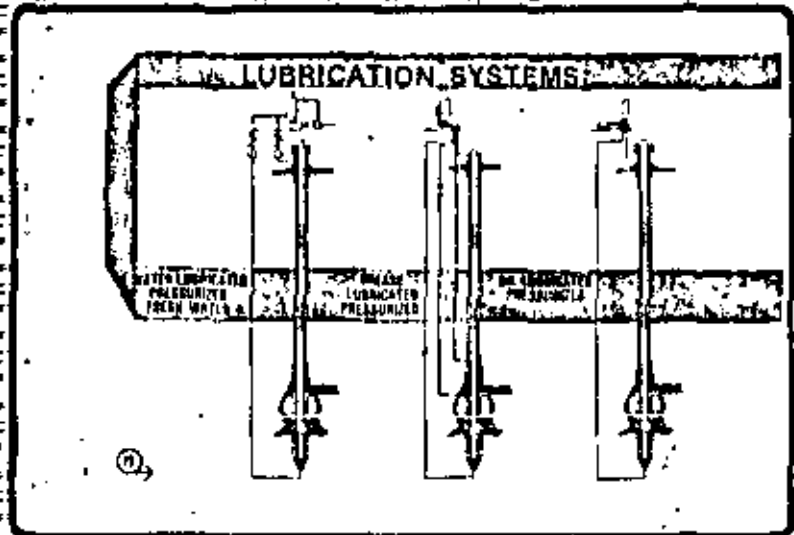
On the water lubricated, open lineshaft type of construction, the bowl bearings are lubricated in the standard manner except the top discharge adaptor bearing is water lubricated. Pumped water lubricates the rubber lineshaft bearings. Settings are normally of a length that does not require prelubrication. An air vent must be provided to exhaust the air above the discharge thus permitting the water to surround, cool and lubricate the packing box. The grease fitting gives extra lubrication for the packing box fitting.



The water-lubricated pressurized fresh water system is tube enclosed as shown in the first panel on the left. Shafting will be stainless steel. The fresh water is pressurized above the operating pressure of the pump unit. Injection to the enclosing tube is at the normal oil lube position as well as through a separate line which extends to the hub of the suction bell. We have no bypass port in the discharge case in this instance so all bearings are under pressure. This prevents the pumped water, or any foreign matter, from entering the bearings. In the middle panel, we have a grease-lubricated pressurized system where each bearing is supplied with a separate grease line. You can apply the pressure automatically or manually as needed.

The panel on the right illustrates the oil-lubricated pressurized method which has two lines for injection. However, and this is a point to remember, an automatic oil unit to maintain a constant pressure is required. There's no bypass port in the discharge case.

This system is ideal for pumps in continuous, heavy duty service handling liquids that are corrosive or carrying abrasive solids. A scale pit



pump in a steel mill is a good example of such an application. You're guaranteed positive lubrication at all times independent of maintenance personnel.

The system can be set up to energize a warning signal when the oil reservoir needs refilling. Should you have leakage at the packing box, you can rest assured it'll be oil and not the liquid being pumped.



Before you can properly select a low lift pump, you have to obtain a certain amount of information from the customer or his technical representative. Information like:

Is the capacity or flow rate variable?

Static head

Alternate head requirements

The maximum and minimum levels in the intake and discharge sumps

Friction loss through the system

A description of the fluid to be pumped

The physical environment in which the pump will be operating.

Suction conditions

Type of power supply

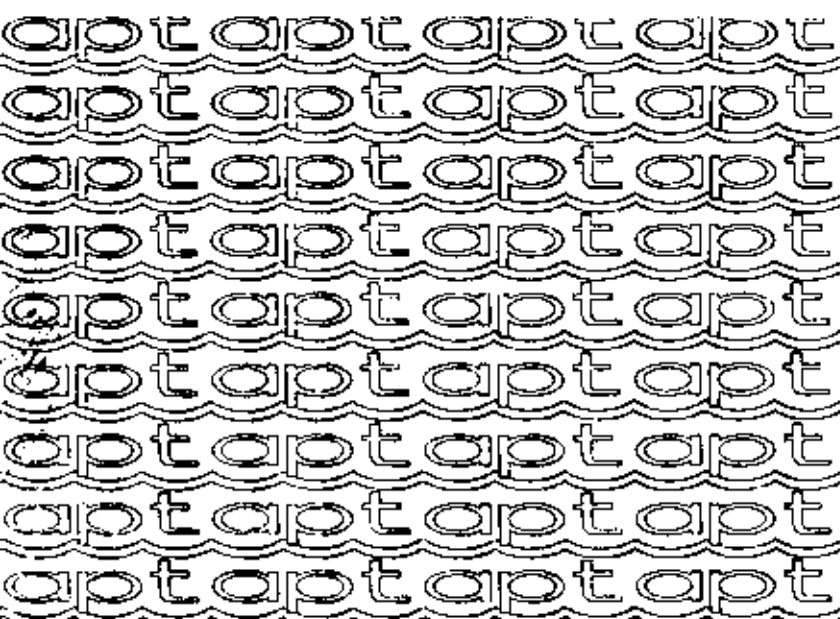
Maximum speed limitation, if any.

A more comprehensive and detailed rundown of the information needed from the customer is covered in an issue of APT news.



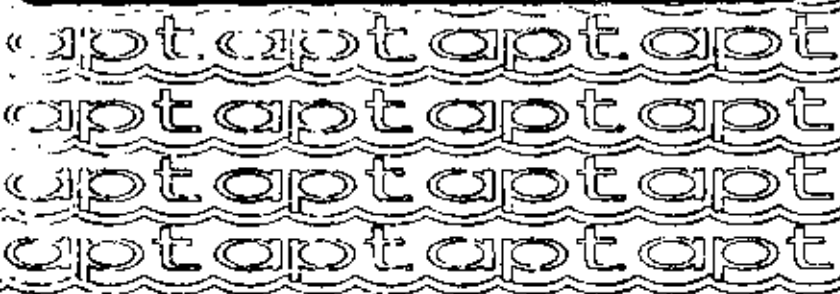
When we talk about capacity, we usually express ourselves in terms of U.S. gallons per minute or GPM as cited here in visual #21. Cubic feet per second are identified by the abbreviation CFS. A day's work by a pump is calculated in millions of gallons per day or MGD. All capacities are figured at the normal operating head. If capacity is expressed in terms other than GPM, it has to be converted to GPM if you are to select a pump from the price book. You also have to make sure the pump will operate successfully at the maximum and minimum heads in the system.

There may be times, though, that with a low total head you'll have too great a capacity. With the rising horsepower characteristics on higher heads, we certainly do not recommend throt-

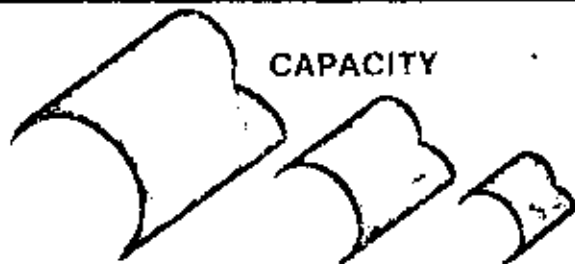


INFORMATION NEEDED FROM CUSTOMER IN ORDER TO MAKE A PUMP SELECTION

1. CAPACITY (FLOW RATE)
2. STATIC HEAD
3. ALTERNATE HEAD REQUIREMENTS
4. MAXIMUM & MINIMUM LEVELS IN INTAKE AND DISCHARGE SUMPS
5. FRICTION LOSS THROUGH SYSTEM
6. FLUID DESCRIPTION
7. PHYSICAL ENVIRONMENT
8. SUCTION
9. POWER SUPPLY
10. MAXIMUM SPEED



CAPACITY



1 CUBIC FOOT PER SECOND = 448.8 U.S. G.P.M.

1 MILLION GALLONS PER DAY = 694.4 U.S. G.P.M.



ing these pump units by means of a valve. Unless, of course, you have a driver of adequate size. You may want to use a recirculating bypass in the system which is effective while still avoiding the horsepower increase.

Be certain your customer specifies if there are any variable capacity requirements.

22

Static head is the vertical distance the water will be raised. While the rated head is usually based on the normal water levels, it's important to check that the pump selection will operate satisfactorily at the maximum and minimum levels. The maximum head occurs with low water level in the intake sump and high water level in the discharge chamber.

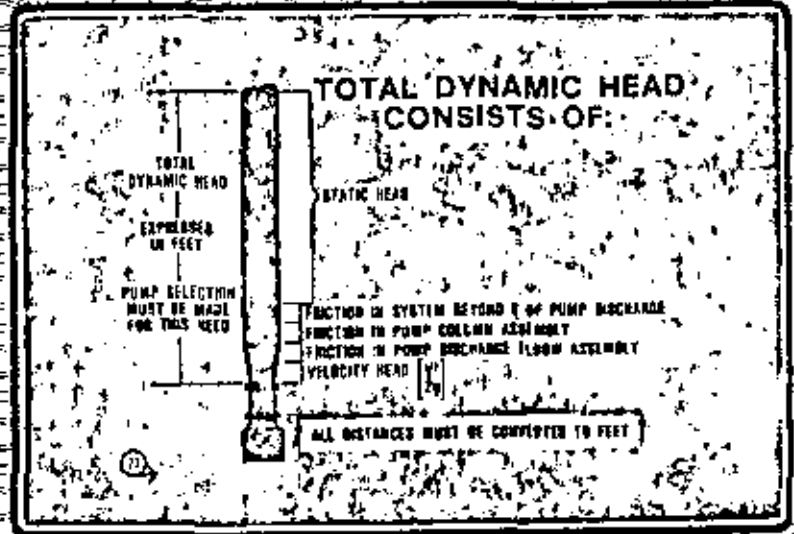
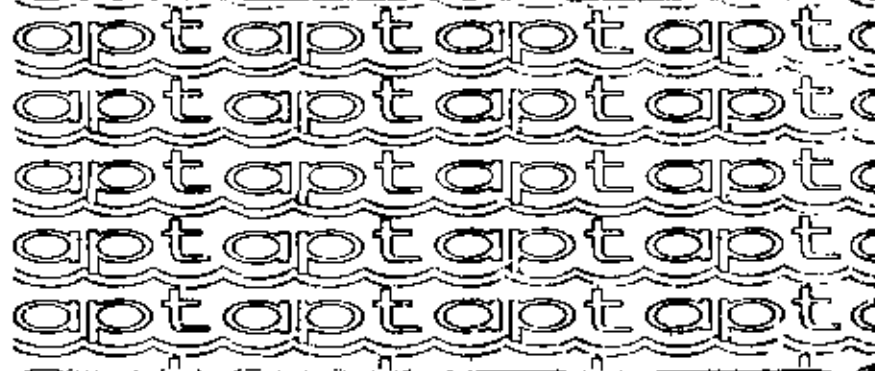
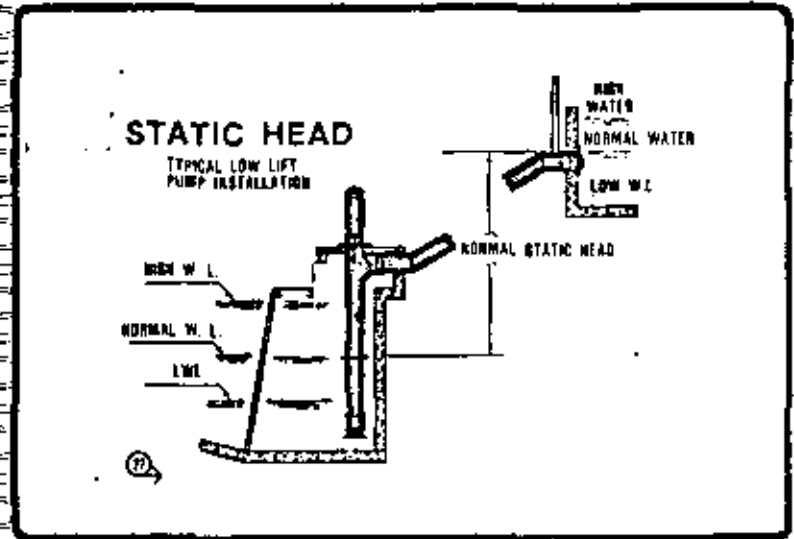
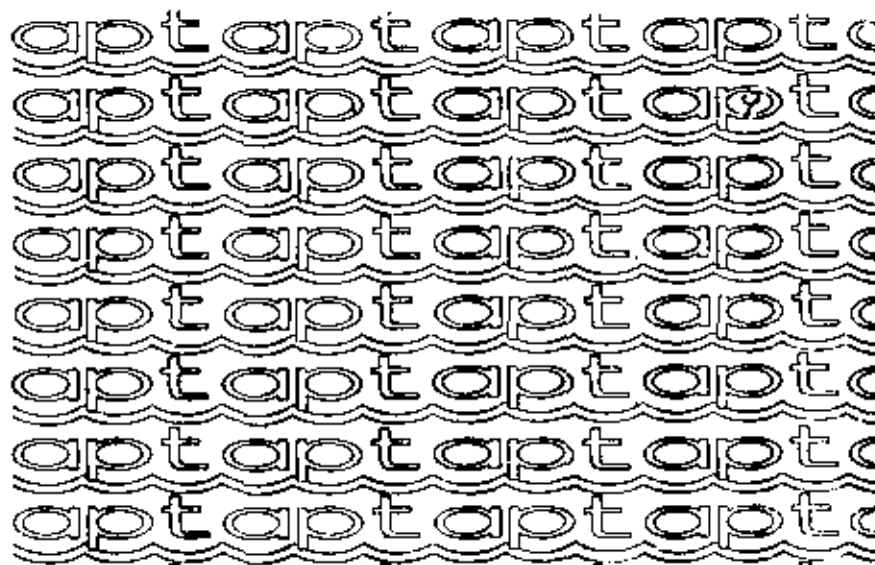
If the pump is operated under these conditions with the discharge submerged in the discharge chamber, an overload of the driver may occur. The minimum head is obviously a reversal of these conditions with a high water level in the intake sump and a low water level in the discharge chamber. Keep one thing in mind, though, if the discharge low water level is below the pump discharge pipe, the actual head will be based on the elevation of the centerline of the pipe. If the pump discharges into a header or pressure vessel, the pressure at this point must be added to the static head. This translates into the pumping water level to the centerline of the discharge plus the pressure exerted by the header or pressure vessel.

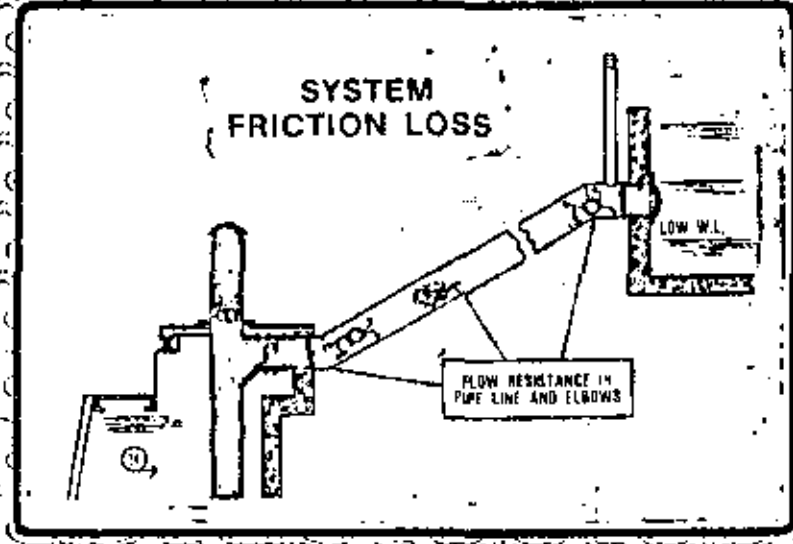
23

The total dynamic head for which the pump is to be selected consists of the sum of the following elements:

- The static head plus . . .
- The friction in the system beyond the centerline of the pump discharge plus . . .
- Friction in the pump column assembly plus . . .
- The friction in the pump discharge elbow, as well as . . .
- velocity head.

Since we've already discussed static head and this is information supplied by the customer, let's move on to other components and review them individually.

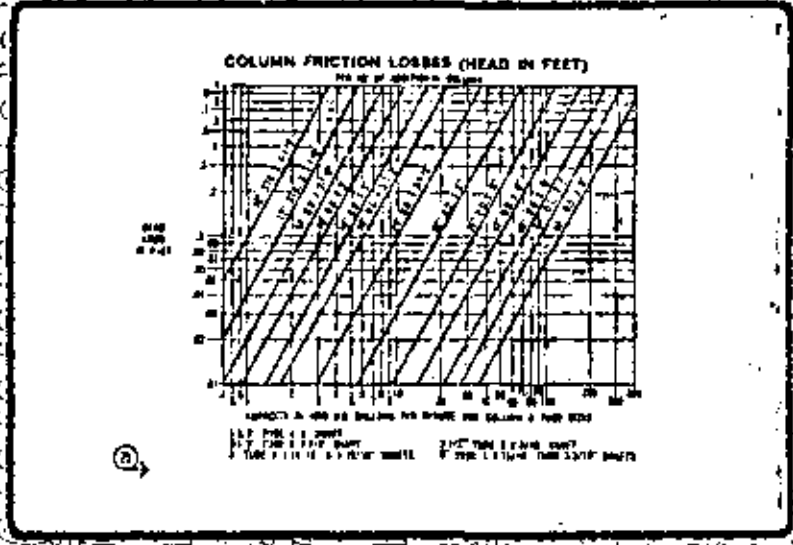




Normally, you'll find if there's a piping system beyond the pump discharge the customer will provide the pressure in feet necessary beyond that point.

If the system pipe friction has to be calculated, it's usually figured using the Williams and Hazen formula with a 'C' of 100. Other friction loss formulas are acceptable providing you make an allowance for future increases due to corrosion and other causes. This is important. You'll find any increase in head will usually increase the required pump horsepower. Losses through the valves and pipe fittings or the bends and elbows should be checked out. Even a small loss becomes significant if we have a total dynamic head of, say, only 10 feet.

The pipe friction manual of the Standards of the Hydraulic Institute has complete data on bends, sudden enlargements, tapers and the like. Unfortunately, there is very little information available on losses through flap gates. But it seems to us, when properly sized the loss will be from 0.10 to 0.06 feet. Such a loss is negligible and can usually be ignored.

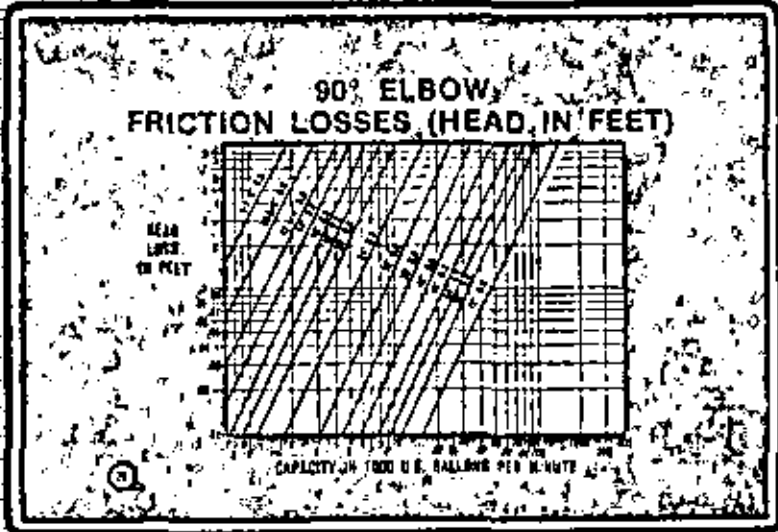


As a rule you can disregard column loss, unless the length of the column is more than 20 feet.

Efficiency is another exception. If it's guaranteed closer than one percentage point, column loss has to be considered. This visual illustrates how losses are shown in the price book.

26

Elbow losses for surface or underground discharge heads can be read directly from the chart shown here in visual #26. An identical chart is also found in the price book.



27

$$\text{Velocity} = \frac{\text{Capacity in cu. ft. per sec}}{\text{Area of conductor in square ft.}}$$

$$\frac{\text{GPM} \times .321}{A \text{ sq in.}}$$

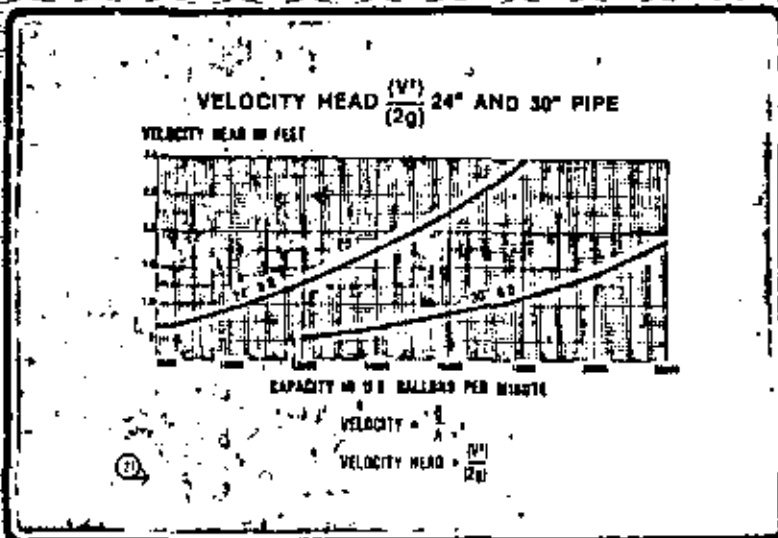
Velocity Head =

$$\frac{\text{velocity squared}}{2 \times \text{acceleration caused by gravity}}$$

This is the kinetic energy in the water due to its rate of flow.

Example: 20,000 GPM flowing in 30" Q.D. pipe has a velocity of 9.71 ft. per second. The velocity head then is:

$$\frac{9.71 \times 9.71}{2 \times 32.2} = 1.47 \text{ ft.}$$



In a normal wet sump installation, the head below is a static measurement and the velocity head at the suction doesn't influence the value. The velocity head in the discharge is figured from the area where pressure is read or at the end of the discharge if the centerline determines the head above. This value is added to make the total dynamic head.

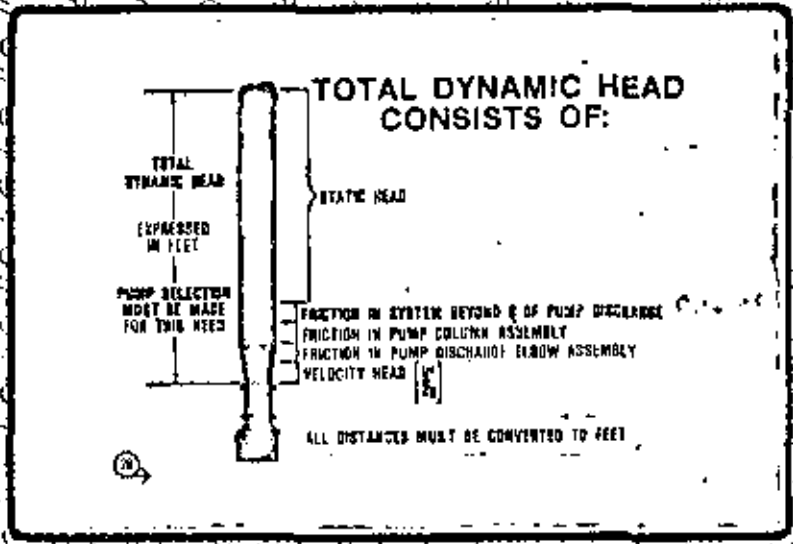
Chart as shown in this visual is in the catalogue for various sizes of pipe.

28

The sum of the elements called out to the right of the pump is variously referred to as:

- Total Head
- Field Total Dynamic Head
- Pump Total Head and
- Total Dynamic Head.

You may find head given in meters, pounds per square inch or kilograms per square centimeter. You can, of course, convert where necessary. It seems within recent years there's been some misunderstanding, if not outright misuse, of the term total dynamic head. This is unfortunate for where this term has been used, many have taken it to mean laboratory head thereby taking full credit for any losses in the field. To clarify the terms bowl total dynamic head or field total dynamic head would settle the question. The basic term total dynamic head or TDH applies to the bowl performance only. Velocity head is a part of total dynamic head and a function of flow in a system. This holds true whether it's bowl or field. The velocity head of a turbine pump may be a very small part of the total pumping head. Often, it's simply ignored. But with low-lift pumps, the velocity head can be as high as 10 or even 15 per cent of the total pumping head. It's most important in selecting a pump and meeting the pumping requirements.

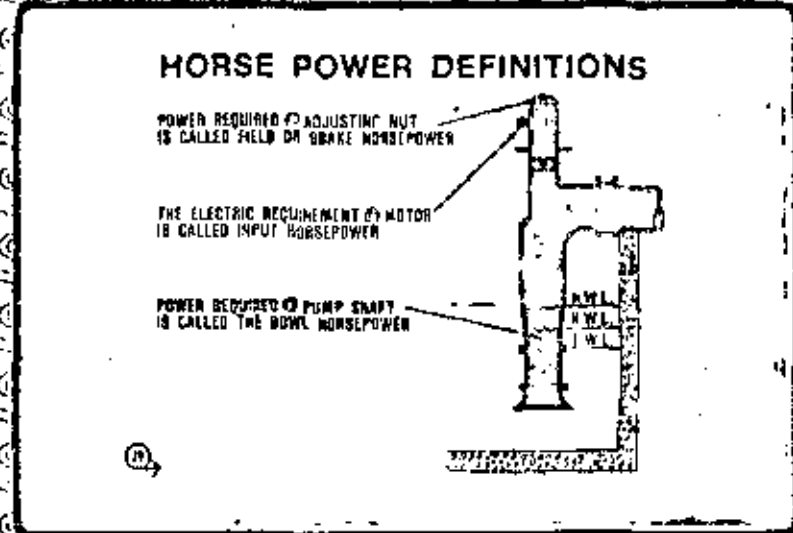


29

Here in visual #29, we see several types of horsepower identified. Bowl horsepower is the power applied to the pump shaft. It doesn't include the losses in the driver, the thrust bearing or the line shaft.

Line shaft losses can vary, depending on size, revolutions per minute and length. They're charged against the pump unit for field performance. Thus, the power applied to the adjusting nut is called field or brake horsepower.

The electric power consumed by the motor is called input horsepower. Should you have an engine drive, you'd determine input horsepower by the amount of fuel consumed.



30

The efficiencies shown on the performance curves is bowl efficiency which is the ratio of the bowl output to the bowl horsepower input at the bowl shaft. This will be lowered when the field losses are charged against the pump.

Field efficiency equals bowl efficiency times field total dynamic head divided by bowl total dynamic head. This calculation does not include column, shaft and thrust bearing losses as they are usually ignored unless the column is longer than ten feet or smaller than usual.

Overall efficiency equals foot pounds of liquid pumped divided by foot pounds of energy applied to driver.

EFFICIENCY DEFINITIONS

$$\text{BOWL EFFICIENCY} = \frac{\text{FOOT POUNDS OF LIQUID PUMPED}}{\text{FOOT POUNDS OF TORQUE APPLIED AT BOWL SHAFT}}$$

$$\text{FIELD EFFICIENCY} = \frac{\text{BOWL EFFICIENCY} \times \text{FIELD TOTAL DYNAMIC HEAD}}{\text{BOWL TOTAL DYNAMIC HEAD}}$$

$$\text{OVERALL EFFICIENCY} = \frac{\text{FOOT POUNDS OF LIQUID PUMPED}}{\text{FOOT POUNDS OF ENERGY APPLIED TO DRIVER}}$$

31

Other facts of general interest include:

One horsepower of work equals 33,000 foot pounds per minute of mechanical power or 746 watts of electrical power.

MECHANICAL ENERGY

$$1 \text{ HORSEPOWER} = 33,000 \frac{\text{FT. LB.}}{\text{MINUTE}}$$

ELECTRICAL ENERGY

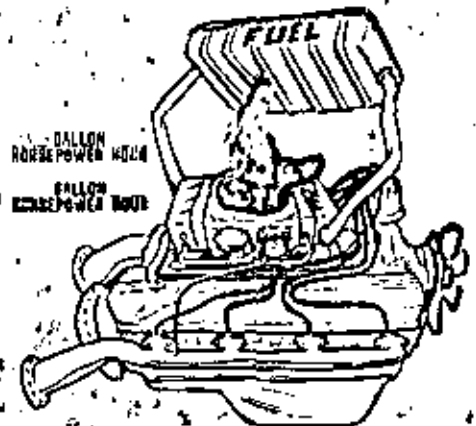
$$1 \text{ HORSEPOWER} = 746 \text{ WATTS}$$

32

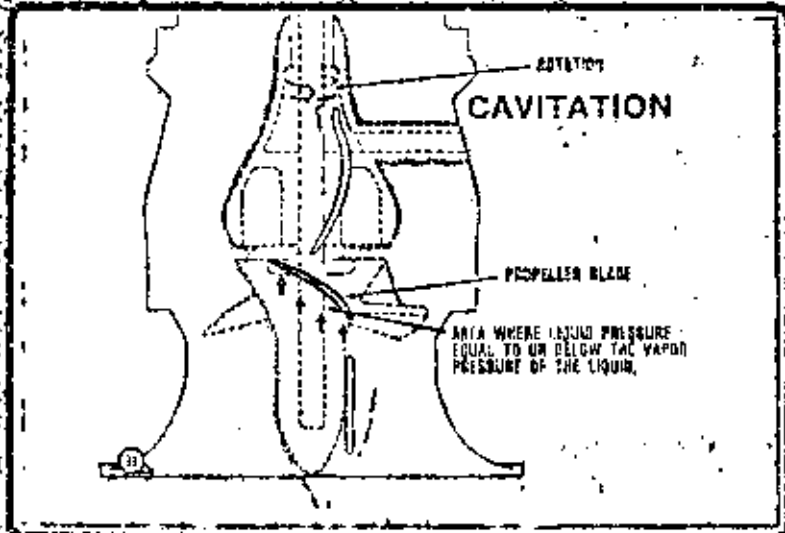
Diesel engines on an average consume .065 gallons of diesel fuel per horsepower hour. Average gasoline engine fuel consumption is .110 gallons of gasoline per horsepower hour.

DIESEL — .065 GALLON
HORSEPOWER HOUR

GASOLINE — .110 GALLON
HORSEPOWER HOUR



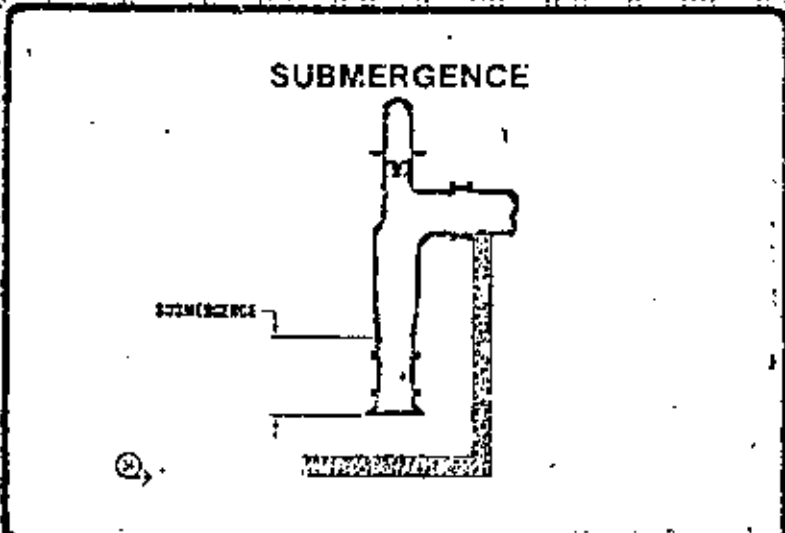
33



Cavitation occurs when the pressure of a moving stream of liquid is reduced to a value equal to or below the vapor pressure of the liquid. Such a situation is the result of an unstable liquid in a system where pressure differentials will cause voids. High velocities at a certain location can lower the pressure similar to a high altitude drop in atmospheric pressure or where there's insufficient submergence. To help you avoid cavitation, the net positive suction head required by the pump is given as well as the submergence and the upper limits of recommended operation. Cavitation creates noise and, in extreme cases, you may detect vibration.

Because of rising horsepower characteristics, especially of propeller pumps, be sure your motor is large enough to carry the pump load at the rated head without exceeding the nameplate rating. Some overload at maximum head is allowable if it doesn't exceed the motor service factor and if pump operation at this head is not to be continuous.

34



The word submergence relates liquid level to the setting of an immersed pump with a free air surface. The dimension is static and it partially describes a system. Don't attempt to substitute it for terminology like net positive suction head.

This distance above the pump inlet is required to avoid forming vortices and to satisfy the net positive suction head requirements of the pump. A minimum value for operating at sea level handling non-aerated water is shown on the dimension pages of the price book.

Depending on the sump design, more submergence may be required. On the other hand, under special conditions for intermittent service, or using umbrellas or vortex suppressors, it may be possible to operate with less submergence, provided net positive suction head is ample.

When pumping cold water at sea level, a net positive suction head available due to atmospheric pressure of 33 feet is equivalent to zero submergence and is shown this way on the performance curves. If the net positive suction head required is more than 33 feet, the difference must be made up by additional submergence. If this difference is greater than vortex submergence, specified in the catalog as the symbol S, it'll be the governing value to use.

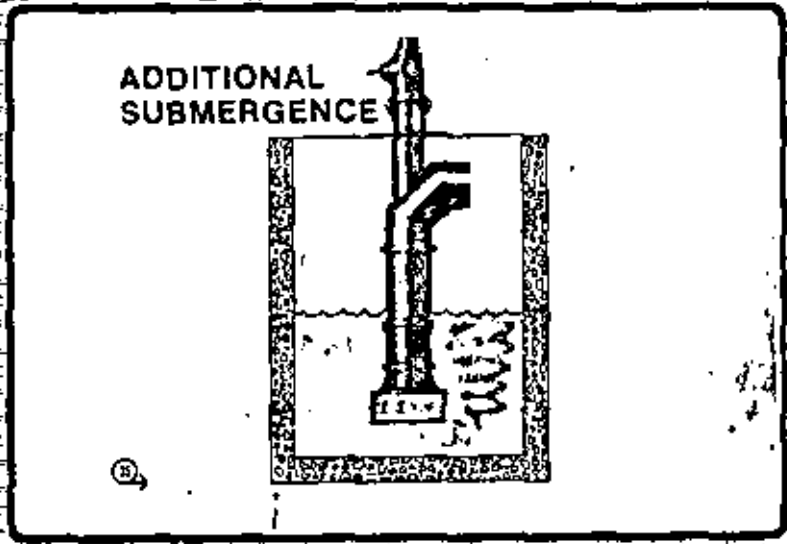
At higher altitudes, atmospheric pressure is reduced by the equivalent of about 1.16 feet for each 1000 feet of elevation. Thus at an altitude of 10,000 feet only 21.4 feet of NPSH is available at zero submergence instead of 33 feet. Note however, that the NPSH required does not change.

For water temperatures above 75°F or 23.9° Celsius, and for liquids other than water, consult your vapor pressure chart. Vapor pressures greater than that for cold water will correspondingly reduce available NPSH.

35

You're buying good insurance when you provide additional submergence for it reduces the chance of vortex formation. A vortex can very neatly suck floating material into the pump suction but we doubt if you want that.

We've heard complaints on the excessive use of power which we're sure can be directly attributed to the vacuum cleaner effect of a vortex. Sure, a vortex will do a first rate job of keeping the sump water surface clean but all the material ends up in the pump suction. We strongly advise you to allow additional clearance between the suction intake and the bottom of the sump if fine sand or loose silt is present.



36

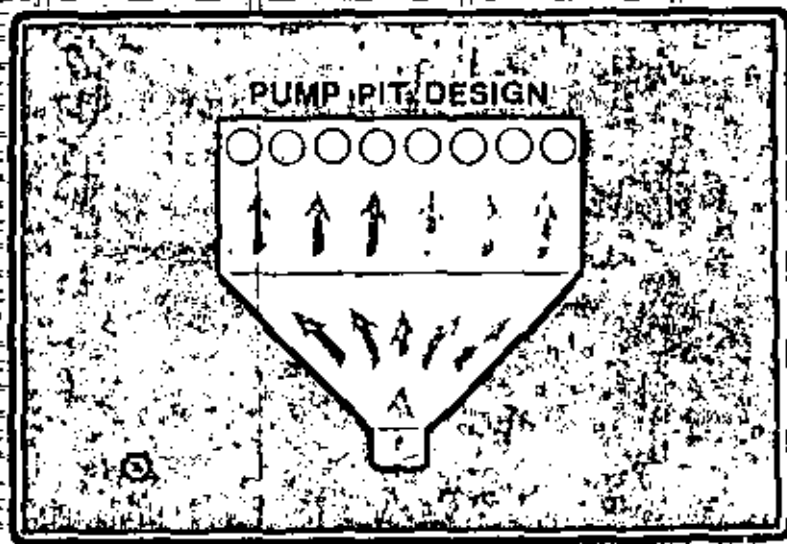
There's only one way to obtain peak performance from a low-lift pump and that's to use it with a properly designed sump such as the one we see here in visual #36.

We don't have time for a detailed discussion of this subject, we're sorry to say. We strongly recommend the Hydraulic Institute Standards as a good and immediate source of such information. But we do feel a few comments on the subject are certainly in order. Limit your suction bell entrance velocities to one and a half feet per second for pumps up to fifteen feet of head. Allow 2 feet per second for higher head pumps.

The width of the pit should be a minimum of 2 times the suction bell diameter. Those with lower head pumps will be even wider.

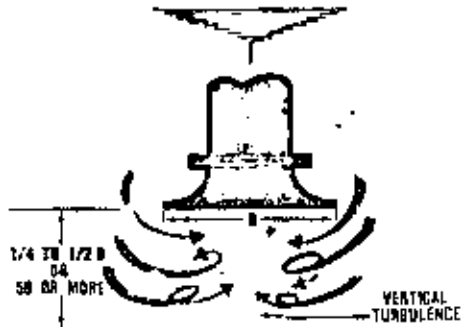
The velocity at the cross sectional area of the inlet water channel should be one foot per second or less.

Avoid water flowing past one pump to reach another. Back wall clearances should be 1/16 times the suction bell diameter. Use a larger clearance and you'll increase the submergence requirement.



37

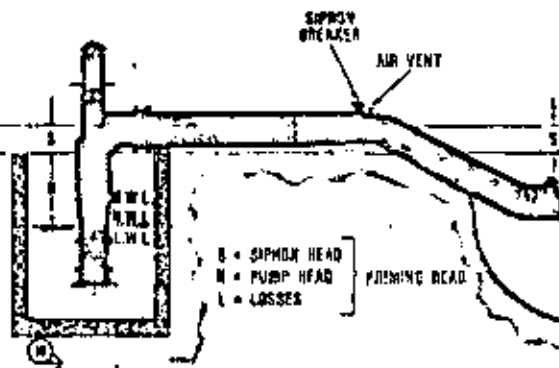
COMPRESSED VORTEXING



The clearance below the bottom of the suction bell should be very small or very large in relation to the size of the bell diameter. Clearance can be $1/2$ the bell diameter or greater than 5 times the diameter of the bell. Such a minimum or maximum clearance is necessary to prevent compressed vortexing. This condition allows the inlet water to rotate vertically thus permitting only a portion of the shaped stream to enter the suction bell.

38

SIPHONS



Some installations use a siphon to lower the total head and save on power cost. To develop an effective siphon, the high point ahead of the line should have a velocity of not less than 5 feet per second at this high, or priming head. You also have to have a steep exit slope to insure that all the air is evacuated from the discharge line. The reduction in head equals the distance between the centerline of the end of the piping and the centerline at the apex, minus the friction of the discharge line.

This value is based on an open free discharge. If the discharge is below the water level at the outlet, this measurement must be deducted as well as the friction in the discharge line.

Another thing, the driver must have enough power to meet the requirements during the priming cycle. You can use temporary overloads of 25 per cent, if motor driven.

When you use a siphon in a system to provide higher efficiency, don't use a bypass for it could break the siphon and defeat the purpose, unless the elevation is lower than the upstream water level.

A combination air vent and siphon breaker valve must be used. Install them at the top of the loop immediately upstream from the pipe restriction. This will prevent wrecking the installation on shutdown.

This valve has to do several things: vent the air while the line is filling, stay closed under partial vacuum when the pump is running and open as soon as the pump has stopped. The most practical type of valve available is a water velocity actuated paddle type.

ystem design should be checked out to make certain cavitation doesn't occur at the point of lowest absolute pressure. You should also check the strength of the pipe, that is it's ability to resist collapse under vacuum, should your siphon breaker prove inadequate.

39

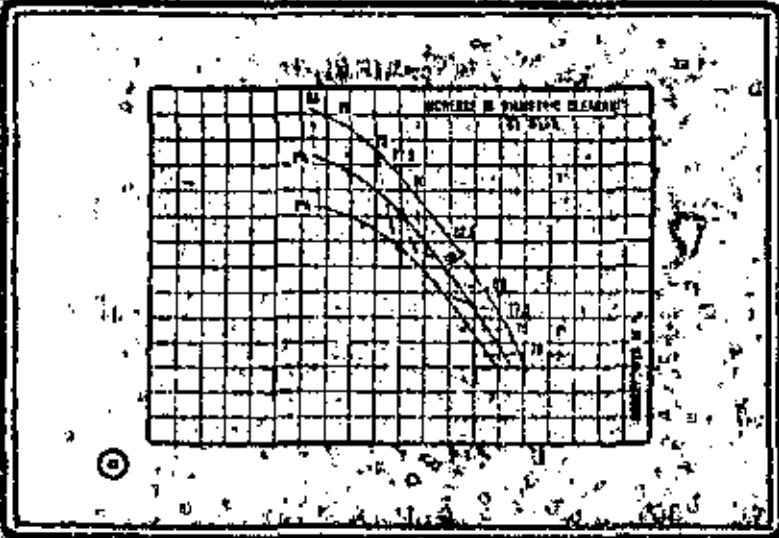
Don't confuse the propeller and mixed-flow pumps with the non-clog type. The first two are diffusion-vane types. And of equal importance, never apply them in non-clog or paper stock handling applications. However, we must be realistic, drainage pumps and not infrequently irrigation pumps, will have to handle some trash, leaves, sticks, moss and similar debris. You'll have to expect your pumps to inhale a certain amount of sand or similar abrasives in applications such as these. Abrasion can be hard on pumps, wearing the impellers, shafts and bearings.

We all want our pump stations to live useful lives with a high degree of reliability. Their chances of doing just this will be greatly enhanced if we'll just follow a few simple rules of application:

Such solids as leaves, moss and weeds tend to clog a pump. They'll hang tenaciously onto the leading edges of the propeller or impeller blades inhibiting the pumping action and reducing the flow area. With this area reduced, the internal pumping head increases and causes an increase in the required horsepower. This is particularly true of the propeller pump. The pumping action of a propeller is similar to that of an airfoil, in fact the blade shape is the same. Thus the debris has a critical effect on pump efficiency. The reaction of a mixed-flow pump is less severe for two reasons: First, the horsepower requirement doesn't increase as rapidly with increasing head; second, the pumping action is partially centrifugal, which tends to divert the debris. If you have a choice, choose the mixed-flow pump if you anticipate similar conditions.



40



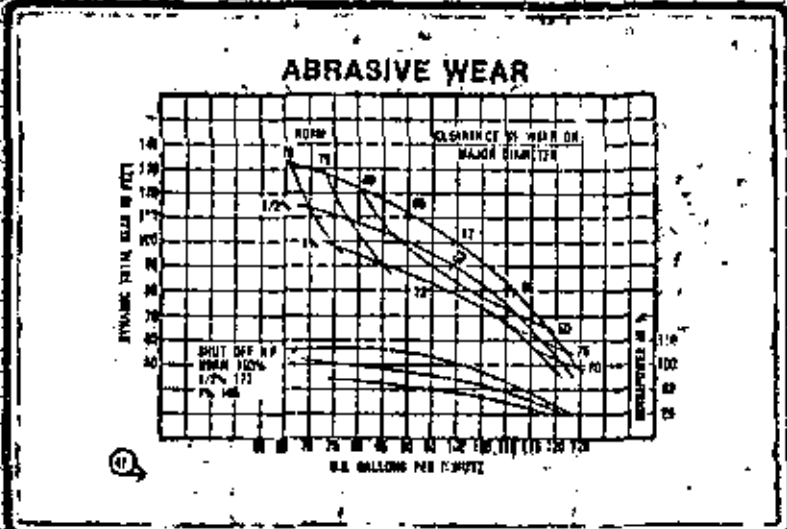
Of concern is abrasive wear from sand, scale, crystals, mill scale and the like. Abrasion will gradually increase the clearance between the propeller or impeller and the bowl section. Wear will at first be rapid, then decrease as the clearance width assumes the size of the largest particles being pumped. In this visual we see the relative change in performance for propeller and mixed-flow pumps as the clearance width increases. If you know the approximate particle size, use these curves to estimate the change in performance as your pump wears. You can then make your initial selection for a relatively higher capacity.

If you have a situation such as a cleanout operation where the presence of abrasives is temporary, the use of a mixed-flow pump is recommended. The conical bowl seat allows the impeller to be raised for initial operation and then lowered to standard close-running clearance once the water is clear.

Use a removable bowl liner if any abrasive wear is expected. It will substantially reduce the eventual cost of repairs. There may also be a degree of electrolytic action present between the bronze impeller and the iron bowl even in weak solutions.

You'll solve this problem with a bronze liner. And if the resistance to wear still isn't enough to suit you, both the impeller and liner can be made of special hardened materials.

41



As evident here in visual #41, the effect of wear is less on the right-hand side of the curve. This is especially true if the total head consists mainly of static lift, thereby remaining nearly constant as the capacity is reduced. With this in mind, obviously your best selection will be to the right of the peak efficiency point on the curve.

Wear rate increases with flow velocity and rotating speed. So how does this effect your larger slower-speed pumps, it increases their longevity in abrasive or corrosive service. You should have a relatively small discharge column so you don't have to worry about an abrupt deceleration as the water leaves the bowl assembly.

42

An air vent valve or standpipe will allow the pump to backflush each time it's stopped, helping to clear debris from the bowl vanes and propeller blades. A non-reverse ratchet's also a good thing for it makes the backflush more effective. And there's an additional bonus, any silt that's stirred up by the turbulence is less likely to damage the bowl bearings.

Because of the rising horsepower characteristics of propeller and mixed-flow pumps, it's always well to start them against zero head. This is the case if the discharge is open to the atmosphere. And don't forget, a discharge line equipped with a check valve or flap gate needs air vents or standpipes.

43

Here we see a typical speed-torque curve. This curve is typical for the pump only. If you want a detailed analysis you have to consider the pump column length and the characteristics of the discharge line. It represents torque only at one point on the power curve, usually design point.

Single-stage propeller or mixed-flow pumps have a small moment of inertia, usually about ten per cent of the driving motor. As a result the unit comes up to full speed quite quickly after it's been started. An adequate air vent valve or standpipe is needed to eliminate this hazard.

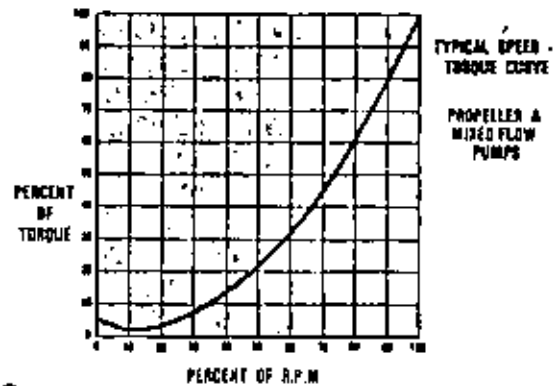
Water hammer shock on the check valve or flap gate which is evident when the pump is suddenly stopped also disappears. This is very important in large installations where shock forces can be great enough to deflect a pump from its foundation or damage a piping system.

A pump discharging through a check valve into a long line full of water must accelerate the volume of water in the line before a steady state is reached.

During acceleration the pump operates near shutoff head for a few seconds and it must have an adequate driver. An overload can usually be tolerated, if the time period is short. If the discharge line characteristics can be supplied to the manufacturer, he can calculate the actual power requirements and acceleration time in clearance.

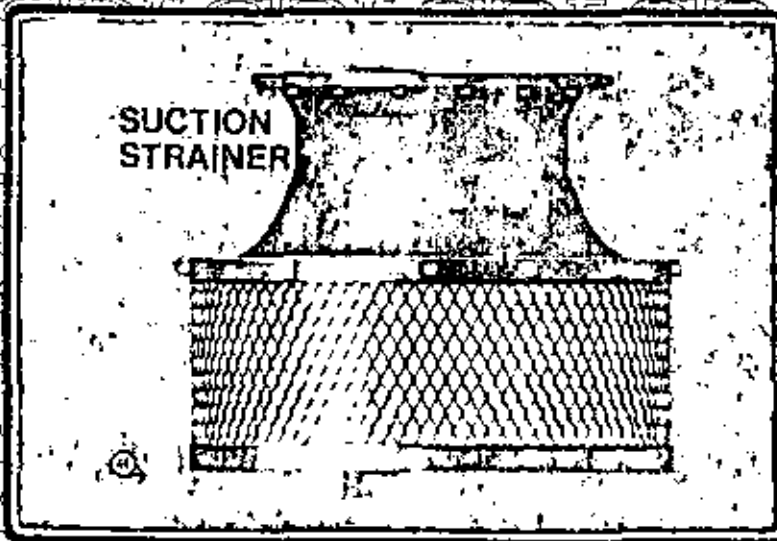
AIR VALVES, STAND PIPES, & SIPHON BREAKERS

| DISCH. PIPE DIA. | AIR VALVE SIZE | STAND PIPE DIA. | SIPHON BREAKER SIZE AREA SQ. IN. |
|------------------|----------------|-----------------|----------------------------------|
| 1 1/2" | 1" | 1 1/2" | 42 |
| 2" | 1 1/2" | 2" | 42 |
| 2 1/2" | 2" | 2 1/2" | 42 |
| 3" | 2 1/2" | 3" | 42 |
| 3 1/2" | 3" | 3 1/2" | 42 |
| 4" | 3 1/2" | 4" | 42 |
| 4 1/2" | 4" | 4 1/2" | 42 |
| 5" | 4 1/2" | 5" | 42 |
| 5 1/2" | 5" | 5 1/2" | 42 |
| 6" | 5 1/2" | 6" | 42 |
| 6 1/2" | 6" | 6 1/2" | 42 |
| 7" | 6 1/2" | 7" | 42 |
| 7 1/2" | 7" | 7 1/2" | 42 |
| 8" | 7 1/2" | 8" | 42 |
| 8 1/2" | 8" | 8 1/2" | 42 |
| 9" | 8 1/2" | 9" | 42 |
| 9 1/2" | 9" | 9 1/2" | 42 |
| 10" | 9 1/2" | 10" | 42 |
| 10 1/2" | 10" | 10 1/2" | 42 |
| 11" | 10 1/2" | 11" | 42 |
| 11 1/2" | 11" | 11 1/2" | 42 |
| 12" | 11 1/2" | 12" | 42 |
| 12 1/2" | 12" | 12 1/2" | 42 |
| 13" | 12 1/2" | 13" | 42 |
| 13 1/2" | 13" | 13 1/2" | 42 |
| 14" | 13 1/2" | 14" | 42 |
| 14 1/2" | 14" | 14 1/2" | 42 |
| 15" | 14 1/2" | 15" | 42 |
| 15 1/2" | 15" | 15 1/2" | 42 |
| 16" | 15 1/2" | 16" | 42 |
| 16 1/2" | 16" | 16 1/2" | 42 |
| 17" | 16 1/2" | 17" | 42 |
| 17 1/2" | 17" | 17 1/2" | 42 |
| 18" | 17 1/2" | 18" | 42 |
| 18 1/2" | 18" | 18 1/2" | 42 |
| 19" | 18 1/2" | 19" | 42 |
| 19 1/2" | 19" | 19 1/2" | 42 |
| 20" | 19 1/2" | 20" | 42 |
| 20 1/2" | 20" | 20 1/2" | 42 |
| 21" | 20 1/2" | 21" | 42 |
| 21 1/2" | 21" | 21 1/2" | 42 |
| 22" | 21 1/2" | 22" | 42 |
| 22 1/2" | 22" | 22 1/2" | 42 |
| 23" | 22 1/2" | 23" | 42 |
| 23 1/2" | 23" | 23 1/2" | 42 |
| 24" | 23 1/2" | 24" | 42 |
| 24 1/2" | 24" | 24 1/2" | 42 |
| 25" | 24 1/2" | 25" | 42 |
| 25 1/2" | 25" | 25 1/2" | 42 |
| 26" | 25 1/2" | 26" | 42 |
| 26 1/2" | 26" | 26 1/2" | 42 |
| 27" | 26 1/2" | 27" | 42 |
| 27 1/2" | 27" | 27 1/2" | 42 |
| 28" | 27 1/2" | 28" | 42 |
| 28 1/2" | 28" | 28 1/2" | 42 |
| 29" | 28 1/2" | 29" | 42 |
| 29 1/2" | 29" | 29 1/2" | 42 |
| 30" | 29 1/2" | 30" | 42 |



If you want to start a pump against a closed valve, a butterfly valve is preferable to a gate valve for the opening time required is much less. You can also equip the pump with a bypass valve, if necessary, to reduce the horsepower requirement.

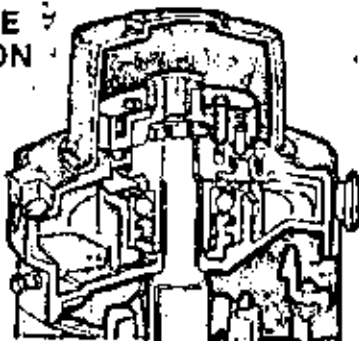
44



While basket type strainers are available, we certainly don't recommend their use unless the water is clean and you're protecting the pump against occasional large, solid objects. A strainer doesn't provide protection against weeds or similar debris. Strainers have a tendency to clog, cutting off the flow to the pump and decreasing the suction head. This creates a lower net positive suction head available and will eventually damage the pump, either by cavitation, overload, or possibly both. If your pump's properly submerged, chances are the strainer isn't visible. This compels you to search for clues that will help you determine if the strainer's been clogged. A trash rack will do a far superior job of protecting your pump.

45

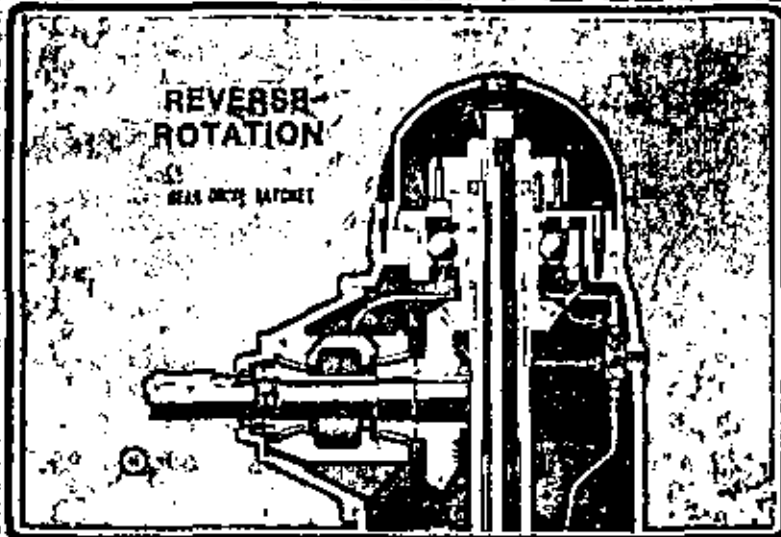
REVERSE
ROTATION



Turn off an electric-driven pump and you'll find it spinning in reverse while the water's returning through the discharge line. The theoretical maximum reverse speed at rated head will be 175 per cent of forward speed for a propeller pump and 150 per cent to 160 per cent for a mixed-flow pump. The reverse speed drops off rapidly as the head of water in the discharge line is reduced. Don't let this type of situation worry you; both the pump and the driver can withstand such speeds. There'll be no harm done to a normal installation. We must caution you though. For a pump in a smaller than average sump, the surge of returning water can cause problems, problems like triggering the float switch. A non-reverse ratchet on the motor will help as the rate of backflow is much less when the propeller is locked. Another must is a time-delay relay on a float-controlled installation. This prevents the pump from restarting until the return flow is dissipated.

On-reverse ratchets are usually specified in right-angle gear drives used with gas or diesel engines. They're used to prevent a reversal in the engine which could cause a backfire and subsequent damage. Propeller and mixed-flow pumps don't generate an upthrust on starting as do lower specific speed turbine pumps. However, large low-head propeller pumps will sometimes go into upthrust in reverse rotation. This upthrust is caused by the flow returning from the discharge line and the conditions it creates. Your best answer to such upthrust is the use of a non-reverse ratchet in the driver.

Standard non-reverse ratchets are supplied on hollowshaft right-angle gear units. The ratchets were originally designed for use only with manually operated engines which were throttled gradually, reducing the pump head before coming to a final stop. Should you have right-angle gears in use with automatically-controlled engines or constant-speed horizontal electric motors which cut off suddenly, take this into consideration. The load on the ratchets is much greater and special designs have been developed for this service. You'll have to specify when these heavy-duty ratchets are needed; otherwise they'll not be supplied. This could be an expensive oversight.



You can calculate propeller and mixed-flow pump performance at speeds slower than those shown in the price book by using the conventional Affinity Laws.

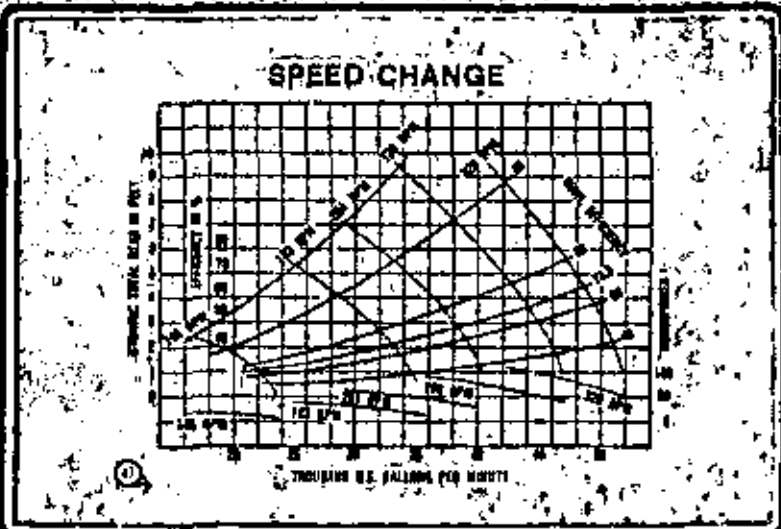
The efficiency remains the same at any given head capacity point when stepped down for speed change - within practical limits, of course. Some of the pumps may be operated faster than the speeds shown on this graph in visual #47. It's necessary to check peripheral speed, specific capacity and the net positive suction head required. The factory can do this for you whenever you request it.

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1}$$

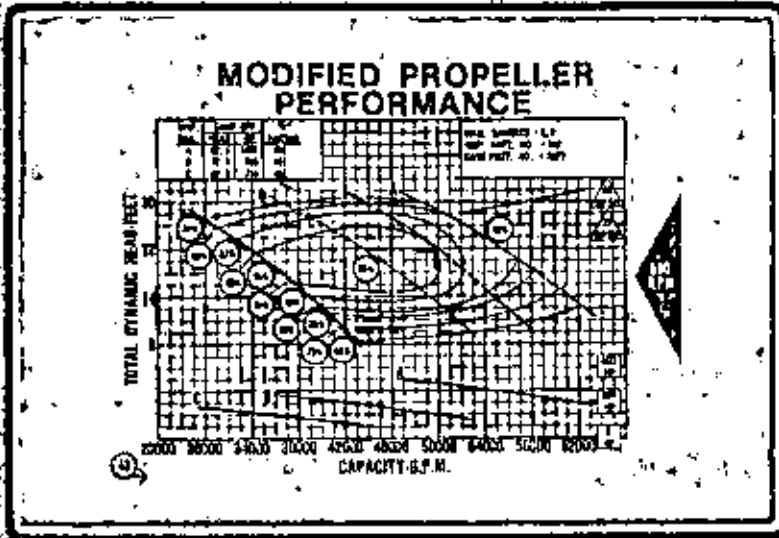
$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$BHP_2 = BHP_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

Speeds shown in price book are maximum.



48



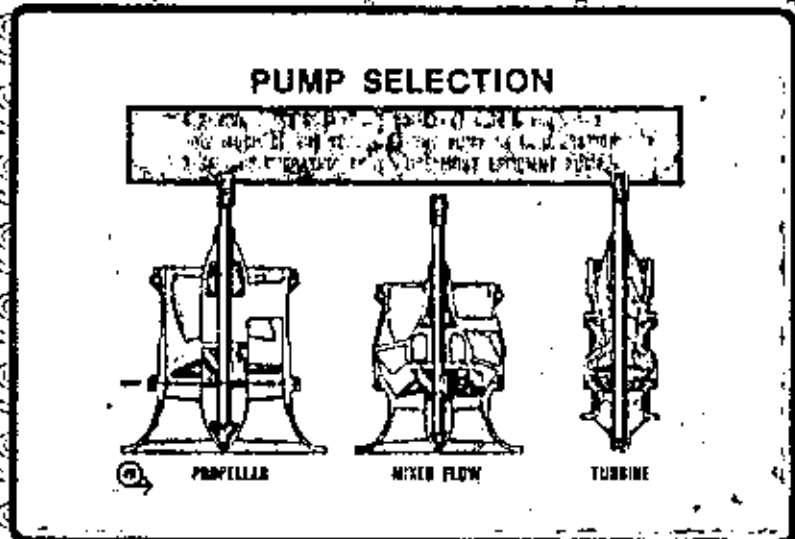
You can select your pumps on or between any of the head capacity lines shown on the performance curves. Should your propeller pump selection fall between the lines, the blade angle can be set accordingly in the pattern and a propeller can be cast. Modified mixed-flow selections are achieved by trimming the exit profile angle of the nearest larger full impeller.

As we mentioned earlier in this program, it's important you study the system, determine the highest head that will occur and, be sure the pump will operate at this head without exceeding the limit shown on the published curve.

The best way to display single-stage performance is to mark the rating point on a copy of the price book curve and draw a line through this point. Run it parallel to the nearest printed head capacity line.

This method enables you to show the operating range of the pump and also permits the visualization of the change in performance that could be effected by selecting a different propeller or impeller. This is indicated by the dashed line positioned between head capacity lines A and B.

49



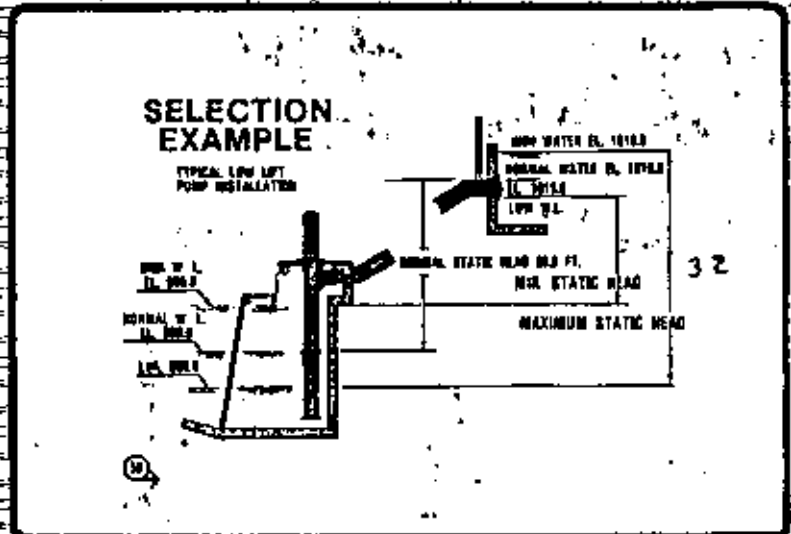
Once you've determined the total head and capacity as system environmental data, you can select your pump from available performance curves.

Your least expensive choice will be the smallest pump at the highest operating speed. If the head is low enough to allow you to use a propeller pump, you'll find this choice to be less expensive than a mixed-flow pump. If the head is extremely low, a propeller pump at reduced speed may have a better efficiency and you may be able to use a smaller driver.

For a pump operating continuously, the cost of power consumed may become more important than the initial cost of the equipment. In a case like this your most efficient selection will be best. Since elbow loss is proportional to velocity head, you'd choose a smaller elbow to keep the first cost down but you'd lose operating efficiency in the process through greater friction loss. If efficiency is of paramount importance, select larger elbows.

50

The selection example shown here has a required capacity of 8500 gallons per minute and a normal static head of 26 feet.



51

Pipe friction is 1.13 feet for 90 feet of 20 inch O.D. pipe.

The friction in two 20 inch - 30 degree pipe bends is .50 feet.

These last two pipe friction values can be determined by consulting handbook friction data such as that found in the Hydraulic Institute Manual.

Velocity head is 1.37 feet as taken from the price book engineering chart. This gives us a total of 29.00 feet of head which will be electrically driven by 460 volt, three phase, 60 hertz power.

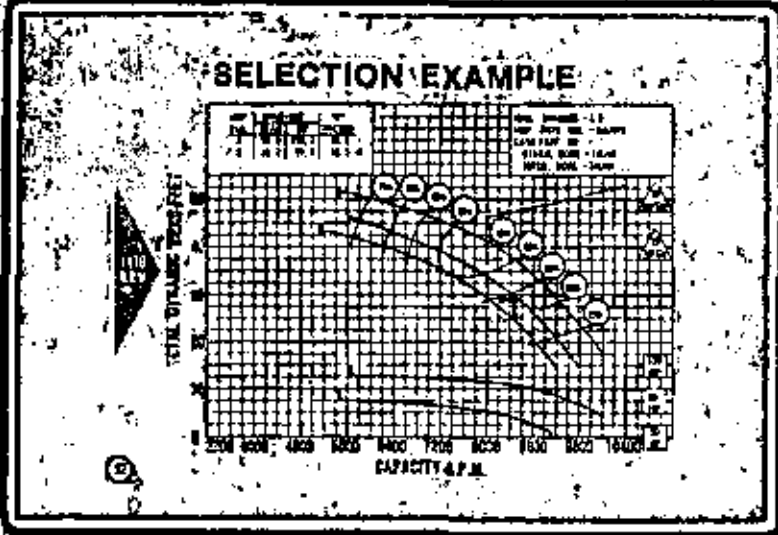
A tentative inspection indicates that the head of 29.0 feet is too high for a propeller pump. We then take a look at the mixed-flow curves which indicates the 16 LM at 1,170 RPM will meet the requirements. Since we're using a 20 inch discharge line, we can also select this as an elbow size. The price book chart indicates elbow loss is 0.70 foot at 8500 gallons per minute. Thus, we have a total dynamic head of 29.7 feet.

SELECTION EXAMPLE

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| REQUIRED CAPACITY | 8500 GALLONS PER MINUTE |
| 1. NORMAL STATIC HEAD | 26' |
| 2. PIPE FRICTION | 1.13 (90' OF 20" DIA. PIPE) |
| 3. FRICTION IN 2 PIPE BENDS | .50 (20" PIPE - 30° BENDS) |
| 4. VELOCITY HEAD | 1.37 |
| TOTAL FIELD HEAD | 29.00 FT |

51

52



The total dynamic head of 29.7 feet as plotted on the 16 LM graph shown here in visual #52 falls on a point between line A and line B on the 16 LM curve. This plot indicates the impeller will be trimmed to meet the exact condition. If we draw a line through the point and extend it parallel to curve B, it'll show the slope of the trimmed impeller curve and also represent the dynamic head performance.

Re-examination of the water levels shown in previous scenes shows the maximum and minimum static heads are 32.0 and 20.0 feet, respectively.

Now - you'd like to find out what the performance will be at these two points. You'll have to tabulate losses above and below these head conditions and then subtract the losses from the trimmed impeller curve line to find out what the static heads will be.

53

| SELECTION EXAMPLE | | | |
|-------------------|-------|-------|-------|
| G.P.M. | 6000 | 8500 | 9000 |
| PIPE FRICTION | .58' | 1.13' | 1.25' |
| 2 30° BENDS | .30' | .50' | .6' |
| VELOCITY HEAD | .67' | 1.37' | 2.35' |
| ELBOW HEAD LOSS | .32' | .7' | .78' |
| TOTAL HEAD LOSSES | 1.87' | 3.70' | 4.98' |

With a capacity of 6,000 gallons per minute, pipe friction loss equals .58 feet; two 30 degree bends create .30 feet of friction loss; the velocity head comes to .67; while elbow head loss figures out at .32 feet, which gives us a total head loss of 1.87 feet.

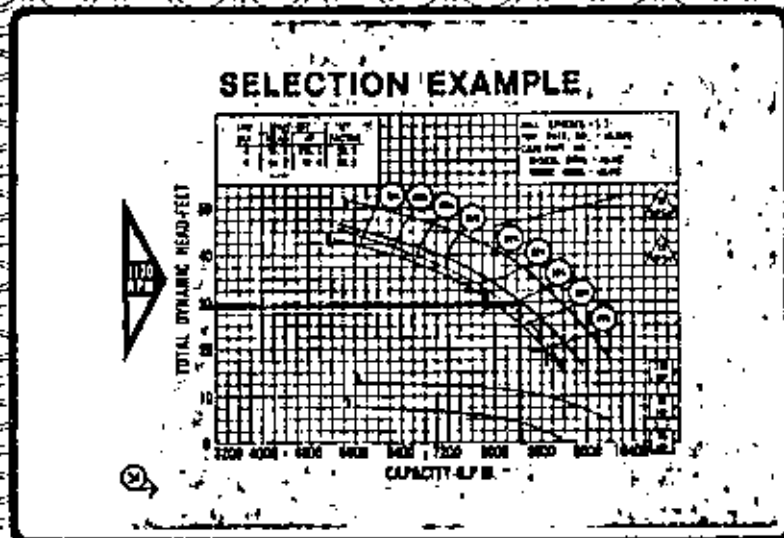
By upping the capacity to 8500 gallons per minute, we develop pipe friction loss of 1.13 feet; the two 30 degree bends create .50 feet of friction loss; velocity head amounts to 1.37 feet, and elbow head loss reads .7 feet to give us a total head loss of 3.70 feet in this case.

The last column shows a capacity of 9,000 gallons per minute, with 1.25 feet of pipe friction loss; at this capacity our two 30 degree bends generate .6 feet of friction loss; velocity head equals 2.35 feet; while elbow head loss has increased to .78 feet, all of which totals a head loss of 4.98 feet.

54

we must now subtract these losses from those appearing below head capacity curve line A. The results are represented by the curve appearing directly above head capacity curve line B.

Taking a closer look we find that at 32 feet static head the capacity is 7900 gallons per minute, with a dynamic head of 35.0 and 85 per cent efficiency. At 20 feet static head the capacity is 8900 gallons per minute and the dynamic head 25 feet with 78 per cent efficiency.



55

Brake horsepower at high head condition equals

$$52.1 \text{ B.H.P.} = \frac{35 \times 7900 \times 1.0}{3960 \times .85} = 82.2$$

Brake horsepower at design head or 26 feet static head equals

$$\frac{29.7 \times 8500 \times 1.0}{3960 \times .825} = 77.3$$

Brake horsepower at low head or 20 feet static head equals

$$72.0 \text{ B.H.P.} = \frac{25 \times 8900 \times 1.0}{3960 \times .78} = 72.04$$

Assume a permissible overload of 15 per cent.

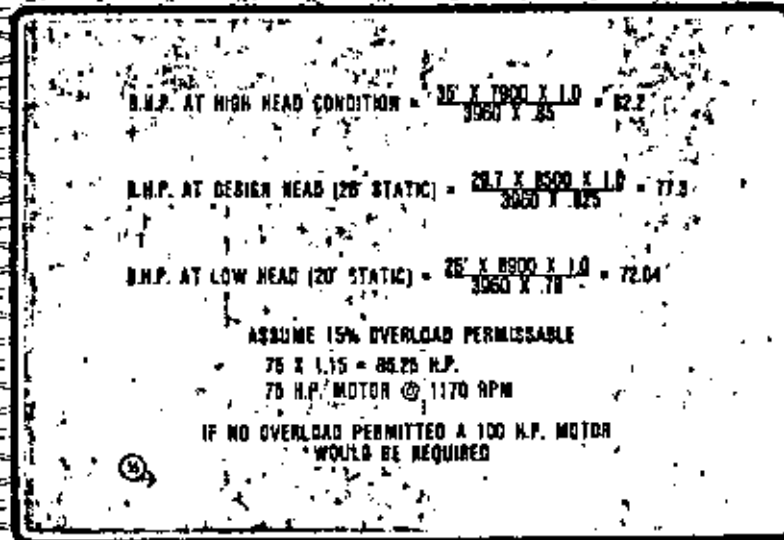
$$75 \times 1.15 = 86.25 \text{ HORSEPOWER}$$

A 75 horsepower motor at 1170 RPM is required.

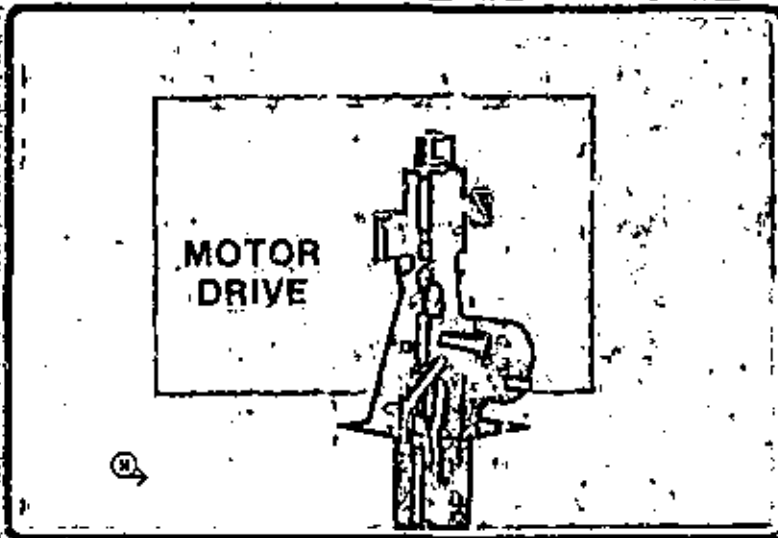
If no overload was permitted, a 100 horsepower motor would be needed.

A setting greater than 10 feet means you'd have to add column and shaft losses to the horsepower needed. You can find these losses in the engineering section of the price book.

As you studied the curves you may have noticed there were a couple of eighteen inch selections that could have been used. However, since the increase in efficiency was minimal and the cost greater, we chose to stay with the 16 inch selection in this instance.



56



Based on our findings in the last scene, we'll use either a 75 horsepower or 100 horsepower motor depending on whether an overload will be permitted within the service factor.

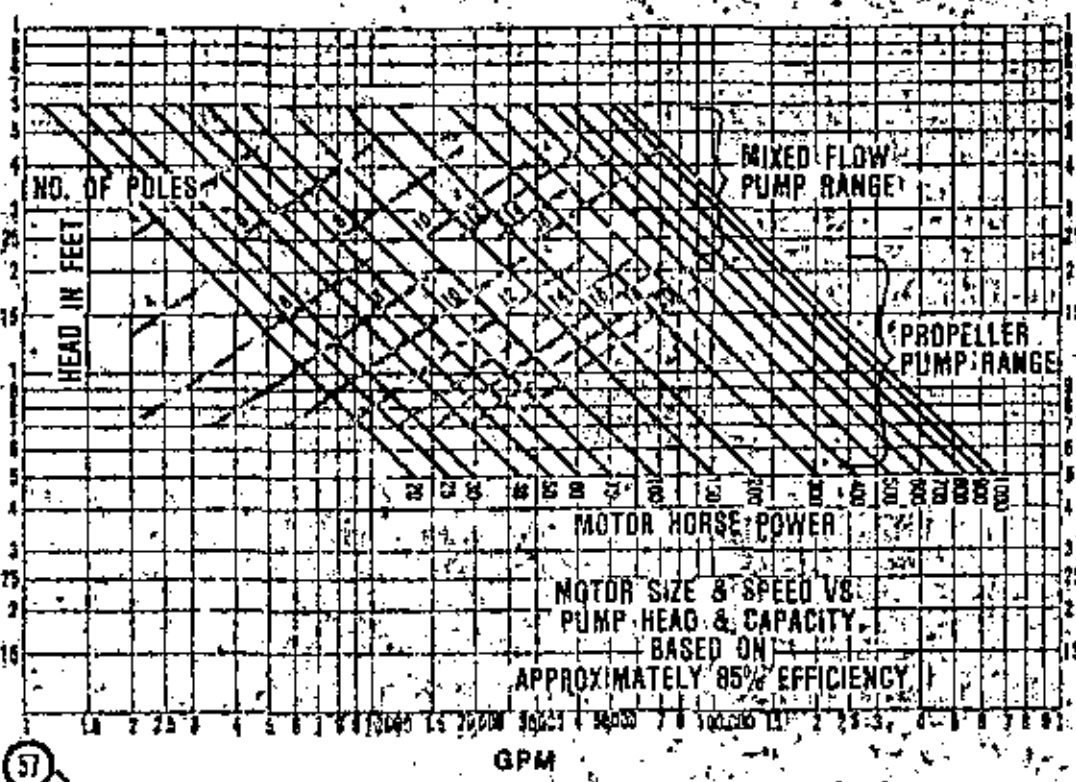
Information on the selection and application of vertical motors will be provided in another presentation.

Calculate the thrust load on the motor from the engineering section of the price book and check it against the rating of the bearing in the motor.

Usually the capacity will be adequate.

57

The chart we have here in visual #57 provides a quick estimate of horsepower and speed requirements for various pump heads and capacities.



57

58

We've already determined the column and elbow size as well as the horsepower required to operate the pump. We also have to find the shaft size and we do this by checking the chart shown here which is taken from the price book.

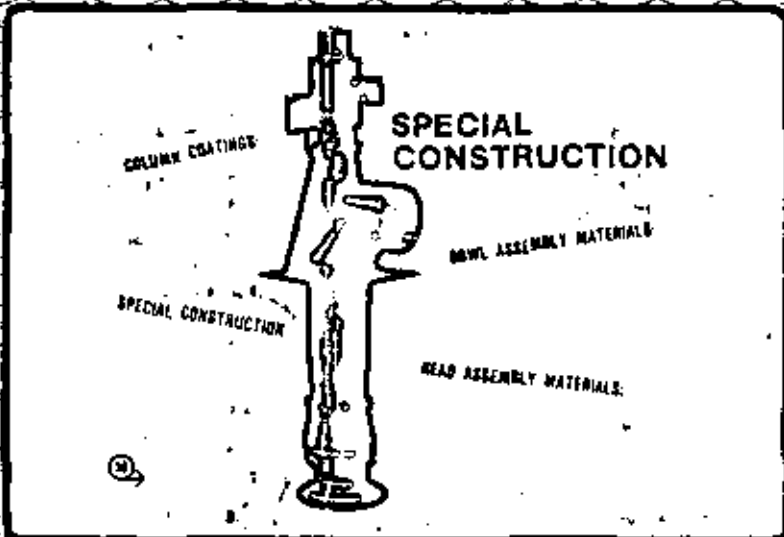
59

For delivery and price considerations we advise you to use standard construction, as illustrated in our brochures, wherever possible.

But you will at times find applications where corrosive elements are present in the water and special configurations may be needed.

Special materials used in construction are covered in a separate program.

Refer special applications to the factory for consideration and suggestions. Our engineering staff has had extensive experience in meeting varied conditions.



60

THE END.

ap

aurora pump training

NO PART OF THIS PROGRAM,
EITHER AUDIO OR VISUAL, MAY
BE REPRODUCED WITHOUT THE
EXPRESSED WRITTEN CONSENT
OF AURORA PUMP,
A UNIT OF BOMER, NATIONAL.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

DISERNO DE LA TOMA DE AGUA

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

AGOSTO, 1980



La función de la toma de agua ya sea de un canal abierto o de un túnel, teniendo un 100% de perímetro sumergido es para suministrar un flujo de agua uniformemente distribuido a la campana de succión.

Una distribución dispereja de flujo, caracterizada por fuertes corrientes locales, favorece la formación de vórtices o remolinos, con ciertos valores bajos de sumergencia, puede introducir aire a la bomba con reducción en su capacidad y acompañada de ruidos.

La distribución dispereja puede también aumentar o disminuir el consumo de fuerza, con variación en la carga total que suministra la bomba. Además pueden existir vórtices que no aparezcan en la superficie y éstas pueden tener también efectos adversos.

La distribución de velocidad dispereja causa rotación de masas de agua alrededor de una línea central llamada Moción del Vórtice. Además ésta línea central puede desplazarse de un punto a otro. La distribución dispereja de flujo es causada por la geometría de la toma y por la forma en que el agua es introducida a la toma.

La velocidad media calculada no es siempre la base más adecuada para juzgar la excelencia de una toma, ya que en éste tipo de tomas pueden presentarse corrientes y oleajes con altas velocidades locales, que sin embargo tienen baja velocidad media. Sin duda la distribución dispereja que representan ocurre menos en un flujo de más alta velocidad con suficiente turbulencia para prevenir la formación gradual de un vórtice cada vez mayor en un punto determinado. Numerosos remolinos superficiales pueden ocurrir sin causar problema alguno.

La toma ideal consiste en un canal recto que lleva el agua directo a la bomba en cambio vueltas y obstrucciones en el canal son perjudiciales, dado que pueden causar la formación de turbulencias y tienden a iniciar la formación de remolinos profundos.

El agua no debe pasar por una primera bomba para abastecer una segunda, si esto puede evitarse. Si las bombas deben estar en una línea de flujo, será necesario construir una celda abierta hacia el frente para cada bomba o instalar venas deflectoras bajo la bomba para dirigir el agua hacia arriba, hacia la toma de la bomba.

Debe utilizarse todo diseño aerodinámico para reducir la formación de vórtices en la estela de la bomba o de otras obstrucciones en la corriente de flujo.

El éxito en la profundidad eficiente de sumergencia dependerá grandemente en el diseño de la toma de agua y en el tamaño de la bomba. Los fabricantes de bombas pueden dar información sobre la toma, en las etapas preliminares si suministran planos que muestren las limitaciones físicas del proyecto.

La gráfica mostrada en la figura 64 y los dibujos mostrados en las figuras 65 y 66 han sido diseñadas para ilustrar sistemas para bombas solas o múltiples, mostrando dimensiones más apropiadas. Estas gráficas son para bombas de rangos 3,000 a 300,000 galones por minuto, (190 a 19,000 lps.).

Dado que esos valores ahí indicados son resultado de promedios obtenidos de un gran número de casos y cubren todo el rango de velocidades específicas, no deben de ser considerados como valores absolutos, sino más bien como guías sujetas a muchas posibles variaciones.

Todas las dimensiones en las figuras 64, 65 y 66 están basadas en las capaci

-dades y cargas indicadas. Cualquier aumento en capacidad arriba de éstos valores deberá ser momentánea o muy limitada en tiempo si la bomba debe operar por un tiempo considerable a una capacidad mayor, ésta es la que deberá de ser utilizada para el diseño de la cisterna.

La dimensión "C" es un promedio obtenido del análisis de muchas bombas. Su valor final deberá de ser especificado por el fabricante de la bomba.

La dimensión "B" es una dimensión máxima propuesta. Puede ser menor dependiendo de la medida real de la campana de succión o de los tazones utilizados por el fabricante.

El bordo de la campana deberá estar cerca de la pared posterior de la cisterna. Cuando la posición de la pared posterior de la cisterna está determinada por el motor de la bomba o por el tubo de descarga, la dimensión "B" puede ser excesiva y por lo tanto se puede requerir instalar una "Pared Falsa" cerca del borde de la bomba.

La dimensión "S" es el mínimo requerido para la instalación de una bomba sola. Esta dimensión puede ser incrementada pero si se desea reducir, el fabricante debe de ser consultado o deberá hacerse una operación de prueba para determinar su eficiencia.

La dimensión "H" es un valor numérico basado en el "nivel bajo normal de agua" en la campana de succión, tomando en consideración pérdidas por fricción através de la malla de entrada y el canal de llegada.

Esta dimensión puede ser considerablemente menor momentánea o infrecuentemente sin daño excesivo a la bomba. Debe de recordarse, sin embargo, que ésta dimensión no representa "Sumergencia". La sumergencia normalmente se considera ser la dimensión "H" menos la dimensión "C". Esto representa la altura física del nivel de agua arriba del fondo de la entrada de succión. La sumergencia real es poco menor, dado que el ojo del impulsor está a cierta distancia arriba del fondo de la campana de succión, posiblemente de 0.90 m. a 1.20 m. Para fines de diseño de la cisterna en conexión con ésta gráfica, se entiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las gráficas de velocidades específicas y la sumergencia aquí mencionada tendrá que ver solamente con la formación de vórtices y remolinos.

Las dimensiones "Y" y "A" representan valores mínimos recomendados. Estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee pero deberán limitarse a las restricciones mostradas en la curva. Si el diseño de la cisterna no incluye una rejilla, la dimensión "A" deberá ser considerablemente mayor. Los anchos de las rejillas y compuertas no deben ser sustancialmente menores que lo indicado en la dimensión "S", y las alturas no deberán ser menores de la dimensión "H".

Si la velocidad de la corriente principal es mayor de 12 pies por segundo (.60 m/seg.), será necesario instalar aletas enderezadoras en el canal de llegada, aumentar la dimensión "A", hacer un modelo de prueba, o hacer un estudio combinando todos éstos factores.

La dimensión "S" se convierte en el ancho de una celda para una sola bomba, o la dimensión de cetro a cetro entre dos bombas cuando no se usan muros divisorios.

En instalaciones de bombas múltiples, además de aplicar las dimensiones mostradas en las figuras 64, 65 y 66 como se ha indicado anteriormente, deben tomarse en consideración la información adicional que se presenta a continuación:

FIGURA 67 A .- La primera recomendación para el diseño de la fosa es el suministrar un flujo rectilíneo a baja velocidad en forma simultánea a todas las unidades. Las velocidades en el área de bombeo deben de ser aproximadamente 1 pie -- por segundo (.30 m/seg.), aunque en ciertos casos se han obtenido buenos resultados con velocidades de 2 pies por segundo (.60 m/seg.), especialmente en los casos que se hizo un modelo a prueba. Lo que no se recomienda es un cambio brusco en el diámetro del tubo al entrar a la fosa, o una entrada lateral que puede causar oleaje y remolinos.

FIGURA 67 B .- Varias bombas instaladas en una misma fosa operarán mejor resultado sin paredes separadoras a menos que todas las bombas operen siempre al mismo tiempo, en cuyo caso el uso de paredes separadoras puede ser necesario. En los casos que se utilicen paredes para fines estructurales, y las bombas operen en forma intermitente, deje suficiente espacio atrás de cada pared, desde el -- fondo de la fosa hasta cuando menos el nivel mínimo de bombeo para un flujo adecuado. Además la pared no debe extenderse adelante de la bomba, más allá del -- borde de la campana de succión. En el caso de usar paredes, añada a la dimensión "S" el grueso de la pared para determinar el espacio entre centros. Estas paredes deben de ser de bordes redondeados. Lo que no se recomienda es colocar un número de bombas alrededor del borde de la fosa ya sea con o sin paredes divisorias.

FIGURA 67 C .- Deben evitarse los cambios bruscos de diámetro del tubo de entrada a la fosa. Un tubo relativamente pequeño descargando a una fosa grande de -- bombeo deberá de conectarse a la fosa por medio de una sección de paredes que abren gradualmente. El ángulo de éstas paredes deberá de ser 45° ó mayor. Con éste arreglo se podrán obtener velocidades de agua en la fosa menores de ---- .30 m/seg. si se desea. Muy especialmente se recomienda no utilizar tubos conectados directamente a una fosa grande con las bombas colocadas cerca de la entrada, ya que el flujo tendrá demasiados cambios de dirección para la buena operación de las bombas. El instalar las bombas al centro de una fosa, deja grandes áreas de vórtices atrás de las bombas que causarán problemas de operación.

FIGURA 67 D .- Si la velocidad del agua en la fosa puede mantenerse abajo de -- .30 m/seg. , un cambio brusco del tubo de entrada a la fosa es aceptable siempre que la longitud iguale o exceda los valores mostrados. Se asume que al aumentar la relación W/P la velocidad de entrada en "P" aumentará a un máximo permisible de 2.40 m/seg. a $W/P = 10$. No se recomienda utilizar bombas en línea a menos que la relación fosa, tamaño de bomba sea bastante grande y que las bombas estén separadas por un margen longitudinal amplio. Generalmente se pueden -- construir una cisterna a menor costo utilizando uno de los diseños recomendados.

FIGURA 67 E .- En ocasiones es necesario instalar bombas en túneles o líneas de conducción. Un tubo de bajada o un pozo falso, en éstos casos el uso de un deflector en forma de "L" instalado abajo de la bomba, con la entrada dirigida -- aguas arriba, podrá operar satisfactoriamente en velocidades hasta de 2.40 m/seg. De no utilizar éste deflector, la campana de succión de la bomba deberá estar -- colocada verticalmente cuando menos dos diámetros del tubo de bajada, arriba -- del túnel, especialmente en el caso de velocidades de 0.60 m/seg. o mayores. En éste caso el túnel deberá operar a tubo lleno, sin rastros de aire en su porción superior para obtener lo cual deberá elevarse el nivel mínimo de agua en el pozo vertical.

NOTA .- Las indicaciones anteriores corresponden a líquidos claros. Para mezclas de sólidos con fluido será necesario referirse al fabricante.



SECRETARIA DE EDUCACION PUBLICA
 SISTEMA DE EXAMENES

[The main body of the document contains several columns of text, which are extremely faint and difficult to read. It appears to be a form or a list of items, possibly related to an examination system.]

CAPITULO 6.- MOTORES

INTRODUCCION - 0

INTRODUCCION.

W010, J001701

6.1.- Aspectos generales

- 6.1.1.- Naturaleza de la electricidad
- 6.1.2.- Términos eléctricos más usados en sistemas de bombeo y sus unidades.
- 6.1.3.- Sistemas eléctricos en Corriente Alterna
- 6.1.4.- Caída de voltaje

6.2.- El Motor eléctrico

- 6.2.1.- Clases de motores eléctricos en sistemas de bombeo.
- 6.2.2.- Características para selección del motor eléctrico.
- 6.2.3.- Potencia requerida por la carga.
- 6.2.4.- Velocidad de rotación.
- 6.2.5.- Par requerido.
- 6.2.6.- Potencia del motor.
- 6.2.7.- Par del motor de inducción.
- 6.2.8.- Condiciones del medio ambiente.
- 6.2.9.- Protección, alimentación y arranque de motores eléctricos.
- 6.2.10.- Ubicaciones especiales.
- 6.2.11.- Anomalías y correcciones en motores eléctricos y arrancadores.

6.3.- Mediciones eléctricas en plantas de bombeo.

- 6.3.1.- Precisión.
- 6.3.2.- Tamaño de los instrumentos.
- 6.3.3.- Instrumentos.
- 6.3.4.- Instrumentos principales.
- 6.3.5.- Conexión de los instrumentos.

6.4.- El motor de Combustión Interna.

- 6.4.1.- Tipos de ciclos en motores de combustión interna.
- 6.4.2.- El motor Diesel.
- 6.4.3.- Arranque del motor Diesel.
- 6.4.4.- Combustión del Diesel.
- 6.4.5.- Tiempos.
- 6.4.6.- Guía de operadores de máquinas para eliminar dificultades.

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

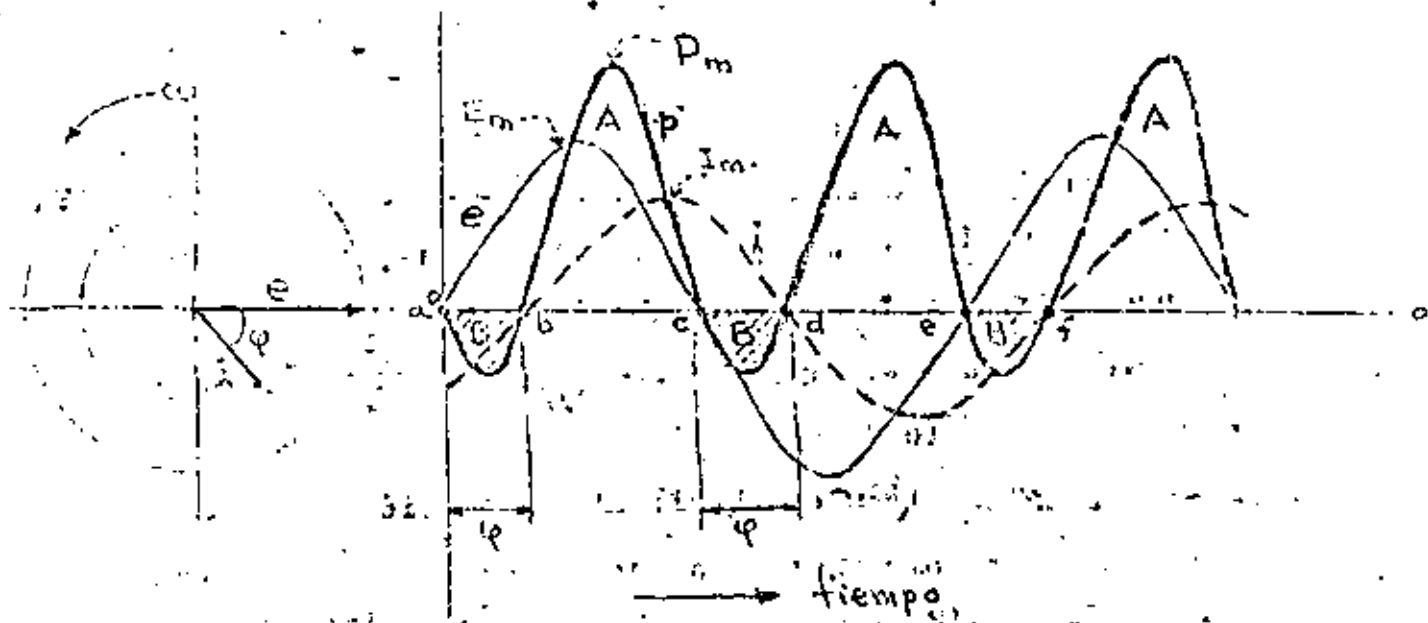
E = tensión eficaz media en volts.

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 expresion:

$$p = (E_m \sin \omega t) [I_m \sin(\omega t - \varphi)]$$

que desarrollada es:

$$p = E_m I_m (\cos^2 \omega t \cos \varphi - \sin \omega t \cos \omega t \sin \varphi)$$

$$= \frac{E_m I_m}{2} [(1 - \cos 2\omega t) \cos \varphi - \sin 2\omega t \sin \varphi]$$

La potencia media es el area dividida por el tiempo T , o sea:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p dt = \frac{E_m I_m}{2T} \left[t \cos \varphi - \frac{\sin 2\omega t}{2\omega} \cos \varphi + \frac{\cos 2\omega t}{2\omega} \sin \varphi \right]_0^T =$$

$$= \frac{E_m I_m}{2T} T \cos \varphi = \frac{E_m}{\sqrt{2}} \cdot \frac{I_m}{\sqrt{2}} \cos \varphi = E I \cos \varphi$$

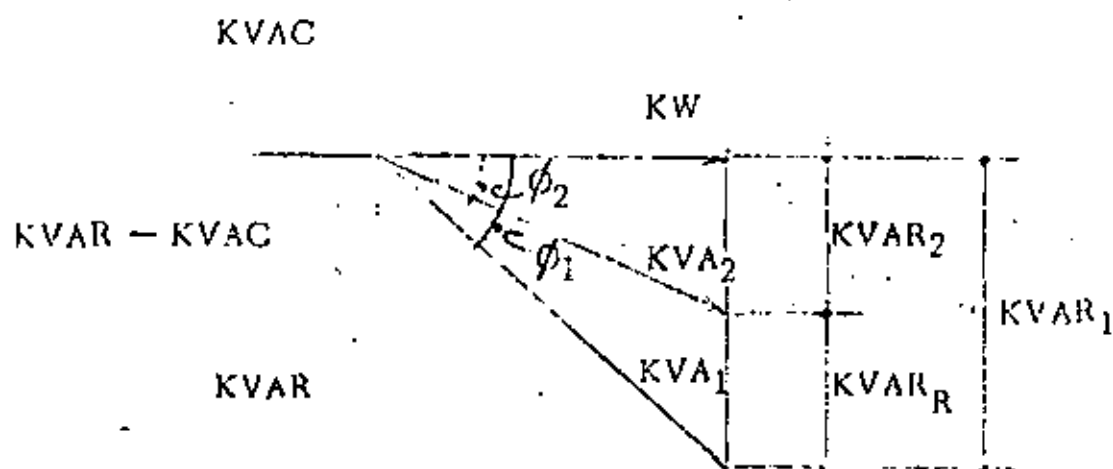
El valor máximo de e y de i , E_m y I_m , corresponden a un valor eficaz de $\frac{E_m}{\sqrt{2}} = E$ y de $\frac{I_m}{\sqrt{2}} = I$; para una curva sinusoidal, el valor máximo es $\sqrt{2}$ ó 1.414 del valor eficaz.

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 mismo 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 periodos ejecutados por la corriente durante un segundo. La unidad es el periodo 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 $KVAR_R$:

$$KVAR_R = KVAR_1 - KVAR_2 \quad (1)$$

$$\text{Si } \text{Tang } \phi_1 = \frac{KVAR_1}{KW} \quad \therefore$$

$$KVAR_1 = KW \text{ Tang } \phi_1 \quad (2)$$

$$\text{Tang } \phi_2 = \frac{KVAR_2}{KW} \quad \therefore$$

$$KVAR_2 = KW \text{ Tang } \phi_2 \quad (3)$$

Sust. (2) y (3) en (1) :

$$\begin{aligned} KVAR_R &= KW \text{ Tang } \phi_1 - KW \text{ Tang } \phi_2 \\ &= KW (\text{Tang } \phi_1 - \text{Tang } \phi_2) \quad (4) \end{aligned}$$

Fórmula para calcular el tamaño del capacitor requerido.

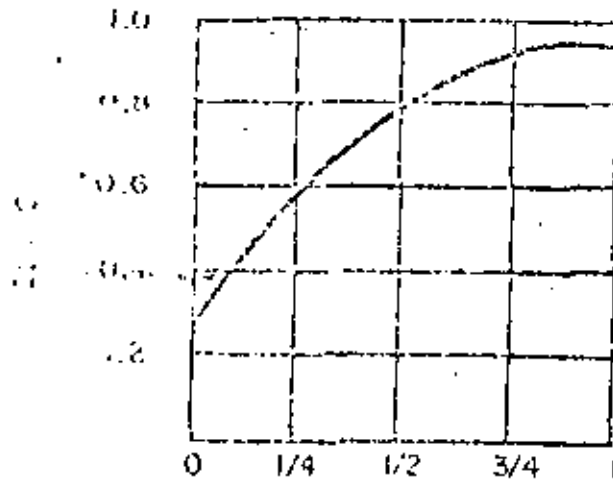
CORRECCION DE FACTOR DE POTENCIA

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 | 1.112 | 0.982 | 0.850 |
| 52 | 1.643 | 1.314 | 1.158 | 1.023 | 0.893 | 0.761 |
| 54 | 1.558 | 1.229 | 1.073 | 0.938 | 0.808 | 0.676 |
| 55 | 1.518 | 1.189 | 1.033 | 0.898 | 0.768 | 0.636 |
| 56 | 1.479 | 1.150 | 0.994 | 0.859 | 0.729 | 0.597 |
| 58 | 1.404 | 1.075 | 0.919 | 0.784 | 0.654 | 0.522 |
| 60 | 1.333 | 1.004 | 0.848 | 0.743 | 0.583 | 0.451 |
| 62 | 1.265 | 0.936 | 0.780 | 0.645 | 0.515 | 0.383 |
| 64 | 1.201 | 0.872 | 0.716 | 0.581 | 0.451 | 0.319 |
| 65 | 1.168 | 0.839 | 0.683 | 0.548 | 0.418 | 0.286 |
| 66 | 1.139 | 0.810 | 0.654 | 0.519 | 0.389 | 0.257 |
| 68 | 1.078 | 0.749 | 0.593 | 0.458 | 0.328 | 0.196 |
| 70 | 1.020 | 0.691 | 0.535 | 0.400 | 0.270 | 0.128 |
| 72 | 0.964 | 0.635 | 0.479 | 0.344 | 0.214 | 0.082 |
| 74 | 0.909 | 0.580 | 0.424 | 0.289 | 0.159 | 0.027 |
| 75 | 0.882 | 0.553 | 0.397 | 0.262 | 0.132 | |
| 76 | 0.855 | 0.526 | 0.370 | 0.235 | 0.105 | |
| 78 | 0.802 | 0.473 | 0.317 | 0.182 | 0.052 | |
| 80 | 0.750 | 0.421 | 0.265 | 0.130 | | |
| 82 | 0.698 | 0.369 | 0.213 | 0.078 | | |
| 84 | 0.646 | 0.317 | 0.161 | | | |
| 85 | 0.620 | 0.291 | 0.135 | | | |
| 86 | 0.594 | 0.265 | 0.109 | | | |
| 88 | 0.540 | 0.211 | 0.055 | | | |
| 90 | 0.485 | 0.166 | | | | |
| 92 | 0.426 | 0.097 | | | | |
| 94 | 0.363 | 0.034 | | | | |
| 95 | 0.329 | | | | | |

Ejemplo:

Se tiene una carga de 500 KW a 70% de factor de potencia y se deseará 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 $0.400 \times 500 = 200$ K V A capacitivos, es la respuesta.



Carga operación motor.

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 las frecuencias más elevadas es que los transformadores requieren menos hierro y cobre y por esto son más ligeros y menos caros.

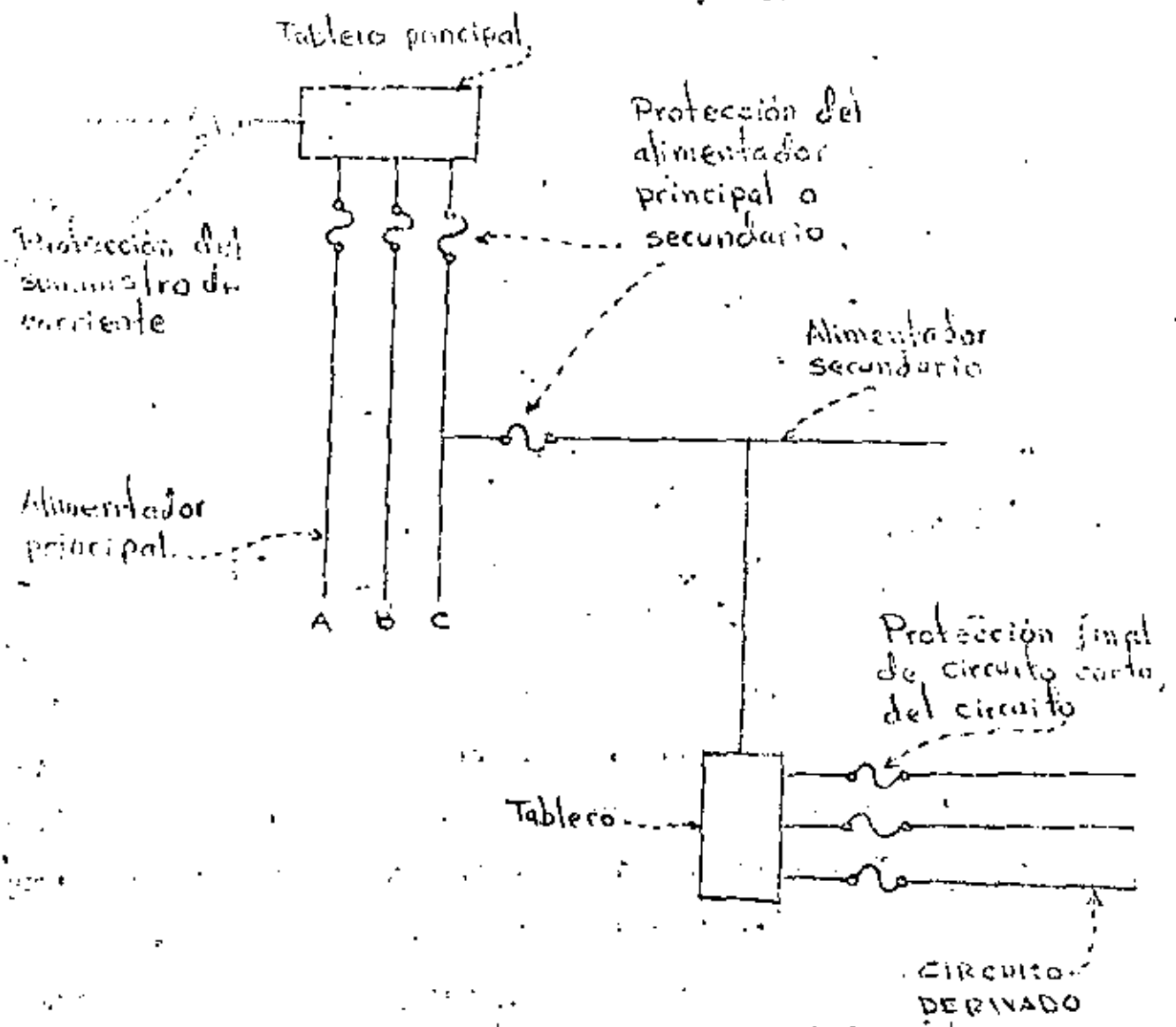
6.1.3.- Sistemas eléctricos en corriente alterna.- Antes de pasar a los sistemas eléctricos debe entenderse que es un circuito derivado y qué alimentadores.

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

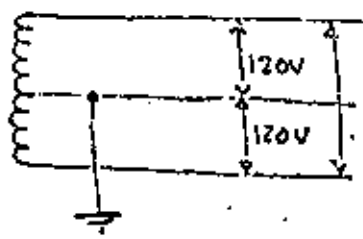
protección del circuito derivado. Las protecciones técnicas de sobre corriente de los motores no deben considerarse como protecciones del circuito derivado.

El tamaño de un circuito derivado se determina por el tamaño de la protección de sobrecorriente y nunca por el tamaño del conductor.

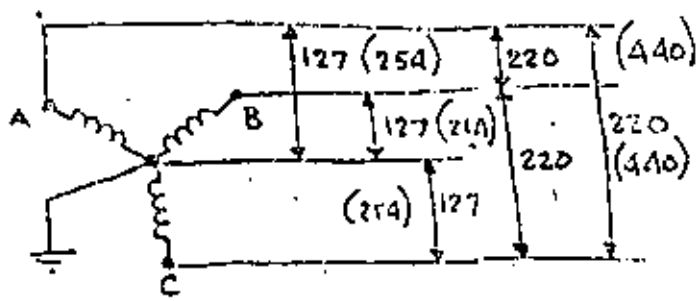


ESQUEMA QUE ILUSTR LA DEFINICION DE CIRCUITO DERIVADO

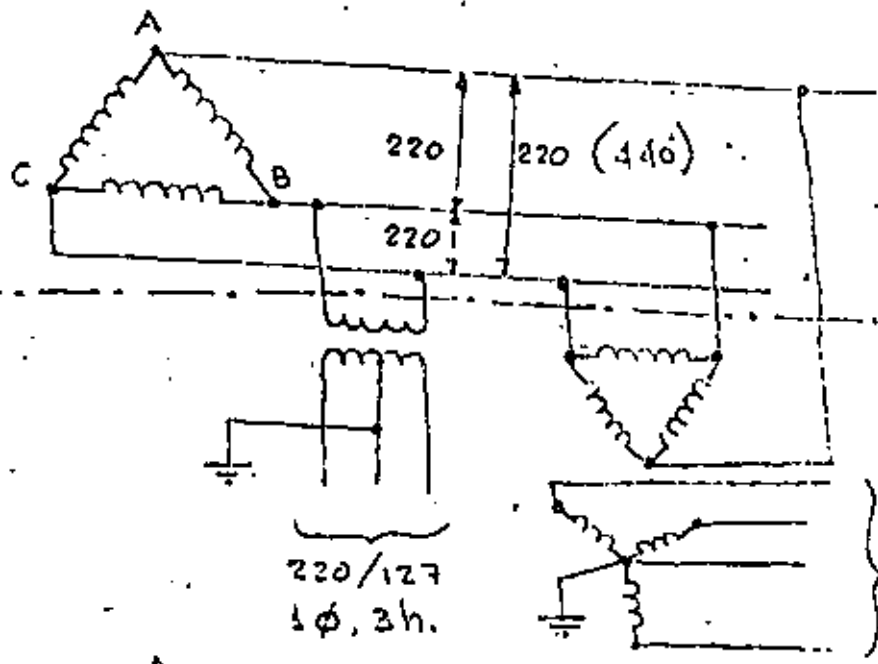
Los sistemas eléctricos modernos usan cuatro tipos básicos para los servicios de utilización del voltaje, tanto en la distribución secundaria como en los circuitos derivados para la alimentación de cargas de motores o de alumbrado. Estos sistemas son los que se indican gráficamente a continuación:



240V Una fase, tres hilos.



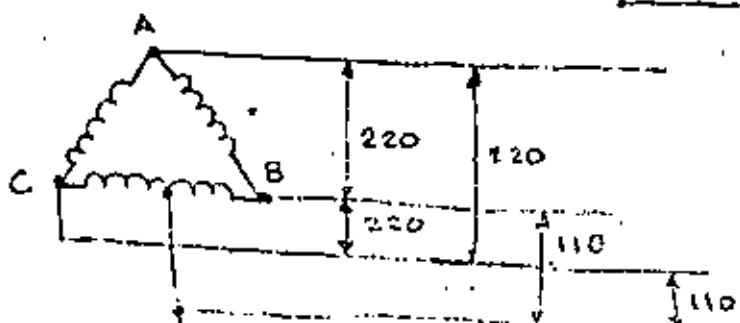
Tres fases, cuatro hilos. Conexión Estrella.



Tres fases, tres hilos. Conexión Delta.

220/127
1 φ, 3 h.

220/177, 3 φ, 4 h.



Tres fases, cuatro hilos. (El centro de una fase lo rodea y aterriza).

Fórmulas para determinar Ampr., KW, KVA, Potencia en la flecha y $\cos \phi$ en los sistemas eléctricos.

| Concepto | Corriente Continua. | Corriente Alterna. | |
|--------------------------|---------------------------------------|---|--|
| | | Monofásica | Trifásica. |
| Ampr. | $\frac{HP \times 746}{V \times \eta}$ | $\frac{HP \times 746}{V \times N \times \cos \phi}$ | $\frac{HP \times 746}{1.73 \times V \times \eta \times \cos \phi}$ |
| Conductos HP | $\frac{KW \times 1000}{V}$ | $\frac{KW \times 1000}{V \times \cos \phi}$ | $\frac{KW \times 1000}{1.73 \times V \times \cos \phi}$ |
| Potencia KW | ----- | $\frac{KVA \times 1000}{V}$ | $\frac{KVA \times 1000}{1.73 \times V}$ |
| Potencia KVA | ----- | $\frac{I \times V \times \cos \phi}{1000}$ | $\frac{I \times V \times \cos \phi \times 1.73}{1000}$ |
| KW | ----- | $\frac{I \times V}{1000}$ | $\frac{I \times V \times 1.73}{1000}$ |
| KVA | ----- | $\frac{I \times V \times N \times \cos \phi}{746}$ | $\frac{I \times V \times 1.73 \times N \times \cos \phi}{746}$ |
| Potencia en la flecha HP | 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.

$$HP = \frac{Q \times H_T}{76 \times \eta_b}$$

- Donde:
- I = Corriente en Ampr.
 - V = Voltaje en Volts.
 - η = Eficiencia del motor eléctrico.
 - η_b = Eficiencia de la bomba.
 - HP = Potencia en Horse Power.

- $\cos \phi$ = Factor de potencia.
- KW = Kilowatts = $KVA \times \cos \phi$
- KVA = Kilovoltampr. = $\frac{KW}{\cos \phi}$
- 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 mismo 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:

$$R = \frac{\rho}{S}$$

Donde: R = Resistencia en Ohms

ρ = 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

... no 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.

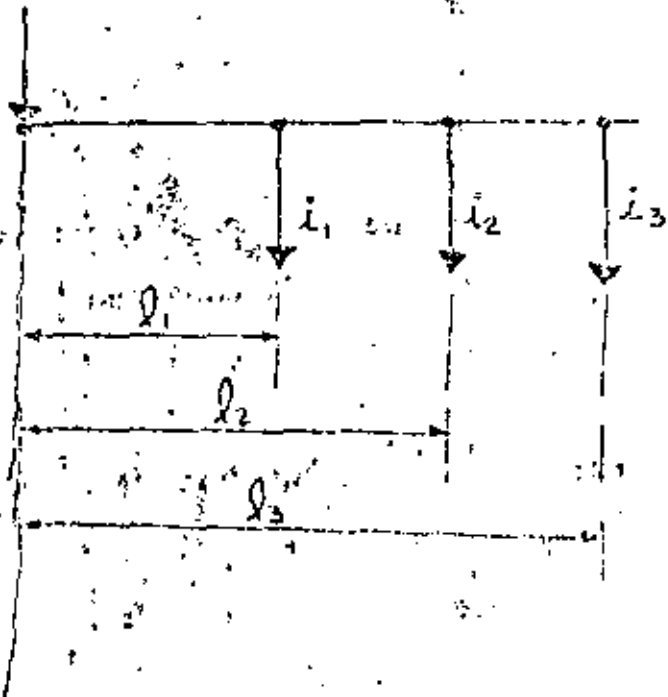
Las fórmulas aproximadas para determinar la sección de un conductor que deberá pasar una corriente determinada a una caída de voltaje fijada, son:

Para línea monofásica:

$$S = \frac{2P}{\delta} \sum (i \cos \varphi l)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\rho} \times e\%}{100}$$

$$\rho = \frac{1}{56} \text{ para el Cu.}$$



- 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:

$$S = \frac{P}{\delta} \sqrt{3} \sum (i \cos \phi l)$$

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 cuántos C.M. corresponde, aproximadamente:

$$1 \text{ mm}^2 = 2000 \text{ C.M.}$$

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 están 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 semiperíodo 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, ca si 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 a. 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.

DIST. MODEL

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000



SYNCHRONOUS MOTOR



SYNCHRONOUS OR INDUCTION MOTOR



INDUCTION MOTOR

1000 1000 1000 1000 720 600 510 480 400 350 AND LOWER

FIGURE NO. 15

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 0.7% |
| 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 y 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 sólo de este tipo de motor.

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 nominal.
 - 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.

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 sincrónica de un motor de inducción está dada por la expresión:

$$R.P.M. = \frac{120 f}{P}$$

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 | R.P.M. A |
|--------------|-------------------|-------------------|
| | $f=50 \text{ Hz}$ | $f=60 \text{ Hz}$ |
| 2 | 3000 | 3600 |
| 4 | 1500 | 1800 |
| 6 | 1000 | 1200 |
| 8 | 750 | 900 |
| 10 | 600 | 720 |
| 12 | 500 | 600 |

Los valores representados en la tabla anterior representan la velocidad sincrónica 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:

$$HP = \frac{HQ}{\eta_b \times \eta_m}$$

Donde η_b - eficiencia de la bomba

η_m - eficiencia del motor

Deben tomarse algunas providencias al seleccionar el tamaño comercial del motor de los HP calculados, aplicando el mejor criterio para cada caso. Si, por ejemplo, el cálculo determina 90 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%: $1000 \times 1.10 = 1100$ HP con una tolerancia de $11000 - 980 = 120$ HP suficiente para absorber 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).

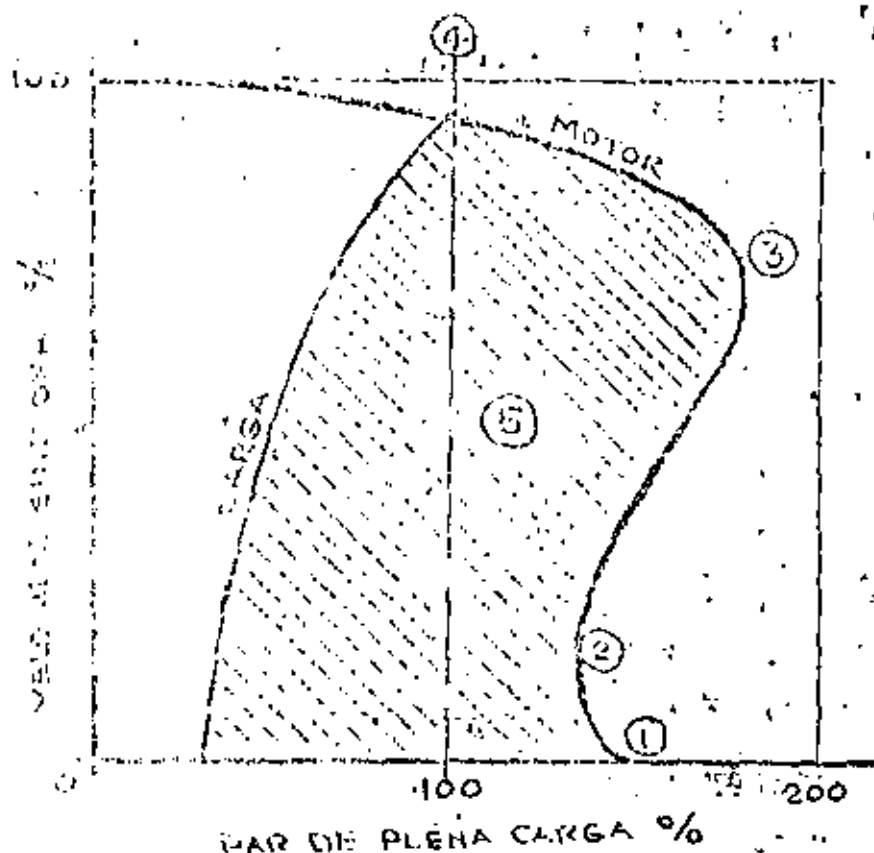
En el punto (2) se tiene el par mínimo que sigue al arranque.

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.

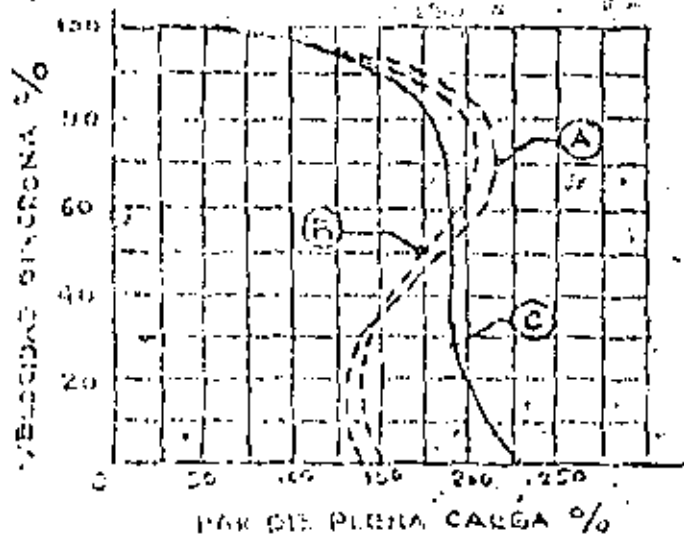
En esta misma figura se ha sobrepuesto una curva par-velocidad de una carga supuesta. La diferencia o exceso de pares entre los desarrollados por el motor y los demandados por la

GRÁFICA 54. CURVA PAR-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCIÓN.



- 1) Par de arranque.
- 2) Par mínimo.
- 3) Par máximo.
- 4) Par de plena carga.
- 5) Par de aceleración.

GRÁFICA 57. CURVA PAR-VELOCIDAD DE MOTORES DE INDUCCIÓN TIPO A, B Y C.



carga es el par de aceleración, el area 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

33

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, casetas de elevadores, cuartos aislados para motores, plantas generadoras y clase de aplicación donde 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 adición. | Motor con... |

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 este 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, aire en la carcasa si son del tipo centrífuga de voluta y en algunas ocasiones protecciones contra vibración. También se pueden proteger las bombas contra válvula de admisión cerrado, 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 demás circuitos derivados. Después 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 fu -- sibles. 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.

C.P.C. = Corriente a plena carga del motor (datos de placa).

Protección contra sobre corriente de los circuitos derivados, por circuito corto o por tierras. No mayor al ajuste del dispositivo del motor mayor más la suma de las C.P.C. de los demás motores.

Capacidad del conductor no menor que el 125% C.P.C. del motor mayor más la suma de las C.P.C. de los demás motores.

Protección no mayor del 400% de la C.P.C. del motor. Capacidad máxima de conducción continua, igual al 115% C.P.C.

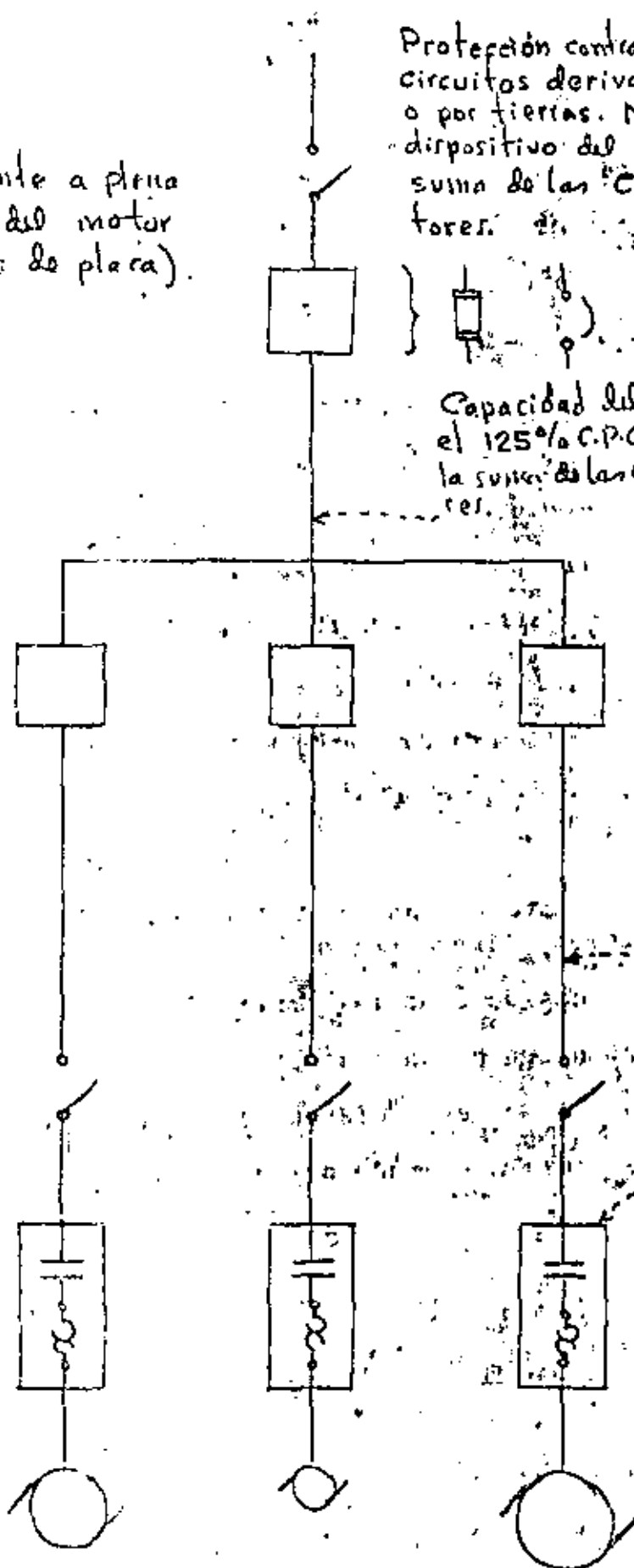
Capacidad del conductor no menor del 125% de la C.P.C.

Arrancador.

Elementos térmicos, protección por sobrecarga (de acuerdo a la C.P.C.)

125% C.P.C.
150% C.P.C.

Circuito derivado.



Para línea monofásica :

$$S = \frac{2P}{\delta} (I \cos \varphi l)$$

Para línea trifásica :

$$S = \frac{P}{\delta} \sqrt{3} (I \cos \varphi l)$$

Siendo: S = sección en mm² (1 mm² = 2000 c.m.)

I = corriente en amps.

l = distancia en metros.

$\rho = \frac{1}{56}$ para el cobre

$\delta =$ 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 s 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 5 1 5.3

FULL VOLTAGE
STARTING

Full voltage starting should always be used on 55-110 horsepower motors of power less than 1000 volts. At least 100 percent of (2) torque and 100 percent of (2) starting current are required in starting.

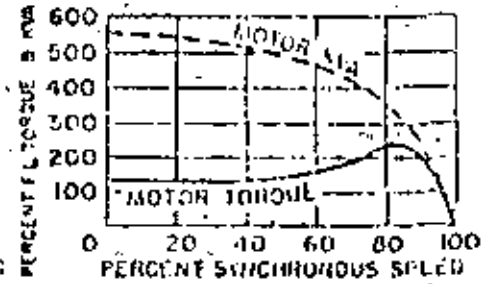
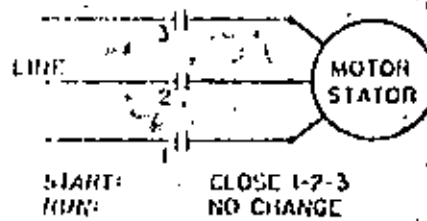


Figure 5 1 5.4

STARTING WITH
TRANSFORMER

(Autotransformer)

Autotransformer starting should be used on transformers for 1000 horsepower and above. The primary of current during starting is 100 percent of voltage and 100 percent of current for the motor.

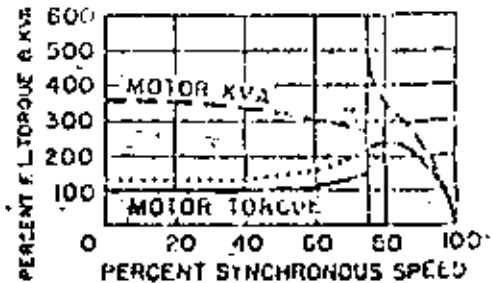
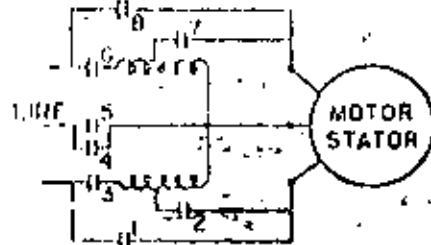


Figure 5 1 5.5

STARTING WITH
TRANSFORMER

(Full Transformer)

Standard transformer starting should be used on transformers for 1000 horsepower and above. The primary of current during starting is 100 percent of voltage and 100 percent of current for the motor.

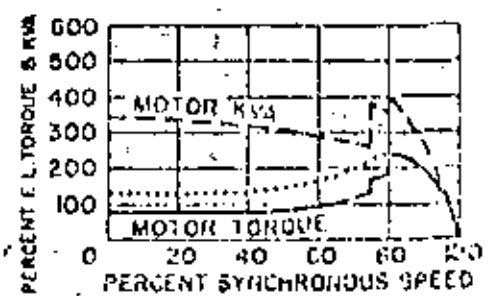
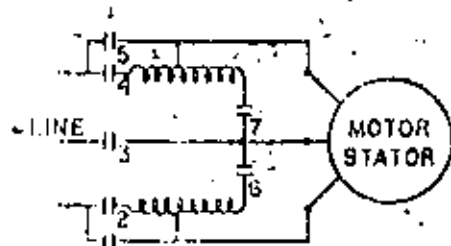
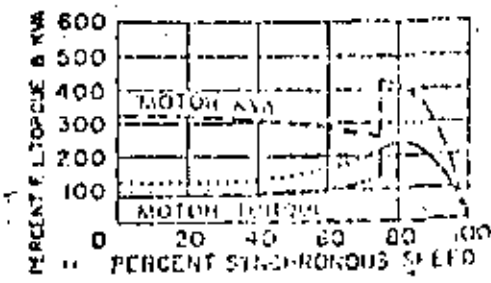
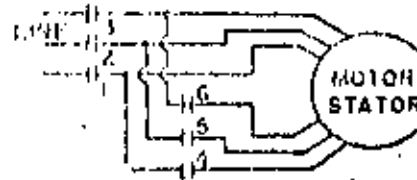


Figure 5 1 5.6

STARTING WITH
TRANSFORMER

Standard transformer starting should be used on transformers for 1000 horsepower and above. The primary of current during starting is 100 percent of voltage and 100 percent of current for the motor.



Section 2 | Starting Methods

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 3-9, 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 is open circuit transfer, Figure 4, from reduced to full voltage. However this may cause severe electrical or mechanical disturbance. As a result closed transition, Figure 5, (often referred to as *Korndorfer*) reduced voltage start is becoming

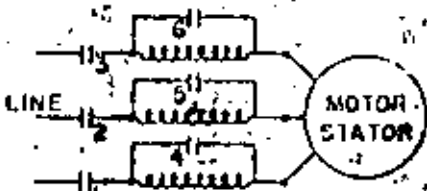
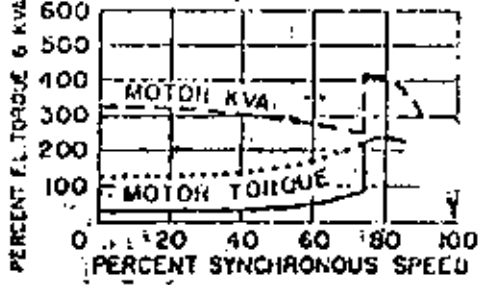

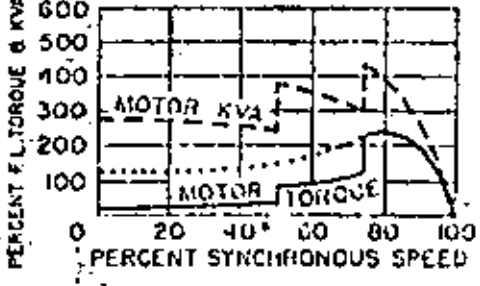
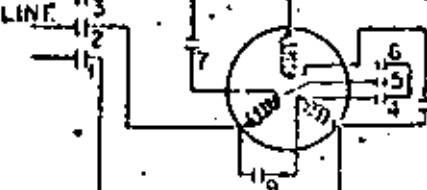
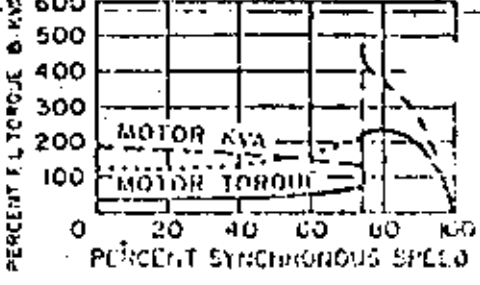
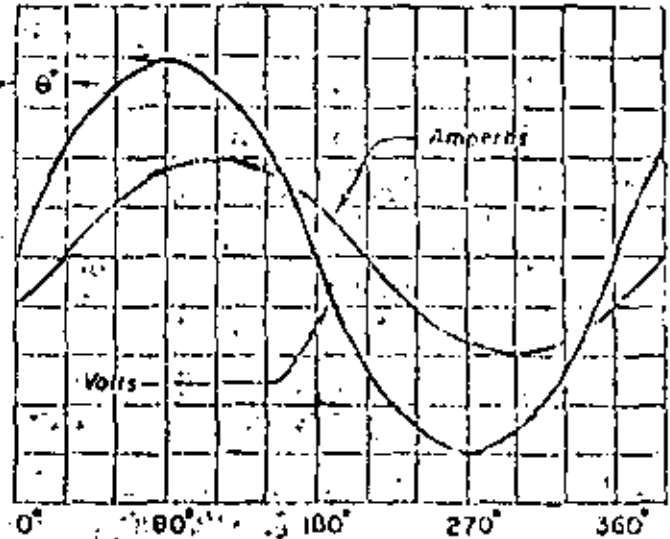
| STARTING METHOD | STARTING DIAGRAM PRIMARY CONNECTIONS | TYPICAL KVA AND TORQUE CURVES FOR SQUIRREL-CAGE INDUCTION MOTORS |
|--|--|---|
| <p><i>Figure 7 6-7</i></p> <p>REACTOR STARTING</p> <p>Reactor starting, used for large motors, has advantage of simplicity and closed transition, but gives lower starting torque per kw drawn from the line than with auto-transformer starting.</p> |  <p>START: CLOSE 1-2-3 RUN: CLOSE 4-5-6</p> |  |
| <p><i>Figure 8 6-8</i></p> <p>RESISTOR STARTING</p> <p>Resistor starting is occasionally used for smaller motors on low voltage networks where several steps of starting are required and no opening of motor circuit between steps is allowed.</p> |  <p>START: CLOSE 1-2-3 SECOND STEP: CLOSE 4-5-6 THIRD STEP: CLOSE 7-8-9</p> |  |
| <p><i>Figure 9 6-9</i></p> <p>STAR-DELTA STARTING</p> <p>Star-delta starting requires no auto transformer, reactor or resistor. The motor starts as a star-connected motor and runs delta connected.</p> |  <p>START: CLOSE 1-2-3-4-5-6 RUN: OPEN 4-5-6 CLOSE 7-8-9</p> |  |

Figure 14

starting method by 30 degree, rectangular approximation.



3-Step, pole. This method, based transition, resulting in less voltage stress, disturbance and in continuous starting from zero voltage to full voltage.

3-Step, additively, Figure 6, is practical when a motor can be started two or more circuits, with the windings properly phased to provide steps of reduced kva and torque. This potentially provides closed transition. In the case of induction motors the torques obtained on start winding are frequently indeterminate and the motor may not start until all the winding is energized. This is then frequently referred to as 'increment start'.

2-Step, (reduced voltage and full voltage) starting, with closed transition, but has the disadvantage of a low starting kva ratio.

4-Step, (reduced voltage and full voltage) starting, but is not limited to one reduced voltage step.

5-Step, (reduced voltage and full voltage) starting, but is not limited to one reduced voltage step.

- 1- Closed transition from vlt start to delta run.
- 2- Starting torque and kva values equivalent to

33% of full voltage values.

3- Must operate on delta connection, which is usually discouraged.

Table 1, 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 | 64* | 64 |
| | or 65 | 42* | 42 |
| Series Reactor or Resistor | 80 | 80 | 64 |
| | or 65 | 65 | 42 |
| Part Winding (typical) | 57 | 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 available, 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

Induction motor starting currents may range from a low of 50% up to a high of 300% rms on 60 cycles, starting and 200% to 300% rms on 50 cycles. This range range requires the use of a wide variety of motor windings with respect to number, size,

location, and material of bars. Starting kva may range from a low of 250% of full load kva to as high as 1200% on a high speed, high torque motor. Synchronous motor 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 y 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 tabla

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 sustancia de tan baja conductividad, que el paso de corriente a través de ella puede ser despreciado.

Los aislamientos que se emplean en los uevanados 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 sustancia 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 sustancias inorgánicas similares conglomeradas con material orgánico.

Aislamiento clase F:

Mylamm, fibra de vidrio, poliéster, dacron y resinas epóxicas.

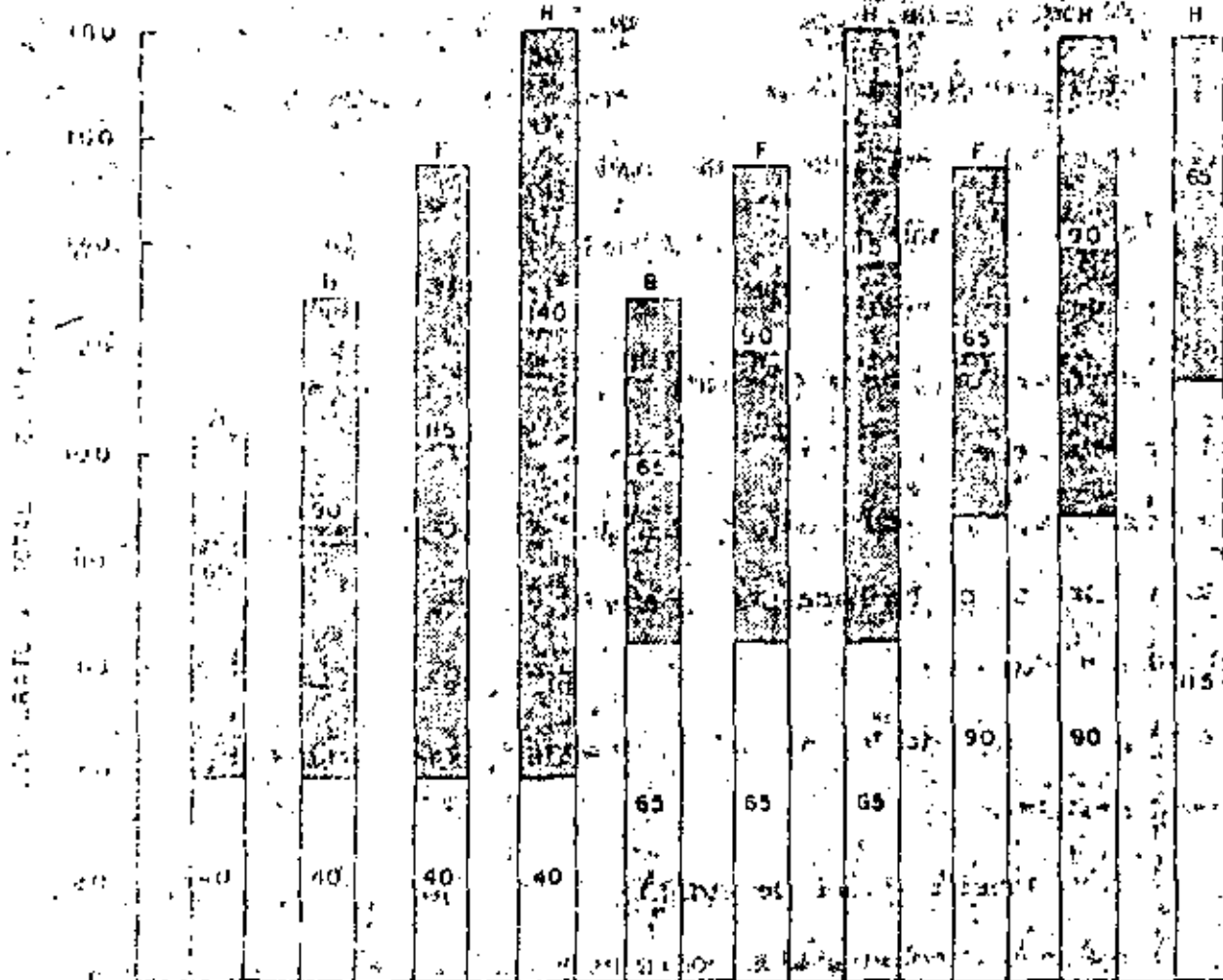
Aislamiento clase H:

- a) Mica, asbesto, fibra de vidrio y otros materiales inorgánicos similares conglomerados con sustancias a base de compuestos de silicón o de materiales cuyas cualidades son equivalentes a las de éstos.
- b) Compuestos de silicón de consistencia semejante a la de caucho o a las resinas o materiales de propiedades equivalentes a las de estos.

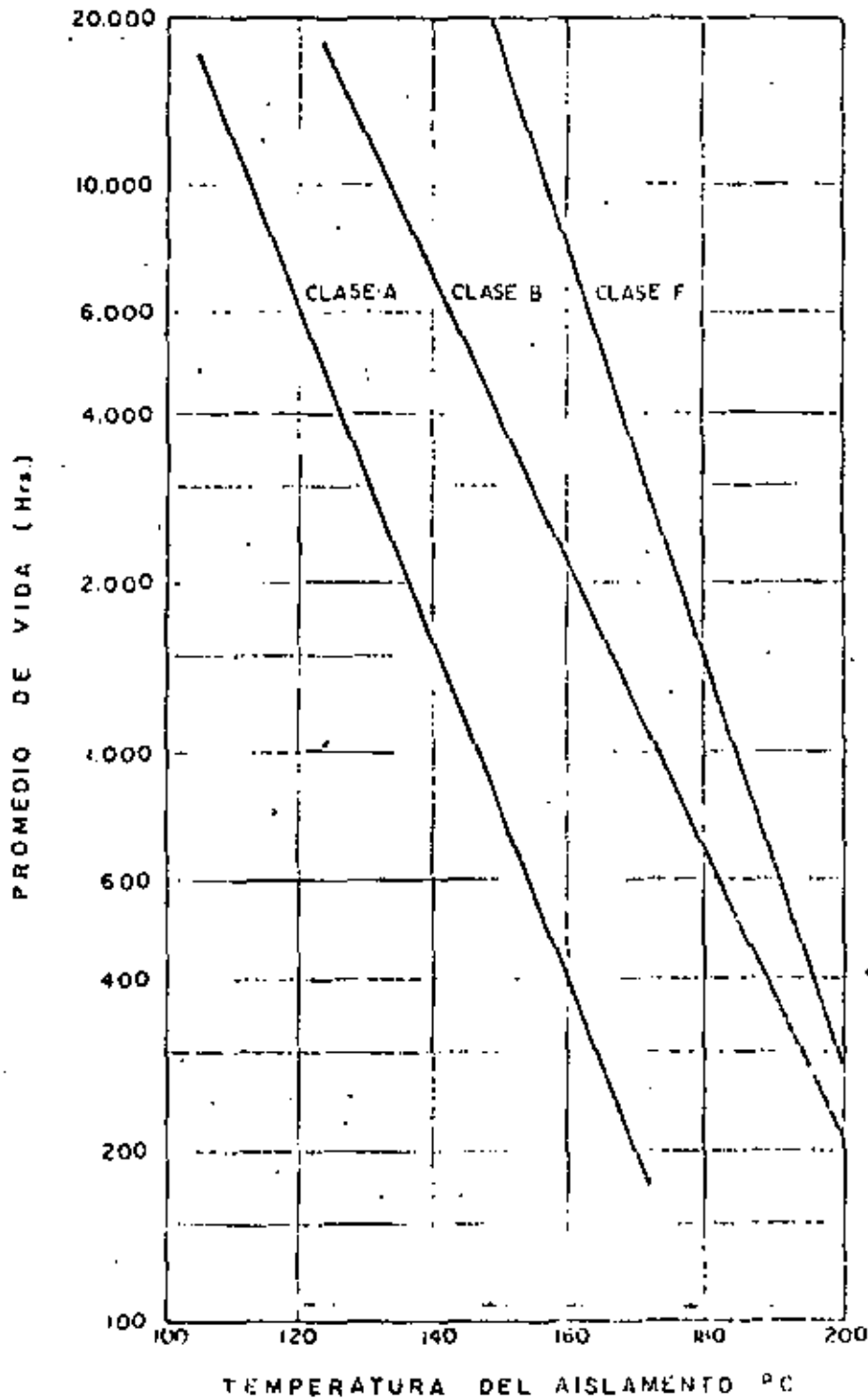
Las temperaturas totales permisibles para cada una de las clases anteriores son:

SOBRE TEMPERATURA
TOTAL DEL MOTOR

AMBIENTE



TEMPERATURA PERMISIBLE POR AMBIENTE
Y CLASE DE AISLAMIENTO (A, B, F, y H)



PROMEDIO DE VIDA DEL DEYANADO EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL AISLAMIENTO

5i

Grado 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 máximo 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 otros, los cuales se consideran más peligrosos. Esencialmente esta protección se logra al 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 el ^{un} siguiente 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 no arranca. | Tiene una fase abierta, puede estar sobrecargado. | Vease que no haya ninguna fase abierta. Disminúyase la carga. |
| | Conexiones de control equivocadas. | 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 no adquiere la velocidad del régimen. | Voltaje demasiado bajo, debido a caída en la línea. | Usese voltaje más alto en los terminales del transformador o disminúyase la carga. |
| | Carga muy alta para el arranque. | Compruébese la carga que el motor pueda soportar al arranque. |

| ANOMALIA | CAUSA | CORRECCION |
|-----------------------------------|---|--|
| El motor tarda mucho en acelerar. | Demasiada carga, rotor defectuoso. | Disminúyase la carga, repongase el rotor. |
| Rotación invertida. | Fases en secuencia errada. | Inviertase las conexiones en el motor o en el tablero. |
| El motor se recalienta. | <p>Véase si tiene sobrecarga</p> <p>Los sopladores y desviadores de aire pueden ser inapropiados u obstruidos y no permiten buena ventilación</p> <p>El motor puede tener una fase abierta.</p> <p>Desequilibrio de voltaje en los terminales y frecuencia inadecuada.</p> <p>Conexión defectuosa.</p> <p>Alto voltaje</p> <p>Bajo voltaje</p> <p>El rotor roza con el estator.</p> | <p>Disminúyase la carga.</p> <p>Cuando hay buena ventilación, sale un charro constante del motor. Si este no es el caso, consultar con el fabricante.</p> <p>Véase que todas las terminales estén bien conectados.</p> <p>Busque los terminales defectuosos, revise las conexiones y los transformadores.</p> <p>Comprobar datos de placa.</p> <p>Indicado por alta resistencia.</p> <p>Usese un voltmetro y compruébese en los terminales.</p> <p>Usese un voltmetro y compruébese en los terminales.</p> <p>Compruebe alineación y cambiese cojinetes.</p> |
| El motor vibra. | <p>Motor mal alineado.</p> <p>Bases débiles.</p> | <p>Realinécese</p> <p>Refuercense.</p> |
| | Cajinetes de bolas defectuoso o desalineado. | Reemplácese y alinéese. |
| Motor ruidoso. | El motor funciona con una sola fase. | Parar el motor y arrancar de nuevo y verid que esto no será posible. Ver si hay circuitos abiertos. |

| SÍMPTOMA | CAUSA | CORRECCION |
|----------|--|---|
| | Desalineación en la flecha. indefinida. | Comprobar la alineación. (vease el caso anterior). |
| | Lubricación excesiva, rotor flojo | Apretar los pernos de sujeción. |
| | Deficiente estado del cojinete de la base. | Apretar los pernos de sujeción. |
| | Exceso de tensión del cable | Enderezar la flecha. |
| | Cable demasiado grueso. | Emplear la apropiada. |
| | Exceso de aceite en el aceite. | Añadir aceite. |

ARRANCADORES

| ANOMALIA | CAUSA | CORRECCION |
|--|--|--|
| <p>El contactor ó relevador no se cierra.</p> | <p>Bolón, enclavamiento o relevador que no hacen buen contacto.</p> <p>Conexión floja o rota.</p> <p>Bolón mal conectado.</p> <p>El contacto del relevador de sobrecarga está abierto.</p> | <p>Ajustese para que haga presión apropiada.</p> <p>Revise el circuito.</p> <p>Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.</p> <p>Ajustese el relevador.</p> |
| <p>El contactor ó relevador no se abre.</p> | <p>Bolón mal conectado</p> <p>El colza del circuito magnético puede estar gastado y deja que el magnetismo remanente, mantenga la armadura cerrada.</p> | <p>Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.</p> <p>Reemplacese el colza.</p> |
| <p>Excesiva corrosión de los contactos. Los contactos se funden y se peñan o se calientan demasiado.</p> | <p>Los resortes de los contactos no ejercen suficiente presión, lo cual hace que estos se calienten o produzcan arcos al cerrarse.</p> <p>La superficie de los contactos está áspera y solo deja pasar corriente por un área muy reducida.</p> <p>Las condiciones de funcionamiento son anormales.</p> <p>Los contactos vibran producidas por vibraciones fuera del gabinete del arrancador.</p> | <p>Ajustese para aumentar la presión de contacto, reemplacese estos si es necesario.</p> <p>Alisense los contactos con papel de lija o una lima de grano fino, reemplacense estos si están muy gastados.</p> <p>Compárese la capacidad con la carga.</p> <p>Compruebase la presión del resorte del contacto para ver si es suficiente, aprítese, todas las conexiones.</p> |

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 sólo sostenerlo en las manos. Pero el fluido eléctrico, aún cuando sentimos su presencia al tocar imprudentemente un cable en corriente, o al ver una lámpara encendida o un motor eléctrico en marcha, no podemos cuantificar su intensidad 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 estudiar con los aparatos correctos que nos permiten medir 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.

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 | Ampémetro | Corriente o amperaje. |
| V | Volt | Vóltmetro | Potencial, tensión o voltaje. |
| VA | Vol-Ampere | Voltampémetro | Potencia aparente ($\cos \varphi = 1$) |
| W | Watt | Wáttmetro | Potencia activa. |
| VAR | Voltampere-Reactivo. | Vármetro | Potencia reactiva. |
| Hz | Hertz | Frecuencímetro | Ciclos por segundo. |
| $\cos \varphi$ | | Fasímetro | El coseno del ángulo de fase entre corriente y tensión. |
| WH | Watt-hora. | Wátt-horímetro | Consumo de energía. |
| VARH | Voltampere-reactivo hora | Medidor | Consumo de energía reactiva. |

5.3.4.- 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 Voltímetros, 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 Voltímetros. 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 Voltímetros con escala logarítmicas 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 primario y secundario es tan grande que se tendrá alta tensión en las puntas lo cual significa grave peligro.

En los Voltímetros 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 Voltímetros 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. a Plena Carga. | |

Con estos datos y con instrumentos bien seleccionados es fácil chequear 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 a través 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-

63

de los 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 %.

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 los dos procedimientos.

Ciclo Otto. - Es el ciclo de encendido por chispa y su proceso es de volumen constante.

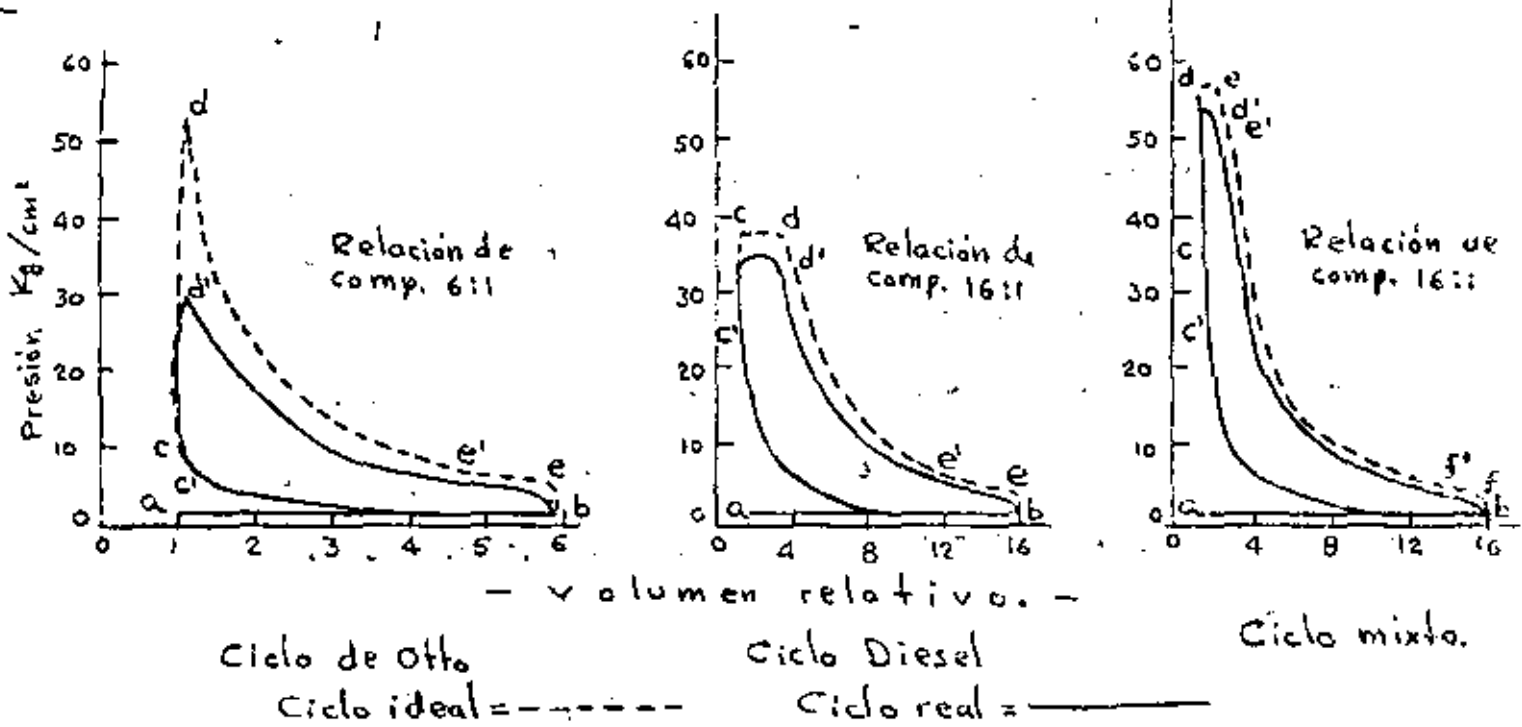
Ciclo Diesel. - Es el ciclo de encendido por compresión y su proceso es de presión constante.

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.



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. |
| b-a.- Carrera de escape. | b-a.- Carrera de escape. | e-f.- Expansión. en f: Comienza el escape. b-a.- Carrera de escape. |

65

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. Comúnmente usan gasolina, tienen relación de compresión entre 4:1 y 12:1 y presiones de compresión desde menos de 7 hasta 21 Kg/cm²; usan carburadores, válvulas para la apertura 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 14:1 y 22:1 y sus presiones de compresión de 28 a 48 Kg/cm². 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 | 258 | 201 |
| Consumo de combustible, | lt/CVef/hora | 0,36 | 0,24 |
| Eficiencia total, | % | 24 | 29 |
| Presión media efectiva, | Kg/cm ² , | 6,05 | 6,26 |
| 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 |

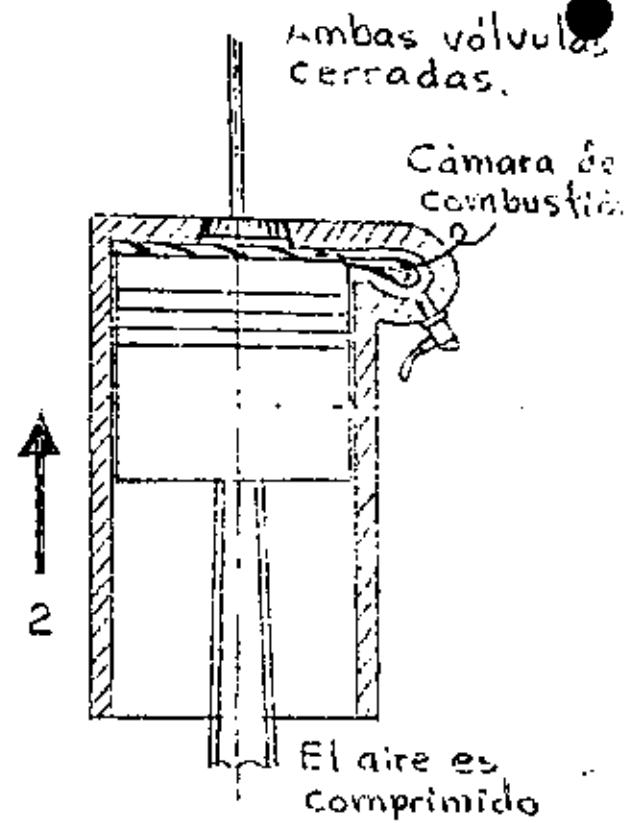
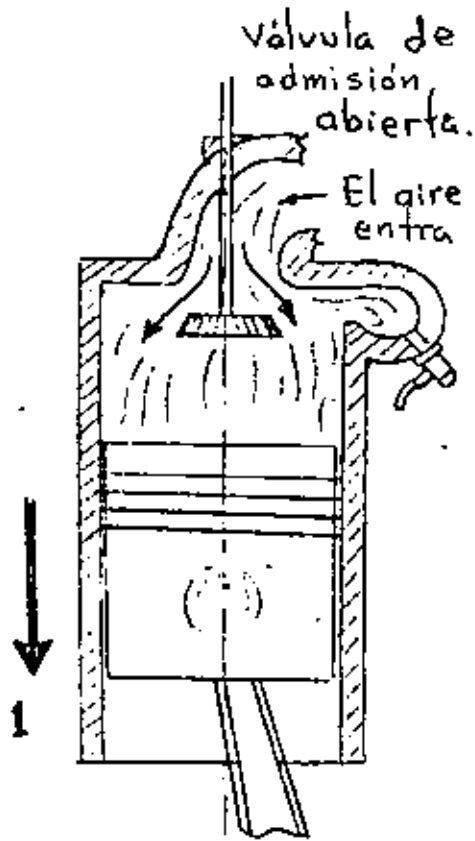
Fuente: The Texas Co.

TABLA No. 6.4.2-2.

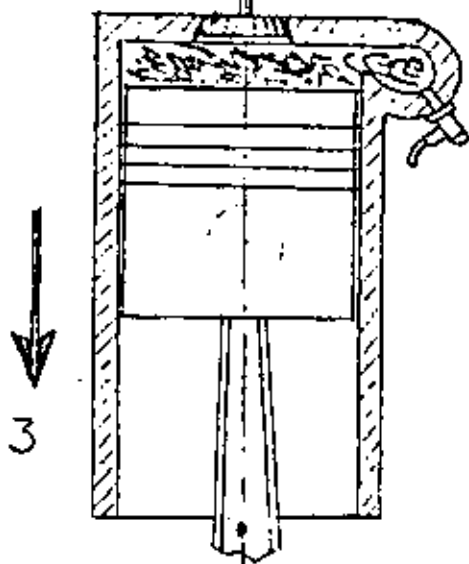
INFLUENCIA DE LA RAZON DE COMPRESION.

| Razón de - compresión | Eficiencia Total % | Economía del Combustible, lts/C.V. ef/hora | Compresión | |
|--------------------------|--------------------------|--|-------------------------------|--------------------|
| | | | Presión Kg/cm ² | Temperatura ° C |
| 4 | 25,2 | 0,276 | 4,92 | 282 |
| 6 | 30,6 | 0,228 | 9,16 | 349 |
| 8 | 33,9 | 0,205 | 13,73 | 396 |
| 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 | 38,8 | 0,179 | 41,55 | 543 |
| 20 | 39,1 | 0,178 | 47,18 | 560 |

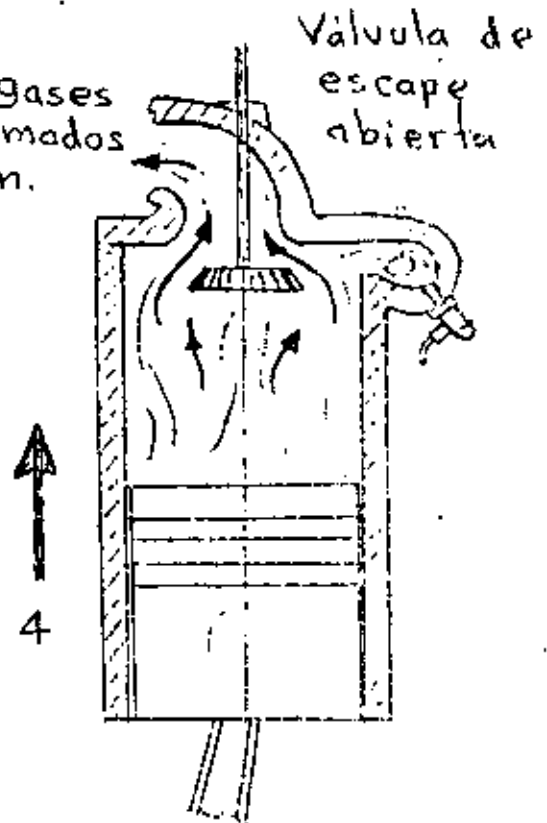
Fuente: The Texas Co.



El combustible inyectado se incendia al instante.



Los gases quemados salen.



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.

Arranque del motor Diesel. El motor Diesel requiere condiciones más severas 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

terfías; en motores pequeños se suele usar una bujía de incandescencia 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.

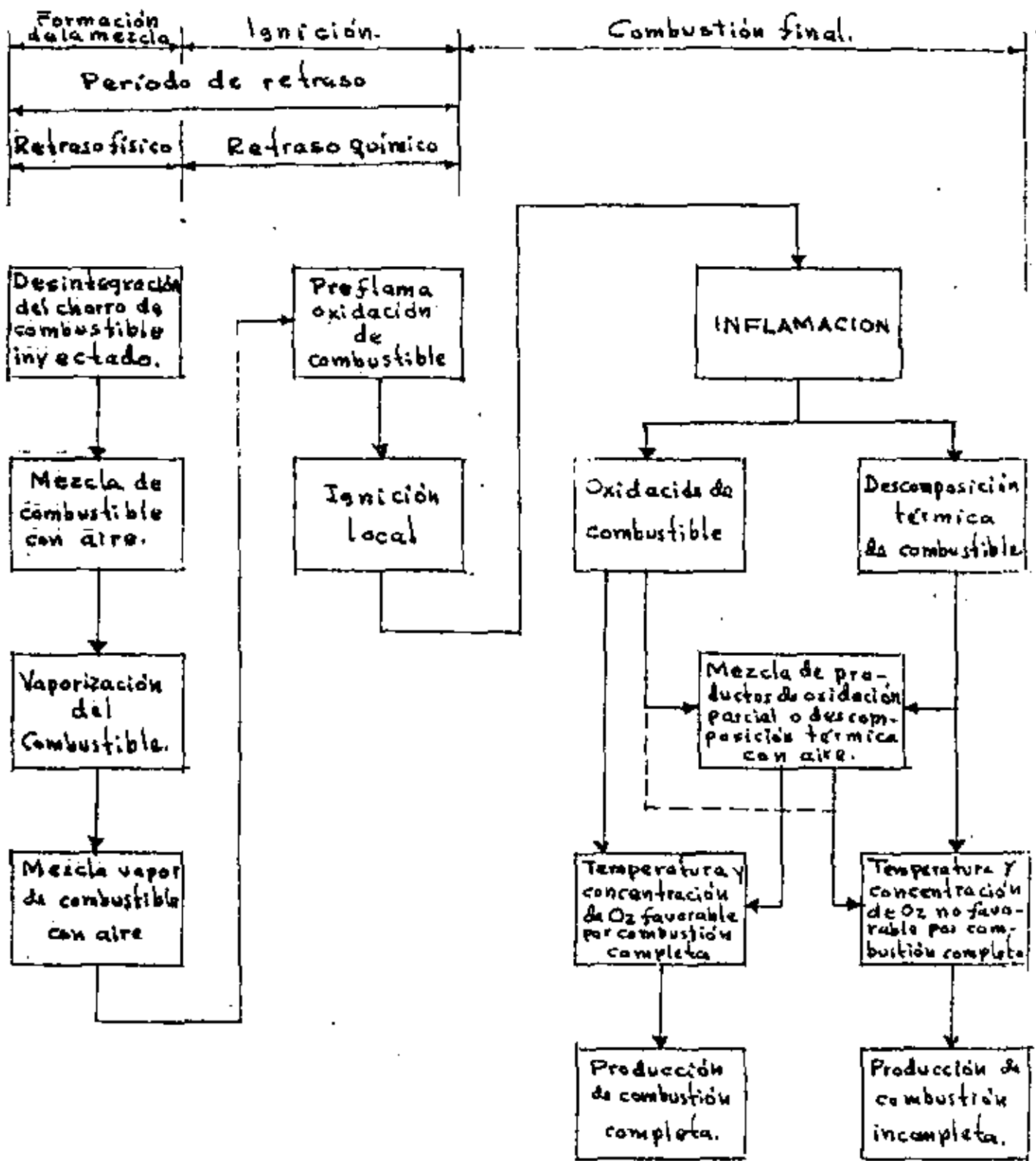
Este proceso de combustión es sumamente compleja y se explica en el diagrama de las acciones que se producen en cada etapa.

El período de retraso puede ser de muy poca 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 ciclo por ciclo. En el ciclo de cuatro tiempos, los procesos de aspiración, compresión, expansión y escape, se venificados en un tiempo cada uno:

- 1.- En la primera embolada hacia abajo, el cilindro se llena con aire fresco.

71 ESQUEMA DEL PROCESO DE COMBUSTION EN UN MOTOR DIESEL.



EFECTOS 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 sobrepasen 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.- GUÍA 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.

CAMARA DE COMBUSTION Y DEPOSITOS

1. Mal filtrado del aire.
2. Gas húmeda 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 de la chaqueta de agua.
8. Excesiva alimentación 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 resacaado.
8. Aceite corrosivo.
9. Agua en el aceite.
10. Construcción defectuosa 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 de pistones o torcidos.

6. Control ineficaz de los anillos de accitado.
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. Cáster 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 cáster.
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.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS
DE BOMBEO

PLANTAS DE BOMBEO

ING. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ

JULIO, 1980

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

PLANTAS DE BOMBEO .

- Aspectos Generales . -

A) . - Partes de una Planta de Bombeo .

Pueden definirse las plantas de bombeo , como el conjunto de las instalaciones que se requieren para conducir el agua mediante bombas de un punto a otro , - esto es , desde el suministro a la planta , hasta la entrega del agua bombeada.

Atendiendo a las diferentes partes que constituyen una planta de bombeo , se puede efectuar una relación de los elementos más importantes que deben considerarse para un diseño en general , agrupándolos dentro de la rama de la ingeniería de que se trata y así se tienen :

OBRAS DE INGENIERIA CIVIL .

- . Captación .
- . Alimentación .
- . 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 .

- . Línea de transmisión .

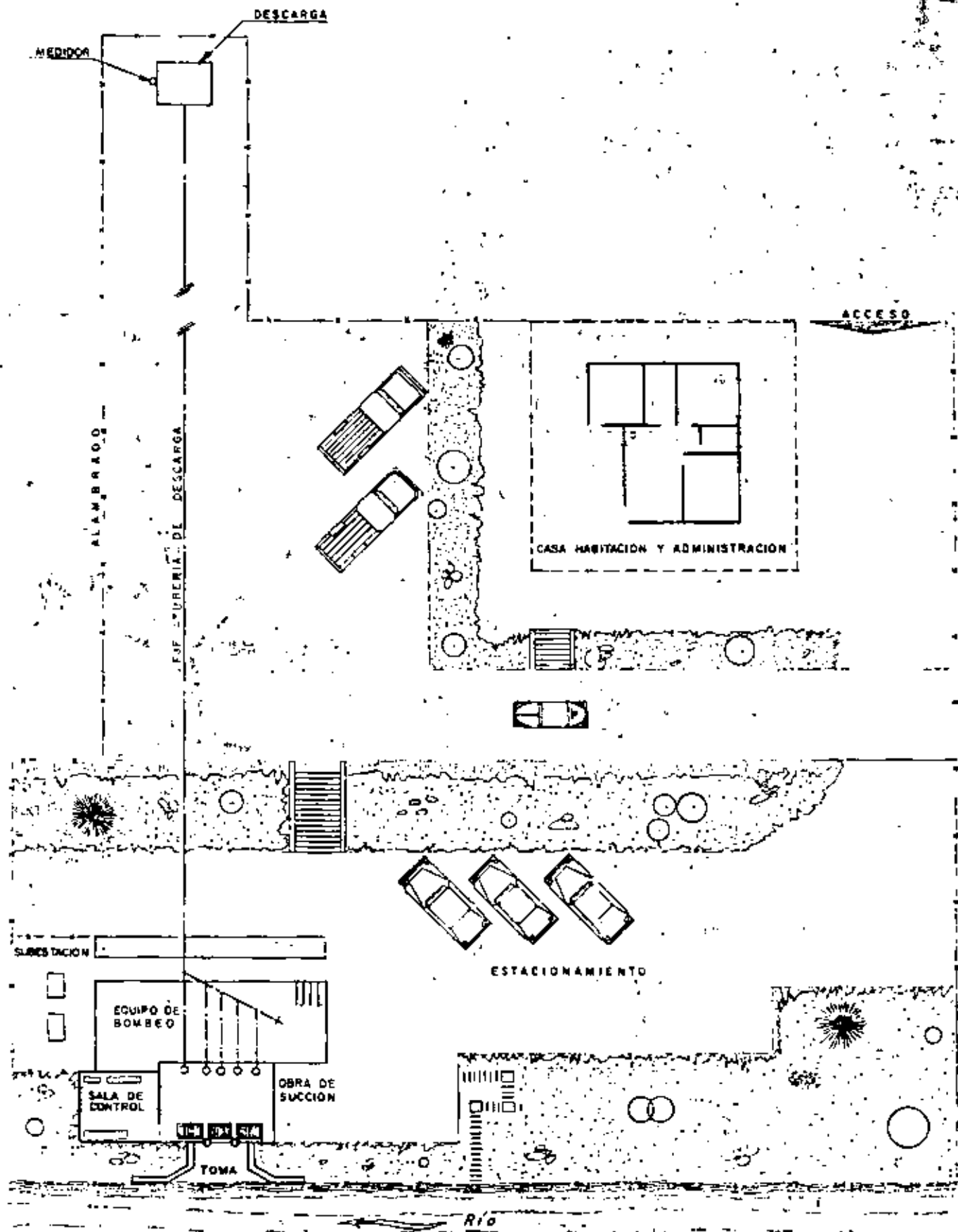


Fig. 1 ESQUEMA DE UNA PLANTA DE BOMBEO

- . 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 esquemáticamente la disposición de una planta de bombeo con los elementos que se han citado .

DATOS FUNDAMENTALES PARA UN DISEÑO .

Para efectuar el diseño de una estación de bombeo , es necesario conocer varios datos de los cuales , los fundamentales se pueden relacionar como sigue .

- . - Datos fundamentales para un diseño .
- . Localización Geográfica .
- . Acceso al sitio .
- . Vías de comunicación .
- . Objetivo de la Planta .
- . Capacidad .
- . Características físico químicas del agua .

- . Geológicos .
- . Hidrológicos .
- . Topográficos .
- . Climatológicos .

- . Características hidrológicas del sistema .
- . Limitaciones del proyecto .

- . Energéticos disponibles y posibilidades futuras .
- . Equipo de emergencia necesario .

- . Materiales de construcción de la zona .
- . Factibilidad de mano de obra .

ESTUDIOS .

Como en toda obra hidráulica ,antes de proceder a la elaboración de un proyecto de bombeo será necesario efectuar una serie de estudios ,mediante los cuales se conocerán los datos para hacer el proyecto y planear la construcción , operación y mantenimiento del sistema .

Es recomendable que las personas que tratan con algún aspecto en el proyecto - de una planta conozcan los estudios realizados , la forma en que se efectuaron y las diferentes conclusiones de cada uno de ellos .

Los estudios necesarios y la rigurosidad de los mismos estarán supeditados a la magnitud de la obra y al uso del agua , debiéndose conocer la veracidad y confiabilidad de éstos, así como de la capacidad técnica de el personal encargado de su ejecución y la posible variación de los resultados con el transcurso del tiempo . - En forma general los estudios previos pueden agruparse de la siguiente manera :

Estudios Previos :

- . Visita de inspección al sitio de proyecto .
- . Estudios socioeconómicos .
- . Estudios técnicos .
- . Anteproyecto y conclusiones .

Estudios Definitivos .

Servirán para determinar las características físicas del sitio , y en general los datos concretos para el diseño del proyecto más viable que se determinó con los estudios preliminares . Se agrupan en :

- . Topográficos .
- . Hidrológicos .
- . Geológicos .
- . Mecánica de suelos .
- . Agrológicos .
- . Socio-económicos .
- . Relativos al agua .

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 vfa de ejemplo , el caso de construir la planta en la margen de un río ; en este caso se puede pensar en que el cárcamo se alimente mediante una Toma Directa , que esencialmente consistirá en un canal de acceso , un sistema de rejillas para impedir el paso de cuerpos flotantes y un sistema de control del paso del agua . Fig. 2.

Dependiendo del perfil del terreno y de las conveniencias que se puedan prever , una " Toma Directa " de alimentación podrá ubicarse adosada al cárcamo o -- cerca de él . Como las tomas directas , están expuestas a un fácil azolvamiento es fundamental su correcta localización con relación al tramo del río y los niveles del agua .

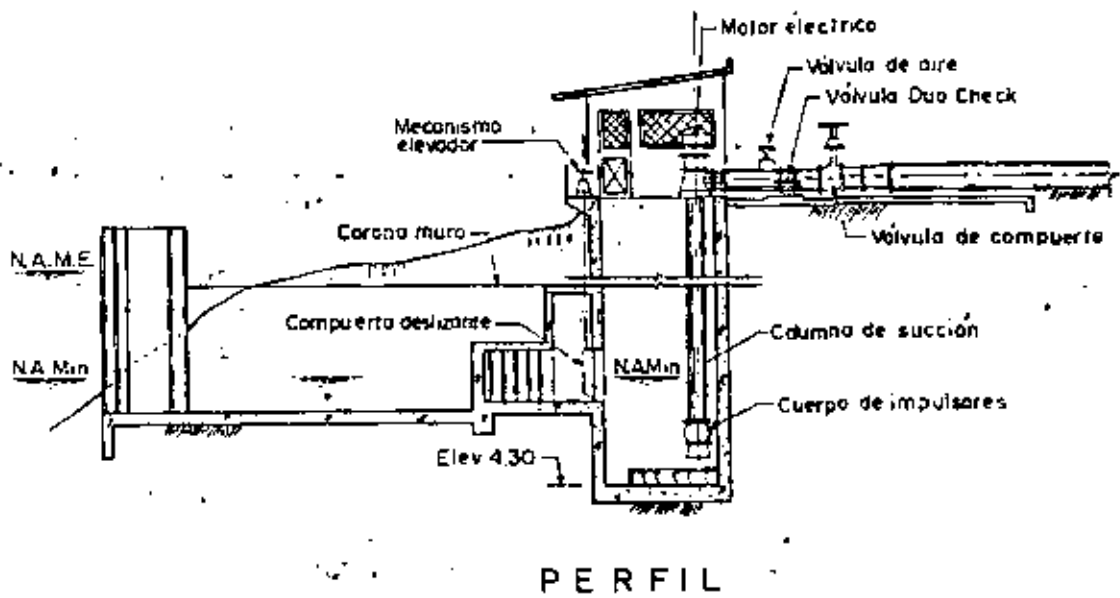
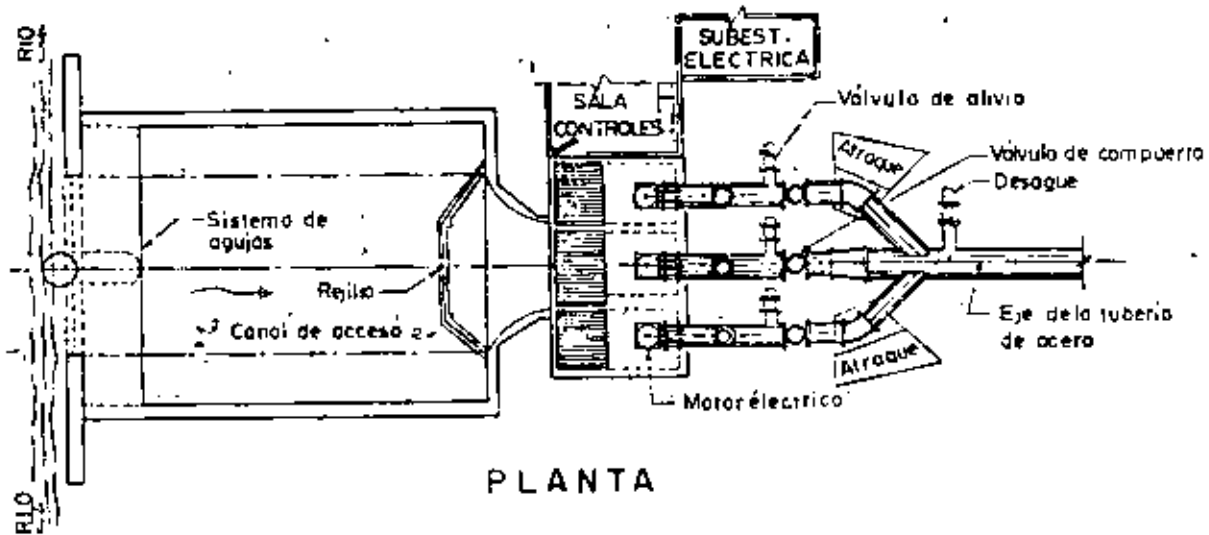


Fig. Nº 2-Toma directa y cárcamo de bombeo

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 rebombes . Fig. No. 7 .

Ocasionalmente el cárcamo es eliminado cuando por las condiciones de la fuente de aprovechamiento y en general de todo el sistema de bombeo , se usan bombas inclinadas Fig. No. 8 .

El cárcamo consiste en un depósito enterrado , construido de concreto o mampostería cuyas dimensiones y características estructurales están en función de la magnitud del equipo que se vaya a instalar y a veces también del procedimiento empleado en su construcción . En su diseño también se toma en cuenta la facilidad que se debe tener para su inspección y limpieza periódicas .

Con frecuencia , la localización del cárcamo de bombeo está obligada por las condiciones del sitio que se elija para la construcción de la planta y también por las características de alimentación a la misma.

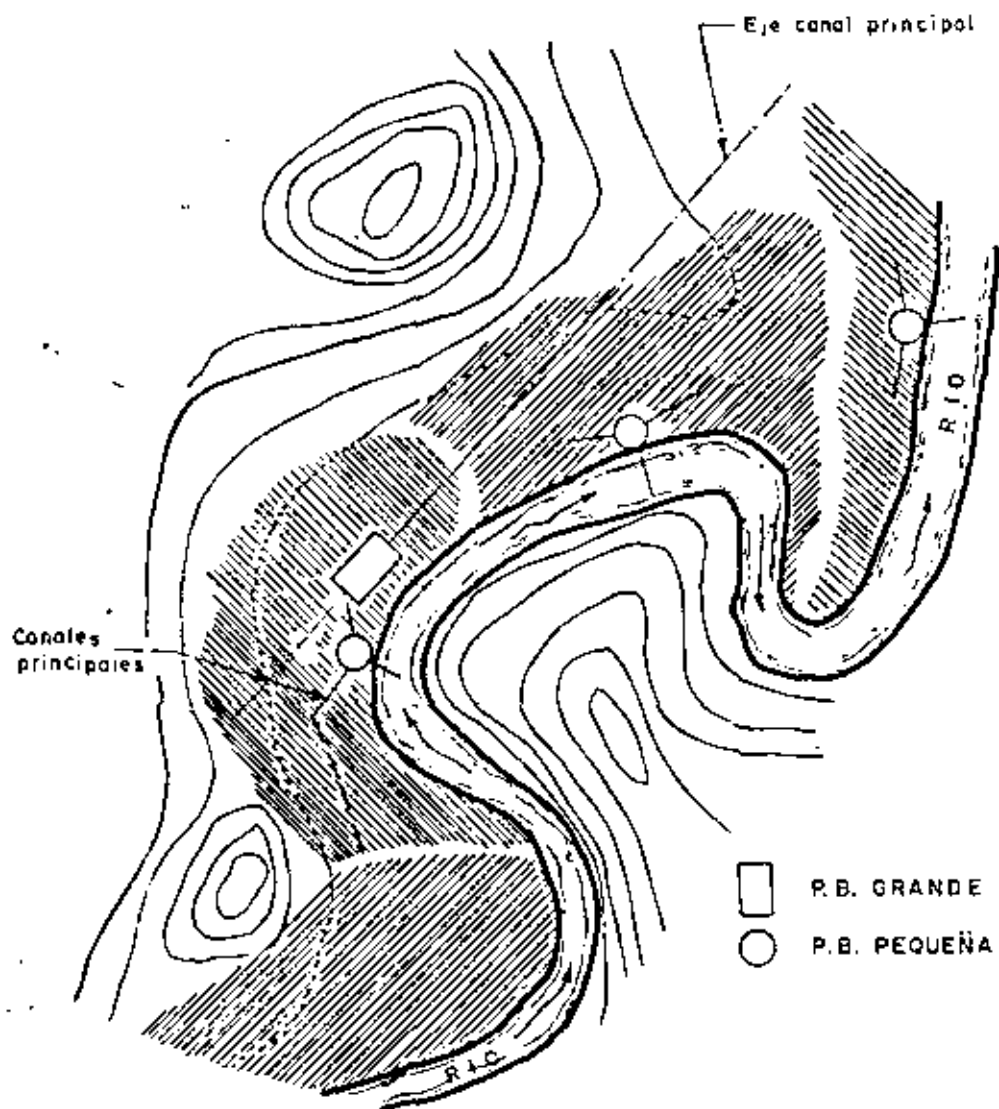


Fig. 3.— Localización de tomas, en curvas

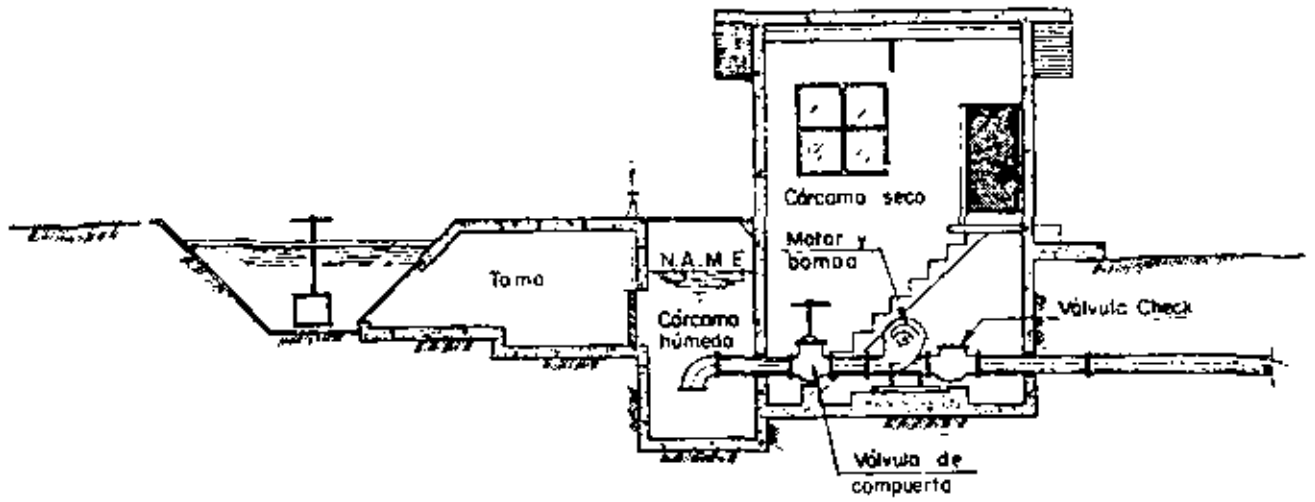


Fig. Nº 4.- Instalación típica de una centrífuga horizontal

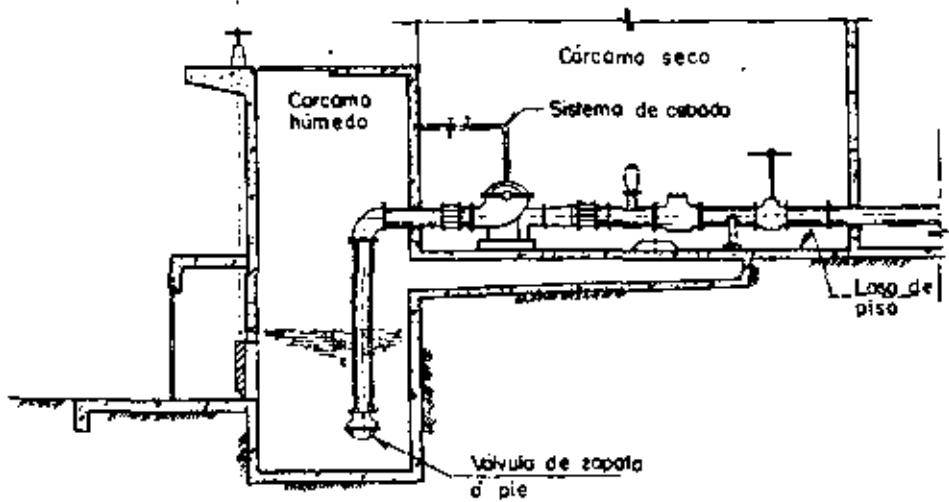


Fig. Nº 5.- Instalación típica de bomba horizontal con sistema de cebado.

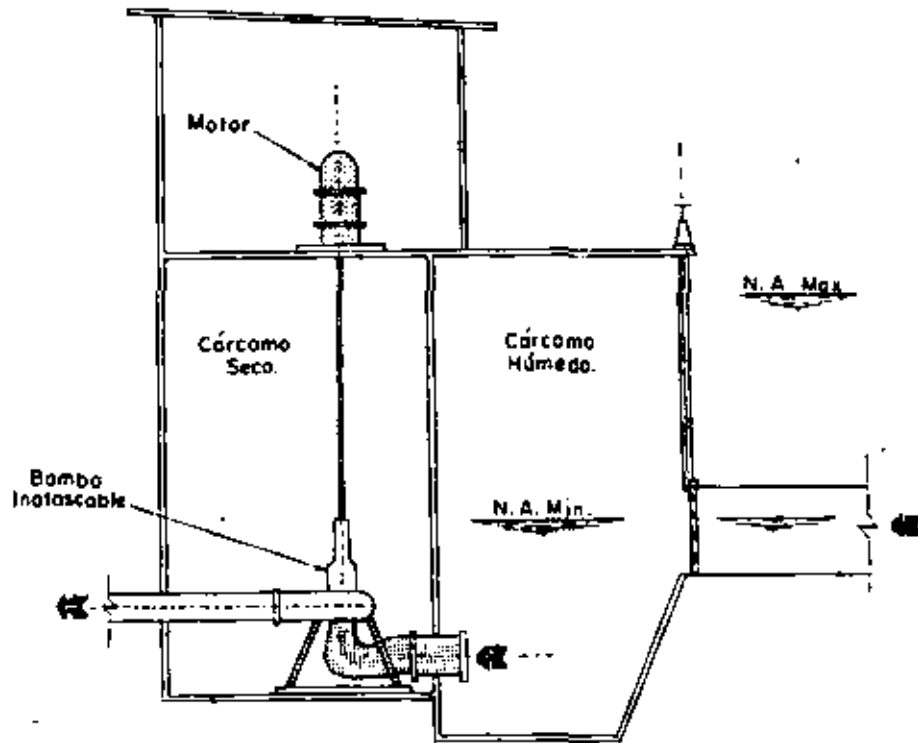


Fig.- 6 Bomba vertical instalada en cámara seco.

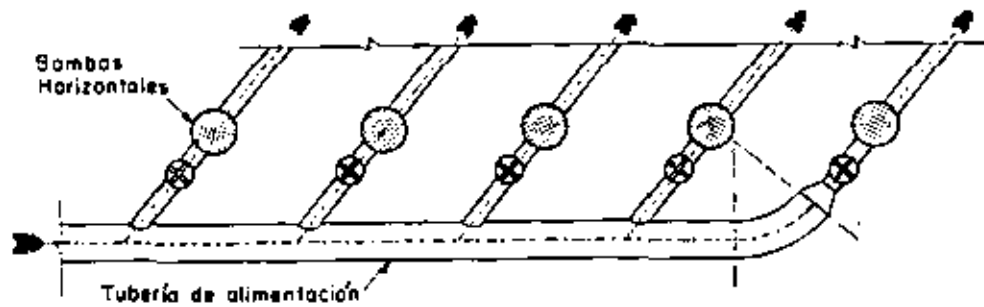


Fig.- 7 Bombas horizontales que se alimentan con una tubería común.

Tratándose de una planta sobre la margen de un río por ejemplo , se tendrá más libertad para elegir el mejor sitio de acuerdo con las circunstancias , y así se deben considerar las mejores condiciones físicas que ofrece el lugar donde ha de hacerse la instalación y su ubicación con respecto a las estructuras de toma y descarga . La combinación de estos factores permitirá elegir el sitio más conveniente y desde luego marcará la localización general del sistema de bombeo .

El cárcamo deberá ubicarse en un lugar estable , sin peligro de derrumbes , lejos de cruces con arroyos y en general en un terreno consistente . La falta de esta última característica se traduce en el aumento del costo de la estructura ya que no es igual excavar en un terreno rocoso que en una arcilla deleznable ; se puede aseverar que para una misma profundidad los problemas de ademe serían mayores en el segundo caso .

Es recomendable situarlo en un lugar más alto de la traza que forma el nivel de aguas máximas del río con la ladera del cauce , a una distancia mínima que se obtiene conociendo o estimando el ángulo de reposo del material , Fig. No. 9 .

En ocasiones , para la localización pueden influir factores especiales , como el acceso rápido a un camino existente cercano a la línea de conducción , a la facilidad para derivar la energía eléctrica de una línea que pasa en un lugar próximo , etc.

Ordinariamente el sitio de la descarga está más o menos obligado y se elige antes que el del cárcamo , lo mismo que la Toma , por lo que para saber la conveniencia de ubicarlo lejos , cerca o junto a una de estas estructuras , es necesario efectuar un estudio comparativo , de carácter económico , considerando las consecuencias de cada alternativa .

Se hace la observación que , siendo la finalidad de dicho estudio , la de conocer una conveniencia más para ubicar el cárcamo , pero que en general , no es determinante para elegir el sitio , el análisis que se hace no es del tipo exhaustivo sino más bien aproximado , por lo tanto , con el gasto de bombeo y el perfil de la conducción se puede calcular la magnitud aproximada de los otros elementos: cárcamo , tuberías etc. y se estará en la posibilidad de conocer la disposición que convenga emplear .

Un equipo de bombeo cerca de la captación , origina principalmente , la necesidad de instalar una tubería a presión para llevar el agua hasta el sitio requerido ; consecuentemente , se tendrán durante la operación pérdidas de energía por fricción y las debidas a válvulas que será necesario instalar para el control y protección de la tubería de descarga , lo que redundará en la adquisición de un equipo más potente y 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

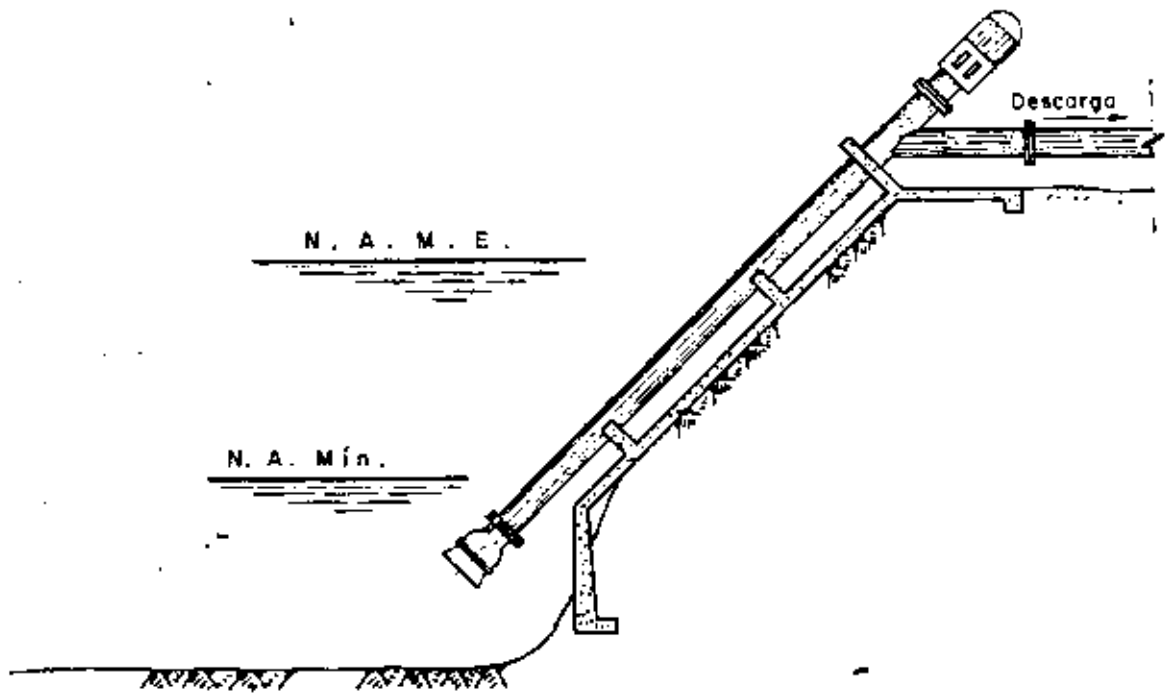


Fig. 8. - Bombas inclinadas instalada en la orilla de una laguna

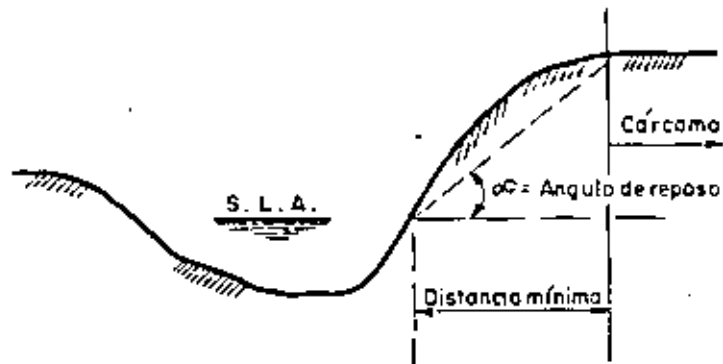


Fig. 9. - Localización cárcamo

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 pozo de succión ya sea, mediante algún dispositivo amortiguador o bien multiplicando la descarga de la tubería con diámetros convenientes .

Desde el punto de vista hidráulico la geometría del cárcamo depende fundamentalmente del tamaño y gasto de las bombas .

El Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos propone el uso de un ábaco para determinar la geometría de un cárcamo de bombeo , Fig. No. 10 . Las Figs. 11 y 12

indican algunas experiencias que el Estandar 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-63

Planificación 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 enrgfa , 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 numerosos remolinos que no causarán inconvenientes .

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia dependen , principalmente , del acceso a la toma y del tamaño de la bomba . Los fabricantes de bombas , generalmente proporcionan información de los problemas específicos , cuando el diseño del cárcamo es en forma preliminar , y si este diseño contiene todos los dibujos necesarios para la instalación que proporcionen las limitaciones físicas del lugar .

Un análisis completo de las estructuras de los depósitos, es mejor que este acompañado con estudios de modelos a escala (véase párrafo B-65) .

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares , para casos en particular y para la operación de una bomba , como las que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de las siguientes recomendaciones .

1. - El acondicionamiento ideal del acceso , es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba ; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar torbellinos . - La campana de succión debe estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la base o piso del pozo de succión .

2. - El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente ; siempre que esto se pueda evitar , si las bombas tienen que estar localizadas en las líneas del flujo , se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflectar el agua hacia arriba . El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar estos requisitos .

3. - En lo que sea posible , la trayectoria del flujo deberá ser en forma que -- reduzca el arrastre de remolinos tras la bomba y obstruccionar la corriente del flujo .

4. - Figura BF-36 (10) ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas , en vista de que estos --

valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas ; no deberán ser tomados como valores absolutos , sino , únicamente , como guías básicas a posibles variaciones .

5. - La dimensión " C " es un valor promedio que puede ser mayor o menor - y está sujeto a consultas con el fabricante de la bomba .

6. - La dimensión " B " se ha sugerido como máxima que puede depender en -- cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la campana de succión pro- -- puesto 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 fal- so .

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 de- berá 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 pér- didas por fricción a través de la pichancha , rejilla y acceso a la toma ; esta dimen- sión puede ser considerablemente menor , momentáneamente , o con poca frecuen- cia 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 fí- sica 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 momen- to 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 sumer- sión referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la forma - ción 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 limi- tadas a las restricciones indicadas en la curva . Si el diseño no incluye la rejilla , se puede considerar la dimensión " A " más grande , las dimensiones de anchura y de la altura de la rejilla no deberán ser , substancialmente , menores que " S " - y " H " , respectivamente .

10. - Si la velocidad de la corriente principal , es mayor que 2 pies por segundo , será necesario construir en la línea recta , separadores en el canal de acceso , aumentar la dimensión " A " , hacer un ensayo con un modelo de la instalación o idear una combinación de estos factores .

11. - Todas las dimensiones que se muestran en la Fig. BF-36 (10) están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo con la carga . Cualquier aumento en la capacidad arriba de éstos , deben ser momentáneos o por tiempo muy limitado . Si las operaciones con una capacidad aumentada se practica durante períodos considerablemente largos de tiempo , se deberá usar la capacidad máxima para obtener las dimensiones efectivas del diseño del cárcamo .

Todas las condiciones anteriores también son aplicables cuando se trata de instalaciones múltiples de bombas , en las cuales " S " viene a ser el ancho para una celda individual de una bomba o sea la distancia de centro entre dos bombas , si no se usan muros de división .

Las dimensiones recomendadas en la Fig. BF-36 (10) también son aplicables como se dice arriba , pero deberán agregarse las siguientes determinaciones :

Figura BF-37 (11a) - Para el diseño del cárcamo se recomienda en primer lugar , que el agua simultáneamente llegue a todas las bombas con baja velocidad y con flujo recto y uniforme . Las velocidades cerca de la bomba deberán ser alrededor de un pie por segundo . No se recomiendan cambios bruscos en el tamaño del tubo de succión , en el cárcamo y en el tubo de alimentación .

Figura BF-37 (11b) - Un número de bombas determinado trabajando en el mismo cárcamo , operará mejor sin muros divisorios a menos que todas las bombas estén en operación al mismo tiempo , en cuyo caso el uso de muros de separación no es perjudicial . Si se usan paredes de separación con fines estructurales y las bombas van a operar intermitentemente , déjese un espacio atrás de cada pared , partiendo del piso del cárcamo por lo menos hasta la altura del nivel del agua . Si es necesario usar estas paredes aumentese la dimensión (S) por medio de la anchura de la pared para corregir el espacio .

Figura BF-37 (11f) - Una alternativa para (b) es establecer respiraderos en las paredes laterales , partiendo del centro al punto más bajo del nivel mínimo del agua ; esto permitirá desalojar el flujo de las cámaras donde no existe el bombeo .

B- 64

CORRECCION DE LOS CARCAMOS EXISTENTES .

Se ha establecido definitivamente que la turbulencia en los cárcamos para la succión de bombas , es perjudicial para las bombas , para la toma y para las estructuras . También es una verdad , que es de una magnitud pequeña la fuerza

que puede desarrollar u originar un remolino . Mientras se puedan evitar los fenómenos en el nuevo diseño de estructuras ya existentes y en las cuales los problemas son ya aparentes o cuando se necesita hacer una ampliación del cárcamo , es necesario aplicar medidas de corrección . La revisión de las diversas medidas para corregir en particular, los problemas de los cárcamos , se muestra en la Figura BF-12 . En muchos casos, las modificaciones que se hacen en el campo son muy caras y no garantizan el éxito y se recomienda que el modelo de cárcamo debe ser probado hasta el punto de que se tenga la seguridad de su funcionamiento efectivo para hacer los cambios aprobados .

Figura BF-38 (a) 12 - Reducción de la velocidad de entrada desparrramado 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 amortiguadoras 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, ayudarán a crear un flujo mejor en el cárcamo ; si persisten las molestias será necesario limitar el flujo total o cambiar tanto las velocidades como el tamaño de la bomba .

B-65 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 diferentes entre el modelo y el prototipo , en vista de que

todas las consideraciones de similitud no pueden producirse simultáneamente ; por consiguiente el rango de niveles y velocidades debe de ser estudiado hasta reducir , en lo posible cualquier acontecimiento desfavorable o indeseable que parezca , a la simple vista , insipiente en condiciones matemáticas análogas.

El flujo comparable en el modelo que se considera , puede ser obtenido por medio de los números de Froude , sobre esta base :

$$V_m = V_p \sqrt{R}$$

En donde ;

V_m = Es la velocidad del agua en el modelo.

V_p = Es la velocidad del agua en el prototipo .

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

$$\frac{L_m}{L_p}$$

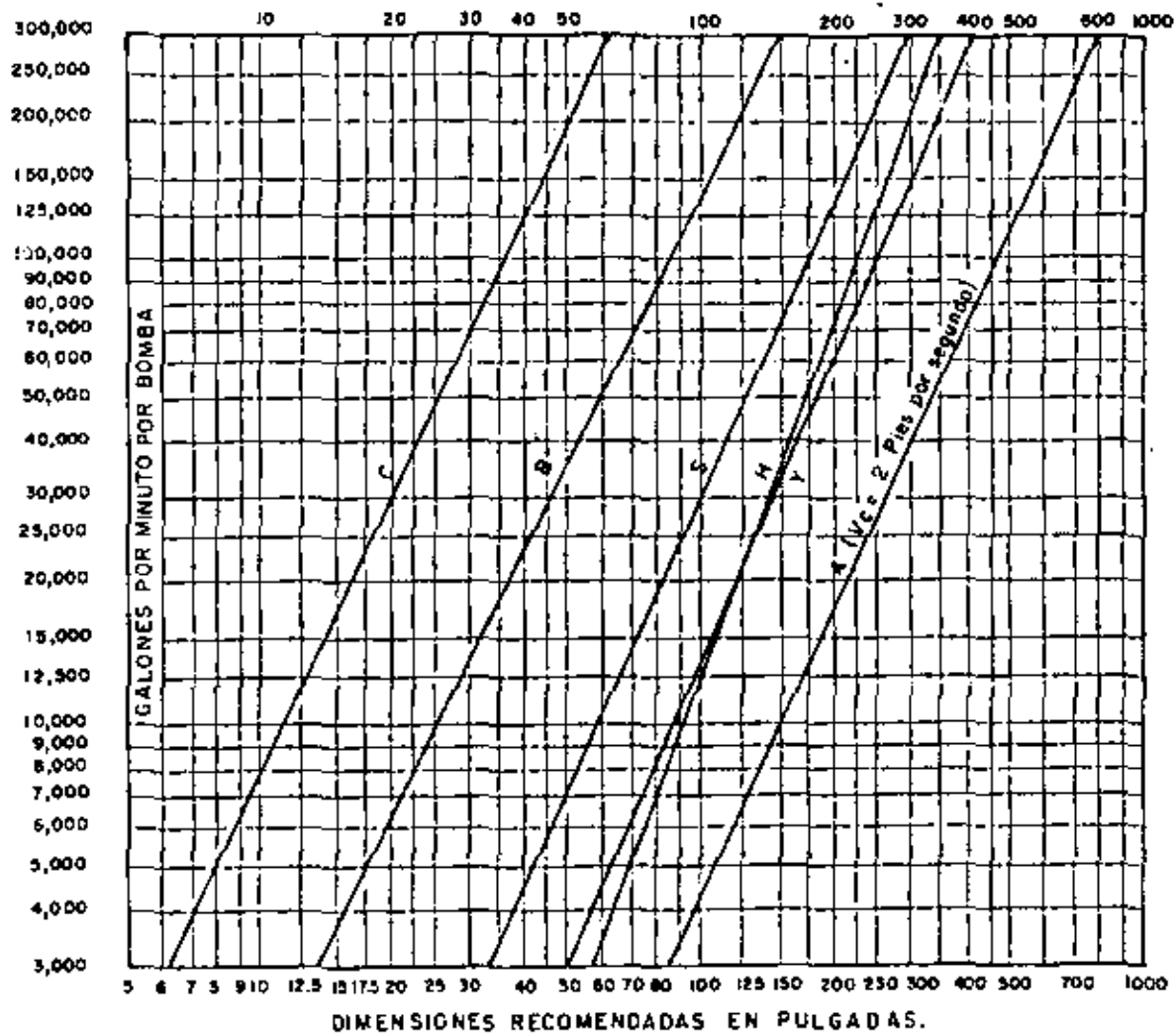
en donde :

L_m = Es cualquier dimensión lineal en el modelo .

L_p = Es la dimensión en el prototipo que corresponde a cualquier dimensión L_m en el modelo .

Varios investigadores han encontrado una gran aproximación entre el modelo y el prototipo cuando las velocidades son iguales y cuando estas velocidades están de acuerdo con el número de Froude ; por de pronto establece , y con artículo de precaución , que toda la gama de velocidades deberá ser estudiada en el modelo de prueba.

(Hasta aquí el artículo del Estandar de Hidráulica , N. del T.)



Véanse notas explicativas en el texto del artículo parte B-63. Dimensiones aplicadas en aguas limpias. Para líquidos que contienen sedimentos pídanse especificaciones al fabricante.

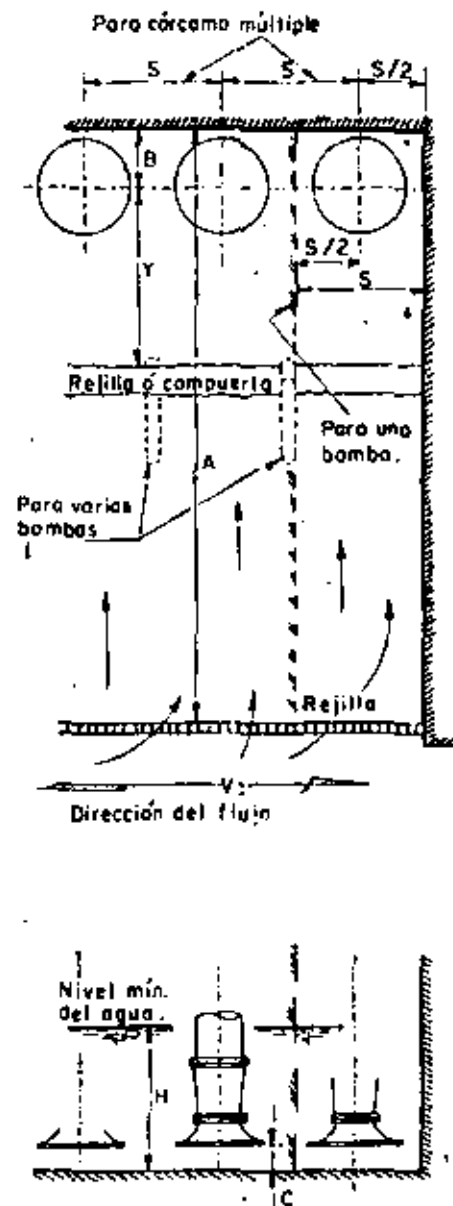
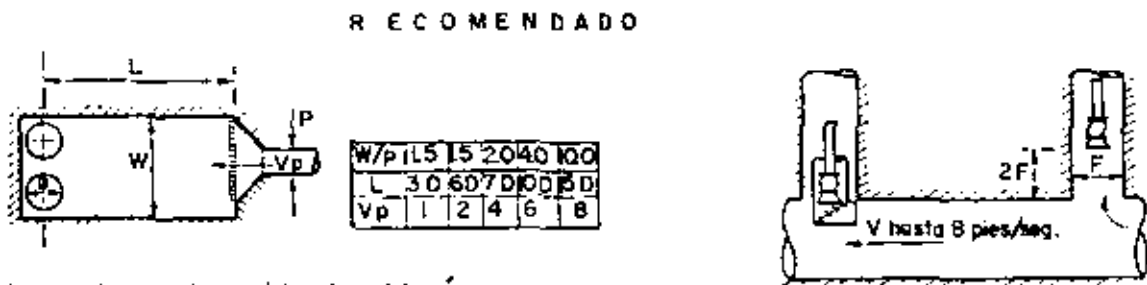
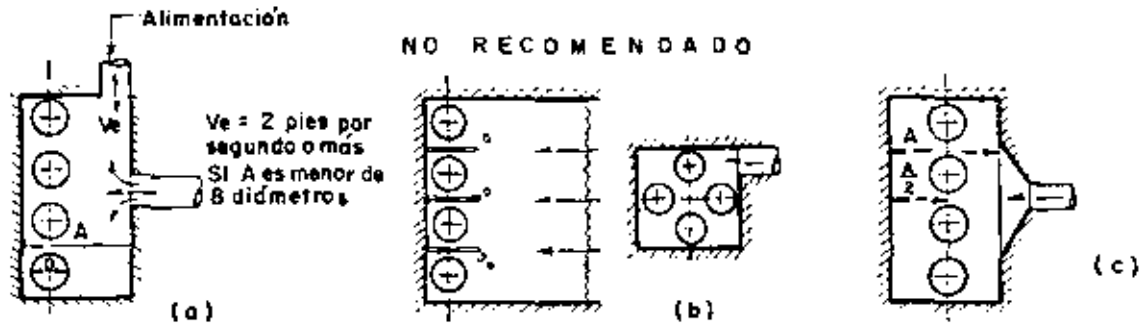
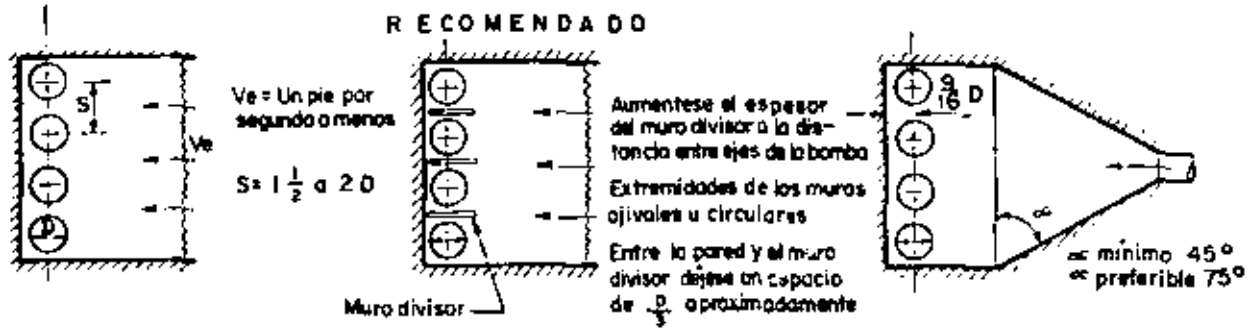


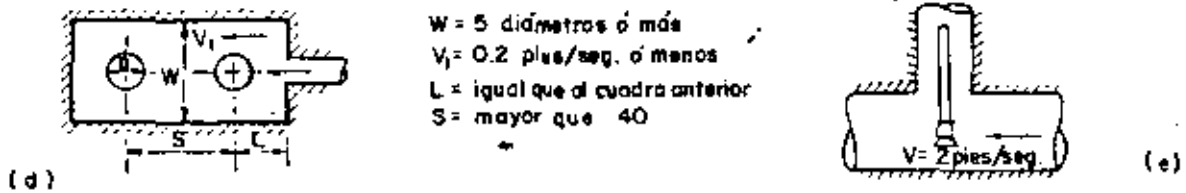
Fig. BF-36(10)

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO



Los desarenadores, rejas y pichanchos deberán colocarse transversalmente a la entrada del canal y al principio de la sección más ancha

N O R E C O M E N D A D O A M E N O S Q U E :



R E C O M E N D A D O A L T E R N A D O C O N (b)

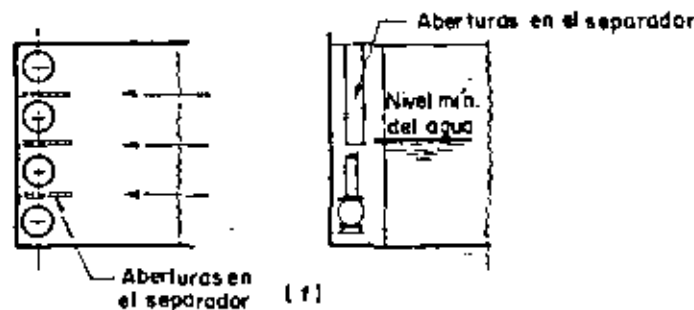


Fig. BF - 37 (11)

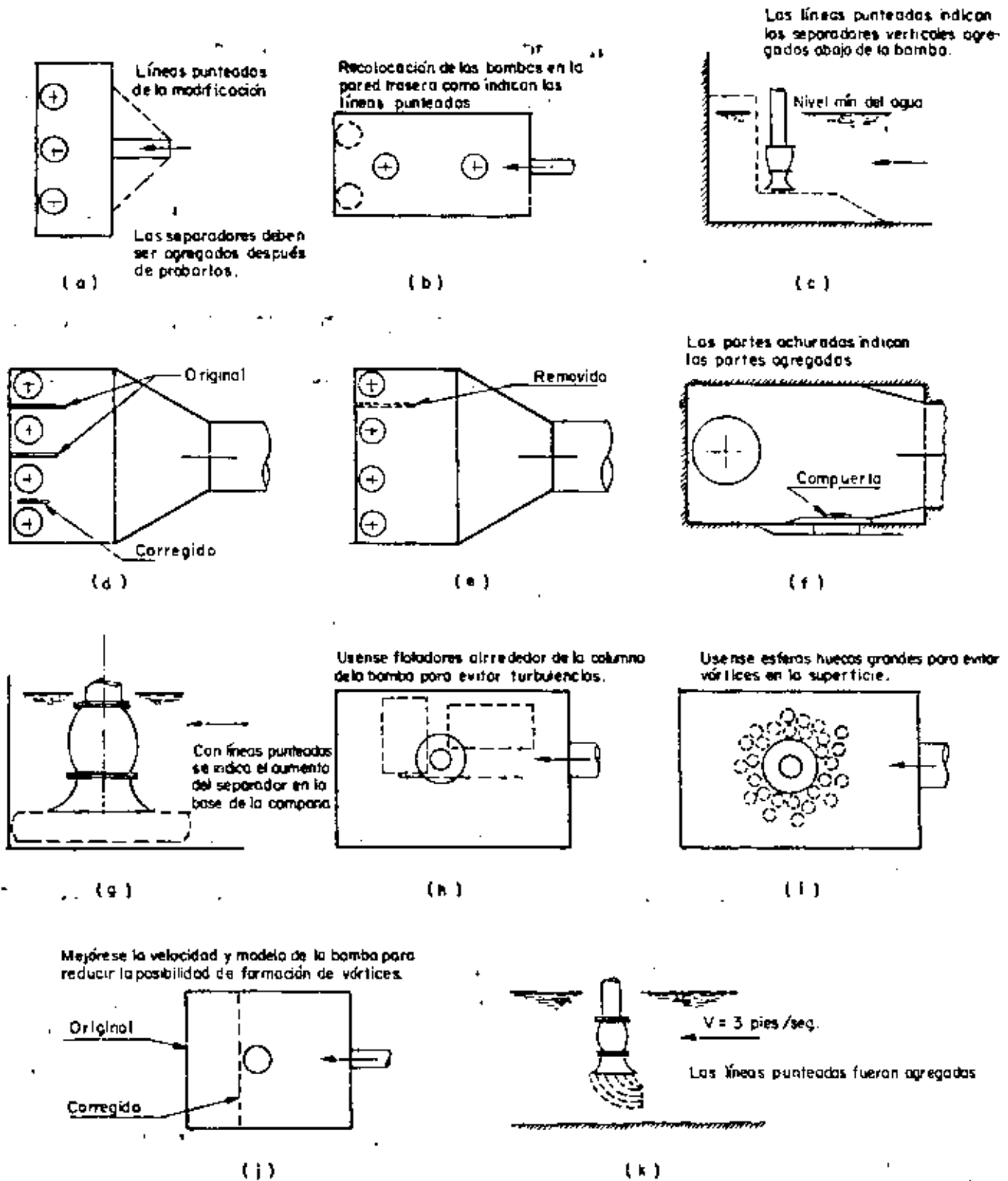


Fig. BF-38 (12)

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 constituido por las bombas , - los motores y los accesorios para su arranque y protección .

El procedimiento más recomendado para elegir un equipo , es el que combina , el conocimiento del ingeniero, tanto del problema como de los productos que existen en el mercado , con las proposiciones que ofrecen los fabricantes de bombas y motores .

Básicamente una elección de este tipo comprende los siguientes puntos:

- . Datos del problema .
- . Número de unidades .
- . Capacidad de las bombas .
- . Condiciones hidráulicas del sistema .
- . Elección de la bomba tipo . Características .
- . Elección del motor .
- . Composición del equipo de bombeo .
- . Diseño de la instalación .
- . Propuestas de los fabricantes .
- . Características del equipo elegido y costo .

En forma resumida y general, los siguientes factores influyen directa o indirectamente en la selección de las bombas, una vez que se hayan establecido y definido las características hidráulicas de un sistema .

- . Factores técnicos .
- . Número de unidades .
- . Características de operación .
- . Eficiencia máxima y de la zona contigua a la curva característica .
- . Motor requerido .
- . Accesorios .
- . Tamaño y peso de las unidades .
- . Garantías del fabricante .
- . Servicio de refacciones .
- . Alguna característica especial de la bomba .

Factores económicos .

- . Costo inicial del equipo .
- . Costo de instalación .

- . Costo de operación y mantenimiento .
- . Vida útil estimada de cada unidad .
- . Posible sustitución de refacciones con otras marcas .
- . Prestigio , cercanía y tiempo entrega de la casa vendedora .

. - Tuberías y accesorios .

Descargas cortas .

Cuando la descarga se hace inmediatamente el cárcamo , lo más conveniente es que cada bomba desfogue individualmente a un tanque o pileta , mediante una tubería que resulta ser corta y cuyo diámetro se elige igual al diámetro de la descarga de la bomba , que en el caso de bombas verticales será el codo cabezal . Esto generalmente se usa para evitar piezas especiales de reducción o ampliación que no se justifica dado la longitud de la tubería .

Descargas largas .

Cuando la descarga se localiza lejos del equipo de bombeo y se tengan varias bombas , cada una de ellas también puede descargar individualmente , no obstante , es usual por razones económicas , conectarlas a una tubería común de mayor diámetro y con ella conducir el gasto total hasta el sitio elegido . En ocasiones será necesario o conveniente más de una tubería común, lo cual dependerá de la magnitud del gasto , del número de bombas y de la forma que se prevea para combinar la operación del sistema , de tal manera que el gasto suministrado esté de acuerdo con las necesidades .

Las características de la tubería de descarga , como son : diámetro , material , espesor , etc . , se determina mediante un estudio técnico -económico que permita elegir aquella que ofrezca mayor seguridad contra los esfuerzos a que estará sometida , previendo todas las contingencias ; pero que además , se tengan los mínimos costos , tanto iniciales como de conservación .

Respecto al diámetro debe considerarse que para un gasto (Q) y clase de tuberías dadas , en una de menor diámetro se tienen mayores pérdidas de energía por fricción y consecuentemente esto origina un aumento de la carga de descarga del sistema y por lo tanto en la potencia requerida por la bomba , lo cual se traduce en el aumento de los costos de operación . No obstante , el costo de esta tubería es menor y los accesorios , como son las válvulas , piezas especiales , etc . , también lo serán . Una tubería de diámetro mayor cuesta más inicialmente , pero al producirse en ella menos pérdidas de energía , se puede tener un ahorro en la potencia , que a la larga y en muchas ocasiones es mayor que el costo adicional en su precio inicial , comparado con otra de menor diámetro :

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 vfa 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-

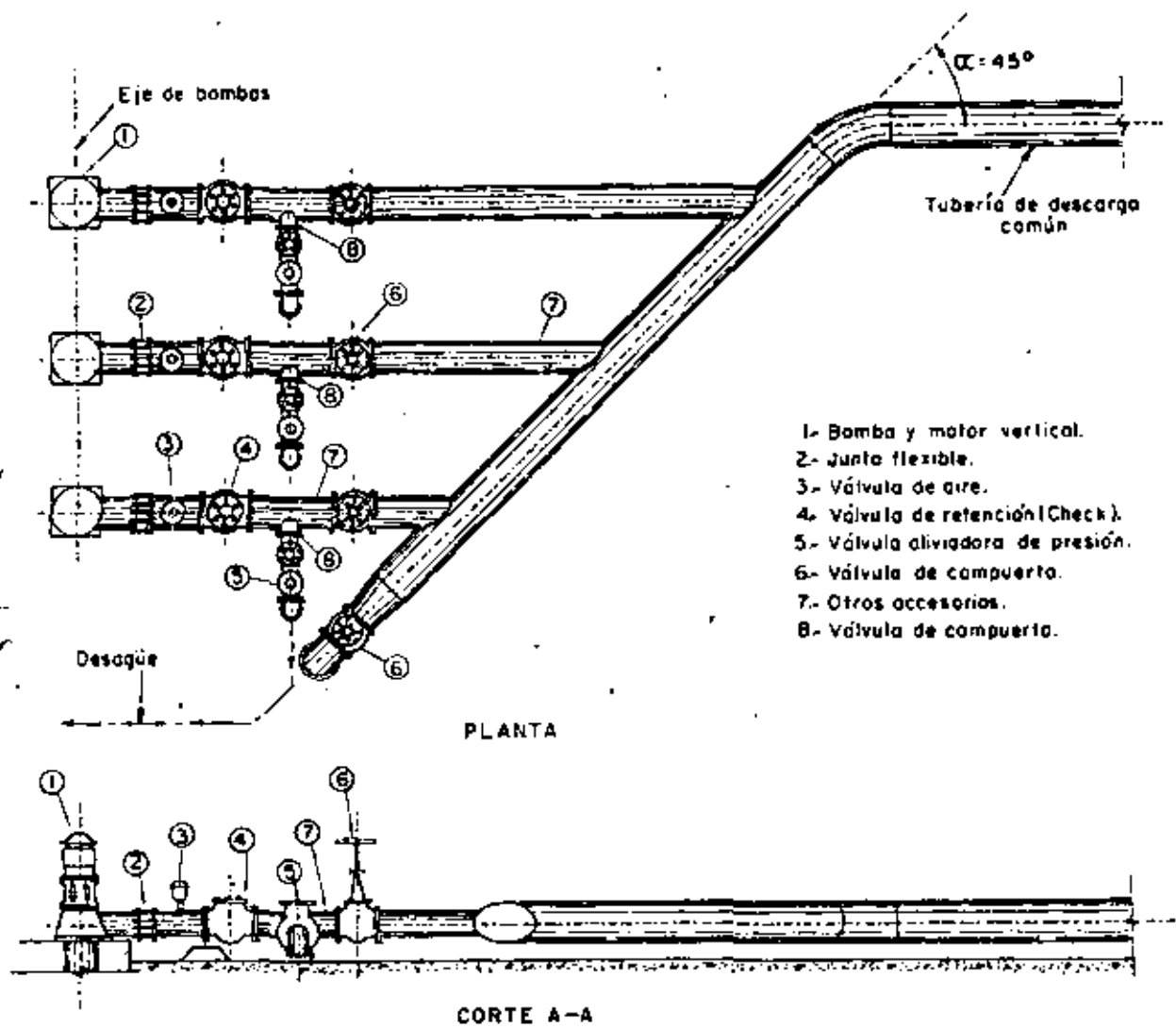


Fig. N°13- Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos, de control y protección.

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 ésta Check es optativa pero recomendable .

El diámetro y características de esta válvula se elige principalmente en función del gasto de la bomba y de la presión en la tubería . Se puede seleccionar consultando los catálogos de las casas vendedoras de estos dispositivos .

b. - También se instalan válvulas de aire a lo largo de las tuberías de descarga muy largas y cuando son relativamente cortas pero con quiebres bruscos . Esto último , no obstante que siempre se trate de evitar , en ocasiones son necesarios debido a las condiciones topográficas del terreno por donde pasará la tubería .

La ubicación de estas válvulas y sus características también se pueden determinar consultando los catálogos de sus fabricantes y efectuando además un estudio del perfil del eje de la tubería . En la figura No. 14-2 se muestra un tipo de esta válvula .

Válvulas de Retención .

Se usan con el objeto de retener la masa de agua que se encuentra en la tubería cuando la bomba suspende su operación y, con el fin de evitar esfuerzos excesivos en las bombas debido al fenómeno de golpe de ariete . Esto no quiere decir que estas válvulas eliminen el efecto de ese fenómeno , sino que únicamente lo atenúan .

Existen varios tipos en el mercado , pudiéndose observar algunos de ello en la figura No. 14-3-4-5- . La primera representa la válvula Check tradicional y comúnmente empleada llamada de columpio . La segunda se denomina Duo-Check y consta esencialmente de dos medias lunas conectadas a un eje vertical , que se abren y se cierran según el sentido del escurrimiento . La tercera se trata de una Check cuya característica es efectuar un cierre más o menos lento con lo cual se consigue prolongar la vida de la válvula y casi eliminar el ruido que producen los otros tipos . - Esto último es ventajoso para ciertos casos dada la ubicación de la obra ; suele llamársele Check -Silenciosa .

La selección del tipo de Check para una determinada instalación dependerá del diámetro de la válvula a emplear , de las presiones a que operará y de su costo en el mercado .

En varios proyectos , el tiempo de entrega que ofrecen sus fabricantes puede ser determinante para el tipo elegido .

Válvulas Roto - Check .

La figura No. 14-6 muestra la sección según el eje longitudinal de la tubería de la válvula llamada Roto-Check , cuya operación es semejante a la de columpio , como puede observarse en la figura ; .

Por su diseño y procedimiento de construcción (se fabrica por mitades y se une con pernos -) 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 prevea en el sistema de bombeo .

La válvula de compuerta señalada con el número 6 de la figura No. 14 ubicada en el extremo inicial de la tubería de descarga , es recomendable para vaciar la tubería de tiempo en tiempo . Esta práctica permite efectuarle a dicha tubería una especie de lavado , ya que así se extraen las arenas y lodos que se depositan a lo largo de ella , según se ha podido observar . La presencia de estos 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 desagüe , en las depresiones o columpios más o menos largos de la tubería de descarga . Esta instalación se hace mediante una "T" de acero o fierro fundido proveyéndole a la válvula una caja de protección y fácil inspección , así como de un desagüe rápido de acuerdo con la topografía del terreno en donde se localice .

El tipo de válvulas de compuerta más empleado es el que muestra la figura No. 14-7 y se caracteriza por ser brida y con vástago saliente, es decir que éste desliza - según su eje vertical. Esto tiene la gran ventaja de que el operador se cerciorea con la facilidad, si la válvula está abierta o cerrada.

Conviene recordar que la válvula de compuerta está diseñada propiamente para ser operada cuando se requiera un cierre o abertura total, y no se recomienda para usarse como reguladora de gasto, salvo para casos eventuales y tiempos cortos.

Válvulas de Mariposa.

Las válvulas de mariposa, como la mostrada en la figura # 14-8 puede sustituir a la de compuerta cuando se requieren diámetros grandes y para presiones bajas en la línea; tienen la ventaja de ser más ligeras, son de menor tamaño y más baratas. Estas válvulas se operan por medio de una flecha que acciona un disco haciéndolo girar centrado en el cuerpo de la válvula; la operación puede ser manual, semiautomática o automática, mediante dispositivos neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

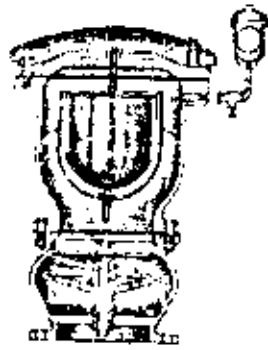
El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la descarga de una bomba, figura No. 14-8

Válvulas de alivio contra golpe de ariete.

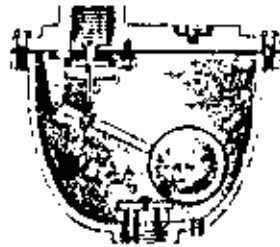
Las válvulas aliviadoras de presión son empleadas para proteger el equipo de bombeo, tuberías y demás elementos en la conexión, contra los cambios bruscos de presión que se producen por el arranque o paro del equipo de bombeo. La válvula está diseñada de tal manera, que puede abrirse automáticamente y descargar al exterior cuando la presión en el sistema, es mayor que aquella con la que 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,



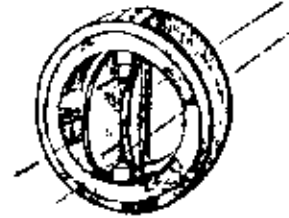
1



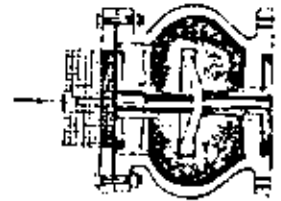
2



3



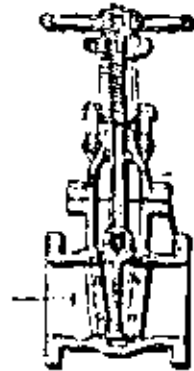
4



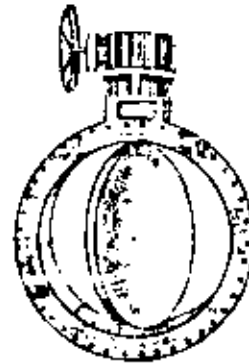
5



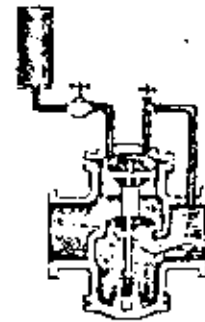
6



7



8



9

LAMINA 14 VALVULAS 1- de Aire 2- de Agua 3- (Caja) 4- Dia. Cierre 5- Cierre automático 6- Reto Cierre 7- Compuerta 8- Mampopo 9- Abre

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.

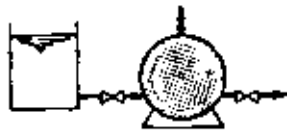
Equipo de cebado .

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 zapata , la cual no es más que una especie de válvula Check diseñada para instalarse en una tubería vertical . Este sistema no es muy eficiente porque la válvula con el tiempo o por el contenido del agua no cierra perfectamente y constantemente puede vaciarse la columna de succión . Este sistema es más indicado para cuando se manejan aguas muy limpias y para pequeños gastos de bombeo .

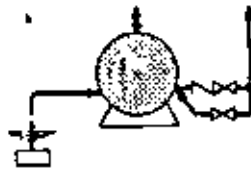
En el mercado existen ya sistemas de cebado de los cuales mencionamos los tanques cebadores , los eyectores y las bombas de vacío .

La Fig. No. 15 (a-h) indica los sistemas típicos más empleados para el cebado de las bombas centrífugas y señala también el fundamento de cada sistema .



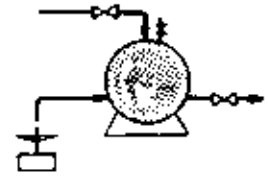
(a)

Mediante succión Sumergida.



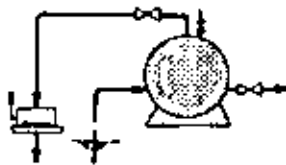
(b)

Aprovechando el agua de la descarga.



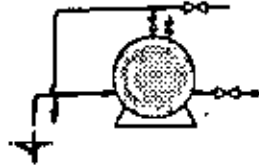
(c)

Válvula de pie y fuente exterior.



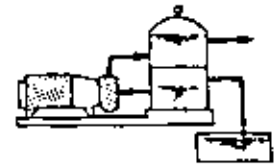
(d)

Con bomba auxiliar.



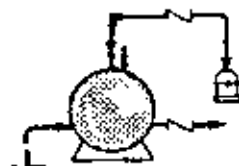
(e)

Con eyector.

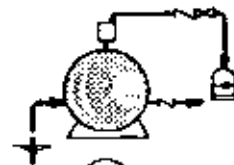


(f)

Con tanque de llenado suficiente.



(g)



(h)

Con sistema de vacío.

Fig. 15 Sistemas Típicos de Cebado Para Centrífugas.

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 rigidez en el apoyo , aún cuando estructuralmente pueden ser suficientes dos viguetas paralelas , Fig. No. 16 .

En el cálculo estructural del apoyo de los equipos , deberá considerarse el peso de cada unidad de bombeo y lo que se llama empuje axial de la bomba , esto último es más importante en bombas verticales . Si los apoyos de las unidades de bombeo , forman parte de la estructura de la plataforma de un cárcamo , se deberá considerar la carga viva y otras fuerzas que actúan en esos elementos .

También se instalan sobre plataformas de concreto , ahogando los pernos de anclaje en lechadas de cemento , Fig. No. 17 . En algunos casos , cuando se usan motores de combustión , estos pueden resultar de gran tamaño y peso , por lo que en lo posible se recomienda buscar una distribución de bombas tal , que estas máquinas puedan apoyarse directamente sobre el terreno a fin de evitar estructuras de sostén costoso .

En el diseño del apoyo de las bombas verticales , deberá tomarse en consideración que en cualquier momento la extracción de las bombas sea fácil , por lo tanto la separación de los perfiles que la sostendrán estarán en función de la placa de apoyo -- del cabezal y del diámetro máximo del tazón .

En la mayoría de los casos los motores eléctricos pueden ser de los llamados , tipo intemperie y no será necesario colocarlos bajo una caseta , no obstante si se construye ésta , las dimensiones de altura se fijarán atendiendo a las dimensiones verticales del motor y tramos comerciales de columna de succión que se vayan a instalar . Muchas veces se proveen vanos en el techo de la casa de máquinas para facilitar la operación de extracción .

En general , tanto para bombas verticales como horizontales , se deberá tener espacio suficiente para maniobras de extracción , reparación y mantenimiento, independientemente de las que se requieran para la succión de las bombas , desde el punto de vista hidráulico .

Tratándose de bombas horizontales , casi siempre los espacios entre ejes de las -- tuberías de succión quedan supeditadas a los espacios necesarios para la instalación de motores y espacios requeridos para maniobras en la Casa de Máquinas .

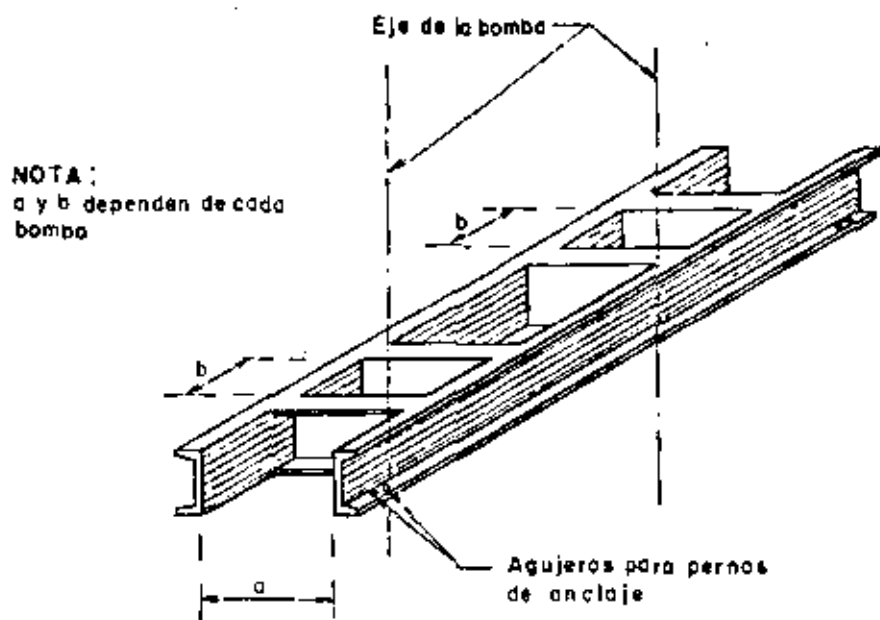


Fig. 16 Apoyo de bomba vertical

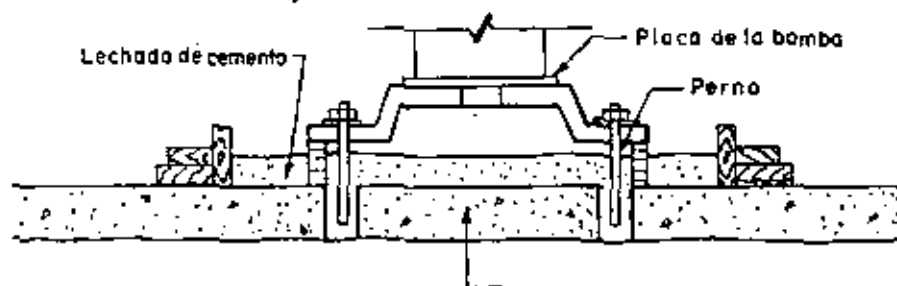


Fig. 17 Apoyo de bomba horizontal

Detalles Complementarios .

Dentro de los detalles complementarios pueden quedar incluidas 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 , ahogada en el concreto del piso y con agujeros que se corresponden con los de las bridas del tubo y de la válvula ; con esto se puede desmontar la válvula por cualquier motivo sin desalinear el conjunto .

Los machones o atraques de codos o cambios de dirección , deberán diseñarse cuidadosamente basándose en la fuerza total resultante que se tenga debido a la presión hidrostática y la resultante originada por el impulso y la reacción que ejerce el agua sobre el codo . También deben considerarse las fuerzas de rozamiento , la reacción del terreno , etc.

Basicamente 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 .

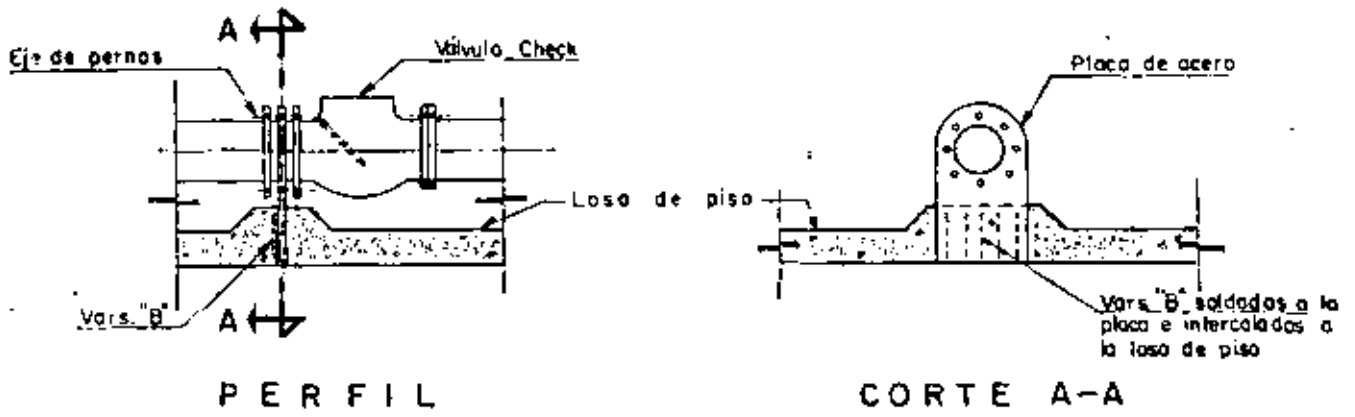


Fig. 18 Atraque para válvula check.

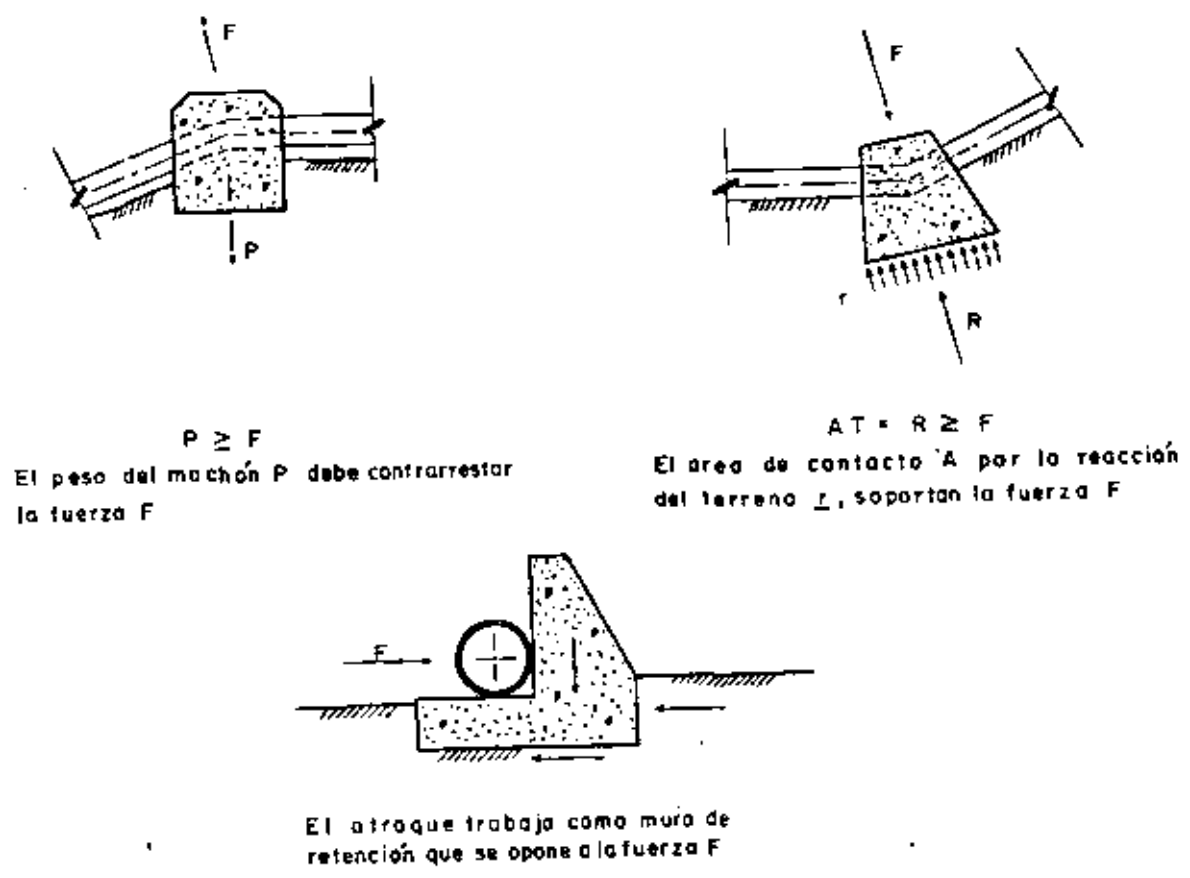


Fig.19 - Atrques típicos en tuberías.

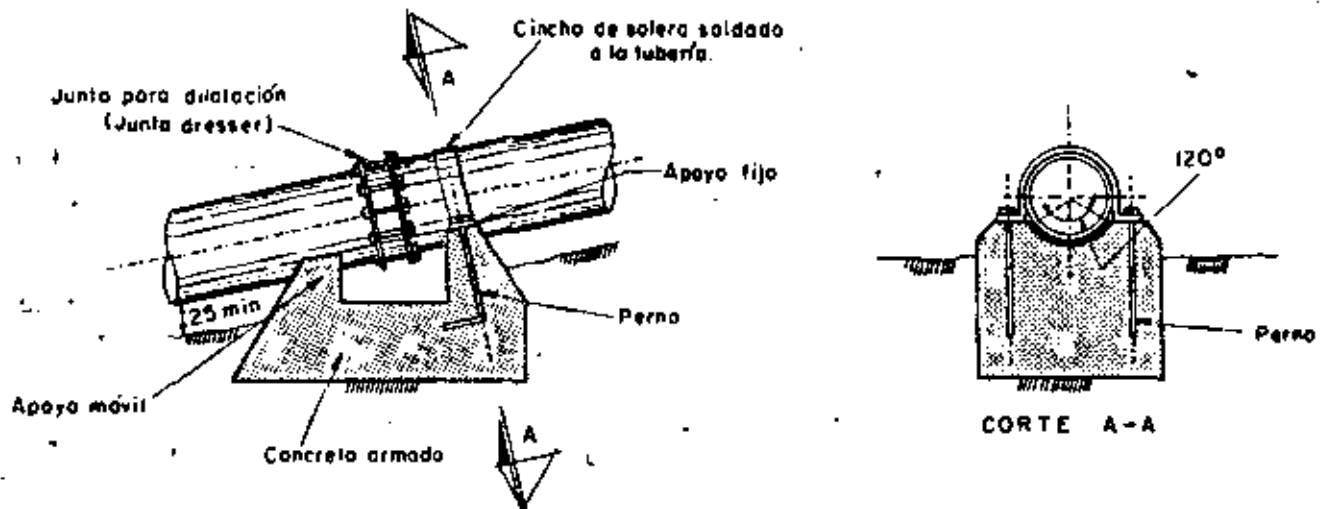


Fig.-20 Silleta para apoyo fijo y móvil

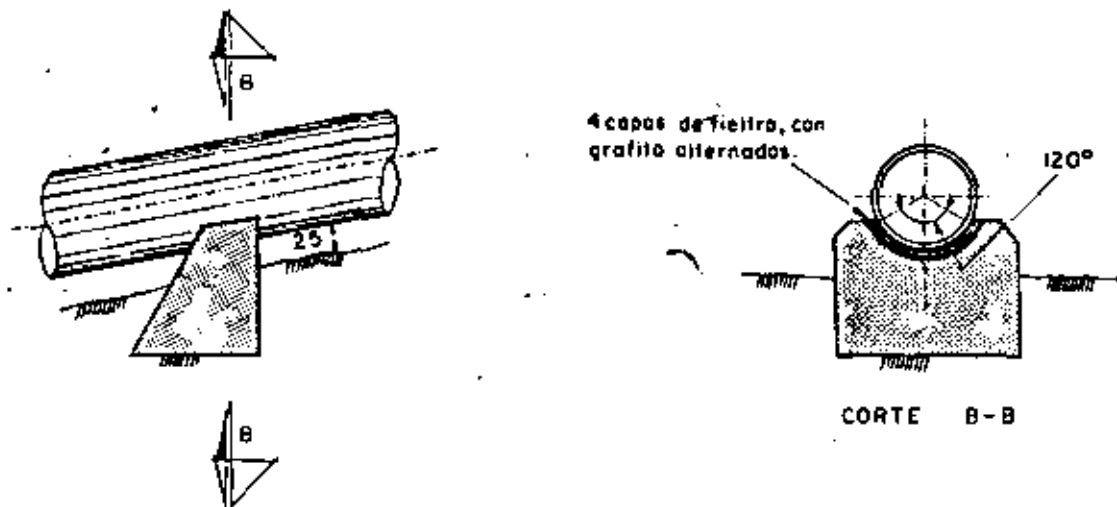


Fig.-21 Silleta para apoyo móvil

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 ,

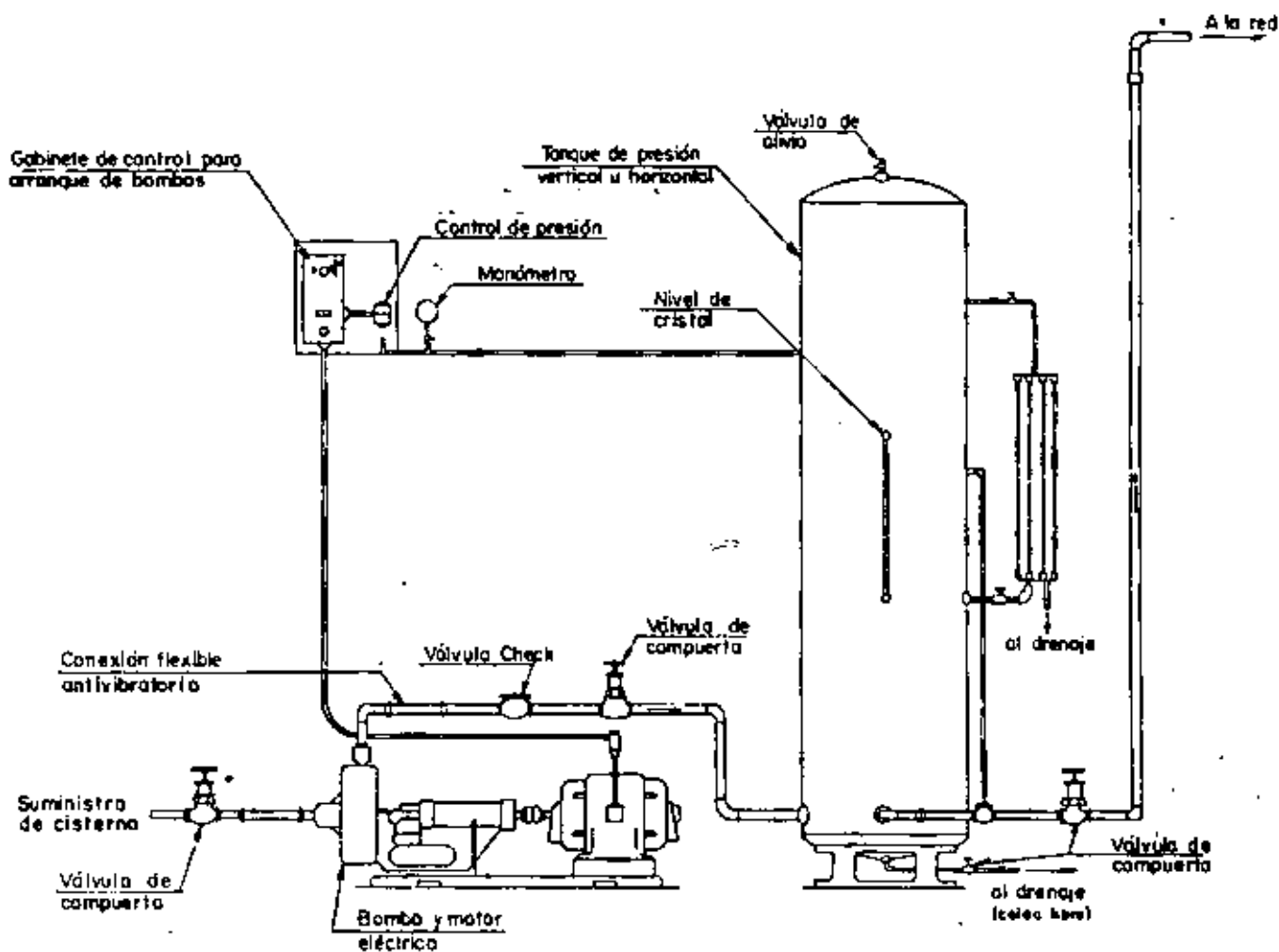


Fig.22 Sistema típico hidroneumático para abastecimiento de agua

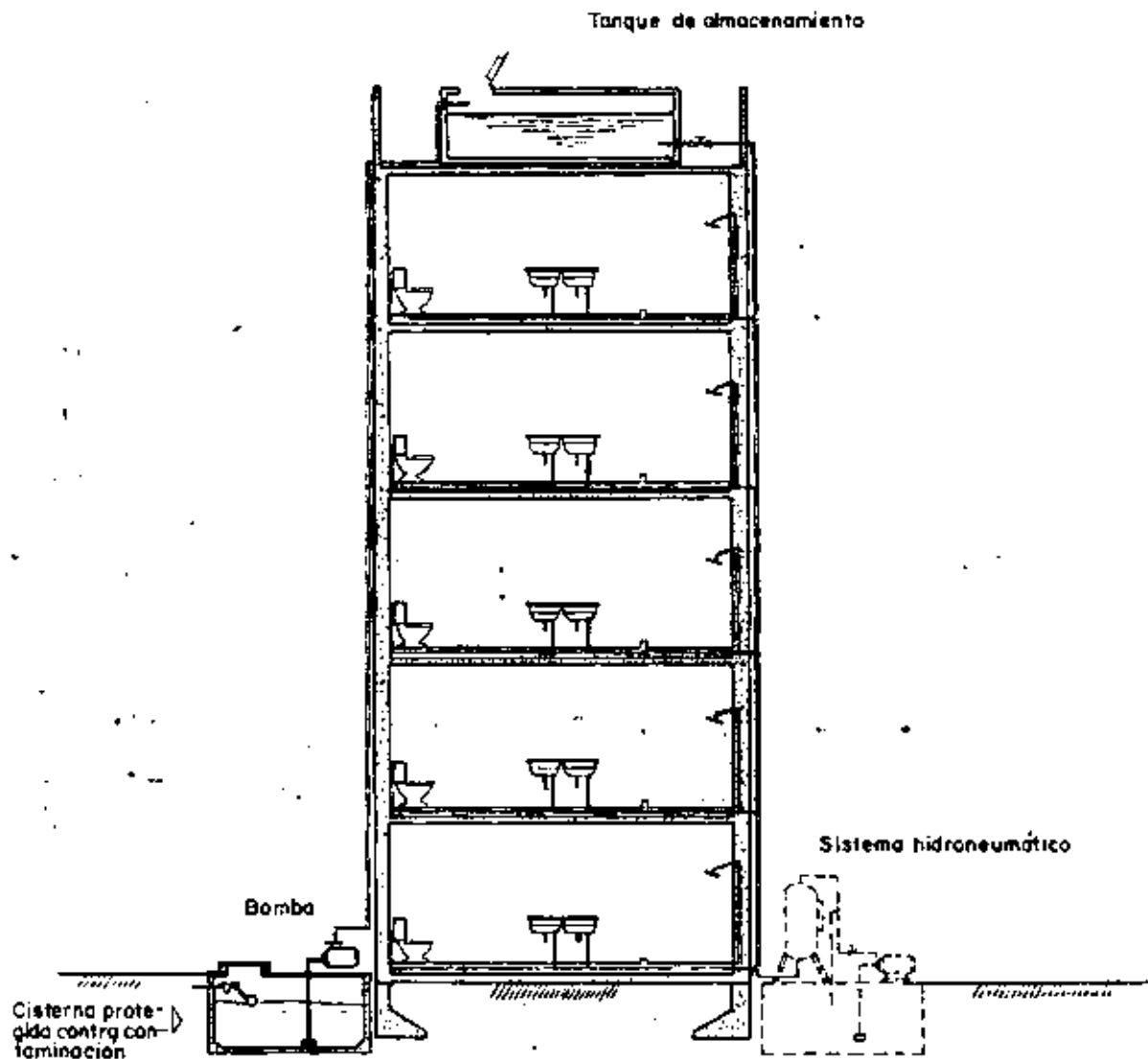


Fig.-23 Croquis de un abastecimiento de agua, indicando dos sistemas, hidroneumático y por gravedad.

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 .

Basicamente su funcionamiento consiste en que , mediante la máquina de refrigeración, el agua se enfría (agua helada) y al salir de ella se envía hasta los manejadores de aire , con el objeto de enfriar a éste , por lo cual sale con temperatura mayor (agua caliente) , retornando a la bomba de agua helada . Los vapores de esa agua caliente se elevan hasta el tanque de expansión que sirve para amortiguar las presiones de ese vapor y además mantener un gasto constante de alimentación a la bomba , efectuándose así el circuito de recorrido del agua .

La alimentación de agua fría a la máquina de refrigeración se efectúa mediante el circuito ; torre de enfriamiento , bomba de condensado , máquina de refrigeración y torre de enfriamiento nuevamente .

Entre los sistemas empleados para la protección contra incendios , se tienen los sistemas de hidrantes y los de rociadores automáticos de agua , que se instalan estratégicamente de acuerdo con ciertas normas en los edificios , fábricas , almacenes , etc. , a los cuales se les va a dar esta protección .

Un sistema de hidrantes consiste fundamentalmente en la instalación estratégica de éstos , tanto en el exterior (toma siamesa) como en el interior de los edificios de tal manera , que el chiflón de su manguera cumpla con el alcance especificado con el objeto de cubrir el área protegida .

El sistema de rociadores automáticos consiste en una red de tuberías instaladas cerca de los techos y que alimenta a rociadores que se colocan a espacios iguales. La red de tuberías que alimentan a los rociadores están conectadas con la tubería del sistema de bombeo . Los rociadores se abren cuando el fusible que los controla se funde por efecto del calor , descargando agua en el edificio .

En general la operación de estos sistemas requieren de cierta presión y gasto para operar eficientemente cuando sea necesario . Es por esto que las presiones requeridas, se proporcionan generalmente , con un sistema de bombeo cuyo diseño depende del sistema de hidrantes o de rociadores , para lo cual se han estableci-

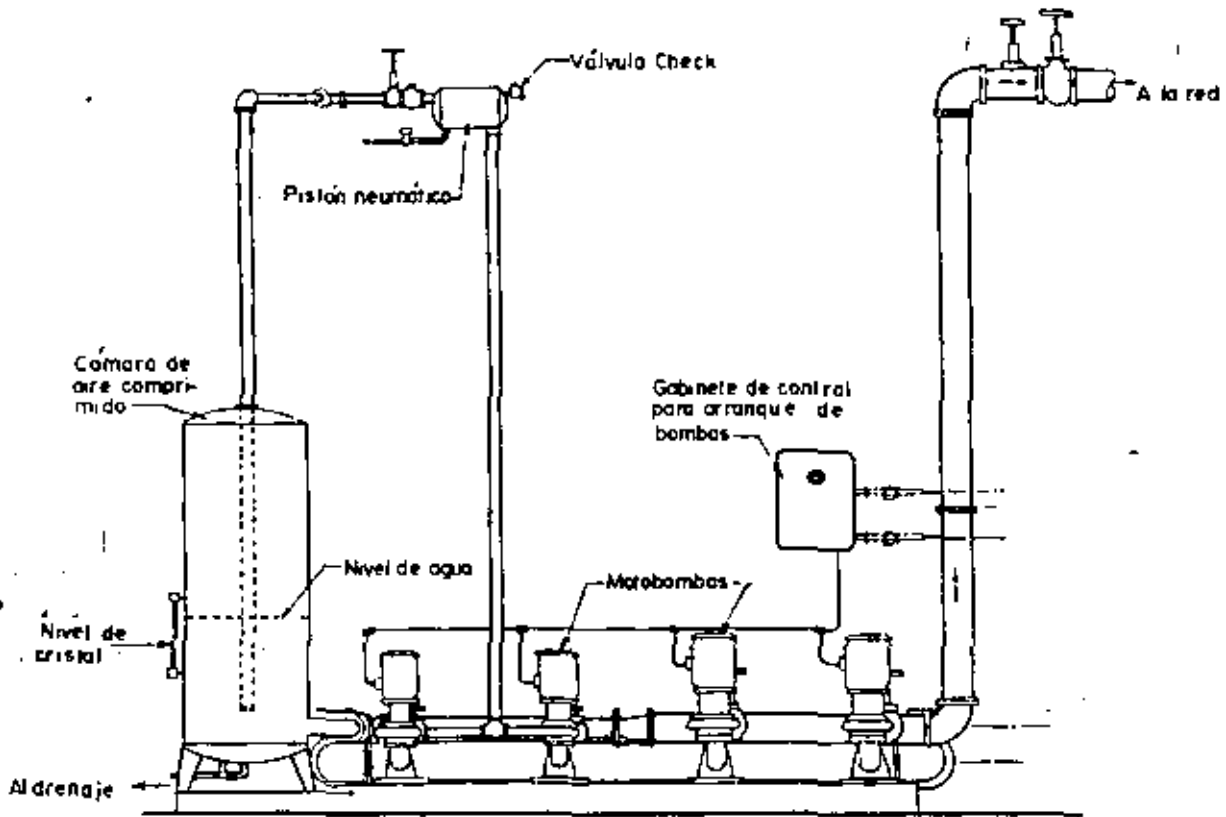


Fig.Nº24.-Intalación típica de un sistema automático de bombeo programado.

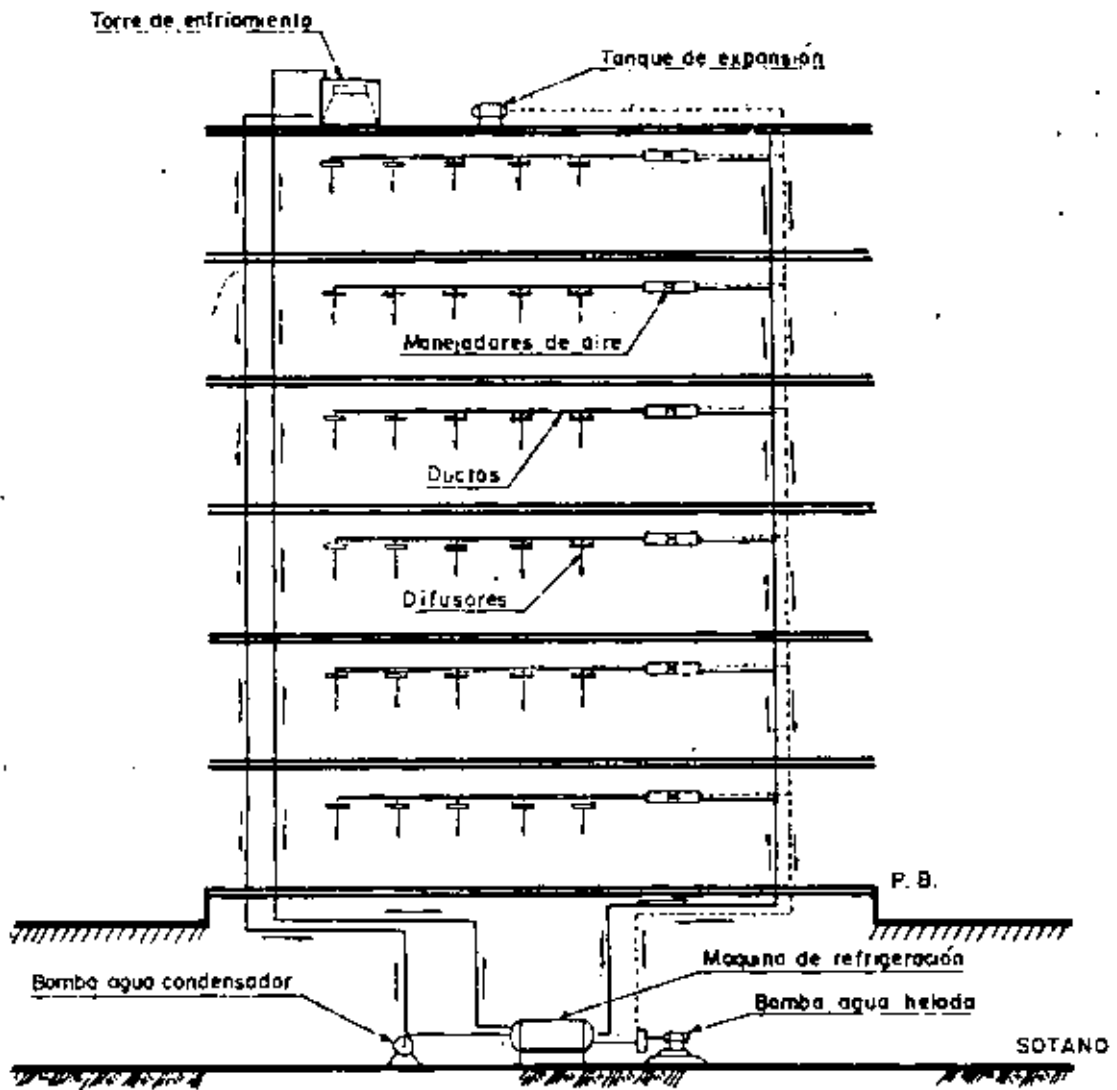


Fig. Nº25.- Instalación típica de un sistema central de acondicionamiento de aire

do especificaciones y normas de acuerdo con la localidad en donde se vayan a instalar .

En el diseño de un sistema de bombeo para estos fines , se siguen las mismas -- recomendaciones y lineamientos que se han estudiado , para estos objetivos en lo que se refiere a la determinación de cargas , tipos de bombas , características de succión etc, y únicamente deberá considerarse las especificaciones y normas que señalan los reglamentos que a este respecto (protección contra incendio) tienen-- consignados el reglamento de la localidad .

Así por ejemplo el D. D. F. en sus normas de proyectos señala en detalle las reco-- mendaciones y especificaciones que se deben cumplir en los proyectos contra incen-- dio .

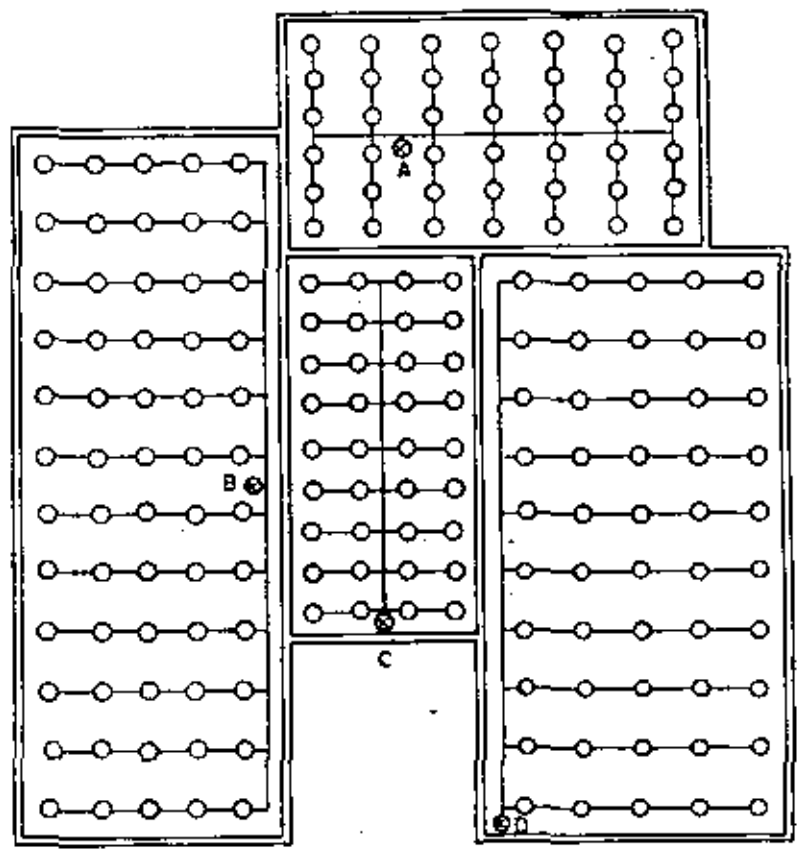
Como ejemplo en lo relativo a hidrantes , se presenta la clasificación y distribu-- ción de los mismos (fig. No. 26) , y de los rociadores una distribución de ellos, presión y gasto de rociadores y diámetro de las tuberías de alimentación Fig. -- Nos. 27 y 28 .

La presión del agua en la red de hidrantes , deberá ser suficiente para probarse simultáneamente en el chiflón de los dos hidrantes más altos y en el chiflón de los hidrantes más alejados con sus válvulas completamente abiertas .

| CLASIFICACION DE HIDRANTES | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------|---------------------------|-----------|----------|-----------------|----------------|------------|-----------------------------------|--------------------------|-----------------|-------|--------------------|----------|-------------|-------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|--|
| HIDRANTES | VALVULA A 1.60 m DEL PISO | BOQUEL | | | MANGUERA | | TUBERIA | | PRESION | | LONGITUD DE CHORRO | | GASTO | | NUMERO DE FUENTES | | | | |
| | | CHORRO | REGADERA | HEBLINA | DIAMETRO EN mm | LARGO EN m | MATRICES PARA DOS O MAS HIDRANTES | RAMALES PARA UN HIDRANTE | INCENDIOS CLASE | | INCENDIOS CLASE | | UN HIDRANTE | DOS O MAS HIDRANTES | UNA | | DOS | | |
| | | | | | | | | | A | B y C | A | B y C | | | 2 O MAS HIDRANTES MEDIA HORA | 2 O MAS HIDRANTES DOS HORAS | 2 O MAS HIDRANTES MEDIA HORA | 2 O MAS HIDRANTES DOS HORAS | |
| DIAMETRO EN mm (o p. 7.62) | | | | DIAMETROS EN mm | | | | Kg/cm ² | | m | | lt./min. | | VOLUMEN MINIMO m ³ | | | | | |
| CHICOS 38 | 51 | 11 3/8 | 38 | 38 | 38 | 30 | 63 | 51 | 1.76 | 3.51 | 6 | 3 | 140 | 280 | 6.4 | 33.6 | 16.8 | 67.2 | |
| MEDIANOS 51 | 51 | 14 1/2 | 51 | 51 | 51 | 30 | 76 | 63 | 2.11 | 3.51 | 6 | 3 | 240 | 480 | 14.4 | 57.6 | 28.8 | 115.2 | |
| GRANDES 63 | 63 | 25 1 | 63 | 63 | 63 | 30 | 101 | 76 | 2.11 | 3.51 | 10 | 3 | 650 | 1300 | 39 | 156 | 76 | 312 | |
| EQUIVALENCIAS: | | | | | mm | 11 | 13 | 14 | 18 | 25 | 29 | 38 | 51 | 63 | 76 | 101 | | | |
| | | | | | ulg. | 7/16 | 1/2 | 9/16 | 23/32 | 1 | 1 1/8 | 1 1/2 | 2 | 2 1/2 | 3 | 4 | | | |

| DISTRIBUCION DE HIDRANTES | | |
|---|---|----------------------|
| TIPO DE EDIFICIO | SUPERFICIE PARA CADA HIDRANTE EN m ² | RADIO DE ACCION EN m |
| Oficinas, consultorios medicos, bancos, hospitales y escuelas | 500 | 30 |
| Tiendas de auto servicio, fábricas de automóviles, industria de metales, de papel, cartón y electrónica | 300 | 15 |
| Fábricas de aceite, aserraderos, pinturas, fábricas de artefactos de hule y madererías | 200 | 15 |
| Fábricas de laca de proxilina, bodegas de guayule y fibras de lino, fostoros y explosivos | 150 | 12.5 |
| En estos casos, la protección del edificio se logra combinando los radios de acción de los extinguidores y de los hidrantes, según conviene 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 cabecera
- D) En la esquina
- Rociador

| PRESION Y GASTO DE ROCIADORES | | | |
|-------------------------------|---------------------|--------|----------|
| PRESION | | GASTO | |
| 1.406 | Kg.-cm ² | 94.62 | Lt. mín. |
| 1.757 | " | 105.98 | " |
| 2.460 | " | 128.69 | " |
| 3.515 | " | 155.18 | " |
| 5.272 | " | 189.25 | " |
| 7.030 | " | 219.53 | " |

| DIAMETROS DE TUBERIAS PARA ALIMENTACION PRINCIPAL DE ROCIADORES | | |
|---|---------|---------------------|
| De 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.

The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry should be supported by a valid receipt or invoice. This not only helps in tracking expenses but also ensures compliance with tax regulations. The document further outlines the steps to be followed when recording transactions, from identifying the nature of the expense to the final posting to the ledger.

The second part of the document provides a detailed explanation of the accounting cycle. It lists the ten steps involved in the process, from identifying the accounting entity to preparing financial statements. Each step is described in detail, highlighting the key actions and documents involved. The document also includes a flowchart that illustrates the sequence of these steps, making it easier to understand the overall process.

The final part of the document discusses the importance of regular audits and reconciliations. It explains how these processes help in identifying errors and discrepancies in the accounts. The document provides guidelines on how to conduct an audit and how to reconcile the accounts, ensuring that the financial statements are accurate and reliable.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

EL GOLPE DE ARIETE EN LOS SISTEMAS
DE BOMBEO

M. en I. ALBERTO ALDAMA RODRIGUEZ

AGOSTO, 1980



GOLPE DE ARIETE

1. INTRODUCCION

Se conoce con el nombre genérico de golpe de ariete a la serie de perturbaciones producidas en un conducto a presión por efecto de cambios bruscos de la velocidad del flujo y que consisten en variaciones violentas de la presión interior en la forma de ondas elásticas, que viajan a lo largo de la tubería modificando el estado de flujo permanente original. Las variaciones de la velocidad del flujo en un sistema hidráulico se deben a cambios del gasto como resultado de las maniobras en los órganos de cierre. En otros casos, el golpe de ariete se puede presentar aún cuando efectivamente no se opere un órgano de control del flujo en el sistema, si bien la alteración que se produzca llega a conducir al mismo resultado.

En la operación de una planta hidroeléctrica es usual que ocurran perturbaciones del flujo establecido en sus conductos de alimentación y desfogue. Esto se debe a las variaciones de gasto en las máquinas por efecto de la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de consumo, o bien por el arranque o paro lento o brusco de las mismas perturbaciones semejantes se pueden presentar en los conductos de descarga de un sistema de bombeo por diversas condiciones de operación. La interrupción brusca del flujo de líquido puede ocurrir por efecto del cierre o apertura bruscas de las válvulas o por la interrupción repentina de energía eléctrica al motor o hasta por un desperfecto mecánico en el motor, en la bomba o en el grupo de bombas que integran el sistema.

Las maniobras en los órganos de control del flujo pueden ocasionar inicialmente ondas de presión positivas que producen aumentos de presión; las de apertura pueden ocasionar inicialmente ondas de presión de signo contrario; esto es, descensos de presión que después pueden combinarse. Las ondas de presión nacen en los puntos del sistema donde se produce la maniobra y se propagan a lo largo del conducto hasta el otro extremo, bifurcación o cambio de sección, donde se reflejan total o parcialmente. La onda reflejada puede conservar o cambiar el signo de acuerdo con la frontera donde se refleje, produciéndose después combinaciones.

En una sección, como la entrada a una tubería alimentada por un recipiente, o donde la misma tubería se conecta a un pozo de oscilación, la reflexión se produce conservando su magnitud pero con signo contrario. En el extremo muerto de una tubería, esto es, donde hay una tapa ciega o una válvula totalmente cerrada, la onda de presión se refleja totalmente sin cambiar de signo.

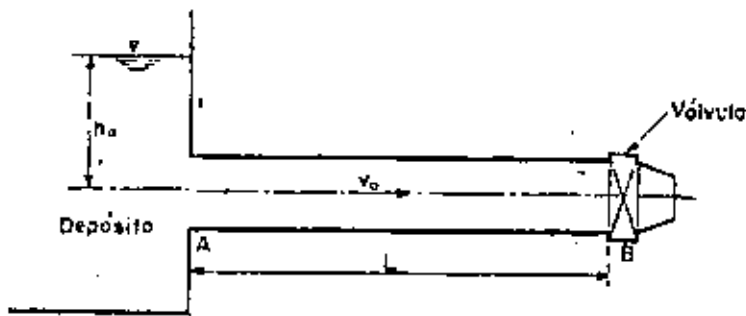


Fig. 1.1

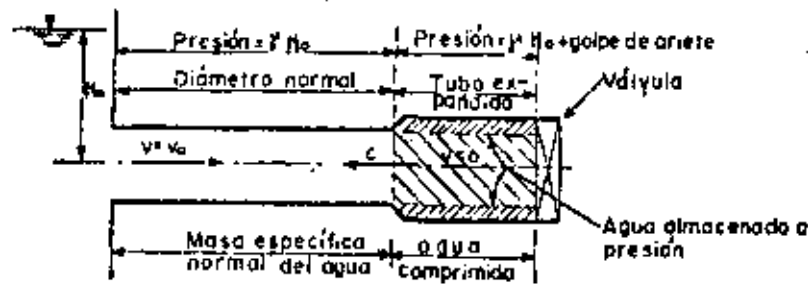


Fig. 1.2.— Fase directa. Frente de onda positivo hacia el depósito.

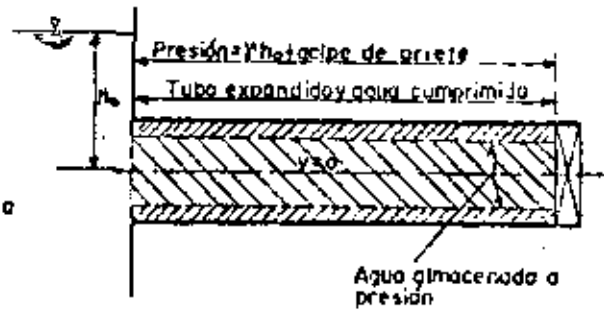


Fig. 1.3.— Fase directa. Frente de onda positivo llegando al depósito, $L = \frac{1}{2} \lambda$

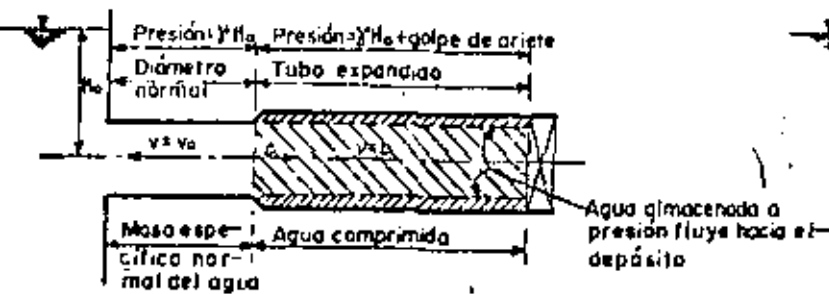


Fig. 1.4.— Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

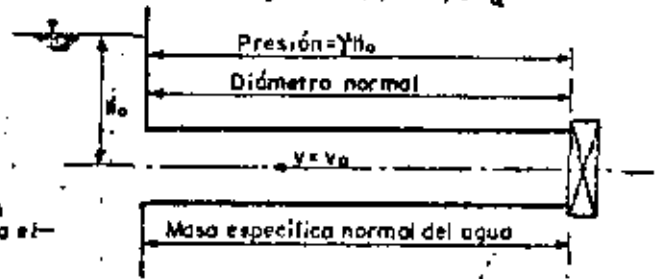


Fig. 1.5.— Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula, $L = \frac{1}{4} \lambda$

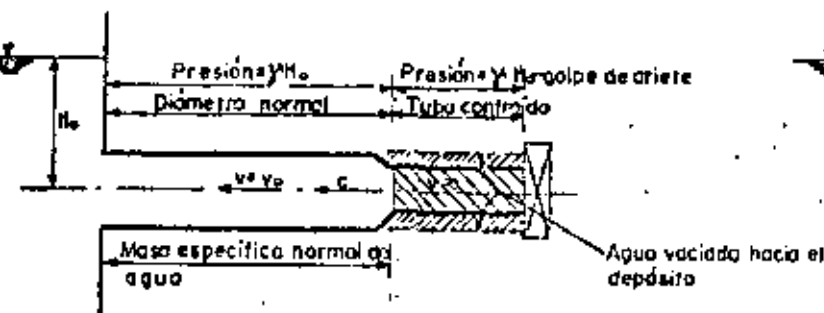


Fig. 1.6.— Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito.

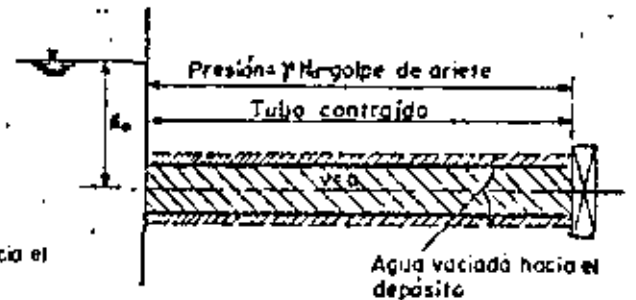


Fig. 1.7.— Fase inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito, $L = \frac{3}{4} \lambda$

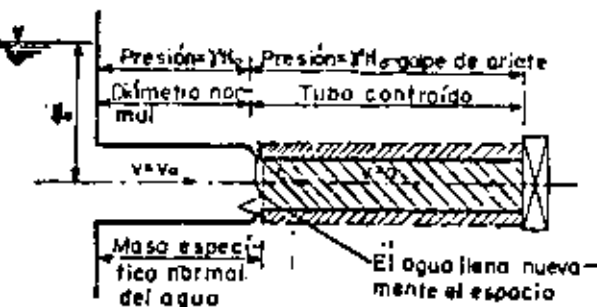


Fig. 1.8.— Fase inversa. Frente de onda positivo llegando a la válvula.

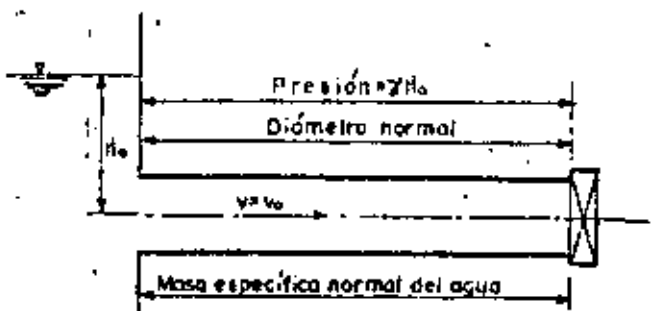


Fig. 1.9.— Fase inversa. Frente de onda positivo llegando a la válvula, $L = \frac{1}{4} \lambda$

En los problemas hidráulicos es común considerar al flujo como permanente, esto es, que la velocidad media en cualquier sección transversal es la misma para cualquier instante. En el flujo no permanente la velocidad varía a lo largo del conducto y en cada instante. El golpe de ariete es un caso típico de este tipo de flujo, al cual también se le llama transitorio, debido a que se trata de una situación de flujo no permanente que ocurre durante el cambio de un estado permanente a otro permanente.

Descripción del fenómeno. Considere una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L y que es alimentada por un recipiente que contiene una gran masa de agua (fig.1). Para modificar el régimen del escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo inferior de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación si no en forma gradual. Esto produce fuertes cambios de la velocidad y de la presión del líquido fluyente, los cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total de la válvula, la energía cinética del agua en la sección B es rechazada y transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de la presión hidrostática original que existe en el conducto para el régimen establecido. A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de deformación de las paredes del conducto y del líquido en la vecindad de la sección B. La conversión de energía cinética a energía elástica de deformación crea una onda de presión positiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad "a" próxima a la del sonido.

En la zona del conducto, aguas abajo del frente de onda, se modifican totalmente las condiciones originales. Por efecto del aumento de presión, las paredes del conducto se deforman y el líquido ocupa el espacio libre a gran presión; la porción líquida se comprime, con el consecuente incremento de su masa específica, y por último, su velocidad se reduce a cero (fig.2). La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características originales del escurrimiento, velocidad V_0 y carga de presión hidrostática H_0 .

Este estado de deformación se extiende a lo largo del tubo con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que este llega al depósito, la totalidad de la tubería se encuentra deformada y llena de líquido en reposo, bajo una carga de presión adicional uniforme a lo largo del tubo (fig. 3).

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar la presión más allá de la sección A de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en ella registraría, en cualquier instante, la presión correspondiente a la carga H_0 . El líquido contenido en el

depósito actúa a manera de pantalla que refleja íntegramente la onda de presión y el líquido, almacenado en el espacio producido por la deformación de las paredes del tubo, empieza a expandirse por efecto de la subpresión producida por el frente de onda y fluye hacia el depósito con una velocidad V_0 idéntica a la original pero en dirección opuesta. Esto alivia las presiones nuevamente a los valores de la carga hidrostática H_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección a la válvula, facilitando el retorno de las paredes del conducto a su estado original (fig. 4).

En el instante $t = \frac{2L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática H_0 y el líquido se mueve con velocidad V_0 hacia el depósito (fig. 5). Esta primera serie de eventos se llama fase directa o golpe directo.

El líquido continúa fluyendo hacia el depósito con la consecuente caída de la carga de presión por debajo de la hidrostática H_0 y con una magnitud igual a la producida al iniciarse el fenómeno. Esto ocasiona una onda de presión, ahora de carácter negativo, que se transmite hacia el depósito con la misma rapidez que la positiva y que contrae las paredes del conducto anulando la velocidad del líquido en la zona aguas abajo del frente de onda (fig. 6).

En el instante $t = \frac{3L}{a}$ en que el frente de onda negativa alcanza el

depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de la hidrostática, el conducto se ha contraído a menos del diámetro inicial y el agua se ha expandido con densidad menor que la original (fig. 7) y con velocidad igual a cero.

Cuando se ha producido la reflexión de la onda en el depósito, el líquido trata de recuperar nuevamente el espacio ocupado por las paredes del tubo en su nuevo estado de deformación y fluye del depósito a la válvula con velocidad V_0 . Esto alivia las presiones nuevamente al valor de H_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda en dirección a la válvula, retornando las paredes del conducto a su estado original (fig. 8).

En el instante $t = \frac{4L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el

tubo se encuentra con las mismas características antes de realizarse el cierre de la misma (fig. 9). A esta segunda serie de eventos se le llama fase inversa o contragolpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos antes descrita y de no ser por la disipación de energía en la forma de calor producido por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por tiempo indefinido. Obsérvese que la duración de las fases directa o inversa es idéntica.

tica e igual al intervalo de tiempo $T = \frac{2L}{a}$. Este intervalo de tiempo se usa en la literatura técnica indistintamente con los términos: "período del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" o "tiempo de reflexión". En adelante se usará el último término.

Una secuencia de eventos similar se observaría al cerrar la válvula A del sistema de bombeo mostrado en la figura 10, contra el flujo proporcionado por la bomba con velocidad de rotación constante. La primera onda de presión generada viaja de la válvula A hacia la bomba.

Si en el sistema hidráulico mostrado en la fig. 1 se abre la válvula B, se observa una serie de eventos semejantes pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar con una onda de presión positiva.

Con el cierre de la válvula B del sistema hidráulico mostrado en la fig. 10 se observa una serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de perturbaciones ilustradas en las figs. 6 a 9. De este modo, se invierte el orden de los eventos con respecto a los ocurridos al cerrar la válvula del sistema hidráulico de la fig. 1 ya que el fenómeno se inicia con la fase inversa para continuar con la fase directa.

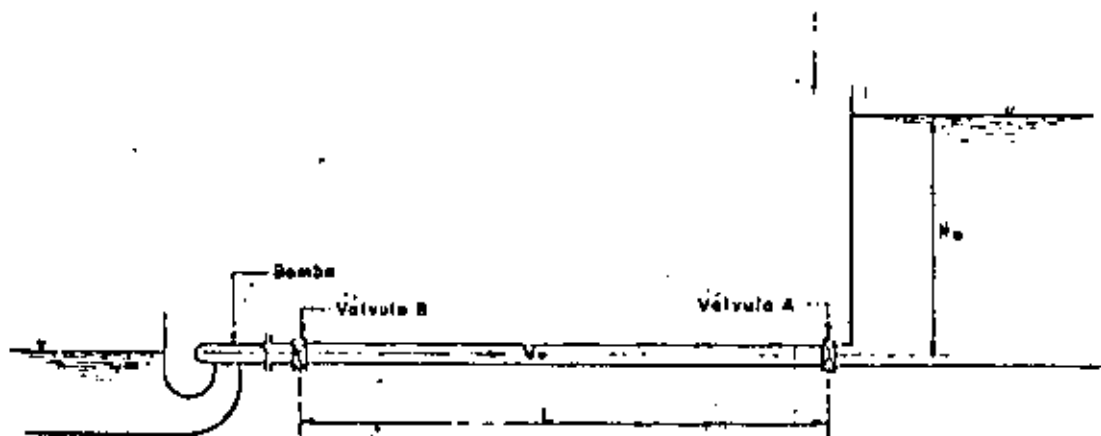


Fig. 1.10. Sistema de bombeo.

2. GOLPE DE ARIETE EN LAS LINEAS DE DESCARGA DE ESTACIONES DE BOMBEO.

2.1 Descripción del problema

Generalidades. El golpe de ariete en las estaciones de bombeo puede presentarse al ocurrir diversas condiciones de operación capaces de producir cambios sustanciales de la presión en los conductos de descarga. La interrupción brusca o gradual del flujo de líquido puede ocurrir por efecto de procesos rápidos de regulación o por la interrupción repentina de la energía eléctrica al motor y, eventualmente, aún por un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema. La fig. 2.1 muestra las fluctuaciones, en el tiempo, de la presión, gasto y velocidad de rotación en una instalación de bombeo, producida por la falla de potencia en los motores de las bombas.

Una de las condiciones críticas más frecuentes es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro brusco de cualquier otro motor que proporcione la potencia a la bomba. Cuando esto sucede, la única energía que permite girar a la bomba en su sentido original de rotación es la energía cinética de los elementos rotatorios del conjunto bomba-motor y del agua contenida en la bomba. Puesto que esta energía es muy pequeña en comparación con la requerida para mantener el flujo contra la altura de descarga, la velocidad angular de la bomba decrece rápidamente, con lo cual el gasto en la tubería también decrece, generándose ondas de presión que, --partiendo de la bomba, viajan por la tubería hasta la salida, en donde se reflejan.

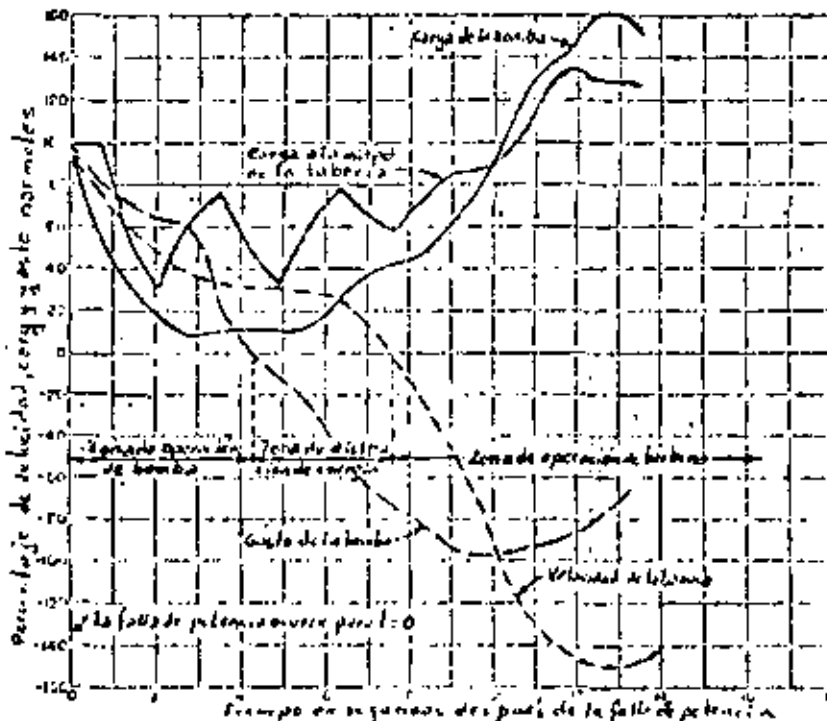


Fig. 2.1 Condiciones transitorias que siguen a la falla de potencia en una bomba

La disminución de la velocidad angular de la bomba llega hasta un límite en que ya no puede seguir alimentando el líquido contra la carga existente de modo que, de no tenerse una válvula de control en la bomba, el flujo a través de ella cambia de sentido aunque ésta todavía gire en el sentido original, iniciándose con ello la llamada "zona de disipación de energía". A partir de este instante, la velocidad de la bomba cae más rápidamente y pasa a través de la velocidad cero, terminando con ello la zona de disipación de energía e iniciándose la "zona de operación de turbina". A medida que la velocidad de rotación de la bomba se aproxima a la de desbloqueo, el flujo invertido a través de ella se reduce rápidamente y produce un nuevo incremento de presión en la bomba y a lo largo de la tubería.

La magnitud de las oscilaciones de presión engendradas en el curso de este proceso dependen de la inercia del motor y de la bomba, pues en el caso de que ésta sea muy pequeña o despreciable, se puede considerar la anulación instantánea del gasto, incrementando considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Otras condiciones de operación, que también pueden producir golpe de ariete en las líneas de descarga de las estaciones de bombeo, son por ejemplo: el cambio en la carga de bombeo, la operación de válvulas de control y el arranque y parada de las bombas.

Para la determinación de las condiciones hidráulicas transitorias a que están sujetas la bomba y la tubería de descarga - después de ocurrir la falla en la potencia del motor de la bomba - es necesario considerar tres efectos importantes que son:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga
- b) La inercia del conjunto bomba-motor
- c) Las características carga-gasto y parmotor para diferentes velocidades de operación

Los efectos del golpe de ariete se obtienen de las ecuaciones correspondientes. Estas definen las relaciones entre la carga y el gasto en la tubería durante las condiciones de flujo transitorio bajo la acción de las ondas de golpe de ariete, cuya celeridad se puede calcular de la fórmula general indicada en el apéndice. El efecto de la inercia de la bomba y el motor se obtiene de la ecuación de inercia, la cual define la relación entre la velocidad de rotación de la bomba y parmotor en un instante dado, en términos de la energía cinética del sistema rotatorio. Las características de la bomba se obtienen de un diagrama completo de características, el cual define la manera en que el parmotor y velocidad varían con la carga y gasto a través del rango de operación como bomba, de disipación de energía y como turbina.

2.2 Golpe de ariete en la tubería de descarga.

En la fig. 2.2 se muestra un sistema depósito-tubería a presión-bomba, en el cual se considera que el origen de referencias de coordenadas en la tubería se encuentra en la sección B a la entrada de la misma.

De acuerdo con el fenómeno descrito y al ocurrir cualquiera de las -- condiciones de operación, se producen ondas de presión que parten desde la bomba y avanzan hacia el otro extremo del tubo con celeridad "a", cuya magnitud se determina a partir de la fórmula general. En este caso, la dirección de la velocidad del flujo permanente coincide con la dirección de la celeridad de la onda inicial y la ecuación de Allievi aplicable es:

$$\frac{H_i}{H_0} + \frac{H_{i-1}}{H_0} - 2 = \frac{a V_0}{g H_0} \left(\frac{V_i}{V_0} - \frac{V_{i-1}}{V_0} \right) \quad (2.1)$$

que permite determinar la carga de presión H_i en el punto B de la tubería y en el instante i , en función de la carga en el mismo punto en el instante $i - 1$ y de las velocidades en el tubo V_i y V_{i-1} y las condiciones en el instante cero en que se inicia el fenómeno. Los valores de la velocidad $V_i = Q_i/A$ dependen de la ley con que se modifique el gasto en la tubería con el tiempo.

Los instantes i en esta ecuación resultan de utilizar el intervalo de tiempo $T = 2L/a$ como unidad de medida del tiempo t ; esto es:

$$i = \frac{t_i}{T} ; t_i = iT ; i - 1 = \frac{t_i}{T} - 1$$

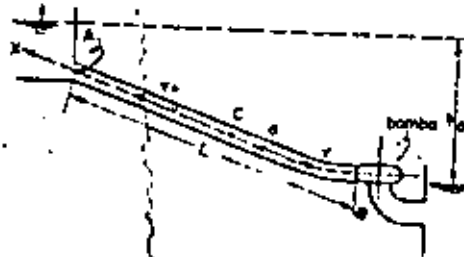


Fig. 2.2. Golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

2.3 Ecuación de inercia del conjunto bomba-motor.

Cuando ocurre la interrupción brusca de potencia en la bomba, ésta sigue -- efectuando trabajo en detrimento de su impulso, con una velocidad angular ω que disminuye gradualmente. Su desaceleración, en cualquier instante, depende del efecto volante de las partes rotatorias del conjunto bomba-motor y la potencia instantánea ejercida por el impulsor de la bomba. Para un sistema rotatorio (el parmotor de aceleración es igual al producto del momento de inercia ($I = WR^2/g$) de la masa del sistema rotatorio y la aceleración angular. Después de una falla en la potencia del motor de la bomba, el parmotor de desaceleración en el sistema rotatorio corresponde al parmotor de la bomba. Si el parmotor de desaceleración se considera positivo, éste vale:

$$T = - I \frac{d\omega}{dt} = - \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt}$$

donde W es el peso de las partes rotatorias del conjunto bomba-motor y R el radio de giro de las mismas.

Para un intervalo de tiempo pequeño: $\Delta t = t_i - t_{i-1}$, esta ecuación se escribe de manera aproximada como sigue:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = - \frac{WR^2}{g} \frac{(\omega_i - \omega_{i-1})}{\Delta t}$$

o bien, si n representa la velocidad angular de rotación en rpm y $\omega = 2\pi n/60$ (en rad/seg), la ecuación anterior se escribe también:

$$\frac{T_i + T_{i-1}}{2} = \frac{2\pi}{60} \frac{WR^2}{g} \frac{n_{i-1} - n_i}{\Delta t}$$

Siendo n_0 la velocidad angular de la bomba y T_0 el parmotor de la misma, -- ambas para las condiciones normales de operación (antes de la falla de potencia), se llamará por α y β a las relaciones: $\alpha = n/n_0$, $\beta = T/T_0$.

La ecuación anterior resulta:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{T_0}{n_0} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.2)$$

El parmotor desacelerante correspondiente a la carga y velocidad de operación de la bomba vale:

$$T_0 = \frac{60}{2\pi} \frac{Q_0 H_0}{n_0 \eta_0} \quad (2.3)$$

donde η_0 representa la eficiencia nominal de la bomba.

La ec (2.2) resulta entonces:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{15}{\pi} \frac{g}{WR^2} \frac{1}{n_o} \frac{60 \delta Q_o H_o}{2 \pi n_o \eta_o} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

o bien, simplificando:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = \frac{450 g \delta H_o Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t$$

haciendo que la constante K sea:

$$K = \frac{450 g \delta H_o Q_o}{\pi^2 WR^2 \eta_o n_o^2} = \frac{447 261}{WR^2 \eta_o n_o^2} H_o Q_o \quad (2.4)$$

resulta finalmente

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = K (\beta_i + \beta_{i-1}) \Delta t \quad (2.5)$$

la ec (2.5) permite calcular la velocidad angular de la bomba en el instante i , si se conocen las correspondientes velocidad y parmotor en el instante anterior ($i-1$) y el parmotor en el propio instante. Con el fin de evitar una solución por tanteos y facilitar el cálculo, se puede suponer que el promedio de β de los dos instantes sea igual al correspondiente al instante anterior; esto es:

$$\beta_{i-1} \approx \frac{\beta_{i-1} + \beta_i}{2}$$

quedando finalmente la ec (2.5) como sigue:

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = 2 K \Delta t \beta_{i-1} \quad (2.6)$$

para utilizar el método de cálculo del golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía se resolverá después un problema.

2.4 Curvas características de la bomba

Estas curvas deben ser proporcionadas por los fabricantes; para la velocidad de operación normal, tienen la forma típica mostrada en la fig. 2.3 y son: la curva carga-gasto, potencia-gasto y eficiencia-gasto, para la velocidad de operación normal de la bomba. En el caso de la curva carga-gasto, ésta también se puede presentar con coordenadas de tipo adimensional, si las correspondientes a cada punto de la curva en la fig. 2.3 se dividen; las abscisas entre Q_o y las ordenadas entre H_o ; donde Q_o y H_o corresponden al gasto y carga nominales respectivamente y con las cuales opera normalmente la bomba (fig. 2.4) curva para $\alpha = 1$); éstas corresponden usualmente a la condición de máxima eficiencia.

De esta manera, las curvas para $\alpha = 1$ y $\beta = 1$ pasan por el punto

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{H}{H_0} = 1. \text{ Otros valores de } \beta \text{ sobre la curva } \alpha = 1 \text{ se determinan}$$

mediante el cálculo de $\frac{Q}{Q_0}$ y $\frac{H}{H_0}$ a partir de la curva de potencia de la

fig. 2.3.

Para la solución, es necesario además tener las curvas características para velocidades de operación α menores que la normal y además las curvas β de relaciones de parmotor, contra los distintos pares de valores de Q/Q_0 y H/H_0 . Estas curvas se pueden obtener a partir de las curvas características de la bomba para la velocidad de operación normal (fig. 2.4), utilizando las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas, como sigue:

Para una bomba dada con velocidad de rotación n , se satisfacen las siguientes condiciones:

$$\frac{Q}{Q_0} = k_1 \left(\frac{n}{n_0} \right)$$

$$\frac{H}{H_0} = k_2 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\frac{T}{T_0} = k_3 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

Para usar estas relaciones, sobre el diagrama $\frac{Q}{Q_0}$, $\frac{H}{H_0}$ se traza una parábola del tipo $\frac{H}{H_0} = K \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2$ por un punto conocido, tal como se muestra

en la fig. 2.5 en $\alpha = 1$, $\beta = 0.8$. La distancia vertical $H/H_0 = 1.1$ en este punto, se divide en ocho partes iguales y los puntos correspondientes a $\beta = 0.7$, 0.6, etc. se localizan sobre la parábola con ordenadas de valor $H/H_0 = \frac{7}{8}(1.10)$,

$\frac{6}{8}(1.10)$, etc. De manera similar, los puntos correspondientes a $\alpha = 0.9$ y 0.8

se localizan sobre la misma parábola para valores $\frac{H}{H_0} = 1.10(0.9)^2$ y $1.10(0.8)^2$.

De esta manera, se dibuja una curva que una los puntos correspondientes a cada valor de α y β , sobre diferentes parábolas trazadas. La fig. 2.6 muestra las familias de curvas de parmotor y velocidad de rotación que se obtienen de esta manera

y que representan el funcionamiento de la bomba para la zona de operación normal de bomba. Cuando ocurre la falla de potencia en el motor de la bomba, estas características son adecuadas para determinar las presiones transitorias mínimas en todos los puntos de la línea de descarga y para determinar la posibilidad de separación

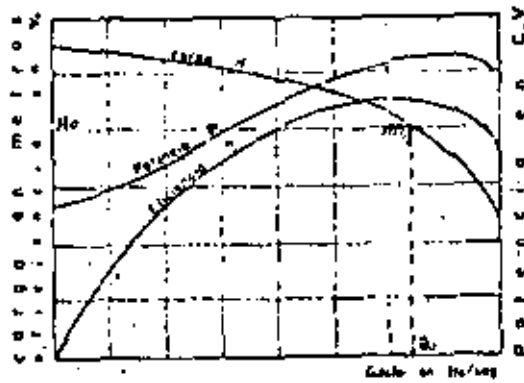


Fig. 2.3 Curvas características de una bomba.

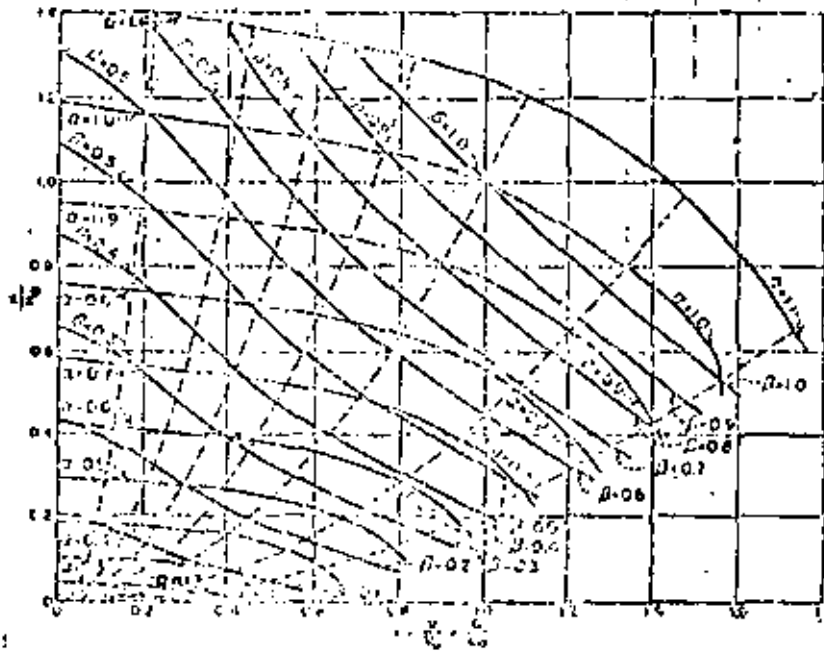


Fig. 2.4 Diagrama de características para la región de operación normal de bomba.

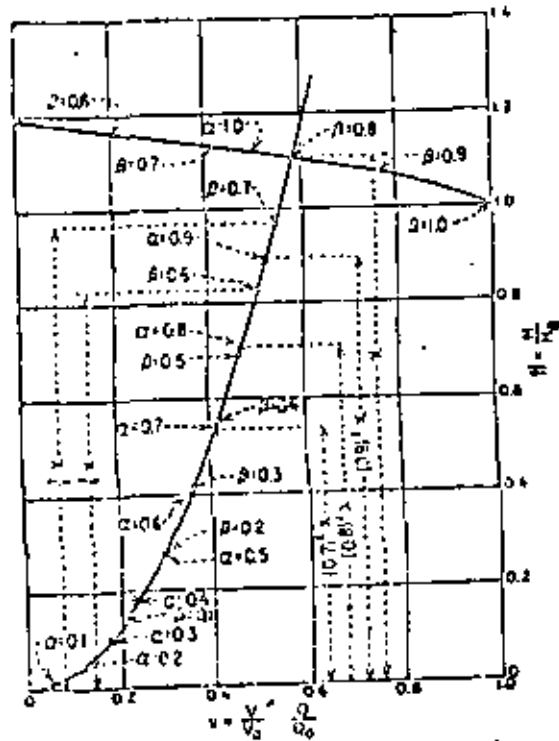


Fig. 2.5. Procedimiento para obtener las curvas características Q-H de una bomba para velocidades de operación distintas de la normal.

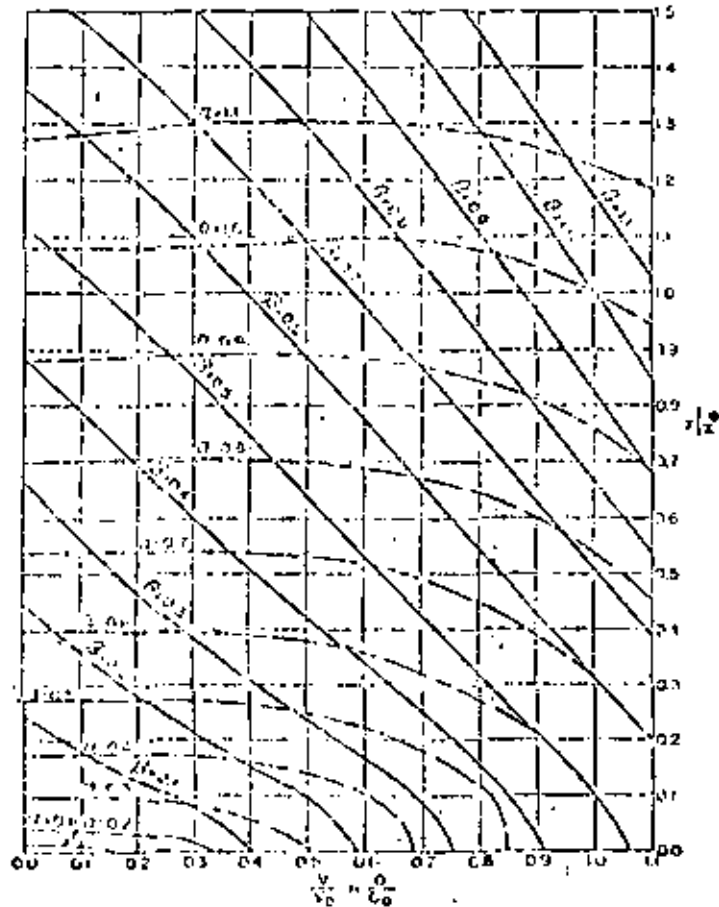


Fig. 2.6.a Diagrama de características de la bomba para la zona de operación normal

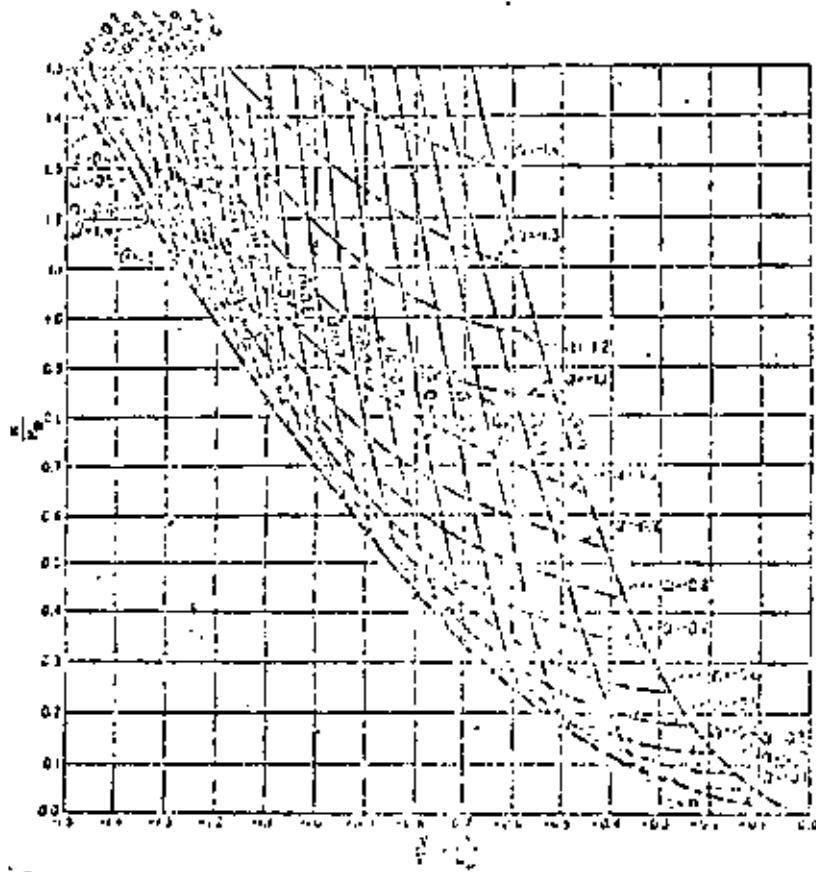


Fig. 2.6.c Diagrama de características de la bomba para la zona de operación de turbina.

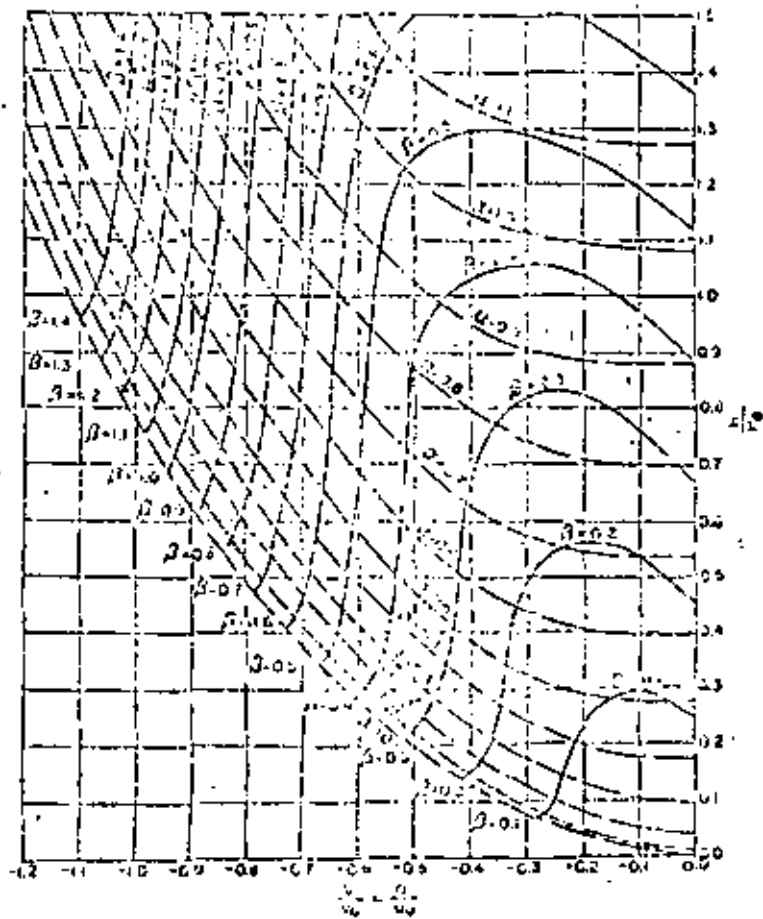


Fig. 2.6.b Diagrama de características de la bomba para la zona de disipación de energía.

de la columna de agua. Sin embargo, después de la inversión del flujo a través de la bomba, se requieren características de la bomba adicionales para la zona de disipación de energía, en la cual, la bomba está girando todavía en el sentido normal pero con el flujo invertido y para la zona de operación como turbina en la cual, tanto el flujo a través de la bomba como su sentido de rotación, se han invertido. Estas curvas características tienen el aspecto mostrado en las figs. 2.6 b y c y sólo pueden ser obtenidas a partir de pruebas reales de la bomba en laboratorio.

Ejemplo 2. Consideremos la planta de bombeo esquematizada en la fig. 2.7, constituida por un sistema de tres bombas y que ocurre una falla de la energía eléctrica abastecida a la planta. Se consideran los siguientes datos:

- $H_0 = 67.10 \text{ m}$
- $L = 1201.70 \text{ m}$
- $D = 0.813 \text{ m}$
- $e = 4.76 \text{ mm (3/16 pulg)}$
- $a = 860 \text{ m/seg}$
- $V_0 = 1.772 \text{ m/seg para las 3 bombas}$
- $A = 0.5405 \text{ m}^2$

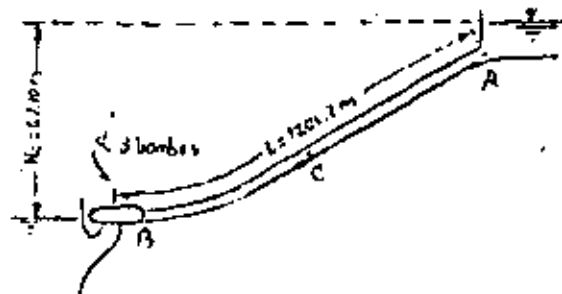


Fig. 2.7 Instalación de bombeo del ejemplo 2.1

$$Q_0 = 0.956 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ (para las 3 bombas)}$$

potencia proporcionada a la flecha
de la bomba = 400 HP por cada bomba y motor

$$WR^2 \text{ de las partes rotatorias} = 16.256 \text{ kg m}^2 \\ \text{por cada bomba y motor}$$

$$\text{Veloc. de la bomba } n_0 = 1760 \text{ rpm.}$$

$$\text{Eficiencia de la bomba } \eta_e = 84.7 \text{ por ciento}$$

$$\frac{L}{a} = 1.397 \text{ seg}$$

Solución. La característica de la tubería vale

$$\epsilon = \frac{a V_0}{2g H_0} = \frac{860 \times 1.772}{2 \times 9.8 \times 67.10} = 1.155$$

y la inercia de las partes rotatorias es:

$$WR^2 = 3 \times 16.256 = 48.768 \text{ kg m}^2$$

La constante K de la ec (2.5) dada por la ec (2.4) vale:

$$K = \frac{450 \times 9.8 \times 1000 \times 67.10 \times 0.956}{\pi^2 \times 48.768 \times 0.847 \times 1760^2} = 0.224$$

El tiempo de recorrido es:

$$T = \frac{2L}{a} = 2.794 \text{ seg}$$

y para un intervalo de tiempo

$$\Delta t = \frac{T}{8} = \frac{L}{4a} = 0.349 \text{ seg}$$

$$\text{o bien: } i_{i-1} = 0.349/2.794 = 0.125$$

La ec (2.6) resulta ser :

$$\alpha_{i-1} - \alpha_i = 2 \times 0.224 \times 0.349 \beta_{i-1} = 0.1564 \beta_{i-1}$$

La solución gráfica simultánea de las ecuaciones del golpe de ariete y de las ecuaciones de inercia sobre el diagrama de características de la bomba se presenta en la fig 2.8. Las características completas de la bomba usadas en esta solución son las mostradas en la fig 2.6. El punto de partida en la solución correspondiente a A_0 se localiza sobre la curva n_0 para las coordenadas $Q/Q_0 = H/H_0 = 1$ y representa las condiciones normales de operación. --

El punto $B_{0.125}$ se localiza sobre una recta de pendiente $2\epsilon = +2.31$ apoyada en B_0 de la siguiente manera: inicialmente se estima la localización de $B_{0.125}$ y los valores de $\alpha_{0.125}$ y $\beta_{0.125}$ se leen de las curvas características de la bomba. Este valor de $\beta_{0.125}$ se usa en la ecuación anterior para calcular $\alpha_{0.125}$. Si el valor calculado de $\alpha_{0.125}$ no concuerda con el valor -- $\alpha_{0.125}$ sobre las curvas, el punto para $B_{0.125}$ se corre sobre la recta de pendiente $+2\epsilon$ hasta que concuerda dicho valor de $\alpha_{0.125}$. Este punto particular se encuentra localizado a un valor de $\beta = 0.760$ y $\alpha = 0.863$. Otros puntos para $B_{0.25}$, $B_{0.375}$, etc., se determinan de manera similar. Los valores para varios de estos puntos se muestran en la tabla siguiente y la solución del golpe de ariete se completa como se muestra en la fig 2.8, de la cual se leen los siguientes valores límites:

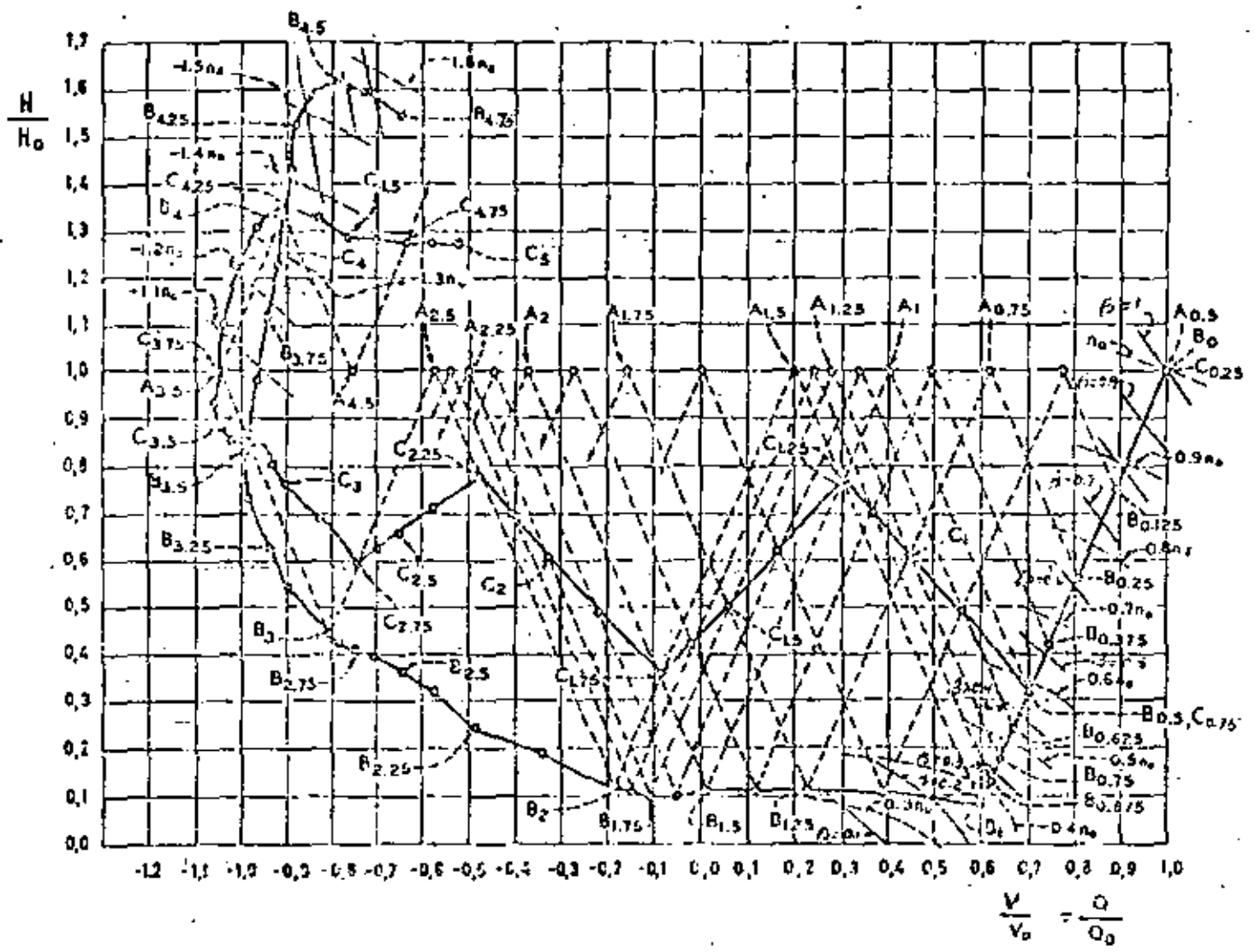
- Decremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.92 H_0 = 61.73$ m
- Decremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.69 H_0 = 16.30$ m
- Incremento máximo de carga en la bomba (B) = $0.61 H_0 = 40.93$ m
- Incremento máximo de carga a la mitad del tubo = $0.35 H_0 = 23.49$ m

Relaciones de velocidad de la bomba y parmotor

| Punto | β | α | $\frac{\alpha - \beta}{2}$ <small>(valor de la ec. 2-5)</small> | $\frac{\alpha - \beta}{2}$ |
|-------------|---------|----------|--|----------------------------|
| A_0 | 1.000 | 1.000 | 0 | 0 |
| $A_{0.125}$ | 0.760 | 0.863 | 0.137 | 0.138 |
| $A_{0.25}$ | 0.610 | 0.755 | 0.108 | 0.107 |
| $A_{0.375}$ | 0.520 | 0.668 | 0.087 | 0.088 |
| $A_{0.5}$ | 0.440 | 0.592 | 0.076 | 0.075 |
| $A_{0.625}$ | 0.380 | 0.528 | 0.064 | 0.064 |
| $A_{0.75}$ | 0.325 | 0.472 | 0.056 | 0.055 |
| $A_{0.875}$ | 0.285 | 0.425 | 0.047 | 0.047 |
| A_1 | 0.250 | 0.383 | 0.042 | 0.042 |
| $A_{1.125}$ | 0.170 | 0.350 | 0.033 | 0.033 |

En la fig 2.8 se esquematiza la solución gráfica antes indicada. La fig 2.9 presenta la curva de cargas de presión (en m) contra tiempo y de gasto-tiempo para los puntos B, junto a la bomba y C, a la mitad de la tubería.

Fig. 2.8. Golpe de ariete en una bomba por efecto de una interrupción brusca de energía.
 con valores de $\frac{H}{H_0}$



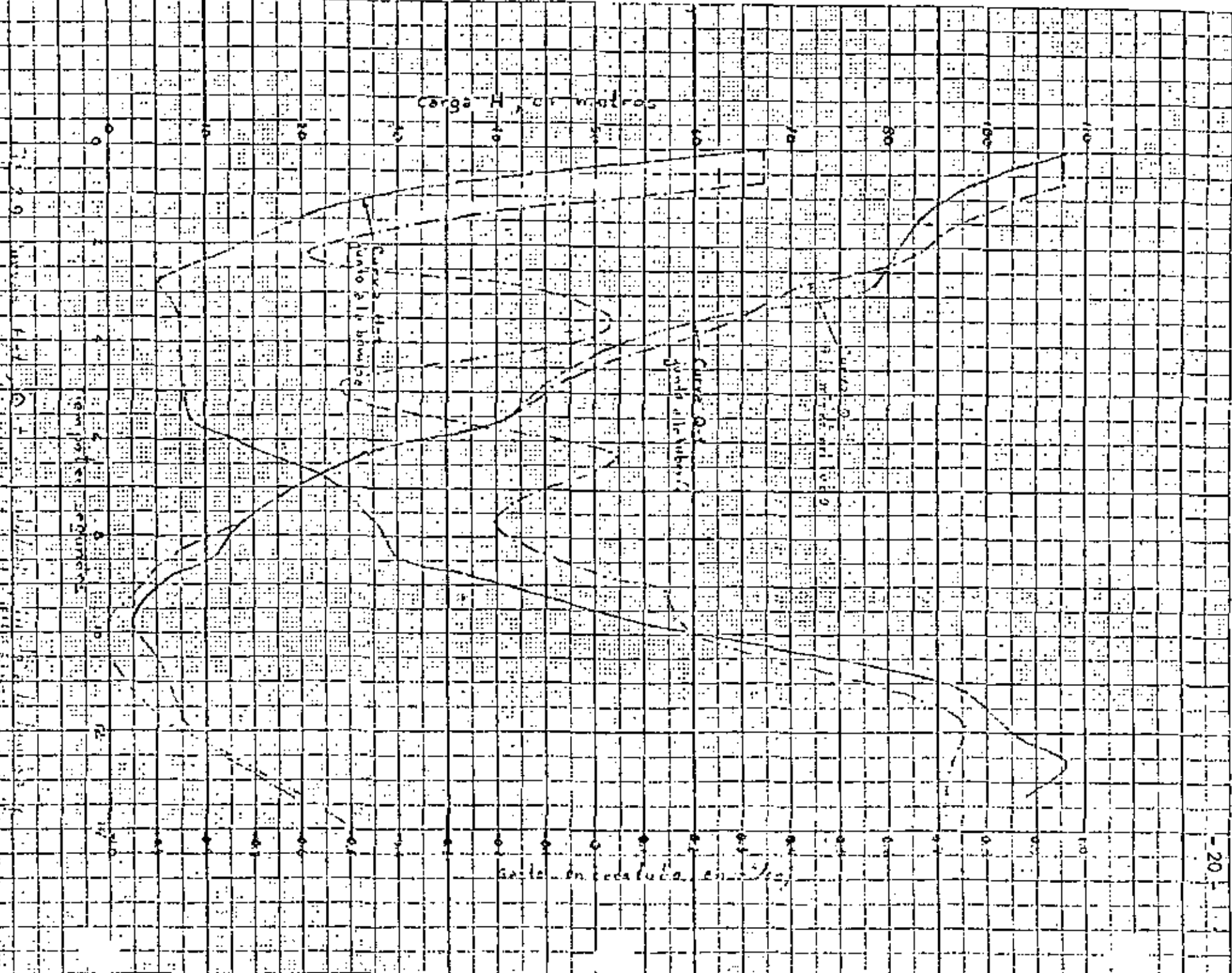
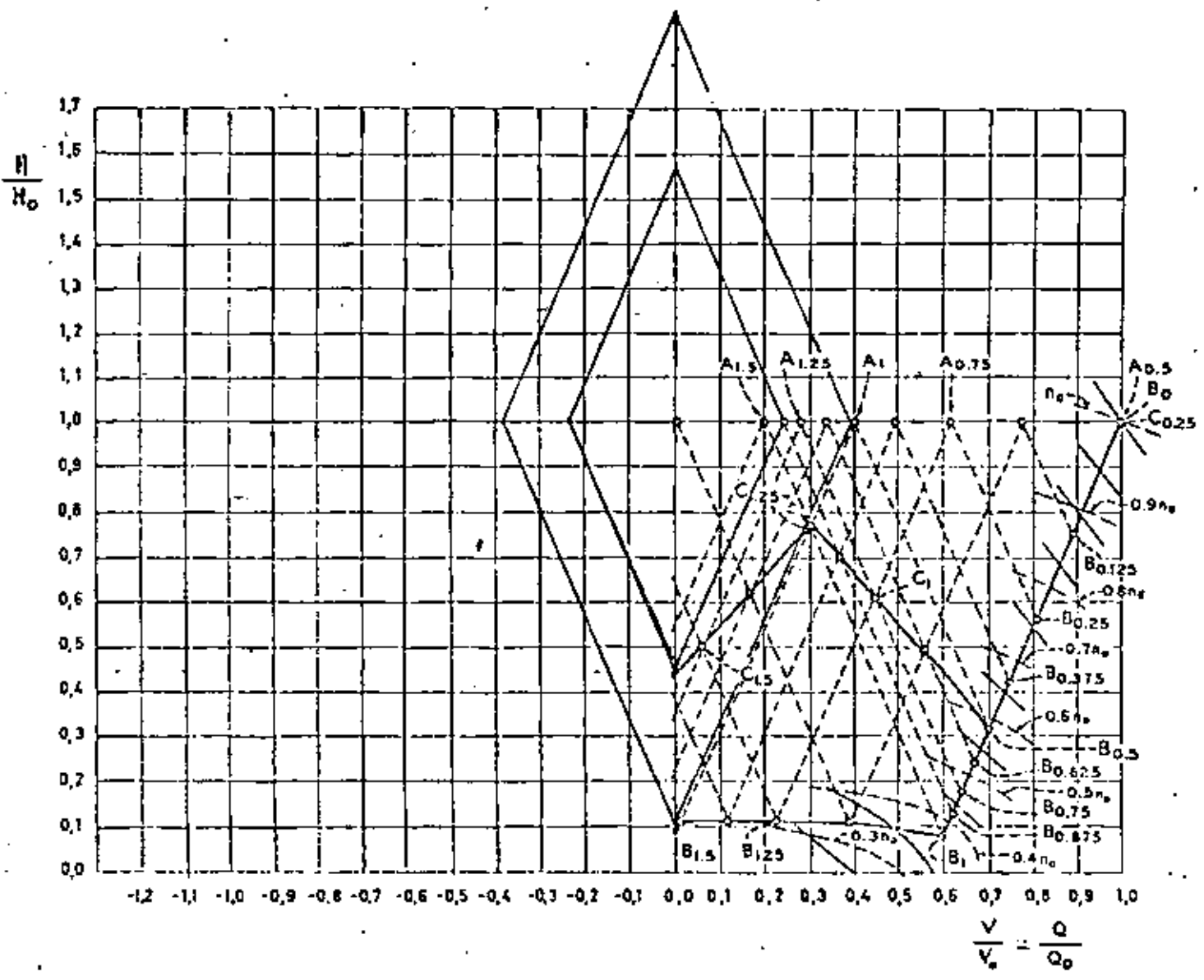


Fig. 2.10 Golpes de ariete en una bomba por efecto de una interrupción brusca de energía, con válvula de check.



Ejemplo 2.2

Considere la planta de bombeo del ejemplo anterior con los mismos - datos, pero con la diferencia de que existe válvula check en la tubería.

Solución. La diferencia respecto de la solución del ejemplo anterior consiste en que al llegar a tener un gasto igual a cero en la tubería, a partir de ese instante se cierra la válvula check y el fenómeno entra en el movimiento pendular.

La figura 2.10 presenta la solución antes indicada y para ello conviene aclarar que ésta solución será válida siempre que la válvula check cierre - en el instante en que se invierte el flujo en el tubo. Esto no siempre es posible debido a la inercia que normalmente tiene la válvula check.

2.5 Golpe de ariete sin incluir el efecto de inercia de la bomba, con válvula check en la tubería.

En el caso de que la inercia del conjunto bomba-motor sea de importancia secundaria, la solución gráfica del golpe de ariete con válvula check en la tubería se simplifica todavía más a la forma mostrada en la fig. 2.11.

En este caso, la recta del golpe de ariete que parte de B_0 en la fig. - 2.11, interseca antes al eje vertical H que a la curva ΔQ , lo cual significa que el tiempo τ necesario para que la válvula check se cierre y deje de influir la inercia de la bomba, es menor que el período T . Dicho punto de intersección corresponde al punto B_1 que señala el instante en que la dirección del escurrimiento se invierte, se cierra la válvula check y la presión vuelve a incrementarse a lo largo de las rectas de pendiente negativa y positiva, con lo cual se determina la presión máxima H_2 . Dependiendo fundamentalmente de la inclinación de la recta $B_0 - B_1$, ésta puede intersectar el eje de los - gastos antes que el eje de las cargas (fig. 2.12). Esto significa que la presión empezará a descender por debajo de la atmosférica, permaneciendo abierta la válvula check y el flujo persistiendo a través de la bomba. Al final del primer intervalo T solo una parte ΔQ del gasb original ha disminuido y el flujo continua con un gasto Q_1 en la misma dirección y también la válvula check abierta.

La construcción del resto del diagrama se presenta en la fig. 2.12. - Observe que se obtendrá un incremento de presión mayor si la bomba opera un gasto original Q_0 más bajo, ocurriendo el máximo si el punto B_1 coincide - con el original. En este caso, el problema de presiones inferiores a la atmosférica puede llegar a ser muy grande y producir el colapso de la tubería.

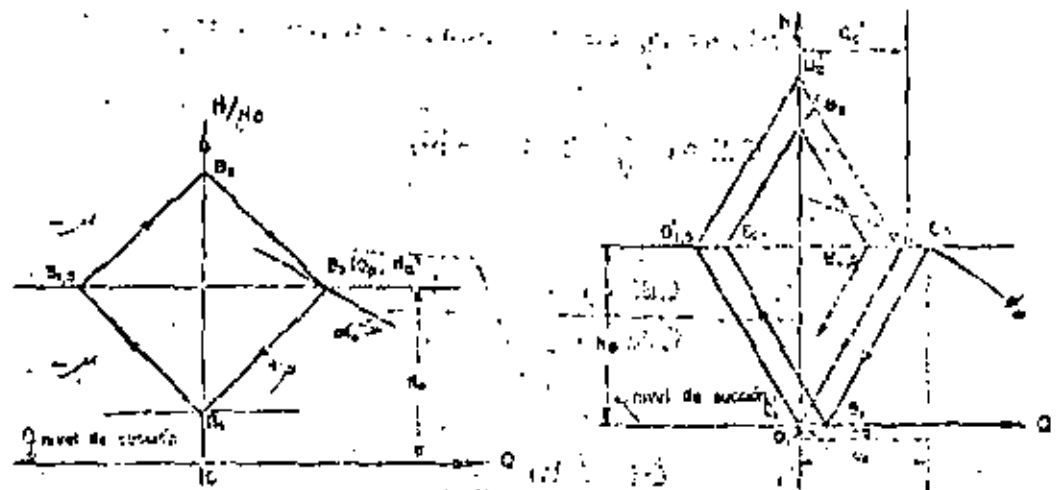


Fig. 2.11 y 2.12 Golpe de ariete en una bomba con célula de retención, sin incluir el efecto de inercia del rotor.

2.6 Cierre de una válvula contra la carga de bombeo.

Pueden presentarse dos casos: Uno para el cual la válvula se encuentra colocada en la vecindad de la bomba, del lado de la descarga, y otro en el que la válvula se encuentra en la vecindad del depósito, al final de la tubería.

Se empezará con el primer caso, para el cual se supone una válvula como en la fig. 2.13. Dicha válvula trabajará, en cualquier instante, con la carga H contra la que puede suministrar el gasto Q , para la velocidad normal de operación y que se obtiene de la curva característica de la bomba.

De este modo, en un instante cualquiera se tendrá que:

$$V_i = C_d i A_i \sqrt{2g(H_i - h_i)}$$

o bien:

$$\frac{V_i}{V_o} = \frac{C_d i A_i}{C_d o A_o} \sqrt{\frac{H_i - h_i}{H_o}}$$

y finalmente

$$\frac{V_i}{V_o} = \zeta_i \sqrt{\frac{H_i - h_i}{H_o}} \quad (2.7)$$

donde ζ_i representa el factor de cierre de la válvula.

Conociendo la ley de cierre se pueden trazar las curvas restantes de la ec. (2.7) y aplicar el método gráfico como se indica en la fig. 2.14.

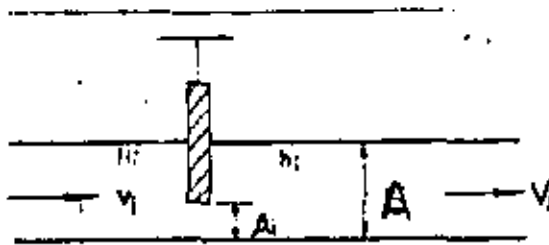


Fig. 2.13 Válvula de control en la tubería.

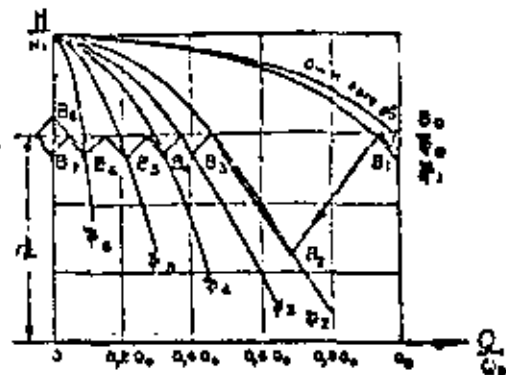


Fig. 2.14. Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la entrada de la tubería de descarga de una bomba.

En el caso de que la válvula se encuentre en el extremo aguas abajo de la tubería, las curvas son de forma parabólica. Considere, por ejemplo, que la válvula C es cerrada en un tiempo $\bar{t} = 3T$ contra la carga de bombeo, mientras la bomba sigue trabajando (fig. 2.15). Las características del sistema para el punto C con la válvula cerrada en los intervalos de tiempo $T, 2T, 3T$, son ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , respectivamente. Las características de las oscilaciones de presión $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2, A_{2.5}, C_3$, se dibuja de la manera usual, presentándose la máxima presión en C_3 .

En un instante se cierra la válvula de control en A y se inicia el movimiento pendular. Si la válvula en C en un tiempo $\bar{t} \leq T$, las características de las oscilaciones serán $A_{0.5}, C_1, A_{1.5}, C_2$, que se muestran con líneas de puntos.

2.7 Arranque de una bomba.

Los efectos del golpe de ariete debidos al arranque normal de una bomba, generalmente son despreciables. Sin embargo, estos efectos pueden ser disminuidos usando válvulas de control apropiadas o equipo especial de arranque, asegurándose que todo el aire de las líneas de descarga sea removido. Si hay una válvula de control sobre el lado de la descarga, la bomba se arranca hasta que alcance la velocidad normal de operación, todavía con la válvula

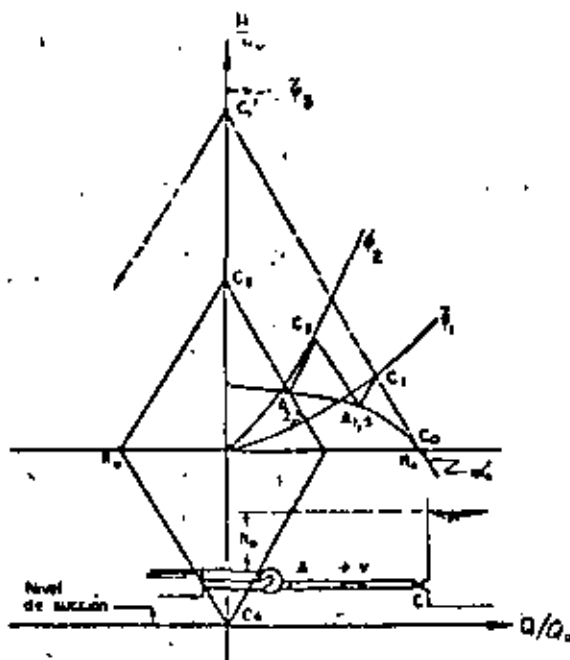


Fig. 2.15. Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la salida de la tubería de descarga de una bomba.

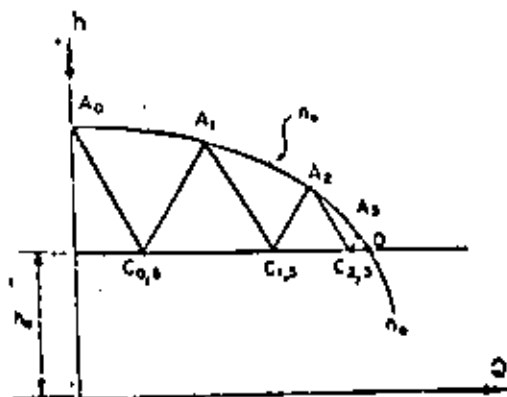


Fig. 2.16. Arranque de una bomba.

cerrado, y posteriormente se abre. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables; por el contrario, si ésto es brusco -- (como en el caso de una válvula de retroceso), es decir, con $t \ll T$, ocurre una sobrepresión si las bombas arrancan bruscamente. Este efecto se muestra en la fig. 2.16.

2.8 Golpe de ariete en la tubería de succión.

En todos los ejemplos anteriores se ha concentrado la atención al golpe de ariete exclusivamente en la tubería de descarga. Sin embargo, cualquier cambio de gasto en la tubería de descarga se presenta también en la tubería de succión y consiguientemente golpe de ariete en esta tubería y en la carcasa de la bomba, que mecánicamente son las partes más vulnerables de toda la instalación. Por otra parte, dada la longitud generalmente corta de la tubería de succión, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables y es poco frecuente que ocurra una falla en ellos.

En aquellos casos en que la longitud de la tubería de succión sea grande, se pueden hacer los mismos estudios del golpe de ariete de una tubería de descarga cualquiera, cuyas condiciones de frontera son fijadas por las características del sistema, las cuales son comunes a la tubería de descarga de la bomba.

Evidentemente, si el objeto del estudio es la determinación del máximo incremento de presión, no hay necesidad de dibujar un diagrama del golpe de ariete para la tubería de succión. Este máximo será igual al que se presente en la tubería de descarga, reducido tan sólo por la pérdida de carga a través de la carcasa de la bomba, en el caso de que no se haya previsto una válvula check.

2.9 Solución del golpe de ariete por medio de gráficas, en el caso de interrupción brusca de energía y que no exista válvula check.

Gráficas de Parmakian

Con el fin de determinar en forma aproximada las depresiones y sobrepresiones máximas que ocurren en una bomba, en el caso de falla de potencia y de no tener válvula de control, Parmakian preparó una serie de gráficas que se reproducen en las figuras 2.17 a, b, c, d, e, f, g, h. Estas gráficas representan el resultado de un gran número de soluciones del golpe de ariete para una serie de bombas y proporcionan un método conveniente para obtener las condiciones límites transitorias en la bomba y en el centro de la tubería.

Aunque dichas gráficas son teóricamente aplicables a un tipo particular de bombas (operando con su carga estática antes de fallar la potencia), son útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de descarga en un sistema de bombeo. La elaboración de estas gráficas fué posible debido a que en el fenómeno del golpe de ariete intervienen sólo 3 parámetros adimensionales.

El incremento de presión por encima de la carga normal y la caída de presión por debajo de la misma están dadas en por ciento de la carga normal en términos de dos parámetros 2ϵ y K adimensionales, que son:

$$2\epsilon = \frac{a V_0}{g H_0} \quad (2.8)$$

en que V_0 es la velocidad original de la tubería y H_0 la carga estática de bombeo,

$$K = \frac{450 g \gamma H_0 Q_0}{\pi^2 W R^2 \eta_0 n_0^2} \quad (2.9)$$

en que WR^2 es el momento de inercia del conjunto bomba-motor expresado en $\text{kgm} \cdot \text{seg}^2$, n_0 la velocidad angular normal de la bomba en rpm y

$$T = \frac{2L}{a} \text{ en seg.}$$

Conviene recordar que en los anteriores resultados no se ha incluido el efecto de fricción en la tubería y que las oscilaciones de presión, calculadas para puntos distintos del de la bomba, corresponden al caso de una tubería de eje horizontal. Para obtener el valor correcto de la carga de presión en cada instante, deberá restarse la diferencia de niveles entre la bomba y el punto en cuestión.

Gráficas de Kinno y Kennedy.

Estas gráficas son más completas que las de Parmakian; toman en cuenta cuatro parámetros adimensionales y la velocidad específica de la bomba, para definir el comportamiento transitorio de un sistema de bombas centrifugas, incluyendo además la fricción en la tubería y la eficiencia de la bomba. Estas gráficas son aplicables a bombas con velocidades específicas menores que 2700 (rpm, gpm, ft) y no se pueden extrapolar a sistemas en que haya cierre de válvulas durante el fenómeno transitorio, ni a sistemas que tengan dispositivos de control de golpe de ariete, con excepción de grandes tanques de oscilación.

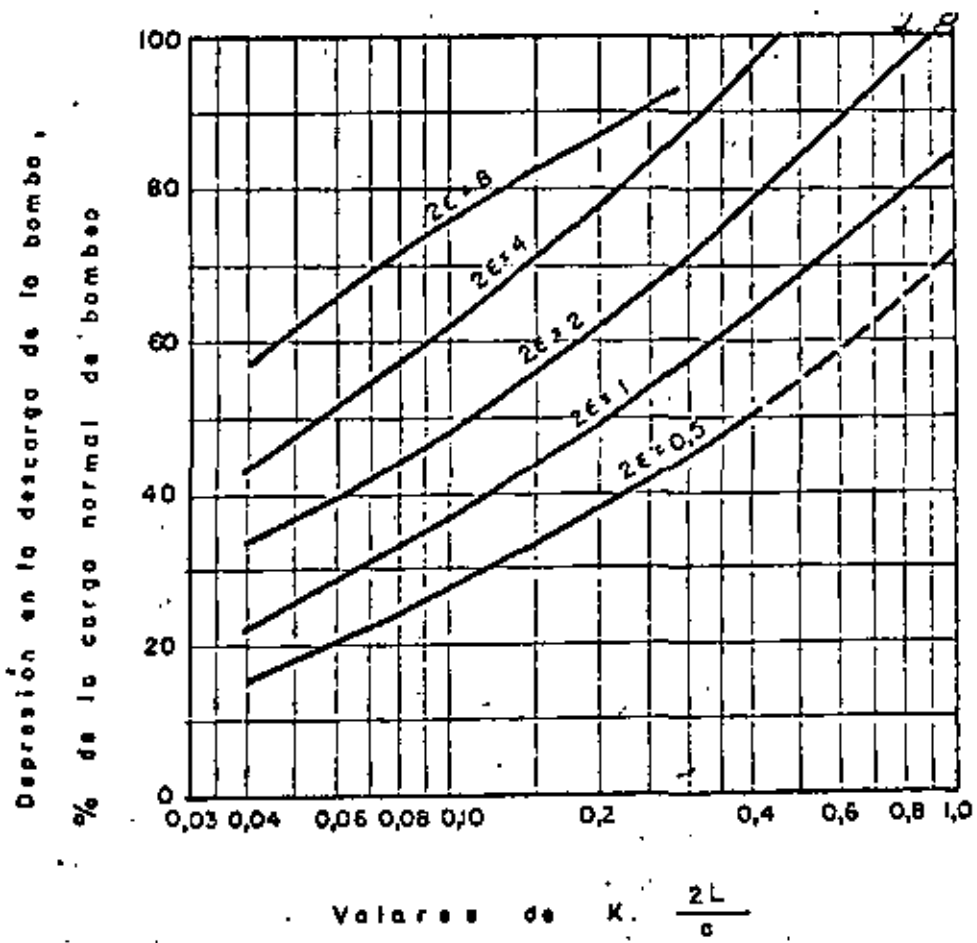
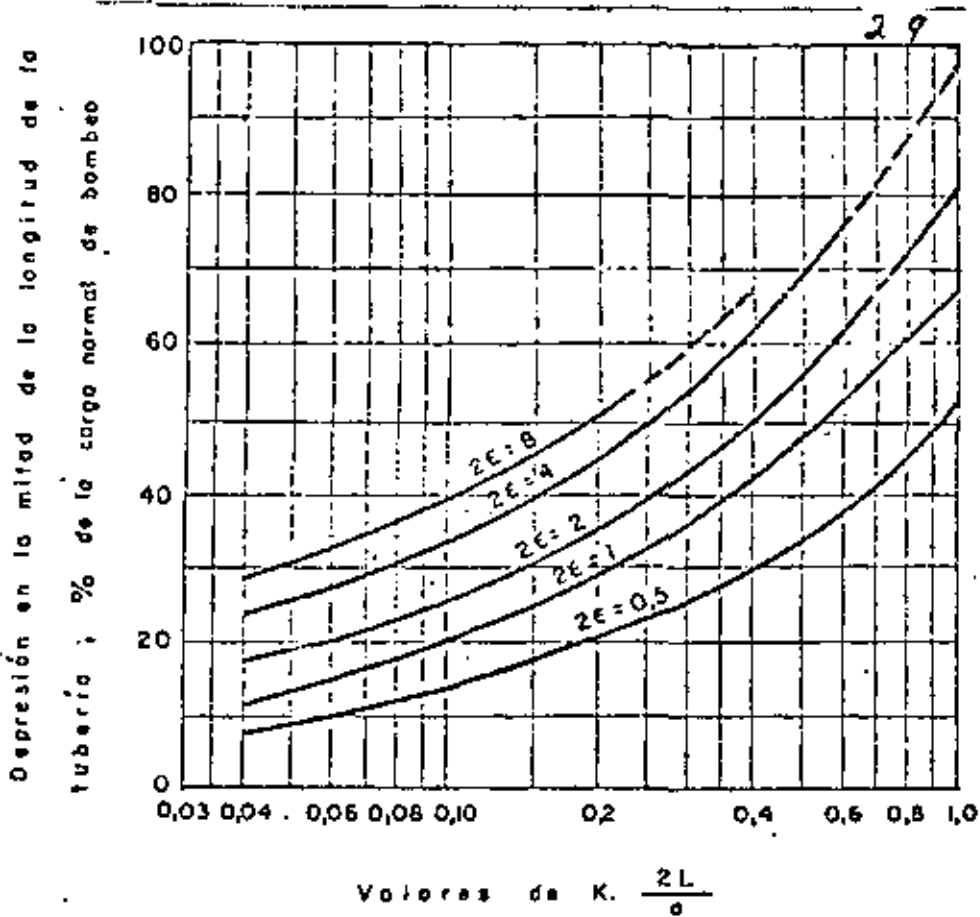


Fig. 2.17a. Depresión en la descarga de la bomba.



(b)

Sobrepresión en la descarga de la bomba,
% de la carga normal de bombeo

30

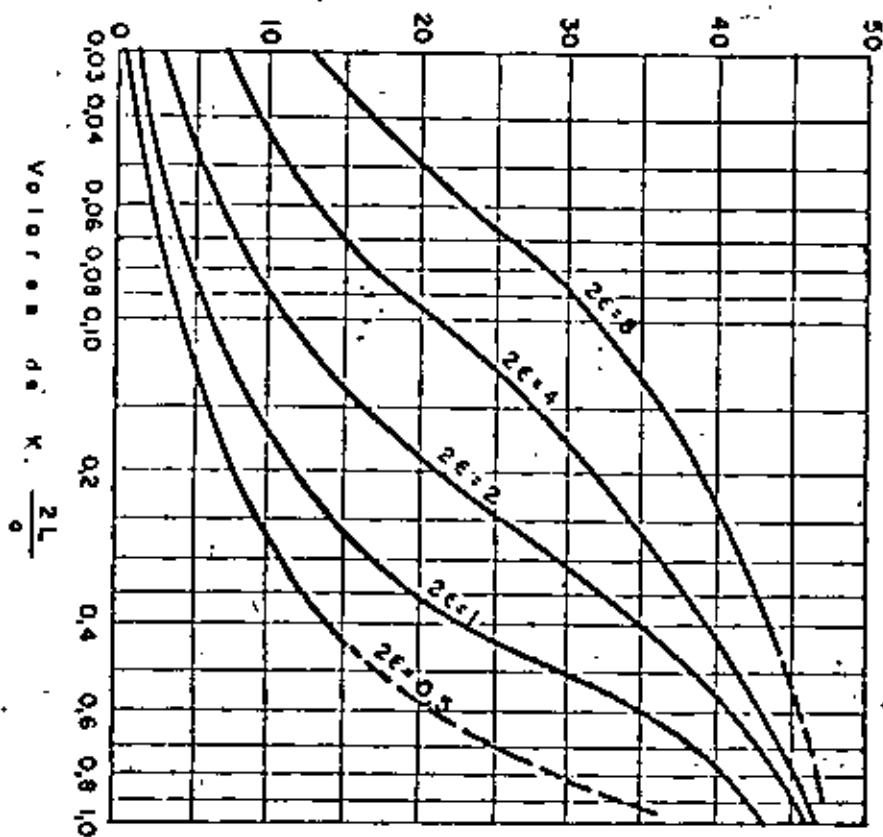
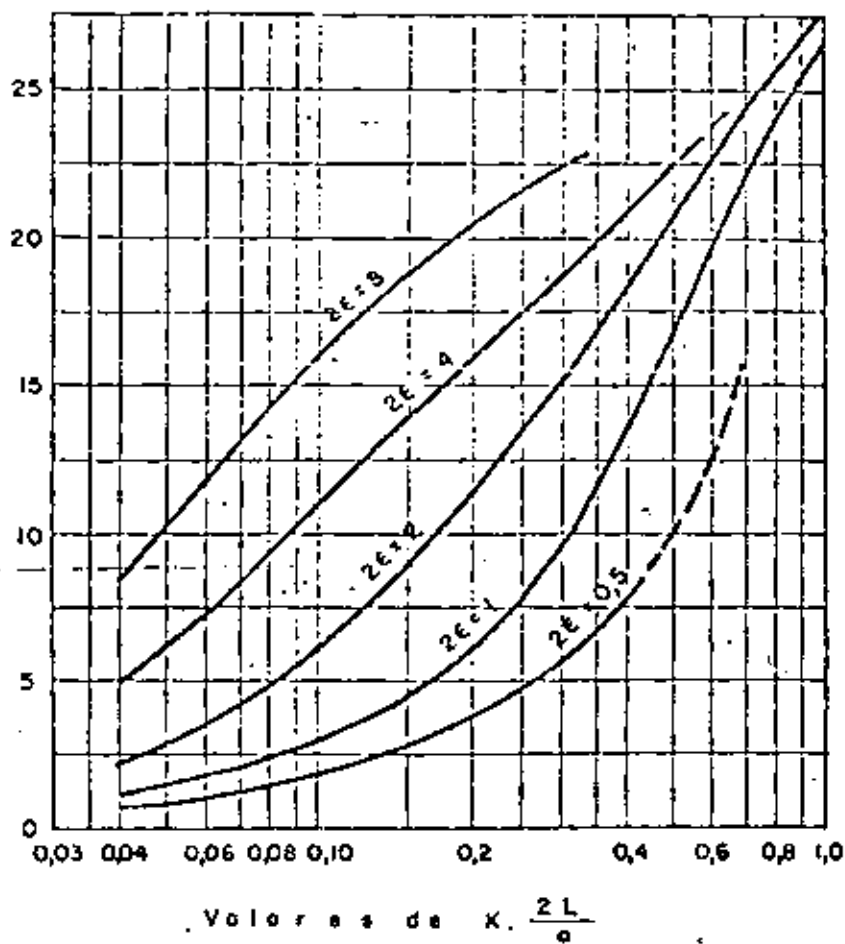


Fig. 2.17c. Sobrepresión en la descarga de la bomba.

31

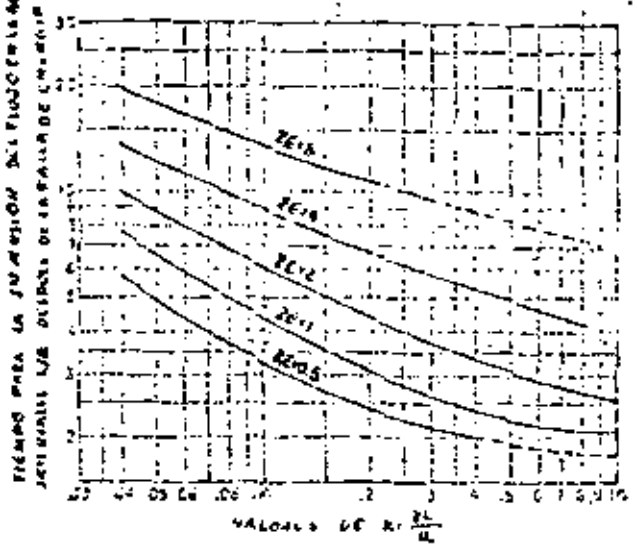
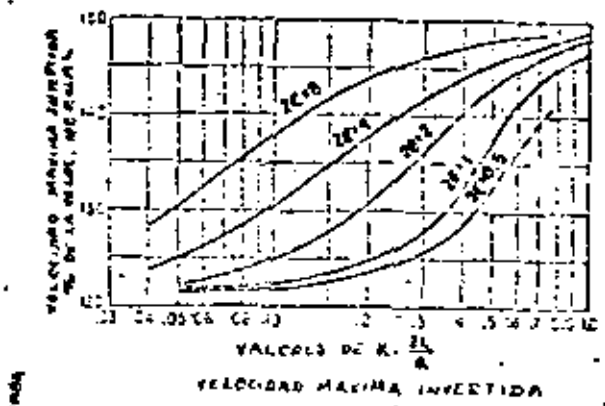
Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería; % de la carga normal de bombeo



(d)

Fig. 2.17d. Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería.

4285



TIEMPO PARA LA INYECCION DEL FLUJO EN LA BOMBA

Fig. 2.17 a, f.

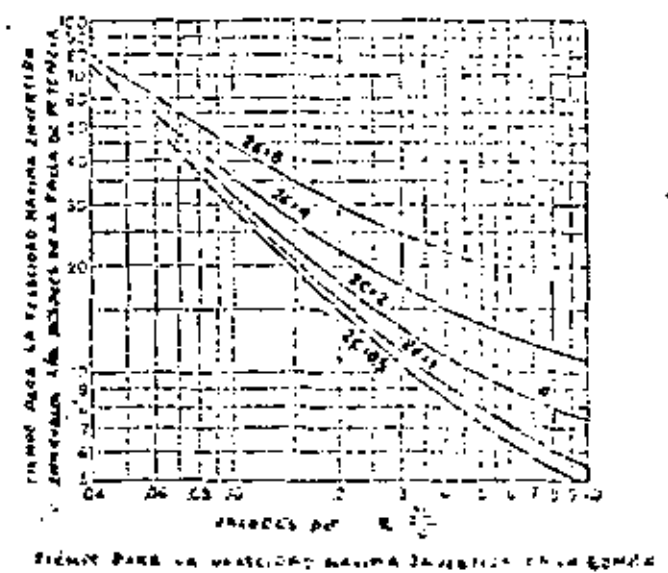
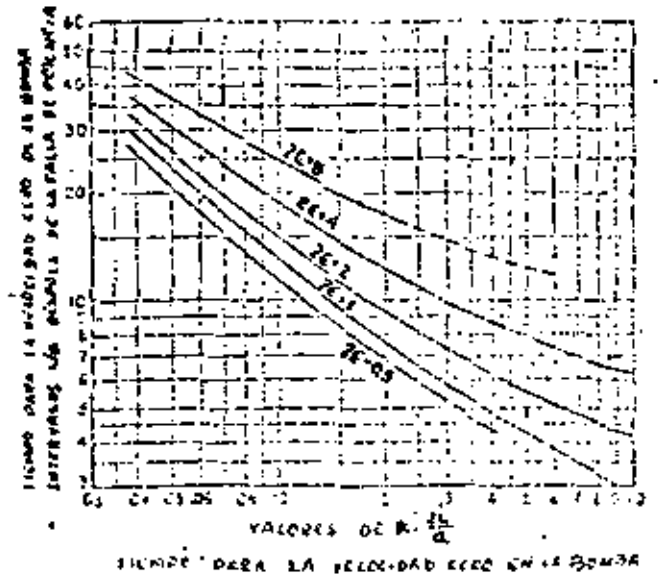


Fig. 2.17 g, h

Los parámetros usados en este caso son :

- 1) La constante de la tubería $\rho = \epsilon$ definida por la ec. (2.8)
- 2) La constante $K_1 = 2K$, donde K es la constante de la bomba definida por la ec. (2.9)
- 3) El tiempo T característico del sistema; $2L/a$ en que L es la longitud del tubo.
- 4) La relación h_f de la carga de fricción en la tubería H_f a la carga nominal de la bomba H_0 (que es la suma de la carga estática de bombeo más la de fricción en el tubo H_f).

$$h_f = \frac{H_f}{H_0}$$

- 5) Las características completas de la bomba. Se incluye la combinación de las constantes K_1 y T , a través de la nueva constante

$$Z = \frac{1}{K_1 \frac{2L}{a}}$$

La fig 2.18 presenta la carga mínima después de la falla de potencia para el punto en la tubería cerca de la bomba y a la mitad de la tubería. Las líneas llenas de la fig 2.18 a proporcionan la relación de la carga mínima en el lado de descarga de la bomba (medida a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión) entre carga nominal de bombeo H_0 . La abscisa es $Z = 1/(K_1)(2L/a)$ y los parámetros son la constante del tubo ϵ y la carga de fricción adimensional $h_f = H_f/H_0$. Las líneas discontinuas dan la carga mínima en el instante en que se invierte el flujo (cuando $Q=0$).

Si una línea llena tiene un valor más pequeño de h_d que la línea de puntos para los mismos valores de ρ , h_f y Z , la carga mínima en la bomba ocurre en el instante $2L/a$ después de la falla de potencia. En la fig 2.18, la línea de punto y raya para $\rho = 0.25$ indica que la carga mínima ocurre durante la inversión del flujo.

La fig 2.18 b proporciona la relación h_m , de la carga mínima H_m a la mitad de la longitud de la tubería entre la carga nominal; como antes, la carga se mide a partir de la elevación de la superficie libre del agua en el pozo de succión entre la carga nominal H_0 . En este diagrama, las líneas discontinuas pertenecen a la familia de curvas $\rho = 2$.

Las figuras 2.19a y 2.19b proporcionan la carga mínima en la bomba y a la mitad de la tubería para el caso en que $h_f = 0$. El parámetro de las líneas indican el instante en que ocurre la presión mínima. Las líneas gruesas significan que la presión mínima ocurre para $Q = 0$; las líneas delgadas indican que la presión mínima ocurre en el instante $2L/a$ después de la falta de energía y las líneas discontinuas representan la presión mínima que ocurre durante el flujo invertido. Estas figuras son más convenientes de usar que las figuras 2.18, debido a que no existe interpolación entre valores muy separados de f .

Si h_f debe considerarse, la figura 2.19 se puede usar si las cargas mínimas H_d y H_m se toman como $H_d = h_d H_s$; $H_m = h_m H_s$; donde $H_s = (1 - h_f) H_0$. Estas aproximaciones se pueden considerar solamente si $H_d \geq 0$.

La fig. 2.20 permite determinar el tiempo t_0 (como entes múltiplos de $2L/a$) a partir del instante de la falta de energía hasta aquel en que se invierte el flujo en la bomba. Este dato se requiere con frecuencia para programar el cierre de válvulas check.

Si la válvula no causa un incremento importante en la magnitud del descenso de presión, la apertura de la válvula, antes de la inversión del flujo, sería tal que la caída de presión a través de la válvula, en cualquier instante, sea despreciable en comparación con la carga total en la bomba en ese instante.

De los análisis realizados se ha observado que si $h_f = H_f/H_0$, es mayor que aproximadamente 0.18 a 0.2, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería no excede a la carga inicial de bombeo H_0 , en el supuesto de que no exista cierre de válvulas.

Las gráficas proporcionan el aumento de presión $h_r = H_r/H_0$ en la bomba, como se muestra en la fig. 2.21. En este caso, la eficiencia de la bomba tiene un efecto marcado sobre la magnitud del ascenso de presión, por lo cual se presentan dos figuras: la fig. 2.21a para $\eta_a = 0.8$ y la fig. 2.21b para $\eta_a = 0.9$. En la fig. 2.21a, las líneas discontinuas representan extrapolaciones para los datos numéricos en la región en que h_r no es sensible a cambios de f y Z , en la cual no fué posible localizar los contornos con precisión.

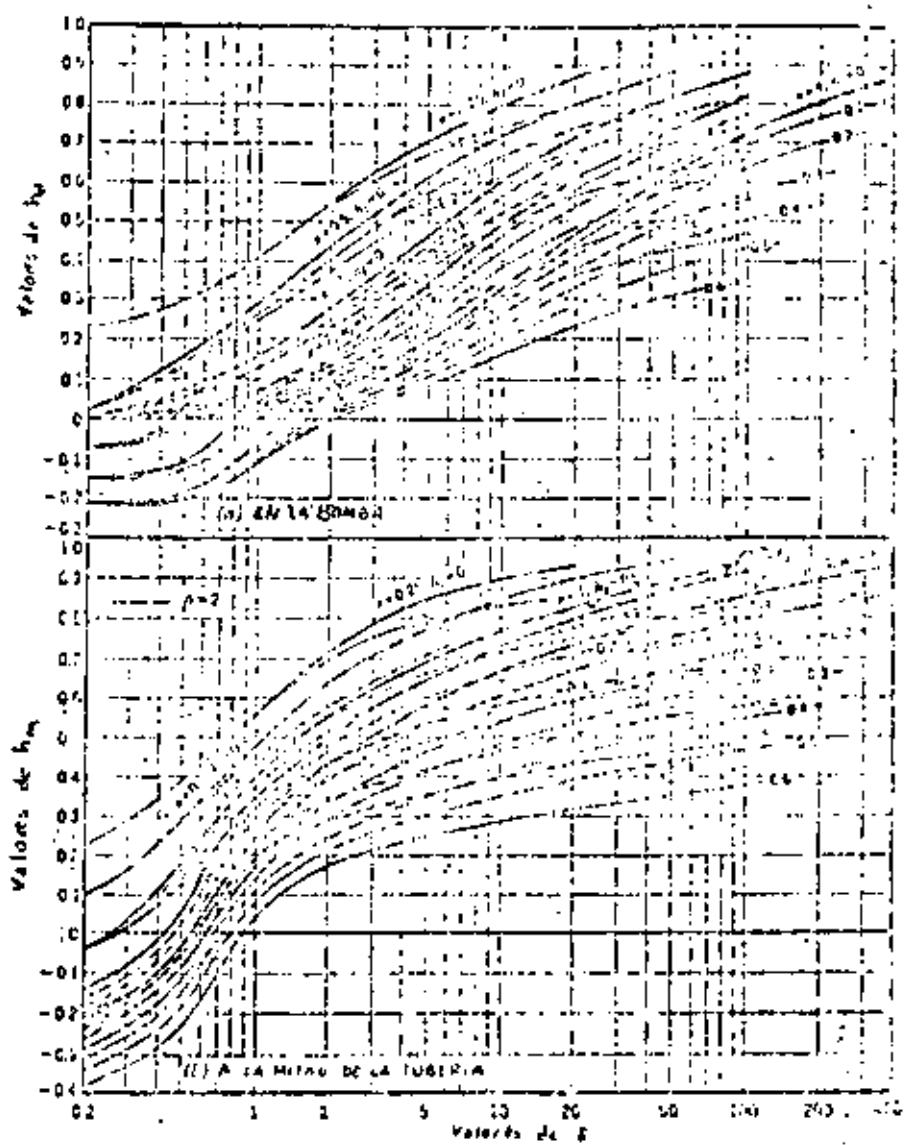


Fig. 2.18. Carga mínima después de la falla de energía.

May, 1965

HY:

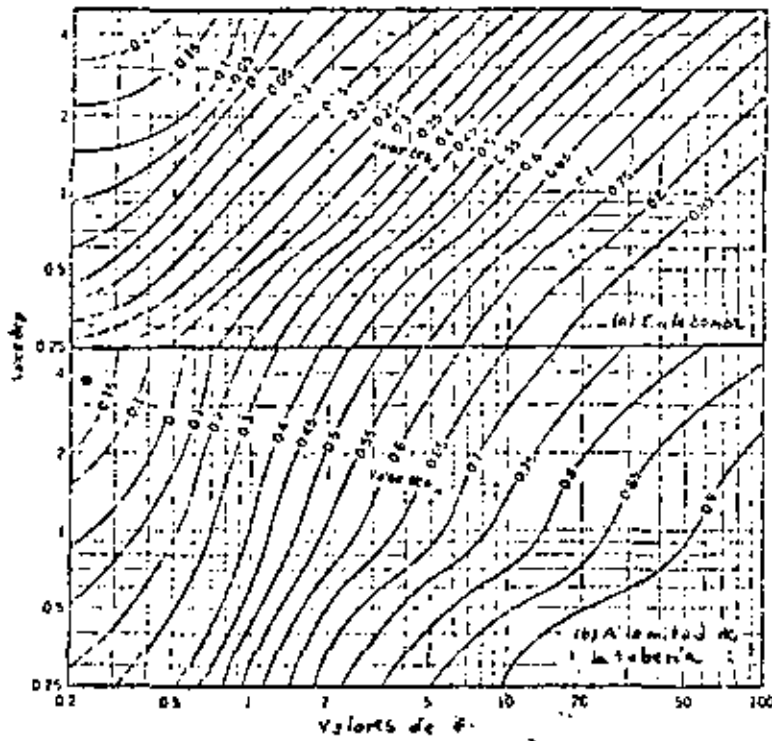


Fig. 2.19. Carga mínima después de la falla de energía para sistemas con pérdida de fricción despreciable.

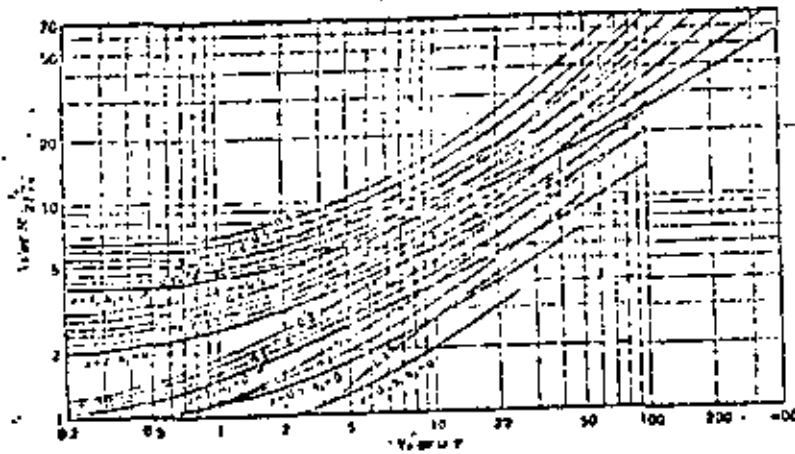


Fig. 2.20. Tiempo para la inversión del flujo en la bomba.

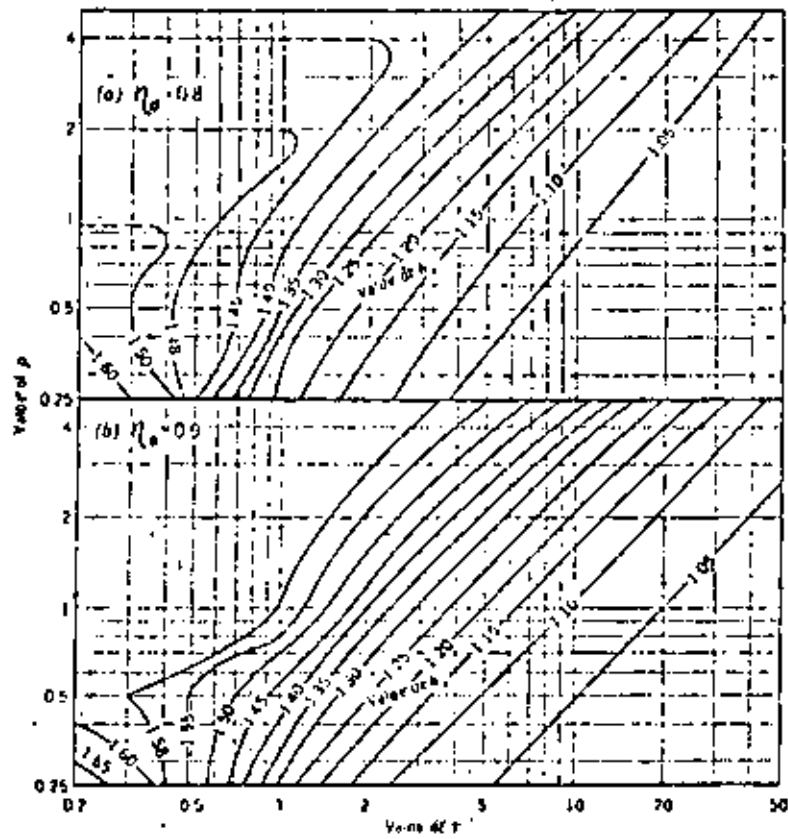


Fig. 2.21. Carga máxima en la bomba después de la falla de energía.

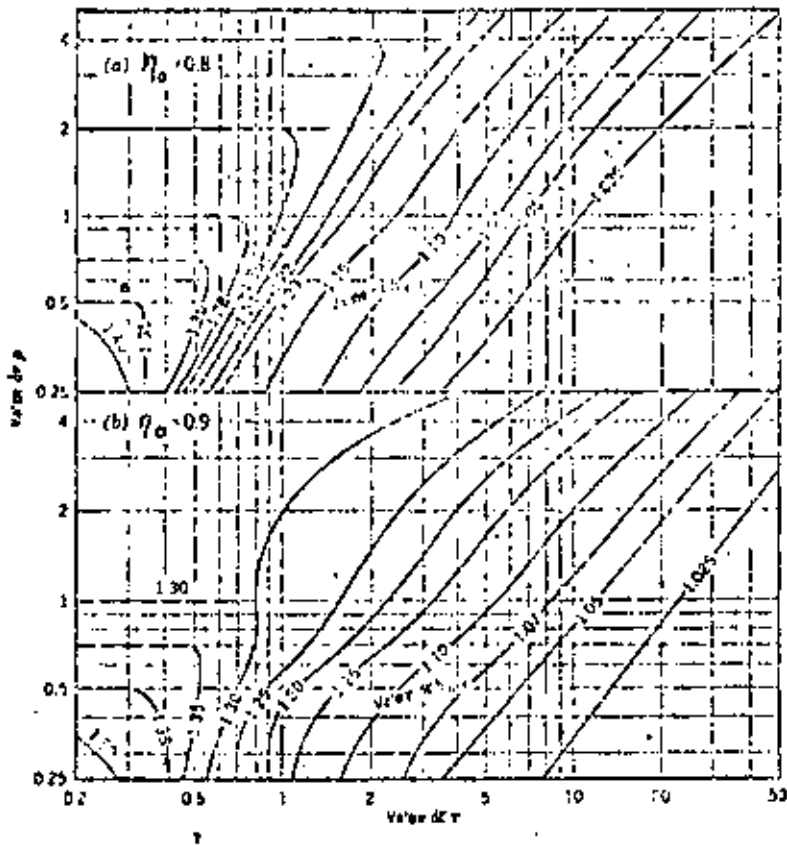


Fig. 2.22. Carga máxima a la mitad de la tubería.

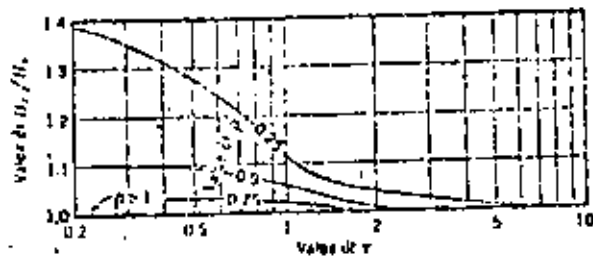


Fig. 2.23. Carga máxima en la bomba si se evita la rotación invertida en la bomba.

Las figuras 2.22a, 2.22b dan el ascenso de presión a la mitad de la tubería, con similares explicaciones de las dos figuras anteriores. Las cargas H_r y H_{mr} se refieren a la carga en el pozo de succión.

También se encontró que si $h_f < 0.2$, la carga máxima en la bomba y a la mitad de la tubería, se pueden expresar a través de las ecuaciones siguientes respectivamente:

$$H_r = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_r - 1)}{0.2} \right] H_0$$

$$H_{mr} = \left[1 + \frac{(0.2 - h_f)(h_{mo} - 1)}{0.2} \right] \left(H_0 - \frac{H_f}{2} \right)$$

Si se evita la rotación invertida de la bomba, la fig. 2.23 permite calcular la carga máxima H_r entre la carga estática de bombeo, H_s . En este caso, no existe incremento de presión por arriba de la carga estática, si $h_f > 0.1$, aún para el caso $\phi = 0.25$.

2.10 Separación de la columna de agua.

Los cambios positivos y negativos de presión, obtenidos de las soluciones del golpe de ariete antes estudiadas, se pueden dibujar sobre el perfil de la línea de descarga, como se muestra en la fig. 2.24 con la cual se determinan las presiones límites para las cuales deberá diseñarse la tubería. Puede ocurrir que la presión mínima, en algún punto a lo largo de la línea de descarga de la bomba, alcance la presión de vaporización del agua. En ese caso, la solución del golpe de ariete obtenida ya no es válida, pues si la condición de presión por debajo de la atmosférica dentro del tubo persiste por un período suficiente, las partículas líquidas de la columna se separan por la inclusión de vapor.

Esta separación de la columna ocurrirá sólo en aquellos instantes en que se presentan oscilaciones negativas de presión y deberá evitarse mediante el empleo de cámaras de aire, válvulas de alivio o momentos de inercia mayores en el conjunto bomba-motor, ya que pueden crear altas presiones cuando el fenómeno se invierte.

2.11 Dispositivos de alivio del golpe de ariete.

Los efectos del golpe de ariete en las líneas de descarga de sistemas de bombeo sólo pueden disminuirse mediante una reducción gradual de la velocidad dentro del tubo, lo que puede lograrse por cualquiera de los medios siguientes :

- a) Mediante el diseño de sistemas de tuberías con velocidades originales bajas.
- b) Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una check.

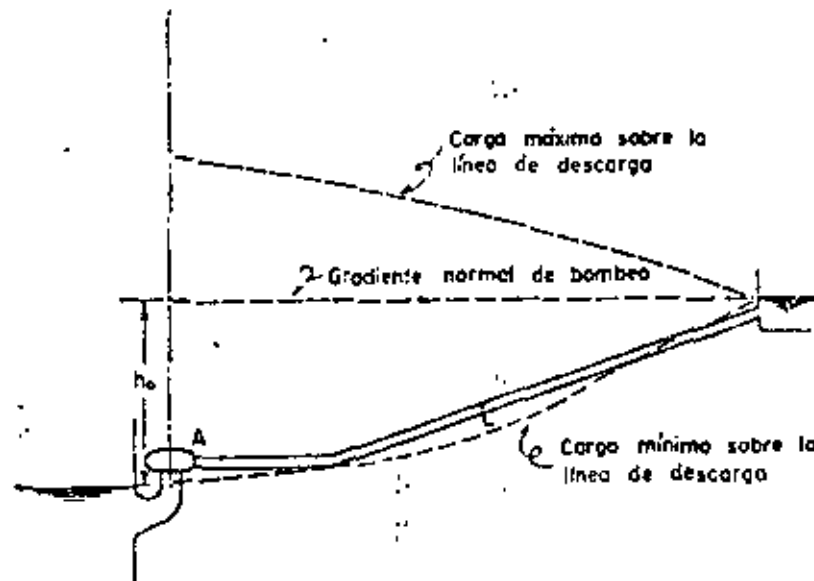


Fig. 2.24 Separación de la columna de agua en un sistema de bombeo.

- c) Con válvulas de alivio que, en el caso de que se manejen con un control positivo, se conocen con el nombre de supresores de oscilación.
- d) Por válvulas check especiales, o con una válvula de paso alrededor de estas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después que se haya cerrado la válvula check.
- e) Por el uso de dispositivos especiales como las cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente los más caros y sólo se justifican en circunstancias especiales.
- f) Cuando la separación de la columna de agua dentro de la tubería es inevitable, es necesario instalar válvulas que permitan la entrada de aire al interior del tubo para amortiguar el choque en el momento en que ocurra el fenómeno.

2.12 Golpe de ariete con supresor de oscilación en la tubería.

Un supresor de oscilación típico consiste en una válvula operada por medio de piloto que abre después de la interrupción de energía, mediante la pérdida de energía a un solenoide, o por la reducción brusca de la presión en el supresor de oscilación, proporcionando de esta manera una válvula abierta para aliviar la inversión del flujo de agua en la tubería. La válvula se cierra posteriormente de manera lenta por la acción de

El supresor de oscilación se coloca aguas abajo de la válvula check y en la proximidad de la misma para controlar el aumento de presión.

El aumento de presión que podría ocurrir con válvulas check simples y sin separación de la columna de agua es aproximadamente igual a la caída de presión inicial en las bombas, con un máximo aproximadamente igual a la carga estática. Si no se utilizan válvulas check y si el flujo invertido se permitiera pasar a través de las bombas, la presión podría aumentar a un máximo de aproximadamente 50 por ciento de la carga de bombeo, dependiendo esto de la inercia de la columna de agua, la inercia rotacional de las unidades de bombeo y las características de la bomba.

Un supresor de oscilación puede reducir el aumento de presión a un valor por debajo de los máximos justamente dados. Los supresores de oscilación pueden también ser usados ventajosamente en algunos casos donde ocurre la separación de la columna de agua.

El manejo del supresor de oscilación puede ser hidráulico, mecánico o eléctrico y un método de operación se ilustra en la fig. 2.25 con el diagrama del golpe de ariete con válvulas check y supresor de oscilación.

La curva característica del supresor de oscilación corresponde a la parábola V que tiene por ecuación

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_s}{Q_0} \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2}$$

donde Q_s es la capacidad del supresor de oscilación basada en la carga inicial.

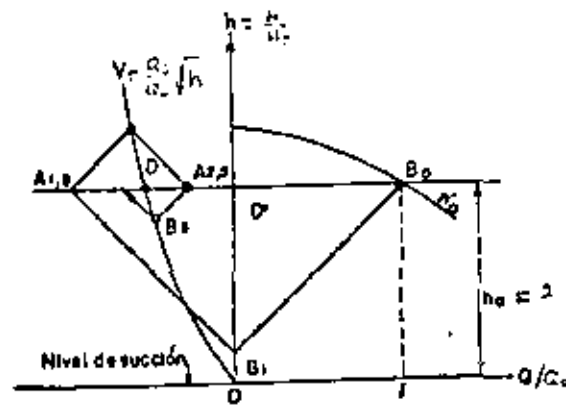


Fig. 2.25 Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería de descarga de una bomba.

El supresor se abre en un instante entre T y $1.5 T$. La oscilación de presión de B_0 a B_1 se traza de la manera normal correspondiendo a la falla de energía con inercia despreciable en el sistema.

Los puntos B_2 y B_3 se determinan con las intersecciones de rectas de pendiente negativa y positiva apoyadas sobre la parábola V . De este modo, el incremento de presión es eliminado prácticamente y una vez que éste se ha amortiguado totalmente en el punto D , el supresor de oscilación se cierra lentamente de modo que el punto final del sistema se mueve de D a D' .

Los resultados de una serie de soluciones gráficas como la indicada en la fig. 2.25 se muestran en las figs. 2.26, 2.27, 2.28 y 2.29. Estas figuras indican las capacidades de flujo requeridas en el supresor de oscilación a fin de limitar el aumento máximo de carga en la estación de bombeo a cero, -- 10, 20 o 30 por ciento de la carga inicial.

Estas figuras fueron obtenidas sobre la base de que no ocurra separación de la columna. Esto significa que la presión no debe caer abajo de la presión de vaporización del agua en ninguna parte de la tubería.

Ejemplo 2.3 Con el fin de ejemplificar el uso de estas gráficas, consideraremos los mismos datos del ejemplo 2.1.

Supongamos $H_f = 0.1 \times 67.10 = 6.71$ m. y que no existe separación de la columna de agua tal como se mostraron en el ejemplo 2.1.

Se desea determinar el tamaño del supresor de oscilación que limite el aumento de carga en la bomba a cero por ciento. De la figura 2.26 $Q_5/Q_0 = 0.43$. De esta manera el supresor de oscilación debe tener una capacidad de flujo del 43 por ciento del gasto inicial de la estación de bombeo.

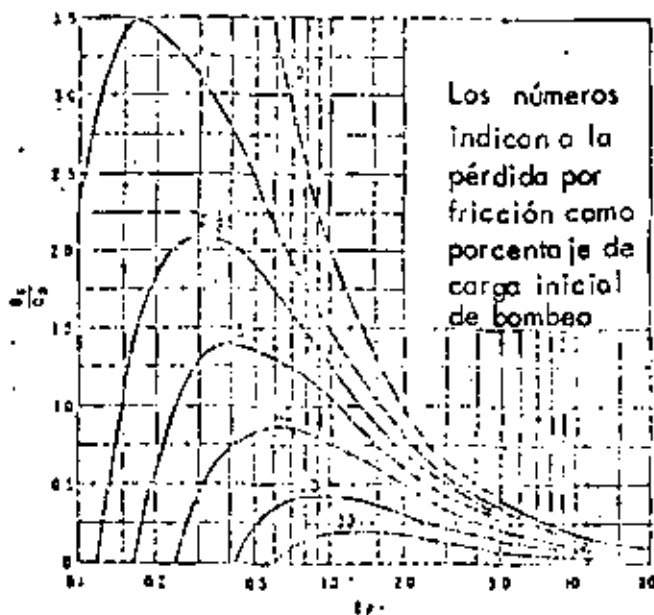


Fig. 2.26 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del cero por ciento de la carga en la estación de bombeo.

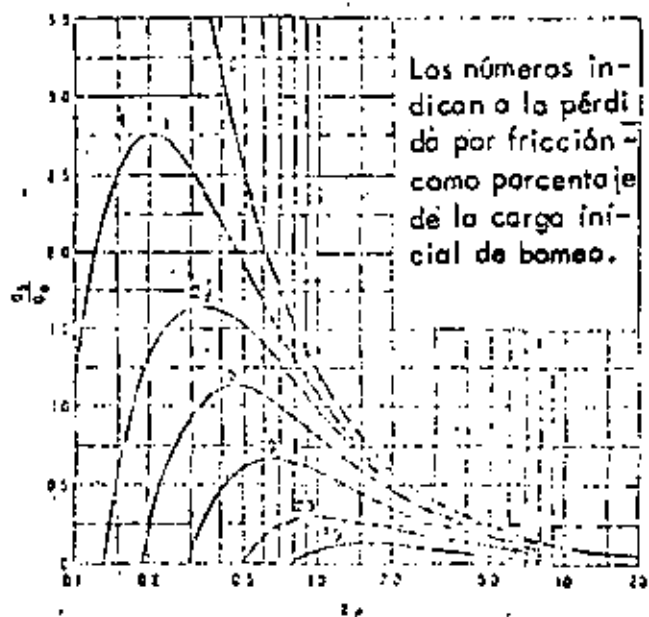


Fig. 2.27 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 10 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

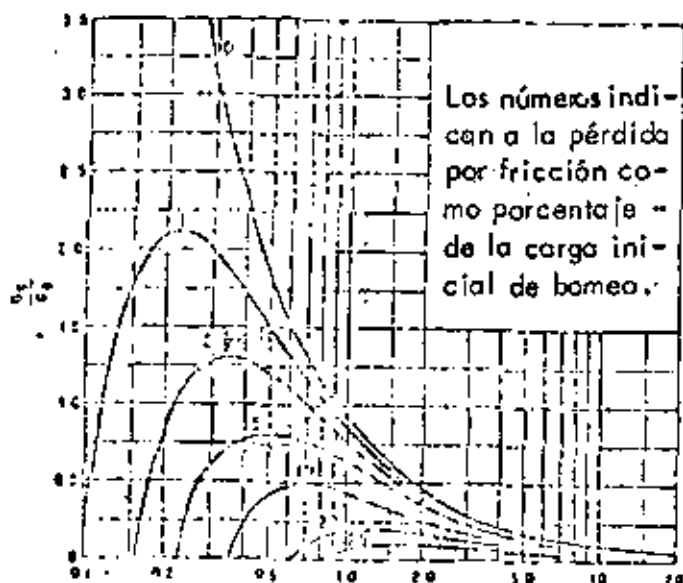


Fig. 2.28 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 20 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

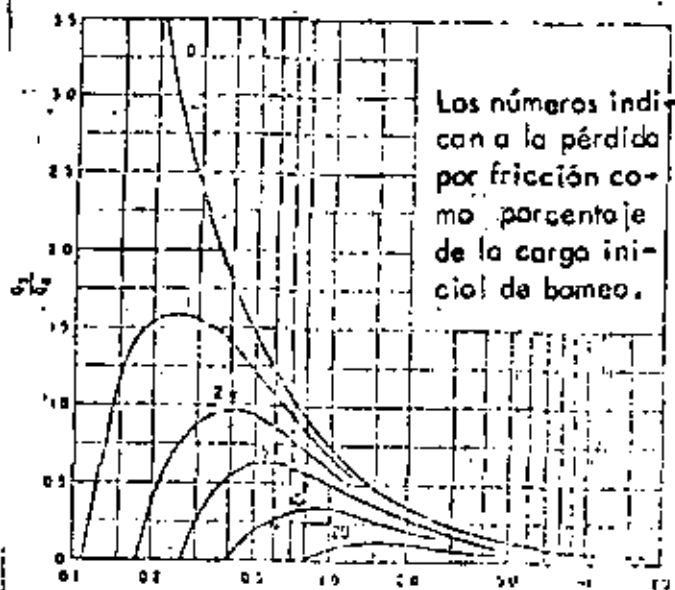


Fig. 2.29 Capacidad del supresor de oscilación para un aumento del 30 por ciento de la carga en la estación de bombeo.

se reducen los cambios de velocidad y los efectos del golpe de ariete en la línea de descarga.

Cuando la bomba funciona normalmente, el contenido de aire en la cámara se comprime bajo la presión de trabajo y almacena energía en forma análoga a lo que acontece con un resorte comprimido.

Cuando falla la energía, la presión disminuye y el aire comprimido se expande, presionando gradualmente el contenido de agua de la cámara, la cual fluye hacia el exterior y alimenta así a la tubería. Con esto, el escurrimiento en la tubería decrece paulatinamente y el ritmo de la caída de presión disminuye.

Una vez que la velocidad angular de la bomba disminuye hasta el punto en que ya no puede mantener el flujo contra la altura de descarga, la válvula de retención colocada del lado de la descarga se cierra, con lo cual el paro de la bomba es más lento y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte en dirección al depósito y al interior de la cámara. Por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

Las cámaras de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire comprimido que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que estas tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura 2.20.

Esta estrangulación es del tipo llamado orificio diferencial y, para el flujo de la tubería a

Cámara de aire. Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión en la línea de descarga de una instalación de bombeo es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 2.19 y que generalmente se instala aguas abajo de la bomba.

La porción inferior de la cámara contiene agua, mientras que la superior contiene aire a presión. Cuando ocurre la falla de potencia, tanto la carga desarrollada por la bomba como el gasto decrecen rápidamente, lo cual permite que el aire comprimido dentro de la cámara desaloje el agua hacia la tubería a través del orificio en el fondo de la cámara. De esa forma

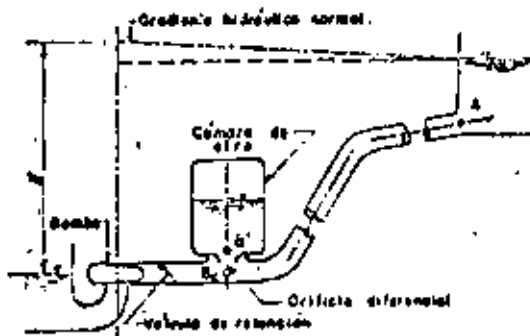


Fig. 2.19 Instalación de bombeo con cámara de aire.

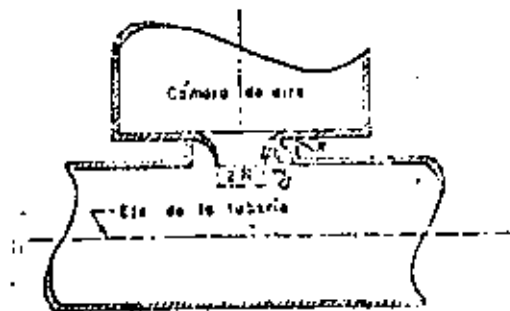


Fig. 2.20 Forma del estrangulamiento recomendado para una cámara de aire.

la cámara, proporciona una pérdida de carga 2,3 veces mayor que para el flujo de la cámara a la tubería y produce así una mejor amortiguación.

La ecuación de la pérdida de carga producida por el estrangulamiento es semejante a la (11.76) ya utilizada anteriormente:

$$h_s = C_v Q_i^2 \quad (11.78)$$

en que C_v es el coeficiente de pérdida por estrangulamiento, el cual depende de su forma.

Una vez que ocurre la interrupción de potencia al motor de la bomba, la carga de presión en el lado de la descarga es mantenida inicialmente por la cámara de aire, mientras que la velocidad de la bomba y el gasto caen rápidamente. Esto hace que la válvula de retención cierre casi inmediatamente después de la falla de la energía, por lo cual se puede suponer que esto sucede simultáneamente y que el flujo en la tubería sólo es proporcionado por la cámara de aire. Con esta suposición se eliminan las características de la bomba de los cálculos del golpe de ariete, pero introduce una onda de presión brusca correspondiente a la caída instantánea de la carga a través delificio de estrangulación en la base de la cámara.

El fenómeno de compresión y expansión del volumen de aire contenido en la cámara se puede suponer (según Parmakian), como un término medio entre un proceso adiabático y un isotérmico. Es decir, en cualquier instante se cumple que:

$$H_i V_i^{\gamma} = H_1 V_1^{\gamma} = \text{Constante} \quad (11.79)$$

en que H_i representa la carga de presión absoluta en el instante i , o sea:

$$H_i = h_i + \frac{P_{atm}}{\gamma} \quad (11.80)$$

y V_i el volumen de aire en la cámara en el instante i , o bien, si se expresa (11.79) en los términos adimensionales siguientes:

$$H_i^{\gamma} = \frac{H_i}{H_1} \text{ y } V_i^{\gamma} = \frac{V_i}{V_1} \quad (11.81)$$

se puede escribir:

$$H_i^{\gamma} V_i^{\gamma} = 1 \quad (11.82)$$

La ecuación (11.82) se representa por la gráfica mostrada en la figura 2.21.

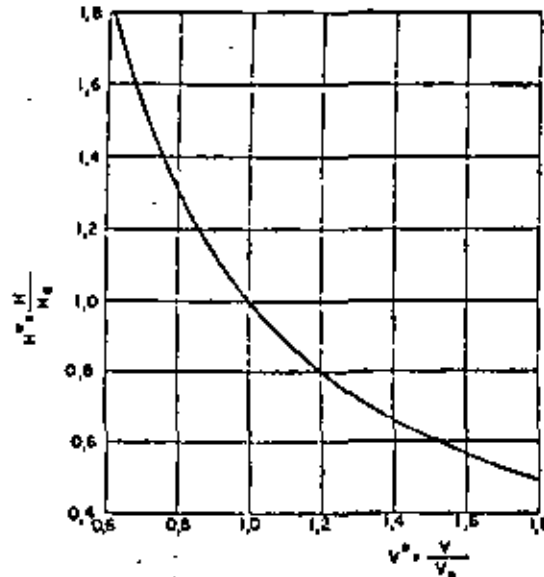


Fig. 2.21 Ley del proceso de expansión del aire en la cámara.

El volumen de aire en cualquier instante i , en términos del volumen en el instante $i-1$, es:

$$V_i = V_{i-1} - \int_{t_{i-1}}^i Q dt \quad (11.83)$$

en que A es el área de la sección transversal de la cámara.

Para intervalos de tiempo pequeños, la variación del gasto Q puede suponerse lineal, por lo que el volumen de aire en la cámara es entonces:

$$V_i = V_{i-1} - \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2} \right) \Delta t \quad (11.84)$$

en que el intervalo de tiempo $t = t_i - t_{i-1}$. Por comodidad en el uso del método gráfico del golpe de ariete, es conveniente elegir Δt como una fracción del tiempo de reflexión de la onda

T ; o sea que $\Delta t = \frac{2L}{a} \delta$. Así, si se sustituye en (11.84), esta se puede escribir:

$$\frac{V_i}{V_1} = \frac{V_{i-1}}{V_1} - \frac{(Q_{i-1} + Q_i)}{2 V_1 Q_1} Q_i \frac{2L\delta}{a} \quad (11.85)$$

y con el parámetro adimensional $Q_i^* = \frac{Q_i}{Q_1}$, se puede escribir:

$$V_i = V_{i-1} - \frac{(Q_{i-1}^* + Q_i^*) \delta L}{2 V_1 Q_1} \quad (11.86)$$

En esta ecuación el término $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$ es también adimensional como puede observarse fácilmente. Toda vez que los cambios del volumen de aire en la cámara se definen en términos de presiones absolutas, es preferible definir la característica de la tubería en términos de cargas de presión absoluta, esto es:

$$a^* = \frac{2V_0}{2gH_0} \quad (74) \quad (\text{mca})$$

Esta característica de la tubería representa además la pendiente de las rectas del golpe de ariete en un plano $Q^* - H^*$, siendo por supuesto válidos los métodos de solución antes descritos.

El procedimiento gráfico para la solución del problema de la cámara de aire es como sigue:

Sobre un plano coordenado $Q^* - H^*$ se dibuja la parábola de pérdida por estrangulamiento. El punto de coordenadas $Q^* = 1$, $H^* = 1$, representa al punto B_0 , B_0 y A_1 (véase figs. 2.24 y 2.25) es el punto de partida.

La suposición del cierre instantáneo de la válvula de retención causa un cambio del gasto

en la tubería, que sigue la recta de pendiente positiva a^* . La posición del punto B_1 se puede calcular por tanteos y para esto se supone un primer valor de Q_1^* y con la fórmula (2.22) se calcula el volumen para el instante 1, para $\delta = 1$ con la fórmula:

$$V_1^* = V_0^* - \frac{2(Q_1^* + Q_0^*)}{2 \frac{V_0 a}{Q_0 L}} = V_0^* - \frac{(1 + Q_1^*)}{\frac{V_0 a}{Q_0 L}}$$

en que V_0^* tiene que ser inicialmente supuesto o fijado de antemano. Con V_1^* se obtiene de la gráfica de la figura 2.23 el valor de H^* que tendrá que ser el mismo supuesto para el punto en cuestión, de lo contrario se repite el mismo procedimiento.

Para calcular el punto B_2 se repite el procedimiento por tanteos y así sucesivamente.

Para puntos correspondientes a instantes intermedios, δ será igual al valor del instante para el que se desea calcular. Por ejemplo, si $i = 0,5$ (o sea el punto $B_{0,5}$), entonces $\delta = 0,5$.

Los valores de la carga de presión en el punto B' de la base de la cámara se pueden calcular en cada instante, restando la magnitud

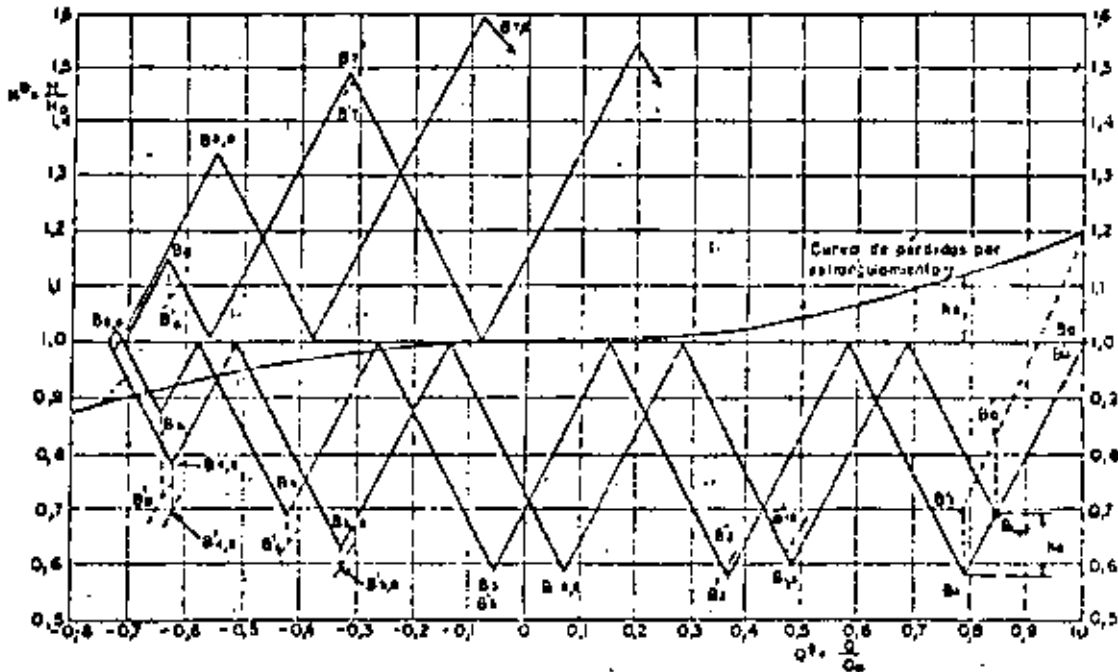


Fig. 2.22 Golpe de ariete en un plano de bombeo con cámara de aire.

de la pérdida por estrangulamiento Δh , correspondiente al gasto Q , del instante en cuestión (línea de puntos).

Por otra parte, de las ecuaciones (7.3) y (7.4) se observa que existen dos parámetros básicos en la determinación del golpe de ariete en una línea de descarga con cámara de aire y que son $2\epsilon^*$ y $\frac{2V_a d}{Q_0 L}$.

Los resultados de un gran número de soluciones de cámaras de aire se muestran en la figura 6.3 a, b, c, d. En estas figuras, las oscilaciones de presión en la línea de descarga adyacente a la cámara y en la mitad de la tubería, se han dibujado contra los parámetros básicos antes mencionados.

Para los valores mostrados en estos diagramas, dados por Parmakian, se han hecho las siguientes suposiciones:

- La cámara de aire está localizada cerca de la bomba.
- La válvula de retención en la bomba cierra inmediatamente después de la falla de potencia.
- La relación presión-volumen para el aire comprimido en la cámara de aire, es: $H^* V^{0.14} = \text{cte}$.
- La relación de la pérdida de carga total para el mismo gasto entrando o saliendo de la cámara es 2,3:1: $K H_0^*$ es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y por estrangulamiento en el orificio diferencial

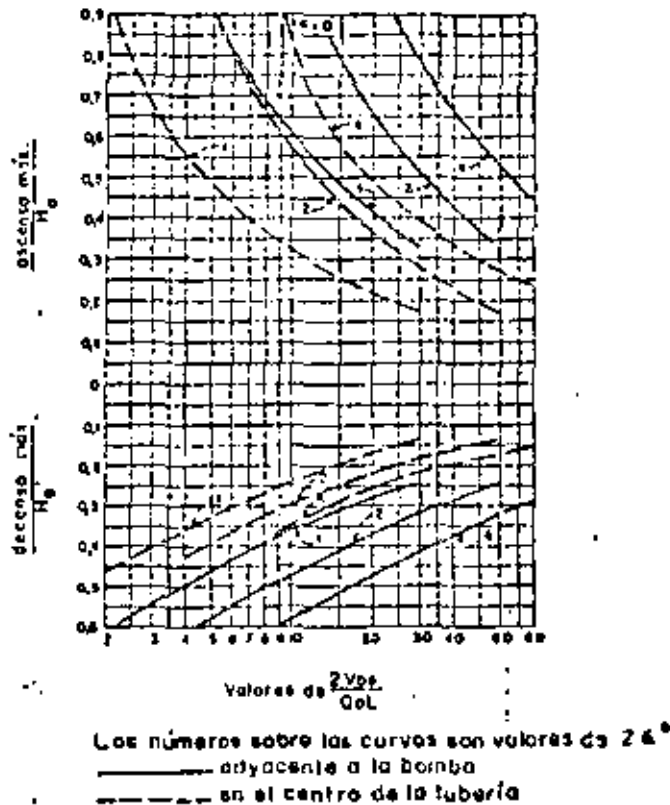
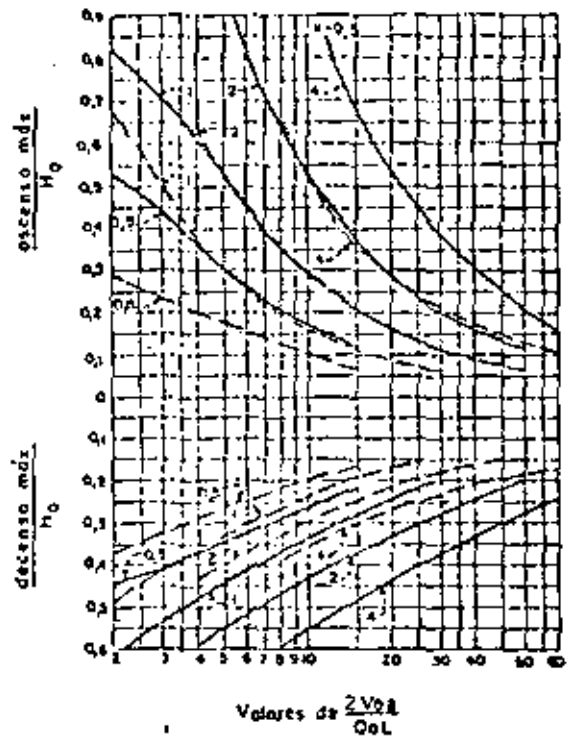
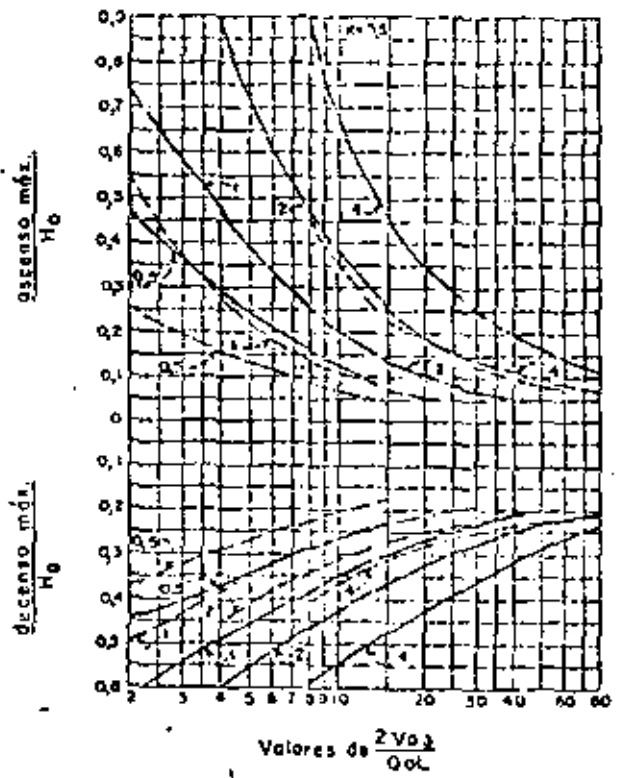


Fig. 6.3-a. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63 b. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.3$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 63 c. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.5$.

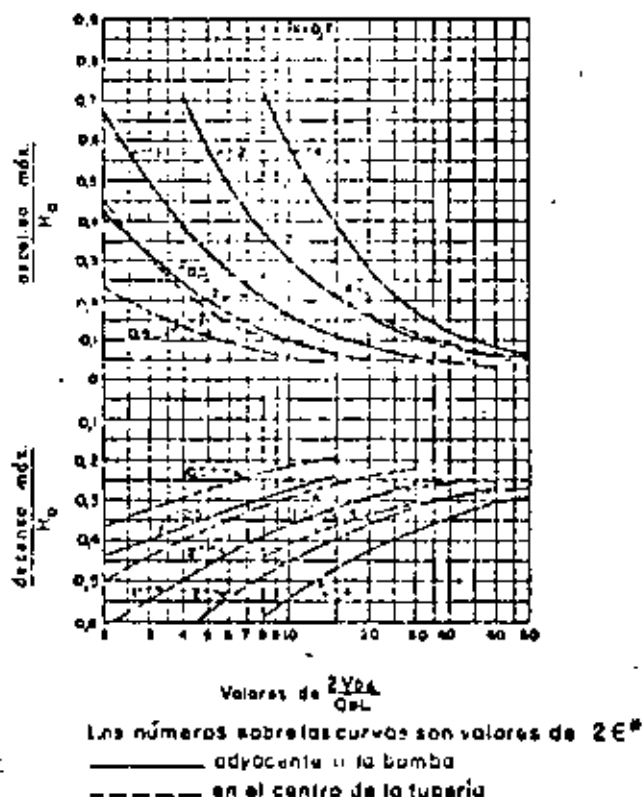


Fig. 63d. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,7$.

cuando un flujo invertido igual a Q_0 pase al interior de la cámara.

Para asegurar que el aire no entre a la línea de descarga cuando ocurra la oscilación mínima, el volumen total que deberá tener la cámara de aire deberá ser mayor que V' dado por la siguiente expresión:

$$V' = V_0 \left(\frac{H_0}{H^*_{min}} \right)^{1.5} = \frac{V_0 H_0^2}{H^*_{min}} \quad \left(\frac{75}{3.22} \right)$$

en que $H^*_{min} = H_0^*$ menos la mínima oscilación adyacente a la bomba.

Cámara de aire. Considérese una instalación de bombeo como la mostrada en la figura 280 para la cual se desea determinar el tamaño de una cámara de aire tal, que impida que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba exceda a $0,43 H_0^*$ y además, que la depresión máxima en el centro del tubo no exceda a $0,21 H^*$.

Los datos del problema son:

$$\begin{aligned} h_0 &= 60 \text{ m} \\ h_f &= 0,920 \text{ m} \\ h_s &= 60,92 \text{ m} \\ Q_0 &= 2,86 \text{ m}^3/\text{s} \\ S &= 1,84 \text{ m}^4 \\ v_0 &= 1,55 \text{ m/s} \\ a &= 900 \text{ m/s} \\ H_0 &= 60,92 + 10,33 = 71,25 \text{ m} \\ 2\epsilon^* &= 2 \\ L &= 610 \text{ m} \end{aligned}$$

Diferencia entre el nivel de succión y el punto medio de la tubería = 53,5 m.

De las gráficas mostradas en la figura 280 se encuentra que las condiciones de presión antes señaladas se satisfacen con $K=0,3$ y para:

$$2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$$

como se puede comprobar fácilmente de la figura 280. De esta figura se obtiene que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga

adyacente a la bomba es de $0,27 H_0^*$, la máxima depresión en el centro del tubo es de $0,21 H_0^*$ y la máxima depresión adyacente a la bomba es $0,32 H_0^*$.

Para la instalación mostrada, la pérdida por fricción para el gasto normal de bombeo Q_0 asciende a $0,92 \text{ m}$. El orificio diferencial requerido en la cámara de aire debe entonces proporcionar para un flujo Q_0 contra la carga, una pérdida que deberá ser:

$$h_s = KH_0 - h_f = 0,3 \times 71,25 - 0,92 = 20,46 \text{ m}$$

$$\text{Además, con } 2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21 \text{ se puede calcular}$$

el volumen inicial de aire comprimido dentro de la cámara y que es:

$$V_0 = \frac{21 \times 2,86 \times 610}{900 \times 2} = 70,3 \text{ m}^3$$

y el volumen mínimo que deberá poseer la cámara de aire V' , se puede determinar de la ecuación (11.89) "

$$V' = \frac{V_0 H_0^2}{H^* \min} = \frac{V_0 H_0^2}{(1 - 0,32) H_0^2} = \frac{70,3}{0,68} = 29,7 \text{ m}^3$$

Libros de consulta

1. Brown, John G.: *Hydroelectric engineering practice*, Vol. 1. *Civil Engineering*. Londres: Blackie & Son, 1950. 1189 págs.
2. Bergeron, L.: *Du Coup de Belier en Hydraulique*

ou le Coup de Fondre en Electricité. Paris: Dunod, 1950. 336 págs.

3. Jaeger, Charles: *Engineering fluid mechanics*. Londres: Blackie & Son, 1956. 329 páginas.

4. Kozney, J.: *Hydraulik*. Viena: Springer, 1953. 588 págs.

5. Moreno, A.: "Algunos efectos del golpe de ariete en sistemas de bombeo". Tesis profesional. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 1960.

6. Parmakian, John: *Waterhammer Analysis*. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 161 páginas.

7. Rich, George Rollo: *Hydraulic Transients*. 2ª edición. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 409 páginas.

8. Rouse, Hunter: *Engineering Hydraulics*. Proceedings of the Fourth Hydraulics Conference. Iowa Institute of Hydraulic Research. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1950. 1039 páginas.

9. Schlag, A.: *Hydraulique Générale*. Paris: Dunod, 1957. 243 págs.

10. Sánchez, J.L.: "Teoría del golpe de ariete". *Ingeniería Civil*. México, 1955.

11. Stepanoff, Alexey J.: *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1948. 428 páginas.

12. Stucky, A.: *Druckwasserstöße von Wasserkraftsanlagen*. Berlin: Springer, 1962. 181 págs.

13. Volk, W.: *Absperrorgane in Rohrleitungen*. Berlin: Springer, 1959. 178 págs.

14. Wechmann: *Hydraulik*. Berlin: Technic, 1959. 306 págs.

El módulo volumétrico del agua y de elasticidad de los materiales más usuales se indican en la siguiente tabla

| MATERIAL | E (kg/m ²) |
|-----------------|------------------------|
| agua | 2.07 x 10 ⁸ |
| acero | 2.1 x 10 ¹⁰ |
| hierro fundido | 6 x 10 ⁹ |
| aluminio | 7.2 x 10 ⁹ |
| cobre | 1.3 x 10 ¹⁰ |
| asbesto cemento | 2.4 x 10 ⁹ |

Para el agua, se tiene

$$\frac{\gamma}{g} = \frac{1000}{9.81} = 102 \text{ kg seg}^2/\text{m}^4$$

Si el tubo es de acero y el líquido circulante es agua, la ecuación general se simplifica a la forma aproximada siguiente

$$a = \frac{9200}{\sqrt{48 + 0.5 k \frac{D}{e}}} \text{ en m/seg}$$

b) En la fig 2 se presentan las gráficas de la ecuación anterior para tuberías de acero con agua y los diferentes tipos de apoyo (CANTILEVER).

En la fig 3 se presentan las gráficas de celeridad de la onda de presión para tubos sencillos, descubiertos, de hierro fundido y de asbesto cemento, con agua, y anclado contra movimiento longitudinal en toda su longitud.

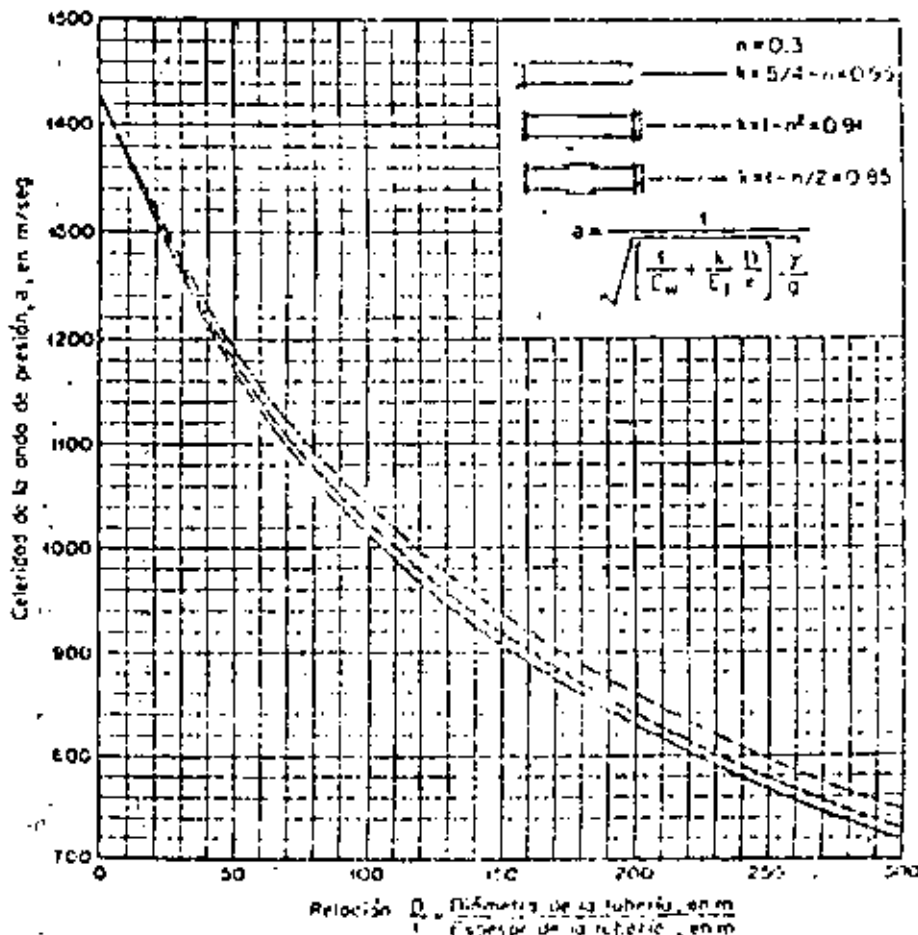


Fig 2 Celeridad de la onda de presión en una tubería de acero al desmenuzarse

A P E N D I C E

8.4 Celeridad de las ondas de presión

La celeridad de las ondas de presión en una tubería depende principalmente de las características físicas del líquido y del material con que está construido así como, en forma secundaria, de su estructuración.

Las tuberías de material no homogéneo se pueden asimilar a tuberías equivalentes de material homogéneo.

El valor normal de la celeridad en tuberías de acero de pared delgada es de 1000 m/seg y el valor máximo que puede alcanzar es de 1425 m/seg en un tubo rígido. En tubos de gruesa la celeridad disminuye hasta valores comprendidos entre 10 y 27 m/seg.

Se consideran tuberías elásticas de pared gruesa aquellas en que la relación del diámetro interior a su espesor es mayor que veinticinco. Por esta razón, se supone que el esfuerzo en la pared no tiene una distribución uniforme. La restricción de los apoyos tiene poco efecto en el valor de la celeridad de la onda y, a medida que el espesor disminuye, dicho valor se aproxima al de la tubería de pared delgada.

La ecuación para túneles circulares sin revestimiento se aplica a túneles perforados en roca sana o a través de un macizo de concreto.

En una galería circular, revestida y con blindaje, la camisa de acero en contacto con el material del túnel incrementa la celeridad con respecto a la que se presentaría si no existiera dicho blindaje.

Es de interés el cálculo de la celeridad en tuberías metálicas descubiertas, reforzadas con anillos transversales de acero. La única fórmula a este respecto es la de Arredi, que permite el cálculo transformando la tubería en una equivalente metálica sencilla.

También en el caso de tuberías de concreto armado, se hace la misma consideración de una tubería equivalente homogénea.

8.4.1 Ecuación general

La celeridad de las ondas de presión en un conducto sencillo, descubierto y poco deformable está dada por la expresión

$$a = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{E_w} + \frac{k}{E_1} \frac{D}{e}\right) \frac{\gamma}{g}}}$$

donde

- a: celeridad de las ondas de presión, en m/seg
- E_1 : módulo de elasticidad del material con que está construido el tubo, en kg/m^2
- E_w : módulo de elasticidad del líquido, en kg/m^2
- e: espesor de las paredes del tubo, en m
- k: coeficiente que depende del tipo de apoyo del tubo

8.4.2 Tuberías de pared delgada

De acuerdo con el tipo de soporte de la tubería, los valores de k de la ecuación general son

- $k = 5/4 - n$ para un tubo soportado en el extremo superior de entrada y en juntas de expansión
- $k = 1 - n^2$ para un tubo soportado contra movimiento axial en toda su longitud
- $k = 1 - n/2$ para un tubo con juntas de expansión, sin existir cambios en su longitud.

En que n representa el módulo de Poisson de la tubería. Se suele considerar que para el acero vale 0.3.

8.4.5 Galerías revestidas y con blindaje

Para una galería revestida de concreto con una camisa interior de acero (fig 4), la celeridad en m/seg se puede calcular con la fórmula de Jaeger (ref 8.3)

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{g} \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2 R_1}{E_s \theta} (1 - K) \right]}}$$

en que,

$$K = \frac{R_1 / \theta}{\frac{R_1}{c} + \frac{E_c}{E_c} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 R_1 R_2} + \frac{E_s}{E_r} (1 + n)}$$

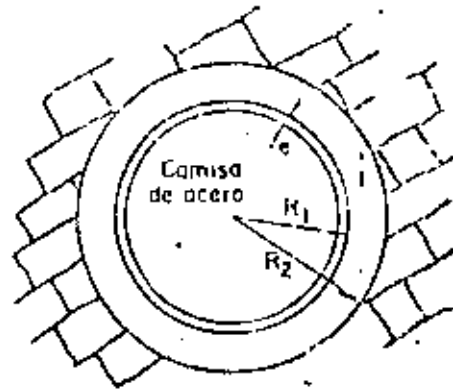


Fig (4)

en que

- E_c módulo de elasticidad del concreto, en kg/m^2
- E_r módulo de elasticidad de la roca, en kg/m^2
- E_s módulo de elasticidad de la camisa, en kg/m^2
- θ espesor de la camisa de acero, en m
- n módulo de Poisson de la roca
- R_1 y R_2 radios interior y exterior del revestimiento de concreto, en m.

8.4.6 Tuberías metálicas con anillos de acero

Cuando una tubería metálica tiene costillas transversales de acero (fig 5), según Arradi (ref 8.4), la celeridad se puede calcular con una tubería de espesor equivalente, el cual está dado por la ecuación

$$e_{eq} = \frac{e}{A}$$

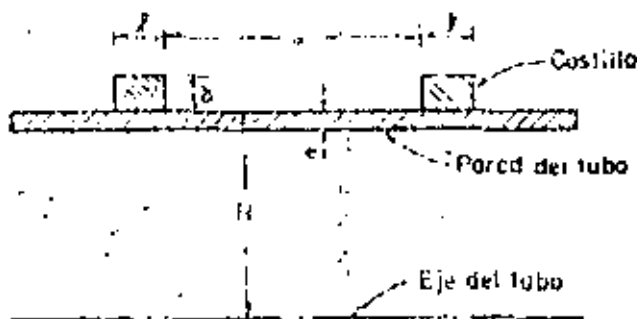


Fig (5)

donde e representa el espesor de la pared del tubo y A (sin dimensiones) está dada por la ecuación:

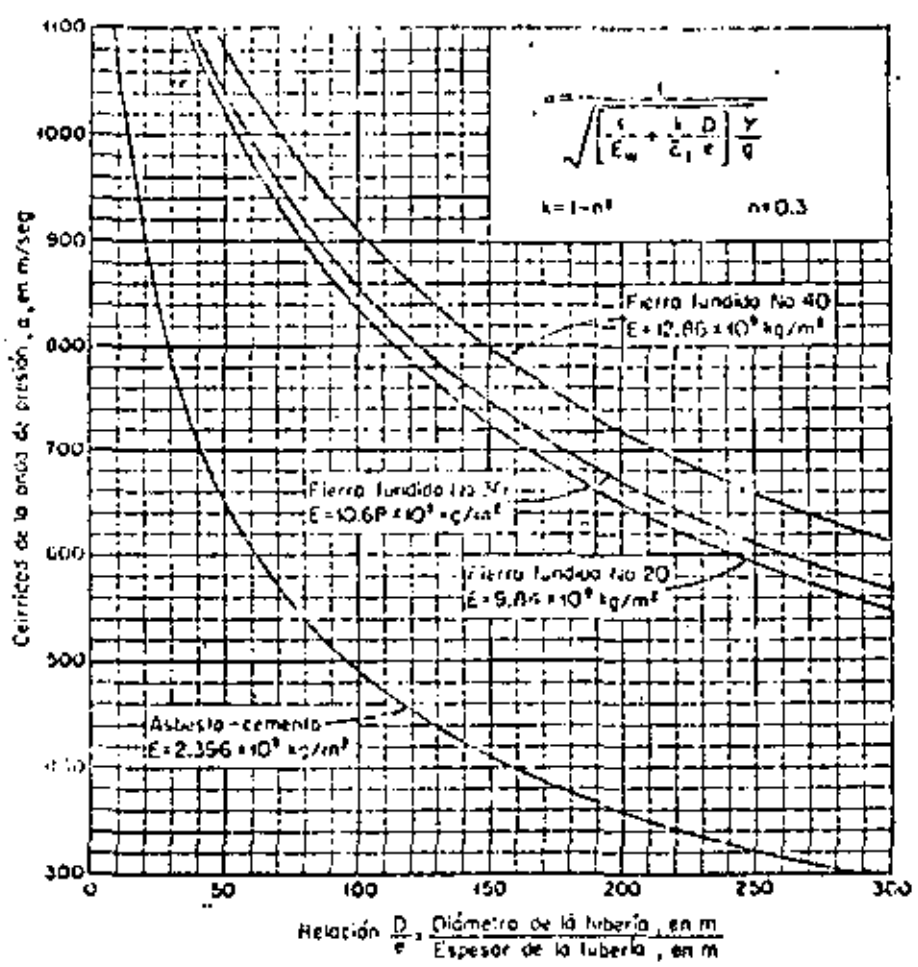


Fig 3 Celeridad de la onda de presión en una tubería al descubierto

3.4.3 Tuberías elásticas de pared gruesa

Considerando los mismos tipos de soporte que en las tuberías de pared delgada, los valores de k de la ecuación general son, respectivamente (ref 8.8):

$$k = \frac{2e}{D} (1+n) + \frac{D}{D+e} \left(\frac{5-n}{4} \right)$$

$$k = \frac{2e}{D} (1+n) + \frac{D(1-n^2)}{D+e}$$

$$k = \frac{2e}{D} (1+n) + \frac{n}{D+e}$$

3.4.4 Túneles circulares sin revestimiento

La celeridad en este caso vale

$$a = \frac{l}{\sqrt{\frac{1}{g} \left[\frac{1}{E_w} + \frac{2}{E_1} (1+n) \right]}}$$

donde E₁ representa el módulo de elasticidad de la roca o del macizo de concreto en kg/m², y n su módulo de Poisson.

$$A = \frac{1}{1 + \frac{s}{l}} \frac{s}{1 + \kappa} \left[1 + \frac{s}{l} \frac{1}{\kappa} (1 + \kappa - \mu) \right]$$

en que κ es un parámetro sin dimensiones que vale

$$\kappa = \frac{E}{E_1} \frac{e}{b} \left(1 + \mu \frac{s}{l} \right) \alpha$$

donde α no tiene dimensiones y es

$$\alpha = \frac{1 + \frac{\delta}{R} + \frac{1}{2} \frac{\delta^2}{R^2}}{1 + \frac{1}{2} \frac{\delta}{R}}$$

Un parámetro adicional (sin dimensiones) necesario para la solución es

$$\phi = \frac{\sqrt[3]{3(1-\nu^2)}}{2} \frac{s}{\sqrt{R e}}$$

μ depende del parámetro ϕ como se muestra en la siguiente tabla.

En estas ecuaciones

- E módulo de elasticidad de la pared del tubo, en kg/m^2
- E_1 módulo de elasticidad de las costillas, en kg/m^2
- e espesor de la pared del tubo, en m
- l ancho de la costilla, en m
- ν módulo de Poisson (sin dimensiones) de las costillas
- R radio exterior de la tubería, en m
- s distancia libre entre las costillas, en m
- δ espesor de la costilla, en m.

Los parámetros adimensionales μ para las fórmulas de Arredi son como sigue:

| ϕ | μ | ϕ | μ | ϕ | μ |
|--------|----------|--------|----------|--------|----------|
| 0 | 1.0 | 0.7 | 0.979289 | 1.4 | 0.770247 |
| 0.1 | 0.999950 | 0.8 | 0.965391 | 1.5 | 0.725640 |
| 0.2 | 0.999867 | 0.9 | 0.946163 | 1.6 | 0.681278 |
| 0.3 | 0.999780 | 1.0 | 0.921119 | 1.7 | 0.638450 |
| 0.4 | 0.997732 | 1.1 | 0.890239 | 1.8 | 0.598100 |
| 0.5 | 0.994468 | 1.2 | 0.854045 | 1.9 | 0.560073 |
| 0.6 | 0.989667 | 1.3 | 0.812976 | 2.0 | 0.524074 |

8.4.7 Tuberías de concreto armado

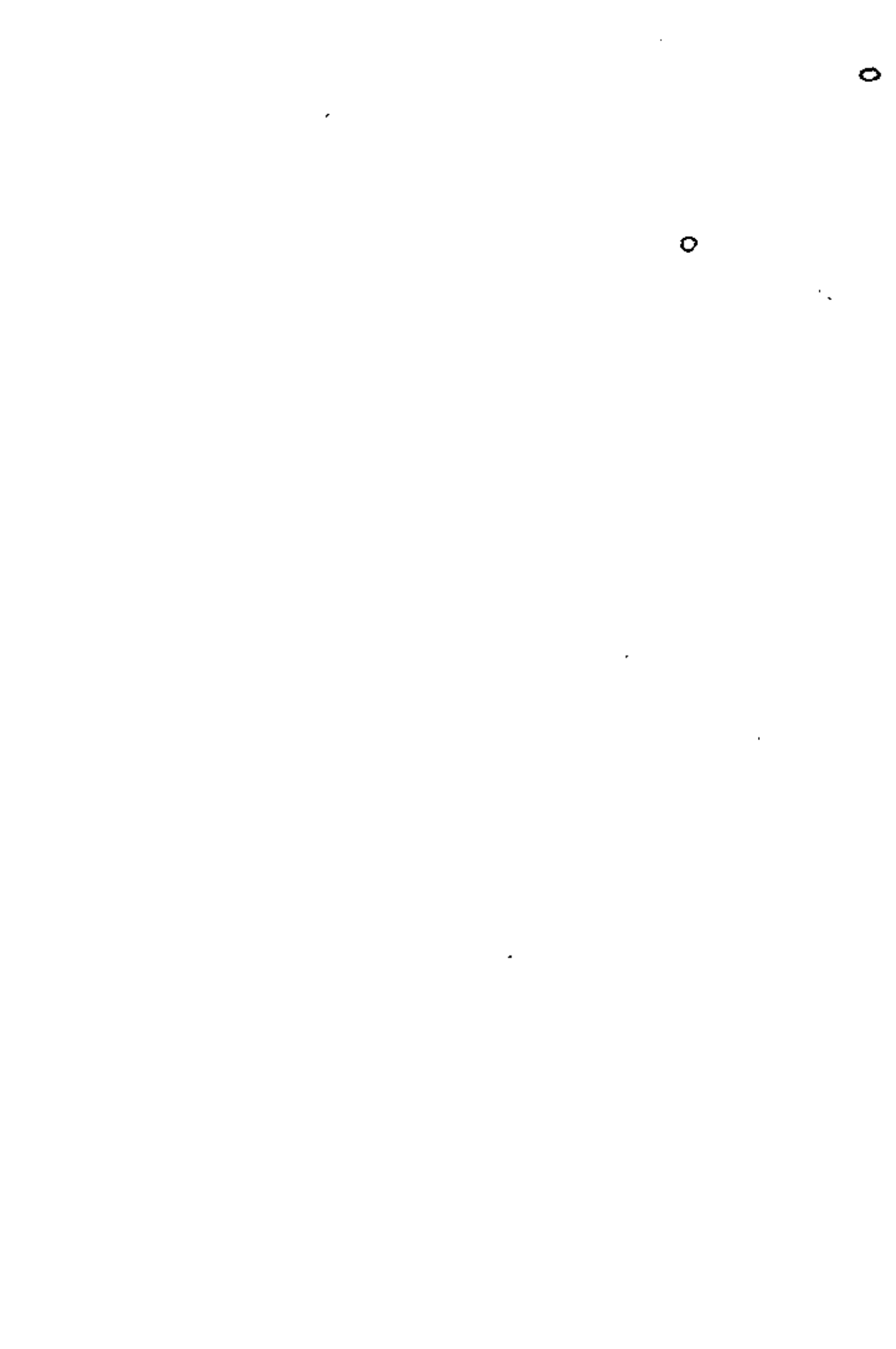
Se considera un tubo de acero equivalente con un espesor ficticio (rel 8.5)

$$e = e_c + \frac{e_s}{n}$$

donde

- e_c espesor del tubo real de concreto, en m
- e_s espesor de un tubo continuo de acero, con un espesor tal que dé un área equivalente al refuerzo de acero transversal, en m
- n relación del módulo de elasticidad del acero de refuerzo con el del concreto

Los valores de n varían entre los límites 9 y 15. Sin embargo, en estas tuberías se presentan invariabilmente agrietamientos que hacen que n aumente hasta valores de 20.





centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

OPERACION Y MANTENIMIENTO

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

AGOSTO, 1980

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

... ..

OPERACION Y MANTENIMIENTO:

1. Objetivos.
 - Optimizar el funcionamiento de los equipos.
 - Prolongar la conservación de los equipos e instalaciones.
 - Asegurar la continuidad del servicio.
 - Evitar gastos extraordinarios.
 - Abatir los costos de operación.

2. Actividades.
 - Funciones y operaciones elementales de la operación general y mantenimiento de los equipos de bombeo.

| Operación General | Actividad | Funciones | Operaciones Elementales |
|-------------------------------------|--|---|--|
| Operar equipos de bombeo. | Operación de equipos a cargo de un operador. | Vigilar. Revisar. Prevenir. Controlar. Sostener. | Arrancar. Parar. Limpiar. Medir. Lubricar. Escribir Re- portes. |
| Mantenimiento de Equipos de bombeo. | Mecánica a cargo de un mecánico. Elec- tricidad a cargo de un electricista. | Mantener. Conregir. Proteger. Revisar. Modificar. Aprejar. Mejorar. Rediseñar. | Lubricar. Cambiar. Pintar. Desmontar. Sustituir. Montar. Escribir Re- portes. |

3. Operaciones Administrativas.

A. - Operaciones de planeación y programación.

- 1. - Definición de metas.
- 2. - Preparación de planes.
- 3. - Confección de presupuestos.

B. - Operación de ejecución.

1. - Organizar.

- Estructuras.
- Sistemas.
- Instalaciones.

2. - Integrar.

- El personal.
- El equipo propio de mantenimiento.

3. - Dirigir.

- Exponer.
- Orientar.
- Decidir.
- Implantar.

4. - Coordinar.

- Comunicación.

5. - Controlar.

- Mantener.
- Evaluar.

6. - Retroalimentar.

4. - Informes.
- Es indispensable que en los informes de operación y mantenimiento se establezcan periódicamente los datos fundamentales de:
 - Horas de bombeo.
 - Gastos o caudales bombeados.
 - Niveles estáticos y dinámicos de los espejos.
 - Verificación de presiones en las tuberías de descarga.
 - Apreciación de las vibraciones.
 - Estado general del equipo.
 - Reportes particulares de los equipos auxiliares:
- 1.- Para el mantenimiento preventivo:
- Lubricación de los equipos.
 - Revisión sistemática de enfriamiento.
 - Cambios periódicos de empaques.
 - Revisar temperaturas de los equipos.
- 2.- Para el mantenimiento correctivo:
- Reparaciones.
 - Fechas de reparaciones.
 - Descripción de reparaciones; etc.
- Estadística. - De los informes debe llevarse una estadística.
- Análisis. - Deben analizarse las estadísticas para deslindar - cuales han sido los errores y fallas, variaciones - de niveles, consumo de energía y lubricantes, volúmenes manejados de agua, costos de operación y mantenimiento.
- Síntesis. - Después del análisis se deben resumir los valores positivos y negativos más importantes.

5. Conclusiones. - Para llegar a una correcta evaluación será necesario después de haber obtenido los reportes de control, elaborado su estadística y determinado el análisis, proceder finalmente a calificar los diferentes conceptos de acuerdo con las escalas e índices establecidos.

6. Recomendaciones para una buena operación y mantenimiento.

1.- Organizar:

a.- La planeación y programación.

b.- La administración.

2.- Aplicar el control de:

a.- Aspectos tecnológicos.

b.- Aspectos administrativos y financieros.

c.- Aspectos de relaciones humanas.

3.- Evaluar comparando con los datos predeterminados.

4.- Ampliar el criterio dinámico de los diagramas de flujo para aprovechar la retroalimentación de datos y resultados para corregir o minimizar las fallas, errores y omisiones.

7. Planteamiento. - Para la solución de un problema, en una situación indeterminada, es conveniente establecer el planteamiento como se indica en el esquema A.

8. Técnica de la investigación.

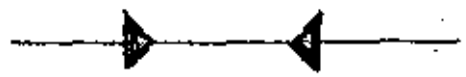
- Al iniciar una planeación es necesario establecer una serie de preguntas, tratar de contestarlas y posteriormente, seguir las afinando según el esquema A hasta que se pueda encontrar la mejor solución para iniciar el ciclo establecido de planear, actuar, evaluar y retroalimentar.

Las siguientes preguntas forman parte de una técnica de investigación:

1.- ¿Qué se va a hacer? - Problema y proyecto.

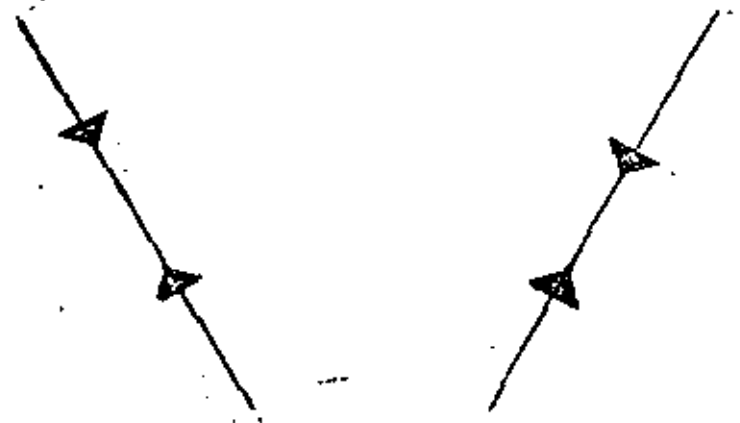
SITUACION
INDETERMINADA →

ESTABLECIMIENTO
DEL
PROBLEMA



EVALUACION
DE
IDEAS

→ SOLUCION
DEL PROBLEMA



OBTENCION
DE
IDEAS.

ESQUEMA "A"

PLANTEAMIENTO

- 2.- ¿Por qué se va a hacer?.- Causas y motivos.
- 3.- ¿Para qué se va a hacer?.- Objetivos y metas.
- 4.- ¿De qué se va a hacer?.- Recursos naturales.
- 5.- ¿Con qué se va a hacer?.- Herramientas y medios.
- 6.- ¿Como se va a hacer?.- Tecnología.
- 7.- ¿Quién lo va a hacer?.- Recursos humanos.
- 8.- ¿Cuándo se va a hacer?.- Programación.
- 9.- ¿Dónde se va a hacer?.- Espacio.
- 10.- ¿Cuánto va a costar?.- Recursos financieros.

Diagramas de flujo.

En los diagramas de flujo de las figuras I, II y III existe una continuidad, es decir, la etapa de estudios y proyectos termina en el evento B que es donde empieza la etapa de construcción y ésta termina en el evento C, mismo donde empieza la etapa de operación, administración y mantenimiento que deberá tener un ciclo continuo para que pueda existir el funcionamiento del sistema.

La figura IV es una amplificación del diagrama de flujo de la figura III en las actividades: Administración 2-5; Operación 3-6 y Mantenimiento 4-7.

Estas se inician simultáneamente y están ligadas entre sí por las líneas virtuales 3-2 y 3-4 para volver a converger en el evento 6 con las líneas virtuales 5-6 y 7-6 después de sus procesos parciales.

Posteriormente se inicia la actividad 6-6 de la figura III que es el control general.

DIAGRAMAS DE FLUJO.

ESTUDIOS Y PROYECTOS - PROCESO

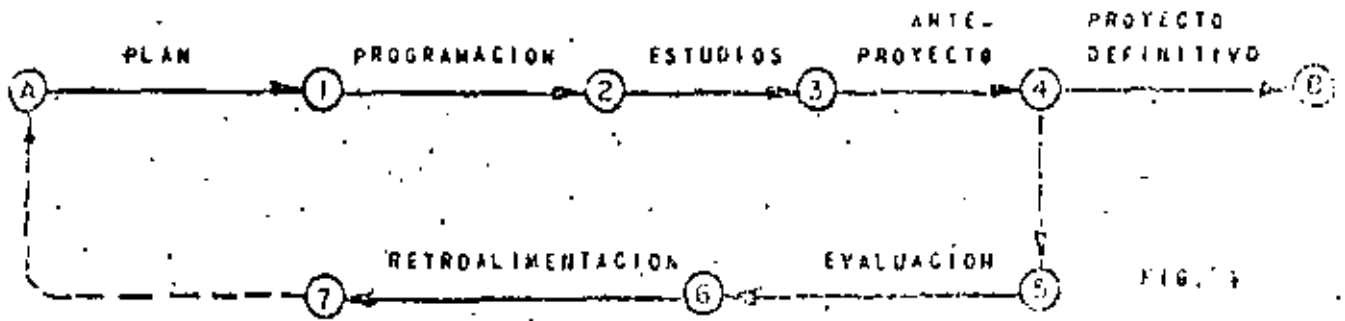


FIG. 1

CONSTRUCCION - PROCESO

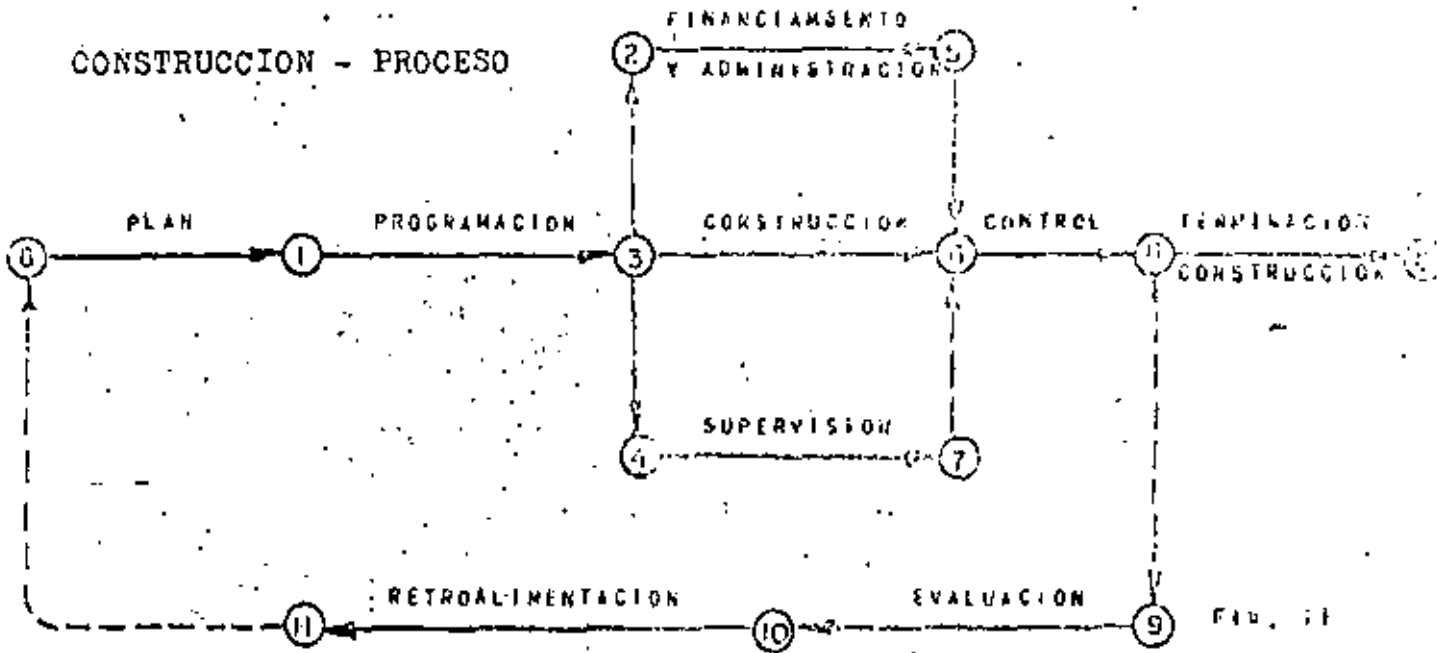
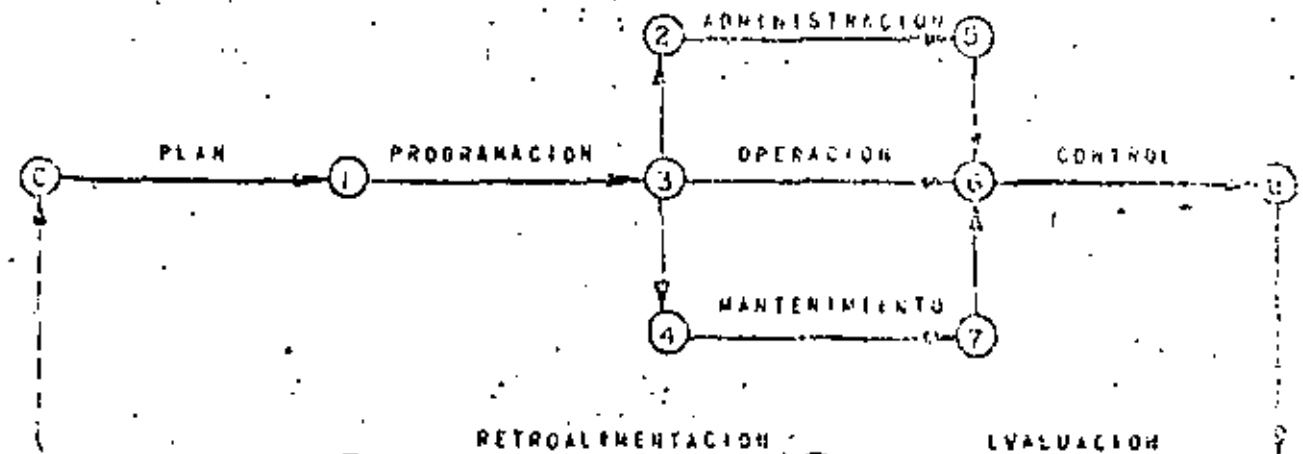


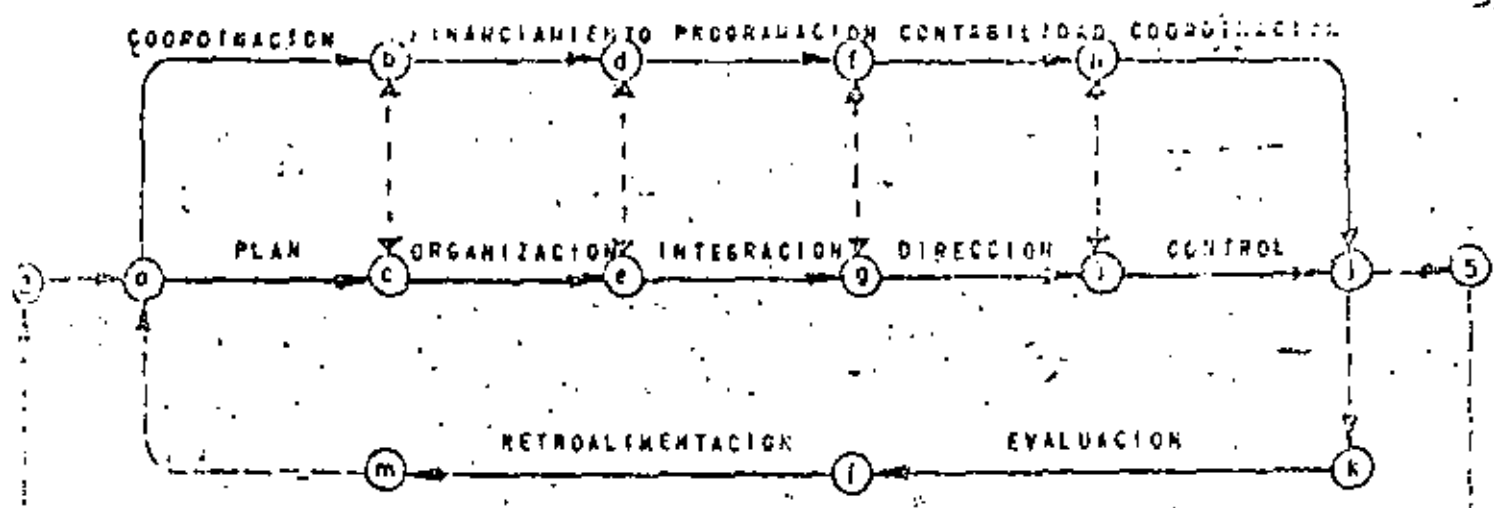
FIG. 2

OPERACION, ADMINISTRACION Y MANTENIMIENTO - PROCESO

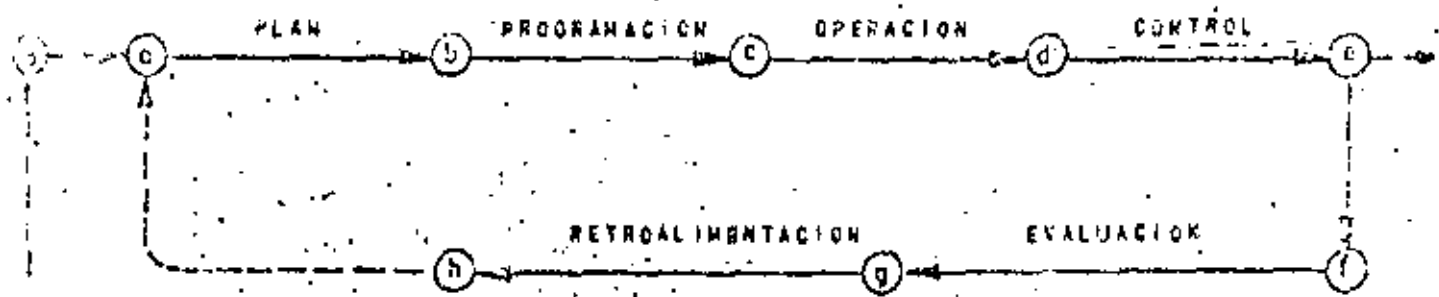


ADMINISTRACION (2) - (1)

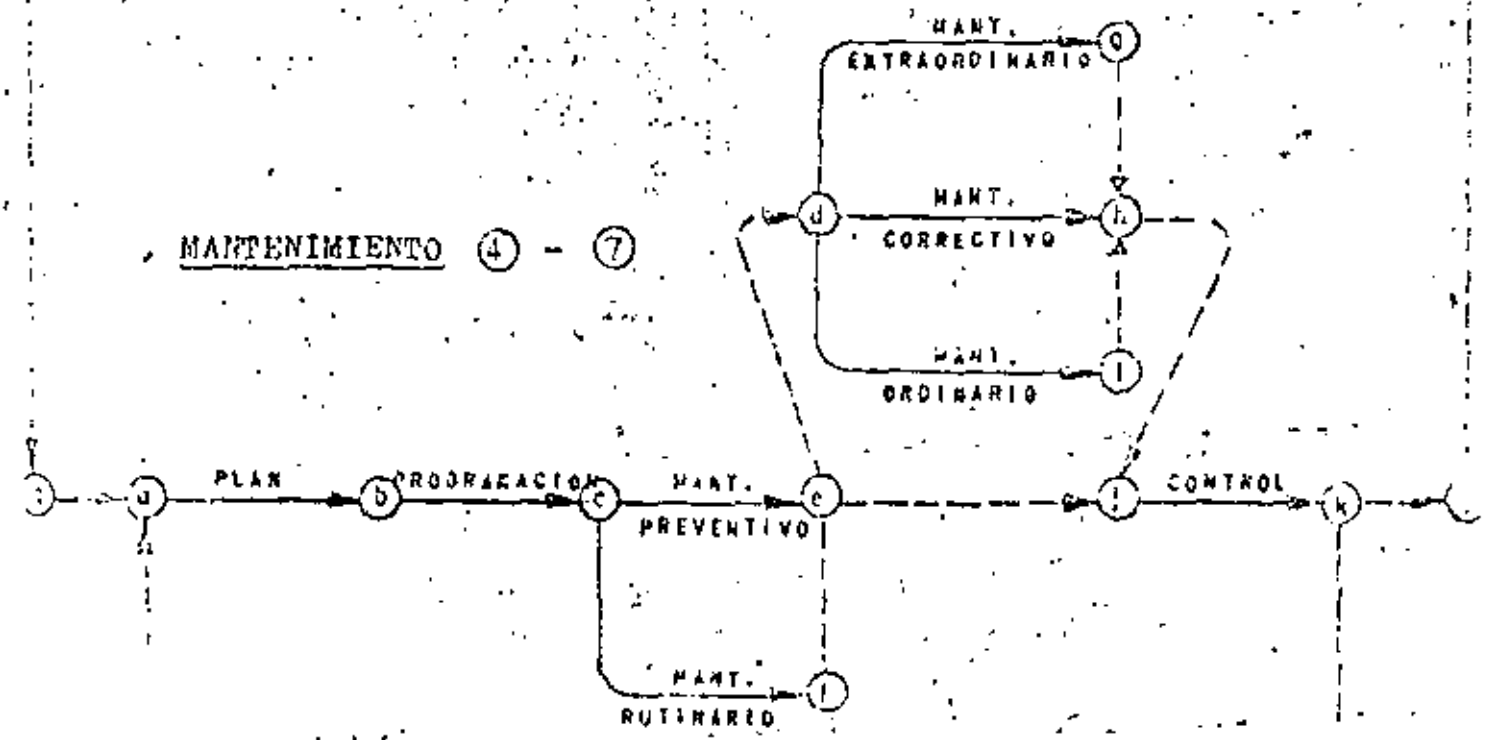
000008



OPERACION (3) - (6)



MANEJAMIENTO (4) - (7)



REFACCIONES. CAPITULO PRIMERO.

Definición de Mantenimiento.

Se entiende por mantenimiento el conjunto de acciones que se ejecutan en las instalaciones o equipos, para prevenir daños o para repararlos cuando ya se hubieran producido, a fin de lograr su buen funcionamiento.

Tipos de Mantenimiento.

Hay dos clases de mantenimiento: correctivo y preventivo.

Mantenimiento Correctivo.

Consiste en la reparación más o menos inmediata de cualquier daño que sufran los equipos.

Como es difícil o casi imposible saber cuando se va a producir un desperfecto y la naturaleza de éste, es un error atenderse exclusivamente a este tipo de mantenimiento, pero es razonable disponer de herramientas, refacciones y personal capacitado para solucionar a la brevedad posible los problemas que se pueden suscitar cuando ocurre un desperfecto en el algún equipo.

Mantenimiento Preventivo.

Consiste este tipo de mantenimiento en la ejecución periódica de ciertos trabajos en los equipos, con el fin de prevenir daños o desperfectos hasta donde sea factible, ya que no es posible eliminarlos por completo.

La práctica organizada de este tipo de mantenimiento - redicta las siguientes ventajas:

Una sensible economía.

Pocas y relativamente breves interrupciones del suministro.

Solución anticipada de un cierto número de problemas técnico-operacionales y simplificación de los administrativos.

CAPITULO SEGUNDO

ELEMENTOS PARA LA PROGRAMACION Y ORGANIZACION DEL MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Plan por Etapas del Mantenimiento Preventivo.

Para organizar eficientemente el mantenimiento preventivo y llevarlo a la practica con un máximo de ventajas, conviene planear de antemano las actividades que se han de desarrollar en los equipos a los que se les ha de aplicar el mantenimiento.

Para el desarrollo de la planeación, programación y organización del mantenimiento preventivo nos apoyaremos en un plan de etapas, a registrarse en formas especiales, cada una de las cuales tiene un número, objetivo, y normas para su desarrollo.

Los números y objetivos, se enumerarán a continuación:

INVENTARIO E IDENTIFICACION DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-1

CLASIFICACION Y CANTIDAD DE EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-2

NUMEROS DE IDENTIFICACION DE LOS EQUIPOS.

Forma DGOSAPA MP-3

NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Forma DGOSAPA MP-4

CALENDARIO DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Forma DGOSAPA MP-5

CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACION DE DAÑOS

Forma DGOSAPA MP-6

La descripción y los detalles del plan se presentan en el capítulo tercero.

Grupos Considerados y Números que los Identifican.

Los dispositivos y mecanismos llamados "grupos" que conforman un equipo, constituyen otro de los elementos que integran el plan.

Los grupos considerados y los números que los identifican son:

1. Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por aceite.

- II: Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por agua.
- III: Bombas centrífugas de eje horizontal.
- IV: Bombas de pistón.
- V: Cabezal de engranes.
- VI: Motores eléctricos de eje horizontal.
- VII: Motores eléctricos de eje vertical.
- VIII: Motores eléctricos de tipo sumergido.
- IX: Motores de combustión interna para gasolina.
- X: Motores de combustión interna para diesel.
- XI: Motores de combustión interna para tractolina.
- XII: Tableros.
- XIII: Unidades de arranque manual.
- XIV: Unidades de arranque automático.
- XV: Interruptores turbomagnéticos.
- XVI: Interruptores de navajas con fusibles.
- XVII: Subestaciones eléctricas.
- XVIII: Medidores de caudal tipo hélice.
- XIX: Medidores de caudal de presión diferencial.
- XX: Cloradores de gas de aplicación directa.
- XXI: Cloradores de gas tipo solución.

Normas de Mantenimiento Preventivo para Cada Grupo.

En este punto se enumeran las actividades que constituyen el mantenimiento preventivo de los equipos comprendidos en cada grupo, periodicidad con que se han de realizar tales trabajos, materiales, repuestos y lubricantes para ello.

Trabajos a realizarse en los Grupos I y II.

I Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por aceite.

II Bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por agua.

En períodos de:

- 1 día Reporte de nivel estático y nivel dinámico, según el caso, y presiones de carga.
 Chequeo del prensa-estopa y ajuste.
 Control del nivel de aceite y goteo en las bombas lubricadas por aceite.
 Control del tanque de pre-lubricación en las bombas lubricadas por agua. (Cuando exista).
 Reporte de vibraciones o estabilidad durante el funcionamiento del equipo y de sus condiciones generales de trabajo.

000012

1 año Desmontaje total del equipo y limpieza de todas sus partes.
Inspección de todos los elementos de fricción con el eje en la columna y en la bomba, y cambio de las partes defectuosas.
Cambio de los sellos de aceite en las bombas lubricadas por aceite.
Revisión de los impulsores, anillos de fricción y cambio de las partes dañadas.
Revisión de los tazones y cambio, si fuere necesario.
Limpieza del colador o cernidore de succión.
Revisión de las válvulas de entrada, salida y check y reparaciones si fueren necesarias.
Verificación de que el equipo esté y trabaje en buenas condiciones, de acuerdo con su diseño y características.

Material, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Acite.
Anillos de desgaste.
Bushings de caucho y de bronce.
Compuertas de válvulas.
Chumaceras.
Ejes.
Empaquetaduras de válvulas.
Formularios especiales.
Impulsores.
Pernos y tuercas.
Prensa-estopa.
Sellos de aceite.
Tazones.
Tubería de descarga, con uniones.
Vástagos.

Trabajos a Realizarse en el Grupo III

Bombas Centrífugas de Eje Horizontal.

En períodos de:

1 día Reporte de presiones de descarga.
Chequeo del prensa-estopa y ajuste.

Control externo y lubricación de cojinetes y baleros con aceite o grasa, según el tipo.
 Reporte de vibraciones o estabilidad en el funcionamiento.
 Funcionamiento del equipo y condiciones generales de trabajo.

- 6 meses Cambio de grasa de los respectivos cojinetes o baleros sin desmontaje, expulsando por presión de un engrasador tipo pistola toda la grasa antigua.
 Cambio de aceites de los respectivos cojinetes, drenando el aceite usado y llenándolo con aceite nuevo.
 Alineamiento de la unidad bomba-motor y reajuste de los pernos de anclaje.
 Chequeo del prensa-estopa y cambio de empaquetaduras, si fuere necesario.
- 1 año Desmontaje completo de la bomba.
 Lavado y limpieza completa de todas sus partes.
 Chequeo del alineamiento y del desgaste del eje y reparaciones o cambios si fuere necesario.
 Chequeo de impulsores, difusores, bushings, baleros y demás elementos sujetos al desgaste. Reparación de las piezas dañadas, o cambio si fuere necesario.
 Montaje, alineamiento y prueba completa de la unidad.
 Control de válvulas de entrada, salida, check, y reparaciones si fueran necesarias.
 Verificación de que el equipo está y trabaja en buenas condiciones de acuerdo con su diseño y características.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceites.
 Baleros..
 Bushings.
 Compuertas de válvulas.
 Difusores.
 Ejes.
 Empaquetaduras de prensa-estopa.
 Empaquetaduras de válvulas.
 Formulario.
 Grasas.
 Impulsores.

000014

Lainas para nivelación.
Pasadores y compuertas para válvulas check.
Pernos de repuesto.
Tuercas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo IV

Bombas de Pistón.

En períodos de:

- 1 día Revisión de las condiciones generales de trabajo.
3 meses Extracción del varillaje y del pistón de la bomba.
Cambio de los empaques del pistón.
Control de los checks.
1 año Desmontaje total del equipo.
Limpieza e inspección del cilindro.
Cambio de los empaques del pistón y control del check de retención.
Revisión de la transmisión, correas y poleas.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios.

Cilindros completos.
Empaques.
Empaques del check de retención.
Empaques del pistón.
Pintura de empaquetadura especial para juntas.
Varillas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo V.

Cabezal de Engranajes.

En períodos de:

- 1 día Inspección visual del nivel de aceite; añadir si fue-
re necesario.
1 año Drenaje del aceite y llenado con aceite nuevo, sin des-
montar el equipo.
Reajuste general.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios.

Aceites.
Pernos, tuercas y rondanas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VI
Motores Eléctricos de Eje Horizontal

En períodos de:

- 1 día Verificación de voltaje, amperaje y potencia.
 Revisión del calentamiento de los baleros.
 Reporte de vibraciones o estabilidad en el funcionamiento del equipo, y condiciones generales de trabajo.
- 6 meses Cambio de grasa de los baleros sin desmontar el motor expulsando por presión la grasa antigua.
 Arranque del equipo para control de sobre-calentamiento de baleros por posible exceso de grasa, y control de condiciones eléctricas en general.
 Comprobación de las condiciones generales de trabajo.
- 1 año Desmontaje completo del motor sacando los baleros y el rotor.
 Lavado de baleros, inspección de los mismos y cambio de aceite y/o grasa, o cambio de baleros si fuere necesario.
 Comprobación eléctrica de las bobinas, limpieza exteriores con aire comprimido y solvente industrial y, si fuere necesario, recubrimiento con barniz dieléctrico.
 Montaje, realineamiento y prueba completa.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Aceite.
 Baleros.
 Barniz Dieléctrico.
 Cables y Terminales eléctricos.
 Cinta aislante eléctrica.
 Formularios.
 Grasas.
 Solvente Industrial.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VII
Motores Eléctricos de Eje Vertical.

En períodos de:

- 1 día Verificación de voltaje, amperaje y potencia.

000013

Comprobación visual de niveles de aceite de los baleros.
Reporte de vibraciones, estabilidad en el funcionamiento del equipo, y condiciones generales de trabajo

- 5 horas Desmontaje completo del motor sacando los baleros y el rotor.
Lavado de los baleros, inspección de los mismos y cambio de aceite y/o grasa, o cambio de baleros si fuere necesario.
Comprobación eléctrica de las bobinas, limpieza exterior con aire comprimido y solvente industrial y, si fuere necesario, recubrimiento con barniz dieléctrico.
Montaje, realineamiento y prueba completa.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Aceites.
Baleros.
Barniz dieléctrico.
Cables y terminales eléctricos.
Cinta aislante eléctrica.
Formularios.
Grasa.
Solvente industrial.

Trabajos a Realizarse en el Grupo VIII:
Motores Eléctricos de Tipo Sumergido.

En períodos de:

- 1 día - Verificación de voltaje, amperaje y potencia.
Desmontaje completo del motor y desacople de la bomba.
Inspección de los bushings y baleros, o cambio si fuere necesario.
Inspección del platillo de sustentación del rotor o cambio si fuere necesario.
Inspección del sistema de lubricación del motor y limpieza del filtro, o cambio si fuere necesario.
Verificación eléctrica del rotor y del estator.
Montaje realineamiento y prueba completa.
Verificación del aislamiento del cable del motor.
Regulación de la bomba-motor.
Revisión de los checks de la columna, y reparación o cambio si fuere necesario.

000017

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Baleros.
Bushings.
Checks de la columna.
Filtros.
Lainas.
Líquidos y cintas especiales para aislamiento.
Platillo de sustentación del rotor.

Trabajos a Realizarse en el Grupo IX
Motores de Combustión Interna para Gasolina.

En períodos de:

1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo.
Registro de lecturas de presión de aceite, temperatura amperaje y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo.
Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo.
Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio de aceite y filtro cuando se acumulan 150 horas de trabajo, siempre y cuando no se indique un número diferente de horas para algún motor en particular, en cuyo caso el cambio se registrará por este número.

1 mes Limpieza de las bujías sin alterar su calibración; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor frío; lavado del filtro de aire, si lo hay.

3 meses Limpieza y calibración de bujías, asentamiento y calibración de los platinos; limpieza, chequeo y calibración del carburador; regulación y afinación del motor y cambio de todas las partes que fuere necesario a juicio del mecánico reparador.

Nota: Siempre que se cambien los platinos se cambiará el condensador.
Verificación total del sistema eléctrico.

1 año Inspección y reparación completa de la máquina y cambio de todas las partes que el mecánico reparador considere necesario.

000018

10

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Aceite.
Agujas de los carburadores y su asiento.
Bujías.
Cables de la ignición.
Condensador.
Conjunto de juntas y sellos.
Conjunto de la bomba de agua.
Escobillas del generador eléctrico.
Filtros de aceite.
Formularios.
Juego de anillos de compresión y aceite.
Juego de bushings para la biela.
Juego de cojinetes de bancada y biela.
Juegos de juntas de los carburadores.
Permatex.
Pinturas.
Terminales de los cables.

Operaciones a Realizarse en el Grupo X
Sistema de Combustión Interna para Diesel

En períodos de:

- 1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo.
Lubricación de los puntos de engrase.
Registro de lecturas de presión de aceite, temperatura, amperaje y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo.
Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo.
Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio del aceite y filtro cuando se acumule el número de horas que se especifique para cada unidad en particular.
- 1 semana Limpieza y lavado del filtro de aire.
- 1 mes Drenaje y lavado del tanque de combustible; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor en frío, cuando fuere del tipo de refrigeración por agua lavado de filtros de combustible, cuando sean de tipo metálico.
Verificación de la tensión de las correas del ventilador.

000013

- -11 -

- 3 meses Limpieza y regulación de inyectores y válvulas.
Cambio de filtros de combustible.
Limpieza de los purificadores de aire.
Revisión del sistema de embrague.
Revisión del sistema auxiliar de arranque.
Ajuste de pernos y tuercas del motor.
- 1 año Mantenimiento de 3 meses; además:
Esmerilado de las válvulas.
Descarbonización de los cilindros y pistones.
Chequeo del cilindro, limpieza de los orificios de la
bricación del pistón y cambio de anillos si fuere ne-
cesario a juicio del mecánico-reparador.
Desmontaje y revisión del sistema de embrague.
Revisión completo del conjunto de la bomba de agua.
- 2 años Inspección y reparación completa de la máquina, y cam-
bio de las partes que el mecánico reparador considere
necesario.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios.

Aceite.
Agua destilada.
Caja de bolas del embrague.
Cigüeñal nuevo o rectificación del cigüeñal si fuere
necesario.
Collarines de los embragues.
Conjunto de la bomba de barrido.
Conjunto de sellos y junta.
Conjunto de la bomba de agua.
Disco del embrague.
Filtros de aceite.
Filtros de combustible.
Formularios.
Grasa.
Juego de anillos.
Juego de cables y terminales.
Juego de camisas para los cilindros.
Juego de cojinetes del eje de levas.
Juego de empaques para la bomba de inyección
Juego de pistones.
Juego de pulverizadores de los inyectores.
Juego de válvulas de escape y rectificación de las cu-
latas.
Juegos de bushings o cojinetes de bancada y de biela.
Juntas de la culata.

Junta de los balancines.
Permatex.
Sistema de embrague.

Tareas a Realizarse en el Grupo XI
Motor de Combustión Interna para Tractorina

En períodos de:

- 1 día Verificación de niveles de agua, aceite y combustible antes de arrancar el equipo; Registro de lectura de presión de aceite, temperatura aspiración y revoluciones por minuto, durante el período de trabajo; Verificación de las condiciones generales de trabajo del equipo; Cálculo del número de horas de trabajo a partir del último cambio de aceite, y cambio de aceite y filtro cuando se acumulen 150 horas de trabajo, siempre y cuando no se indique un número diferente de horas para algún motor en particular en cuyo caso el cambio se registrará por este número.
- 1 mes Limpieza de las bujías sin alterar su calibración; drenaje y lavado del tanque de combustible; drenaje y reposición del agua del radiador con el motor frío; lavado del filtro de aire, si lo hay.
- 3 meses Limpieza y calibración de bujías, asentada y calibración de los platinos; limpieza, chequeo y calibración del carburador; regulación y afinación del motor y cambio de todas las partes que fuere necesario a juicio del mecánico reparador.
- Nota: Siempre que se cambien los platinos se cambiará el condensador.
- 1 año Inspección y reparación completa de la máquina, incluyendo el cambio de todas las partes que el mecánico reparador considere necesario.

Mantenimiento, Reemplazos y Lubricaciones Necesarios:

aceite.
Agujas del carburador y sus asentos.
Bujías.

Cables de la ignición.
 Condensadores.
 Conjunto de juntas y sellos.
 Conjunto de la bomba de agua.
 Escobillas del generador eléctrico.
 Filtros de aceite.
 Formularios.
 Juego de anillos de compresión y aceite.
 Juego de bushings para la biela.
 Juego de cojinetes de bancada y biela.
 Juego de juntas del carburador.
 Permuta.
 Platinos.
 Terminales de los cables.

Trabajos a Realizarse en el Grupo XII

Tableros

En períodos de:

1 día Limpieza general.
 Verificación del ajuste de los aparatos de medición.
 Cambio de terminales, si fuere necesario a juicio del encargado.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Terminales.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XIII y XIV

Unidades de Arranque Manual y de Arranque Automático.

En períodos de:

1 día Control y reporte del nivel de aceite, si la unidad es de tipo de baño de aceite.
 Revisión del núcleo y bobinas de retención.

6 meses Revisión de contactos.
 Revisión de elementos térmicos, metálicos o de aceite.
 Revisión de bobinas.
 Revisión del sistema mecánico.
 Cambio opcional del aceite dieléctrico, o del elemento térmico.

000022

Regulación del tiempo de arranque.
Revisión de los cables de entrada y salida.

1 año Mantenimiento de 6 meses; además:
Cambio obligatorio de aceite dieléctrico.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Acetate dieléctrico (de transformador).
Contactos.
Elementos térmicos.
Relojes de tiempo.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XV y XVI
Receptores Térmomagnéticos y de Navajas con Fusibles.

En períodos de:

6 meses Revisión del mecanismo.
Revisión visual del ajuste de las zapatas en los interruptores de navajas.
Revisión de los cartuchos fusibles.

6 meses Limpieza de sulfatación de terminales.
Aplicación de una película de grasa a las cuchillas.
Ajuste del mecanismo de accionamiento.
Cambio de fusibles, si fuere necesario a juicio del encargado.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Cartuchos.
Fusibles.
Grasa.
Lijas.

Trabajos a Realizarse en el Grupo XVII
Subestaciones Eléctricas.

En períodos de:

6 meses Comprobación dieléctrica del aceite.
Masación a tierra.
Revisión y limpieza de los ductos de conexión.
Prueba del aislamiento del transformador.

Revisión y limpieza de los pararrayos.
 Revisión y limpieza de la línea de transmisión eléctrica.
 Revisión de los corta-circuitos y sus fusibles.
 Revisión de los apartarrayos.

1 año Mantenimiento de 6 meses.
 Cambio de aceite dieléctrico, si fuere necesario a juicio del encargado.

Materiales, Repuestos y Lubricaciones Necesarios:

Acete de transformador.
 Aisladores de línea.
 Apartarrayos.
 Ductos.
 Fusibles.
 Puntas de pararrayos.
 Terminales.

Trabajos a Realizarse en los Grupos XVIII y XIX
Medidores de Caudal: Tipo Hélico y de Presión Diferencial

En Períodos de:

- 1 día Cambio de disco del registrador.
 Anotación de la lectura del totalizador y del flujo-diarío, éste por diferencia con la del día anterior.
- 1 semana Control de la presión de la pluma sobre el disco registrador.
 Drenaje del aire de las cámaras y líneas, según instrucciones del manual.
- Nota: Estas operaciones semanales pueden espaciarse a períodos más largos, de acuerdo con los resultados obtenidos.
- 1 mes Regulación del registrador según lo establecido en el manual para verificar la exactitud de las lecturas especialmente la del cero y la correspondiente a la presión de prueba.
- 6 meses Lubricación general incluyendo cambios de aceite de los depositos, y ligero goteo de aceite en todos los ejes, pivotes y elementos móviles, sin desmontar ninguno de los mecanismos internos.

1 año Limpieza y regulación completa de todos los mecanismos del registrador, lubricación y regulación del aparato.

Nota: Las normas que anteceden son para medidores con transmisor de venturi o de orificio, y receptor con cámaras de presión diferencial, que tienen indicador, disco registrador y totalizador de flujo.

Materiales, Repuestos y Lubrificantes Necesarios:

Aceites especiales.
Discos.
Tinta especial.

Procedimientos Recomendados en los Grupos XX y XXI*
Clasificación de Gas: de Aplicación Directa y Tipo Solución.

En períodos de:

1 día Comprobación de que no hay fugas de cloro en el aparato, cilindros y líneas de cloro, y eliminación de las que pudiera haber.

Regulación de la proporción de alimentación de cloro en libras por cada 24 horas.

Registro de las horas de operación del clorador.

Registro de las presiones de agua y cloro, cuando hay manómetro.

Registro del peso del cilindro conectado, cuando hay báscula.

Cambio de cilindros, cuando se agote el conectado.

Limpieza exterior del aparato de cloración (en el cuarto).

1 mes Revisión de la operación del aparato.

Revisión de la operación del booster.

Revisión del sistema de inyección: desarenadores, garganta, mangueras y tubo de solución.

Limpieza de válvulas reductoras de presión a la entrada de los aparatos.

Limpieza de filtros, asientos y resortes de otras válvulas.

Comprobación de que no hay fugas de cloro, y eliminación de las que pudiera haber.

Aplicación de vaselina en las partes metálicas que -
muestren principios de corrosión.
Limpieza de rotámetro y de la bola indicadora.

1 año Desmontaje y limpieza completa del aparato, cambio -
de todas las partes defectuosas, regulación y compro-
bación del funcionamiento, incluyendo el de la bomba
de ayuda, cuando la hay.

Materiales, Repuestos y Lubricantes Necesarios:

Amoníaco.
Etergentes.
Diafragma.
Empaques.
Grasa.
Hojas de control.
Llaves de apretar conexiones.
Resortes.
Tubos flexibles.
Válvulas auxiliares.
Vaselina.

CAPITULO TERCERO.

DE SARROLLO DEL PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Inventario e Identificación de Instalaciones
y Equipo.

Forma DGOSAPA MP-1

Definición.- Prácticamente, esta operación es la primera etapa del plan. Consiste en el registro individual de las partes constitutivas de los equipos: bomba, motor, cabezal de engranes, clorador, etc. incluyendo también los datos que se puedan obtener de los archivos de la oficina de operación.

Objetivo.- Además de la utilidad inherente a todo inventario éste tiene como objetivo proporcionar la base para la programación y organización del mantenimiento preventivo y permitir, en combinación con las formas DGOSAPA MP-2 y MP-3, el conocimiento rápido de los elementos existentes en un sistema.

La forma de inventario e identificación de instalaciones y equipos, DGOSAPA MP-1, se llenará como se detalla enseguida:

Manera de llenar la Forma DGOSAPA MP-1

1.- En la parte superior, en el rectángulo a la izquierda debe anotarse la clase de sistema, el nombre de la localidad y Estado en que se encuentra; en el de la derecha se pondrán los nombres de las personas que realizaron las actividades que se indican, y la fecha en que se terminó el llenado de la forma.

2.- En seguida, en el renglón respectivo, se pondrá el nombre de la instalación o equipo que se está inventariando, usando una hoja para cada unidad, bien sea que se trate de una bomba, un motor, un arrancador, un interruptor, etc.

3.- En el siguiente renglón se anotará el nombre del lugar en que se encuentre instalado el equipo que se está inventariando, debiendo usarse para esto el nombre que, por mejor conocido, pueda más fácilmente identificarse.

4.- El renglón "número de identificación" no da

de llenarse en el momento en el momento de efectuar el inventario. Las instrucciones para asignar este número se dan más adelante.

5.- Los dos renglones siguientes se llenarán con el nombre de la casa manufacturera o fabricante del equipo que se está inventariando, y su dirección postal.

6.- Bajo "placa de identificación y datos técnicos adicionales", se anotarán los datos completos de la referida placa que la casa manufacturera o fabricante fija siempre en cada equipo; datos que deberán complementarse con otros técnicos adicionales que se encuentran en los archivos de la oficina del organismo operador.

7.- En la parte inferior de la hoja "información del fabricante" en los renglones correspondientes a los manuales o lista que se encuentren en la oficina se pondrá una cruz en la columna "adjunta", o bien una cruz en la columna "no existe" en correspondencia a los que no se encuentren. En este caso, hay que escribir inmediatamente a la casa fabricante solicitando la información faltante y, una vez que se haya obtenido se deberá cambiar la posición de la cruz de la columna "no existe" a la columna "adjunta".

8.- Para efectuar este trabajo inicial de inventario y poder asentar todos los datos en las formas DGOSPA MP-1 correspondientes a cada unidad del equipo, es indispensable ir a cada una de las diferentes instalaciones, y obtener los datos que haya sobre el terreno, que posteriormente se complementaran con los que se encuentren en la oficina respectiva y con aquellos que deban investigarse

Este trabajo debe ser efectuado en la forma más completa y exacta que sea practicable, sin omitir ninguna de las unidades existentes en cada instalación ni alguno de los datos que puedan conseguirse de cada unidad en el sitio en que se encuentra, pues las formas DGOSAPA MP-1, una vez llenas, constituyen la base sobre la cual sustentará la organización del mantenimiento preventivo.

Clasificación y Cantidad de Equipos.-Forma DGOSAPA MP2

Objetivo.- Una vez terminado el equipo, como se ha descrito anteriormente, se tendrá una gran cantidad de formas DGOSAPA MP-1, una por cada unidad de instala-

ción o equipo. El objetivo de la forma DGOSAPA MP-2 es proporcionar el medio de agrupar, clasificadas en una o varias hojas, todas las unidades que se han inventariado en un sistema.

Manera de llenar la Forma DGOSAPA MP-2

1.- En la parte superior, los dos rectángulos a la izquierda se llenarán como se indica en la Forma DGOSAPA MP-1.

2.- En el rectángulo que se encuentra en el extremo derecho, se pondrán las fechas oficial y final del período en que se realizó el llenado de la forma o formas correspondientes al sistema en cuestión.

3.- Para el llenado de la primera columna de la izquierda, RUTAS Y LOCALIDADES, se procederá de la siguiente manera:

a).- En primer lugar, las formas DGOSAPA MP-1 se clasificarán agrupando todas las que pertenezcan a una misma localidad, incluyendo su obra u obras de captación y demás instalaciones. En los casos de abastecimiento de agua potable, puede suceder que una localidad sea abastecida por varias captaciones; o que una captación abastezca a varias localidades.

b).- En seguida, las formas DGOSAPA MP-1 pertenecientes a una misma localidad se ordenarán por rutas, cuya selección dependerá de su longitud y de las facilidades de comunicación que existan. Se procurará por tanto que, dentro de lo factible, puedan recorrerse en un tiempo mínimo, que esas rutas serán las mismas que tendrá que recorrer el personal de mantenimiento.

4.- Seleccionada la ruta, en el renglón correspondiente a la primera localidad o captación se irán anotando las unidades de un mismo grupo encontradas en dicho punto, en la columna correspondiente al grupo de que se trate. Por ejemplo, si en la referida captación o localidad se encuentran una bomba centrífuga de eje vertical lubricada por agua, 2 motores eléctricos también de eje vertical, y un motor de gasolina, se pondrá un número 1 en la col. II, un número 2 en la col. VII y un número 1 en la col. IX. En tal forma, se continuará anotando las unidades de cada

RECURSOS HIDRÁULICOS
SISTEMA DE OPERACIÓN
CENTRAL DE OPERACIÓN DE
SISTEMA POTABLE Y ALCANTARILLADO
POLICIA DE CONSERVACION Y OPERACION
PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

SISTEMA DE _____
DE _____

FORMULO _____
REVISO _____
APROBO _____
FECHA _____

| LUGARES Y LOCALIDADES | BOMBAS | | | | | MOTORES ELÉCTRICOS | | | MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA | | | TABLEROS |
|-----------------------------|--------------------------------|--------------|-------------------|--------------|---------------------------|--------------------|-----------------|--------------------|-------------------------------|--------|----------|----------|
| | CENTRÍFUGAS | | EJE HORIZONTAL | DE PISTÓN | CABEZAL DE ENGRANES | EJE HORIZONTAL | EJE VERTICAL | TIPO SILENCIOSO | GASOLINA | DIESEL | INACTIVA | |
| | EJE VERTICAL LUB. ACEITE | LUB. AGUA | | | | | | | | | | |
| I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |

000030

grupo en sus respectivas columnas, y se totalizará finalmente el número que, de cada grupo, haya en la localidad que se este inventariando.

5.- Las columnas I a XXI cubren prácticamente la totalidad de los diferentes equipos que se encuentran en nuestras instalaciones. Sin embargo, si se hallaren equipos que no puedan clasificarse en ninguno de los 21 grupos especificados, se tomará nota numérica en las columnas XXII o XXIII y se harán al pie de la forma las aclaraciones a que haya lugar.

6.- Abajo y a la derecha de la forma, se anotará en el primer espacio vacío el número que corresponda a la hoja conforme a la ruta seleccionada, y en el segundo espacio el número de hojas que cubren el sistema en cuestión. Por ejemplo: 1 de 3, 2 de 3, 3 de 3.

Número de Identificación de los Equipos.- Forma DGOSAPA MP-3

Objetivos.- El número de identificación sirve para poder localizar rápidamente cualquier elemento de un equipo. La forma DGOSAPA MP-3 sirve para anotar en ella los números de identificación.

Formación del Número de Identificación.- Este consta de dos elementos: uno corresponde al grupo al que pertenece el equipo; el otro, que debido al poco espacio de que se dispone en la forma DGOSAPA MP-3, se anota como subíndice, señala el número progresivo que corresponde a cada equipo dentro de la localidad.

Manera de Llenar la Forma DGOSAPA MP-3

1.- La parte superior de la forma y la primera columna de la izquierda se llenarán como se mencionan en la forma DGOSAPA MP-2.

2.- La manera de llenar las demás columnas de la forma se ilustra con el ejemplo que sigue: Suponiendo que en una localidad hay 3 plantas de bombeo con bombas centrífugas de eje vertical lubricadas por agua (grupo II), y si en la primera planta hay 3 bombas, en la segunda hay 7 y en la tercera hay 6, las correspondientes anotaciones en la Forma MP-3 se harán como sigue:

En tres renglones de la 1a. columna de la izquierda se pondrán: planta de bombeo No. 1, planta de bombeo No. 2 y planta de bombeo No. 3

En los mismos renglones, pero dentro de la columna correspondiente al grupo II, se anotará II₁ - II₃; II₄-II₁₀; III₁₁-III₁₆.

En forma análoga se procederá para cualesquiera otras instalaciones y equipos que se encuentren en la localidad o sistema que se este manteniendo.

3.- Para cada grupo de equipos, los subíndices corresponderán al orden en que se vayan recorriendo los lugares donde se encuentren tales equipos, según sean las rutas que se hayan seleccionado. Así, en cada columna, bien sea que en un lugar haya sólo un equipo o varios del mismo grupo, los subíndices irán siempre apareciendo en orden numérico progresivo continuo.

Normas de Mantenimiento Preventivo - Forma DGOSAPA MP-4

Objeto.- Esta forma tiene por objeto permitir asentar en forma tabulada los trabajos a realizarse, su periodicidad y los materiales necesarios para mantener los diversos equipos en un estado de funcionamiento tan eficiente como sea practicable. El detalle de dichos trabajos, periodicidad y materiales, para los 21 grupos específicamente considerados, consta en el capítulo segundo: Normas de Mantenimiento Preventivo para cada Grupo.

Manera de Llenar la Forma DGOSAPA MP-4

1.- Los dos rectángulos superiores se llenarán como los de la forma DGOSAPA MP-1. Inmediatamente abajo, en el centro de la forma, se pondrán el o los números y nombres de los grupos a que pertenezca el equipo por mantener.

2.- En la primera columna de la izquierda se pondrá la periodicidad con que deben ejecutarse las labores de mantenimiento del referido equipo, la cual puede ser: 1 día, 1 semana, 1 mes, 3 meses, 6 meses o 1 año; hasta 2 años en ciertos casos.

3.- En la segunda columna se pondrá el nombre iniciales, firma, o cualquiera otra manera breve de identificar al ejecutante del trabajo que se especificará en la siguiente columna.

4.- En esta columna central, se consignarán todos los trabajos que deban realizarse, según sean el o los grupos a que se refiera la forma (punto 2.)

5.- En la columna extrema derecha se listarán como su encabezado indica, los nombres de los materiales, repuestos y lubricantes necesarios para la ejecución de los trabajos consignados en la columna central.

6.- Como ya se dijo, salvo la identificación de los ejecutantes, (segunda columna), los datos por consignar en las columnas primeras, central y cuarta son, para cada grupo, los mismos que se especifican en el capítulo segundo.

Calendario de Mantenimiento Preventivo.- Forma DGOSAPA MP-5

Definición y Objeto.- La formación del calendario de mantenimiento comprende la fijación de fechas en que se va a ejecutar el trabajo, las rutas por recorrer - el personal que va a ejecutarlo, los equipos a los que se va a dar mantenimiento y la periodicidad de esa labor, la forma DGOSAPA MP-5 permite asentar ordenadamente en ella los datos anteriores.

Manera de Llenar la Forma DGOSAPA MP-5

1.- En el rectángulo superior izquierdo se asentará la clase de sistema y el Estado que comprende el programa; en el superior derecho, además de los nombres que la forma indica, se pondrá en el último renglón la fecha en que se formuló el calendario. Abajo, al centro, se indicará el año correspondiente.

2.- Dejando libre todo el primer renglón de forma, en las dos columnas de la izquierda, se indicarán progresivamente las fechas en que se realizarán los trabajos.

3.- En el primer renglón de la tercera columna se especificarán, numerándolas, la ruta que seguirán los trabajos y la brigada que los ejecutará. En los siguientes renglones se listarán los nombres de las localidades y de los lugares que integran la ruta donde se encuentran los equipos a los que va a dar mantenimiento.

4.- En la cuarta columna se asentarán los números de identificación de los respectivos equipos, según aparezcan en alguna de las columnas numeradas 1 a XXXII de la forma DGOSAPA MP-3, en correspondencia de las localidades y lugares que figuran en su primera columna, que deben ser los mismos que integran la ruta y se encuentran listados en la tercera columna de esta forma.

Por lo anterior puede apreciarse que esta forma permite presentar un calendario de mantenimiento preventivo anual completo, aprovechando las normas de mantenimiento y otros elementos de programación desarrollados en el capítulo segundo, y la información sistemáticamente acumulada en las anteriores formas DGOSAPA MP-1 a MP-4.

Control de Mantenimiento Preventivo y de Reparación de Daños.

Forma DGOSAPA MP-6

Objeto.- Esta forma tiene por objeto verificar la correcta ejecución de los trabajos de mantenimiento y de reparación de daños, según consten en las formas DGOSAPA MP-4 y MP-5, controlando la calidad del trabajo realizado, el personal que lo realizó, el tiempo y los repuestos que empleó, y el personal que revisó dichos trabajos.

Manera de Llenar la Forma DGOSAPA MP-6.

1.- Los dos rectángulos superiores se llenarán como los de la forma DGOSAPA MP-5. La fecha que se pondrá será la de aprobación de lo que consta en la forma. Abajo, al centro, se indicará el año correspondiente.

000041

- 8 -

2.- Las columnas se llenarán como lo indican sus encabezados.

Nota.- Si se desea que esta forma sea de tamaño carta para las columnas segunda y penúltima, en muchos casos, habrá que usar alguna especie de clave para designar en forma compacta los trabajos que se realizaron y los repuestos que se usaron. De otra manera, habrá que extender la longitud de la forma en concordancia con lo prescrito en el capítulo segundo.

EJEMPLO ILUSTRADO.

Para una mejor comprensión del método presentado para programación y ejecución del mantenimiento preventivo a equipos eléctricos mecánicos, se incluye un ejemplo práctico que ilustrará el uso correcto de las formas que se emplean.

000042

10

JEFATURA DE OPERACION DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE
Y ALCANTARILLADO EN EL ESTADO DE JALISCO.

| LOCALIDAD | SISTEMA | MUNICIPIO | ORGANISMO OPERADOR | NUM. DE EQUIPOS |
|--------------------|---------|-----------|--------------------|-----------------|
| RUTA NCM. 1 | | | | |
| TONALI | | M/N | J.F.A.P. | 1 |
| VALLE DE GUADALUPE | | M/N | J.F.A.P. | 1 |
| SAN MIGUEL EL ALTO | | M/N | J.F.A.P. | 1 |

NOTA:

El listado de los Sistemas se organizó en el mismo orden de la ruta que seguirá la brigada de mantenimiento preventivo en su recorrido por las instalaciones.

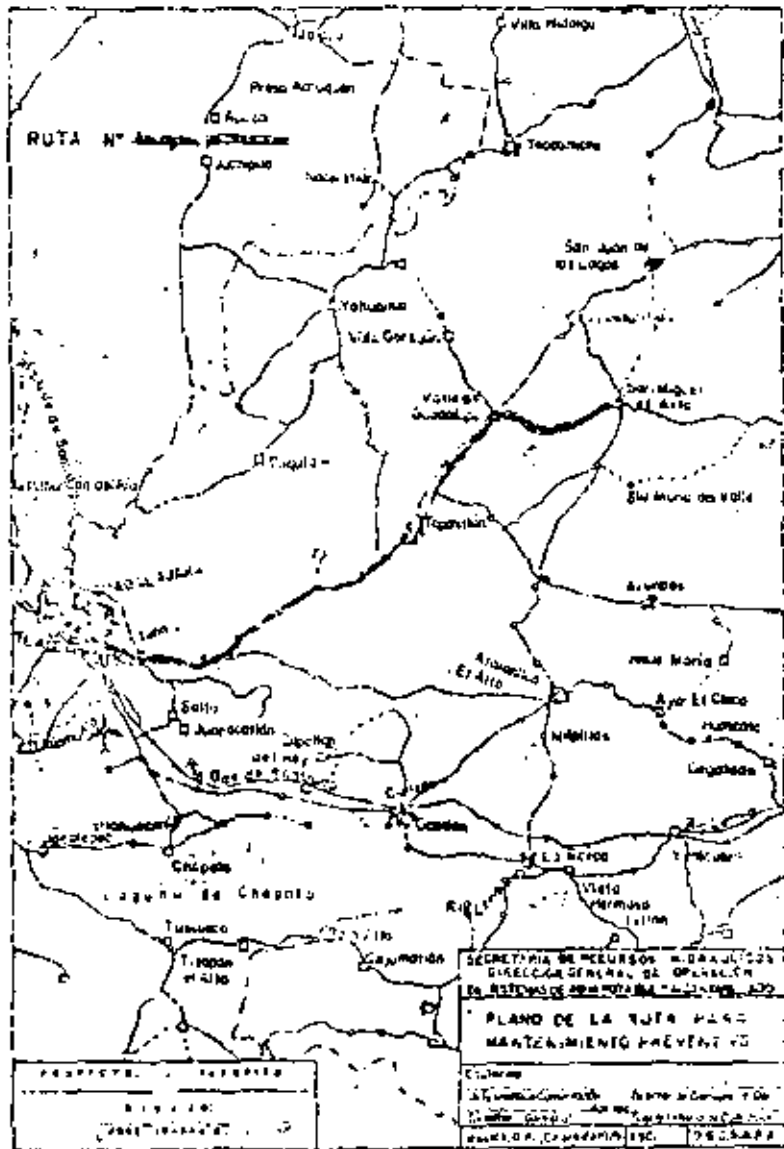
Asimismo, en programaciones reales se efectúa una relación de los Sistemas, colocándolos alfabéticamente, para que de esa manera se ordenen las formas DGOSAP MP-1, lo que facilita su localización.

- 11 -

En el plano, tomado de un Estado de la República, se trazó la ruta que seguiría la brigada de mantenimiento, en la que se consideraron únicamente los equipos electromecánicos de tres sistemas de agua potable. Se hace notar que, aun cuando existen mayor número de sistemas en esa región, estos no se tomaron en cuenta para no hacer demasiado extenso el ejemplo.

Quando se elabore la programación de un Estado completo, se señalará en su mapa un número suficiente de rutas que incluya la totalidad de los sistemas, y se integrarán la clase y número de brigadas de acuerdo con las necesidades del servicio.

000043



000044

12

FORMA DGOSAPA MP-1

Las indicaciones para el correcto llenado de esta forma se señalan en la página No. 1 del Capítulo Tercero.

Los datos vaciados a esta forma fueron tomados de las características de placa de los equipos.

Con el fin de abreviar el ejemplo, se suprimieron las formas DGOSAPA MP-1, relativas a los equipos electromecánicos correspondientes a los sistemas de Valle de Guadalupe y San Miguel el Alto, Jal.

000045

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACION
 DIRECCION GENERAL DE OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION

FORMA PROFORMA 00-1

| | | | |
|---|--------------|---|-----------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE DE TOMALA, JALISCO INVENTARIO E IDENTIFICACION DE INSTALACIONES Y EQUIPOS. | | FORMULO REVISION CROQUIS PLANO | |
| NOMBRE DE LA INSTALACION O EQUIPO: BOMBA VERTICAL | | | |
| LUGAR DE SU LOCALIDAD, INSTALADO: INDUSTRIAL MANA CALERA | | | |
| NOMBRE DE IDENTIFICACION: 1-1 | | | |
| PARTICIPANTE: NORTHINGTON DE MEXICO, S.A. AV. POZOS DE 140 Y CEYLAN, COL. INDUSTRIAL VALLEJO DIRECCION POSTAL: TELIS. 367-31-00 y 367-31-01 | | | |
| LUGAR DE IDENTIFICACION Y DATOS TECNICOS ADICIONALES: | | | |
| MARCA: | NORTHINGTON | | |
| GASTO: | 17 L.P.S. | | |
| EFICIENCIA: | 73% | | |
| MODELO DEL IMPULSOR: | 6 H-12 | | |
| TIPO DE IMPULSOR: | SEMI-ABIERTO | | |
| N.º DE TAJERES: | 13 | | |
| CONECTOR TIPO: | CONICO | | |
| CARGA DINAMICA TOTAL: | 95 M. | | |
| DIAMETRO DE ALAMBRE: | 12" | | |
| DIAMETRO DE COLUMNAS: | 6" | | |
| DIAMETRO DE FLUJO: | 1.376" | | |
| LONGITUD DE COLUMNAS: | 60 M. | | |
| LUBRICACION: | AGUA | | |
| VELOCIDAD: | 1700 R.P.M. | | |
| SERVICIO: | T-7614 | | |
| Informacion del Fabricante. | | Actualizado | No Existe |
| Manual Descripcio, de montaje | | | |
| Manual de Operacion. | | | |
| Manual de Mantenimiento. | | | |
| Lista de Partes | | | |
| NOTA: Si no existe la informacion del fabricante hay que solicitarla y cuando sea esta formulo | | | |

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACION
 DIRECCION GENERAL DE OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION

FORMA OFICIAL 01-77

| | | | |
|--|--------------|--------------------------------------|-------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE DE TONALA, JALISCO INVENTARIO E IDENTIFICACION DE INSTALACIONES Y EQUIPOS. | | FORMULO REVISO APROBO FECHA | |
| NOMBRE DE LA INSTALACION O EQUIPO: MOTOR ELCTRICO VENTILADOR | | | |
| LUGAR EN EL QUE ESTA INSTALADO: PARANTIAL "AGUA CALIENTE" | | | |
| NUMERO DE IDENTIFICACION: VII | | | |
| FABRICANTE: INDUSTRIA ELECTRICA DE MEXICO, S.A. KM. 11.5 CARRETERA CIRCUNVALACION, TLANEPANTELA DIRECCION POSTAL: MEXICO, D.F., TEL. 563-27-00 | | | |
| PLACA DE IDENTIFICACION Y DATOS TECNICOS ADICIONALES: | | | |
| MARCA: | GEN | | |
| POTENCIA: | 15 H.P. | | |
| VOLTAJE: | 440/220 | | |
| FRECUENCIA: | 50/60 C.P.S. | | |
| GRABES: | 7611002 | | |
| ANILLO: | 645 S. | | |
| FASFS: | 3 | | |
| MODELO: | 115 - 262 | | |
| DISEÑO: | ALMA B | | |
| RESISTENCIA: | 8 | | |
| TENSION NOMINAL: | 13000 | | |
| CLAVE: | 1 | | |
| ANILLO: | 166/90 | | |
| FACTOR DE SERVICIO: | 1.15 | | |
| MODIFICACION SUPLENTE: | 7612 | | |
| MODIFICACION INFERIOR: | 6311 ZC | | |
| VELOCIDAD: | 1720 RPM | | |
| Informacion de Fabricante | | Adjunto | Fecha |
| Manual Descripcion de Modelo | | | X |
| Manual de Operacion | | | X |
| Manual de Mantenimiento | | | X |
| Lista de Partes | | | X |
| NOTA: Si no existe informacion del fabricante hay que solicitarla al fabricante y adjuntarla. | | | |

FORMA OFICIAL 01-77

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACION
 DIRECCION GENERAL DE OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION

FORMA OFICIAL 01-77

| | | | |
|--|-------------|--------------------------------------|-------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE DE TONALA, JALISCO INVENTARIO E IDENTIFICACION DE INSTALACIONES Y EQUIPOS. | | FORMULO REVISO APROBO FECHA | |
| NOMBRE DE LA INSTALACION O EQUIPO: ARRANCADOR | | | |
| LUGAR EN EL QUE ESTA INSTALADO: PARANTIAL "AGUA CALIENTE" | | | |
| NUMERO DE IDENTIFICACION: XIII | | | |
| FABRICANTE: SQUARE "D" DE MEXICO, S.A. CALZADA DEL MORAL NUM. 270, IXTAPALAPA DIRECCION POSTAL: MEXICO, D.F., TEL. 562-70-86 | | | |
| PLACA DE IDENTIFICACION Y DATOS TECNICOS ADICIONALES: | | | |
| MARCA: | SQUARE "D" | | |
| POTENCIA: | 440 | | |
| VOLTAJE: | 3 | | |
| FASFS: | 3 | | |
| FRECUENCIA: | 60 C.P.S. | | |
| GRABES: | 8606 | | |
| TIPO: | CG-1 | | |
| CAPACIDAD: | 60/72 H.P. | | |
| ELEMENTOS TECNICOS: | CC 272 | | |
| CARRILLO A PLEN CALCA: | 76 B - 81.1 | | |
| TIPO DE CALCA: | ALMA B | | |
| Informacion de Fabricante | | Adjunto | Fecha |
| Manual Descripcion de Modelo | | | X |
| Manual de Operacion | | | X |
| Manual de Mantenimiento | | | X |
| Lista de Partes | | | X |
| NOTA: Si no existe informacion del fabricante hay que solicitarla al fabricante y adjuntarla. | | | |

FORMA OFICIAL 01-77

000045

SISTEMA DE IDENTIFICACION DE EQUIPOS
 DE TRANSFORMADORES
 INVENTARIO DE IDENTIFICACION DE
 INSTALACIONES Y EQUIPOS.

ACOMPASER LA IDENTIFICACION DEL EQUIPO...
 MARCA DEL EQUIPO...
 FABRICANTE...
 DIRECCION POSTAL...

PLACA DE IDENTIFICACION Y DATOS TECNICOS ADICIONALES.

| | |
|--------------|--------------|
| MARCA: | SIEMENS |
| VOLTAJE: | 120 VOLTAJE |
| AMPERAJE: | 125 AMPERAJE |
| FRECUENCIA: | 60 HZ |
| OTROS DATOS: | NO. 3225 |

| Informacion del Fabricante | Adjunto | No Existe | NOTA: Si no existe la informacion del fabricante, se debe indicar en la columna de "Otros Datos". |
|---------------------------------------|---------|-----------|---|
| Manual Descriptivo y de Mantenimiento | | X | |
| Manual de Operacion | | X | |
| Manual de Mantenimiento | | X | |
| Lista de Partes | | X | |

SISTEMA DE IDENTIFICACION DE EQUIPOS
 DE TRANSFORMADORES
 INVENTARIO DE IDENTIFICACION DE
 INSTALACIONES Y EQUIPOS.

ACOMPASER LA IDENTIFICACION DEL EQUIPO...
 MARCA DEL EQUIPO...
 FABRICANTE...
 DIRECCION POSTAL...

PLACA DE IDENTIFICACION Y DATOS TECNICOS ADICIONALES.

| | |
|---------------------|------------------|
| MARCA: | MEGSA |
| VOLTAJE EN ALTA: | 13.2KV |
| VOLTAJE EN BAJA: | 440/220V |
| FRECUENCIA: | 60 C.P.S. |
| TIPO: | CA |
| ESTADO: | 4250 - 7808 |
| VOL. DE ACEITE: | 150 LITROS |
| PESO APROXIMADO: | 131 KG. |
| IMPEDANCIA A 75°C: | 3.1% |
| TEMP. MAX. DEL OIL: | 55°C |
| A.S.N.M. | 2,000.H. |
| COSEQUIPO: | DELTA - ESTRELLA |

| Informacion del Fabricante | Adjunto | No Existe | NOTA: Si no existe la informacion del fabricante, se debe indicar en la columna de "Otros Datos". |
|---------------------------------------|---------|-----------|---|
| Manual Descriptivo y de Mantenimiento | | X | |
| Manual de Operacion | | X | |
| Manual de Mantenimiento | | X | |
| Lista de Partes | | X | |

000047

000043

FORMA DGCOSAPA MP-2

Las indicaciones para el correcto llenado de esta forma se señalan en la página No. 3 del Capítulo Tercero.

Para el llenado de esta forma se utilizaron los datos completos de los 3 sistemas considerados.

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUB-SECRETARÍA DE OPERACIÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIÓN DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCIÓN DE CONSERVACIÓN, OPERACIÓN
 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

SISTEMA DE AGUA POTABLE
 DE JULIACA

FORMULÓ _____
 REVISÓ _____
 APROBÓ _____
 FECHA _____

| LUGARES Y LOCALIDADES | BOMBAS | | | | CAPIZAL DE ENGRANES | MOTORES ELÉCTRICOS | | | MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA | | | TABLÓN | |
|------------------------------|----------------|--------------|-------------------|-------------------|---------------------------|--------------------|-------------------|----------|-------------------------------|----------|--------|--------|--|
| | CENTRIFUGAS | | | EJE HORIZONTAL | | EJE VERTICAL | TIPO SUMERJIDO | GASOLINA | DIESEL | TRACCIÓN | TABLÓN | | |
| | EJE VERTICAL | | EJE HORIZONTAL | | | | | | | | | | |
| | LUB. ACEITE | LUB. AGUA | | | | | | | | | | | |
| I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII | | |
| CITA No. 1 | | | | | | | | | | | | | |
| TOMAS | | | | | | | | | | | | | |
| MINERAL AGUA CALIENTE | | 1 | | | | | | | | | | | |
| AGUA DE CUADRA DE | | | | | | | | | | | | | |
| POZO No. 1 LA PROVIDENCIA | | 1 | | | | | | | | | | | |
| SAN NICOLÁS EL ALTO | | | | | | | | | | | | | |
| POZO No. 1 DEL AGUA CALIENTE | | 1 | | | | | | | | | | | |
| CITA DE ESTILOS | | 1 | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |

000043

000051

FORMA DGOSAPA MP_3

Las indicaciones para el correcto llenado de esta forma se reflejan en la página No. 4 del Capítulo Tercero.

Para el llenado de esta forma se utilizaron los datos completos de los 3 sistemas considerados.

C. _____
 D. _____
 E. _____
 F. _____

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS.

| CIDD | MOTORES DE COMB. INTERNA | | | TABLEROS | UNIDS DE ARRANQUE | | INTERRUPTORES | | SUBESTACIÓN ELÉCTRICA | MED. DE CAUDAL | | CLORADOR DE GAS | | XXII | XXIII |
|------|--------------------------|--------|------------|----------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|---------------------|---------------------|------------------|------|-------|
| | BASOLINA | DIESEL | TRACTOLINA | | MANUAL | AUTOMÁTICO | TERMO. MAGNÉTICOS | DE NAVAJA CON FUSIBLE | | TIPO HELICE | PRESIÓN DIFERENCIAL | APLICACIÓN DIRECTA. | DE SOLUCIÓN | | |
| | IX | X | XI | | XII | XIII | XIV | XV | | XVI | XVII | XVIII | XIX | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | XIII ₁ | | XV ₁ | | XVII ₁ | | | | | |
| | | | | | | XIII ₂ | | | XVI ₁ | XVII ₂ | | | | | |
| | | | | | | XIII ₃ | | XVI ₂ | | XVII ₃ | | | XXI ₁ | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |

000052

000054

FORMA DGOSAPA MP-4

Las indicaciones para el correcto llenado de esta forma se señalan en la página No. 5 del Capítulo Tercero.

La periodicidad de los trabajos de mantenimiento puede ser modificada de acuerdo con las condiciones de temperatura ambiente, humedad, calidad del agua, equipos de repuesto en existencia, etc.

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUBSECRETARIA DE OPERACIONES
 DIRECCION GENERAL DE OPERACIONES DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALCANALILLADO
 DIVISION DE APROVECHAMIENTO Y OPERACION

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUBSECRETARIA DE OPERACIONES
 DIRECCION GENERAL DE OPERACIONES DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALCANALILLADO
 DIVISION DE APROVECHAMIENTO Y OPERACION

| | |
|-------------------------------------|----------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE | PROYECTO |
| DE JALISCO | PROYECTO |
| NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. | PROYECTO |

| | |
|-------------------------------------|----------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE | PROYECTO |
| DE JALISCO | PROYECTO |
| NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. | PROYECTO |

GRUPO I NORMAS OPERATIVAS DE LAS VERTICALES
 UNIDADES POR ACUÍFERO

| TIPO DE EQUIPO | DESCRIPCIÓN | MATERIALES REQUERIDOS Y ALTERNATIVAS |
|----------------|--|---|
| A | Aspirador de nivel, caudal y nivel de líquido, así como el nivel y presión de carga. | Alcance, Formularios especiales. |
| | Control del nivel de aceite y gomas en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance. |
| | Control del aceite de lubricación en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance. |
| | Reparación de vibraciones en el sistema de agua y el funcionamiento del equipo y de sus accesorios para garantizar el trabajo. | Alcance. |
| B | Desmontaje total del equipo y limpieza del equipo. | Alcance, Amolador de engarrete. |
| | Reparación de todos los elementos de la bomba. | Alcance, Amolador de engarrete y de bombas. |
| | Control de la bomba de agua en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Reparación de las bombas y de sus accesorios. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Reparación del rotámetro, reemplazo de bombas, mantenimiento de los valores de control, ajuste y chequeo y reparación de los accesorios. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Verificación de que el equipo está en condiciones de funcionamiento cuando sea necesario para operar las bombas. | Alcance, Bombas de lubricación. |

GRUPO III NORMAS OPERATIVAS DE LAS HORIZONTALS

| TIPO DE EQUIPO | DESCRIPCIÓN | MATERIALES REQUERIDOS Y ALTERNATIVAS |
|----------------|--|---|
| A | Aspirador de nivel, caudal y nivel de líquido, así como el nivel y presión de carga. | Alcance, Formularios especiales. |
| | Control del nivel de aceite y gomas en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance. |
| | Control del aceite de lubricación en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance. |
| | Reparación de vibraciones en el sistema de agua y el funcionamiento del equipo y de sus accesorios para garantizar el trabajo. | Alcance. |
| B | Desmontaje total del equipo y limpieza del equipo. | Alcance, Amolador de engarrete. |
| | Reparación de todos los elementos de la bomba. | Alcance, Amolador de engarrete y de bombas. |
| | Control de la bomba de agua en las bombas lubricadas por aceite. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Reparación de las bombas y de sus accesorios. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Reparación del rotámetro, reemplazo de bombas, mantenimiento de los valores de control, ajuste y chequeo y reparación de los accesorios. | Alcance, Bombas de lubricación. |
| | Verificación de que el equipo está en condiciones de funcionamiento cuando sea necesario para operar las bombas. | Alcance, Bombas de lubricación. |

000055

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 DIRECCION GENERAL DE OPERACIONES Y SISTEMAS
 DE ALBERGUE Y SERVICIOS DE ALBERGUE
 DIRECCION DE SERVICIOS Y OPERACIONES

| | |
|-------------------------|------------------------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE | FORMA DE MANTENIMIENTO |
| DE | PARCELAS |
| NORMA DE MANTENIMIENTO | PREVENTIVO |

GRUPO Y CATEGORIA DE EQUIPOS

| TIPO DE EQUIPO | CATEGORIA | DESCRIPCION Y SERVICIOS | REQUISITOS DE MANTENIMIENTO |
|----------------|-----------|--|------------------------------------|
| 1. a) | | Operación visual del nivel de aceite, aceite al. fuera necesario. | aceite |
| 1. a) | | Operación del aceite y nivel de tanques, aceite al. fuera necesario. | aceite, filtros, bomba y conductos |

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 DIRECCION GENERAL DE OPERACIONES Y SISTEMAS
 DE ALBERGUE Y SERVICIOS DE ALBERGUE
 DIRECCION DE SERVICIOS Y OPERACIONES

| | |
|-------------------------|------------------------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE | FORMA DE MANTENIMIENTO |
| DE | PARCELAS |
| NORMA DE MANTENIMIENTO | PREVENTIVO |

GRUPO DE EQUIPOS ELECTRICOS DE LÍNEA HORIZONTAL

| TIPO DE EQUIPO | CATEGORIA | DESCRIPCION Y SERVICIOS | REQUISITOS DE MANTENIMIENTO |
|----------------|-----------|--|-----------------------------|
| 1. a) | | Operación de bombas, limpieza de filtros, revisión del salinómetro, de los filtros, limpieza de yuntas, limpieza de la línea de conducción del aceite, y de los aparatos de trabajo. | aceite, filtros |
| 2. a) | | Limpieza de bombas, los filtros, limpieza de aceite, y limpieza de los filtros, limpieza de yuntas, limpieza de la línea de conducción del aceite, y de los aparatos de trabajo. | aceite, filtros |
| 3. a) | | Revisión completa del motor, limpieza de los filtros, limpieza de yuntas, limpieza de la línea de conducción del aceite, y de los aparatos de trabajo. | aceite, filtros |
| 4. a) | | Revisión completa del motor, limpieza de los filtros, limpieza de yuntas, limpieza de la línea de conducción del aceite, y de los aparatos de trabajo. | aceite, filtros |

000057

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUBSECRETARÍA DE OPERACIONES Y
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO
 DE OBRAS DE LA ALCA Y DE OBRAS DE LOS
 SERVICIOS DE CONSERVACIÓN Y OPERATIVO

| | |
|--|---------|
| SISTEMA DE <u>ALCA DE LA ALCA</u> | PREPARE |
| DE <u>ALCA</u> | OFICINA |
| ORDEN DE MANTENIMIENTO <u>PREVENTIVO</u> | FECHA |

GRUPO DE OBRAS DESTINADAS A SU MANTENIMIENTO

| TIPO DE OBRAS | DESCRIPCIÓN | DETALLE DE OBRAS DESTINADAS A SU MANTENIMIENTO |
|---------------|---|---|
| 1 día | Verificación de voltaje, potencia y potencia. Comprobación visual de niveles de aceite de los motores. | Verificación. |
| | Comprobación de la estabilidad de las partes y condiciones ambientales de trabajo. | |
| 2 meses | Revisión y limpieza del motor después de las 24 horas y el aceite. Limpieza de los motores. Inspección de los filtros y cambio de aceite si es necesario. Limpieza de las partes y revisión de los niveles de aceite. Comprobación eléctrica de los motores. Limpieza exterior con agua jabonosa y solución de limpiador. Si es necesario, lubricación con aceite de mantenimiento. | Revisión y limpieza de los motores. Limpieza de los filtros y cambio de aceite si es necesario. Limpieza de las partes y revisión de los niveles de aceite. Comprobación eléctrica de los motores. Limpieza exterior con agua jabonosa y solución de limpiador. Si es necesario, lubricación con aceite de mantenimiento. |

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUBSECRETARÍA DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIONES Y MANTENIMIENTO
 DE OBRAS DE LA ALCA Y DE OBRAS DE LOS SERVICIOS DE CONSERVACIÓN Y OPERATIVO

| | |
|--|---------|
| SISTEMA DE <u>ALCA DE LA ALCA</u> | PREPARE |
| DE <u>ALCA</u> | OFICINA |
| ORDEN DE MANTENIMIENTO <u>PREVENTIVO</u> | FECHA |

GRUPO DE OBRAS DESTINADAS A SU MANTENIMIENTO

| TIPO DE OBRAS | DESCRIPCIÓN | DETALLE DE OBRAS DESTINADAS A SU MANTENIMIENTO |
|---------------|---|---|
| 1 día | Verificación de voltaje, potencia y potencia. | Verificación. |
| 2 meses | Revisión y limpieza del motor después de las 24 horas y el aceite. Limpieza de los motores. Inspección de los filtros y cambio de aceite si es necesario. Limpieza de las partes y revisión de los niveles de aceite. Comprobación eléctrica de los motores. Limpieza exterior con agua jabonosa y solución de limpiador. Si es necesario, lubricación con aceite de mantenimiento. | Revisión y limpieza de los motores. Limpieza de los filtros y cambio de aceite si es necesario. Limpieza de las partes y revisión de los niveles de aceite. Comprobación eléctrica de los motores. Limpieza exterior con agua jabonosa y solución de limpiador. Si es necesario, lubricación con aceite de mantenimiento. |

000053

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUBSECRETARÍA DE OPERACIÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIÓN DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALBAYALILLAS
 DIRECCIÓN DE CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUBSECRETARÍA DE OPERACIÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIÓN DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALBAYALILLAS
 DIRECCIÓN DE CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN

SISTEMA DE AGUA POTABLE DE []
 DE []
 NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

FORMULA []
 ABRIL []
 ABRIL []
 ABRIL []

SISTEMA DE AGUA POTABLE DE []
 DE []
 NORMAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

FORMULA []
 ABRIL []
 ABRIL []
 ABRIL []

GRUPO DE NORMAS DE CONSTRUCCIÓN INTERNA PARA CASILLA

GRUPO DE NORMAS DE CONSTRUCCIÓN INTERNA PARA DEQUE

| Grupo de Normas | CONTENIDO | INDICIA Y DESCRIBE | MATERIALES, EQUIPOS Y ACCESORIOS RECOMENDADOS |
|-----------------|-----------|---|---|
| 1.01 | | Revisión de niveles de agua, nivel y cambio de nivel, antes de operar el equipo. Revisión de lecturas de presión de agua, temperatura, volumen y consumo por punto de consumo al período de trabajo. | Acople. Filtro de aceite. Compuertas. |
| 1.02 | | Verificación de las condiciones generales de los equipos. Cálculo del número de horas de trabajo y presión del sistema cuando se acciona y cambio de aceite y filtro cuando se acumulan 150 horas de trabajo siempre y cuando no se observe un cambio diferente de para un motor en particular, en caso de ser el cambio de aceite por este motor. | |
| 1.03 | | Limpieza de las bujías sin aceite en el cilindro superior y reposición del agua del radiador antes de la operación, lavando el filtro de agua, si lo hay. | Bujías de los cilindros. Filtro de agua. |
| 1.04 | | Revisión y reposición de aceite, presión y lubricación de los pistones, válvulas, válvulas de distribución del motor cuando se acciona. Limpieza de los bujías, cambio de aceite y filtro de agua cuando se acciona el motor. | Compuertas. Compuertas de aceite. Filtro de agua. |
| 1.05 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.06 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.07 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.08 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.09 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.10 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |

| Grupo de Normas | CONTENIDO | INDICIA Y DESCRIBE | MATERIALES, EQUIPOS Y ACCESORIOS RECOMENDADOS |
|-----------------|-----------|--|---|
| 1.01 | | Verificación de niveles de agua, nivel y cambio de nivel, antes de operar el equipo. Revisión de lecturas de presión de agua, temperatura, volumen y consumo por punto de consumo al período de trabajo. Verificación de las condiciones generales de los equipos. Cálculo del número de horas de trabajo y presión del sistema cuando se acciona y cambio de aceite y filtro cuando se acumulan 150 horas de trabajo siempre y cuando no se observe un cambio diferente de para un motor en particular, en caso de ser el cambio de aceite por este motor. | Acople. Filtro de aceite. Compuertas. |
| 1.02 | | Limpieza de las bujías sin aceite en el cilindro superior y reposición del agua del radiador antes de la operación, lavando el filtro de agua, si lo hay. | Bujías de los cilindros. Filtro de agua. |
| 1.03 | | Revisión y reposición de aceite, presión y lubricación de los pistones, válvulas, válvulas de distribución del motor cuando se acciona. Limpieza de los bujías, cambio de aceite y filtro de agua cuando se acciona el motor. | Compuertas. Compuertas de aceite. Filtro de agua. |
| 1.04 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.05 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.06 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.07 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.08 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.09 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |
| 1.10 | | Revisión de los niveles de aceite y cambio de aceite cuando se acciona el motor. | Filtro de aceite. Compuertas de aceite. |

000053

| | | |
|---|--|-----------------|
| SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE | | FORMA NO. _____ |
| DE LA ZONA DE _____ | | ACTIVO _____ |
| NORMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. | | FECHA _____ |

GRUPO X MOTORES DE COMBUSTION INTERNA PARA DIESEL

| TIPO DE MOTORES | ESPECIFICACIONES | TRABAJOS Y REVISIONES | MATERIAL REQUERIDO Y CANTIDADES ESTIMADAS |
|-----------------|------------------|--|--|
| 2 años | | de funcionamiento del motor, revisión de anillos y al funcionamiento a bajas del sistema de escape. | |
| | | Revisión y ajuste del sistema de embrague. | |
| | | Revisión a cambio del aceite de la bomba de agua. | |
| 2 años | | Inspección y reparación completa de la máquina y cambio de los partes que al revisión, repare las partes necesarias. | aceite, Agua destilada, Aceite de balas del motor que Cilindros nuevo o recambiado al fuera necesario. Fle Carteritas de las bombas agua. Carteritas de las bombas de aceite Carteritas de partes y de fle Servicio para bomba de agua Banco del motor Filtros de aceite Filtros de combustible Grasa Juntas de anillos Juntas de cables y tambores Juntas de cables y tambores Juntas de cables y tambores Juntas de cables y tambores Juntas de cables y tambores |

1970-1971

1970-1971

| | | |
|---|--|-----------------|
| SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE | | FORMA NO. _____ |
| DE LA ZONA DE _____ | | ACTIVO _____ |
| NORMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. | | FECHA _____ |

GRUPO X MOTORES DE COMBUSTION INTERNA PARA DIESEL

| TIPO DE MOTORES | ESPECIFICACIONES | TRABAJOS Y REVISIONES | MATERIAL REQUERIDO Y CANTIDADES ESTIMADAS |
|-----------------|------------------|--|---|
| 2 años | | de funcionamiento del motor, revisión de anillos y al funcionamiento a bajas del sistema de escape. | |
| | | Revisión y ajuste del sistema de embrague. | |
| | | Revisión a cambio del aceite de la bomba de agua. | |
| 2 años | | Inspección y reparación completa de la máquina y cambio de los partes que al revisión, repare las partes necesarias. | La bomba de inyección, Aceite de pistones, Juntas de carburadores de los carburadores Juntas de válvulas de escape y rectificación de las válvulas Juntas de válvulas de escape de la cámara y de la cámara de escape y de la cámara de escape Juntas de la cámara Juntas de los carburadores Filtros Sistema de embrague |

1970-1971

1970-1971

000000

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

| GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA |
|---|---|--|--|
| 1 día | Control de disco del registrador, limpieza de la tuerca del instalador y del eje de la tuerca, para evitar el ruido con la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 1 semana | Control de la presión de la línea de agua, según las especificaciones del manual. Revisión del tipo de las válvulas y filtros, según las instrucciones del manual. Nota: Estas operaciones solamente pueden efectuarse a períodos muy largos, no coincide con los registros obituarios. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 1 mes | Regulación del registrador, según la especificación en el manual para verificar la precisión de las lecturas, especialmente la del agua y la corrección de la presión de agua. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 3 meses | Substitución general de los componentes de presión de los dispositivos y líneas, según se indica en el manual, y limpieza de los mismos, sin olvidar a los dispositivos de presión. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 1 año | Limpieza y regulación completa de todos los dispositivos del registrador, substitución y regulación del agua. Nota: Las normas que rigen estas operaciones son las mismas que las que rigen las operaciones de regulación, con líneas instaladas y líneas de instalador de agua. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |

GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA

| GRUPO DE REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA | REGULATORIOS Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALFARERÍA |
|---|--|--|--|
| 1 día | Comprobación de que los dispositivos de presión de agua, válvulas, líneas de agua y dispositivos de presión de los dispositivos de presión. Regulación de la presión de agua, según las especificaciones del manual. Regulación de las horas de operación del dispositivo de presión de agua. Regulación del peso del cilindro proyectado, para que sea correcto. Cambio de válvulas, cuando sea necesario, según las especificaciones del manual. Limpieza exterior del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 1 mes | Revisión de la precisión del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. Revisión del sistema de presión de agua, según las especificaciones del manual. Limpieza de válvulas, dispositivos de presión y líneas de agua, según las especificaciones del manual. Comprobación de que los dispositivos de presión de agua, válvulas, líneas de agua y dispositivos de presión de los dispositivos de presión. Regulación de la presión de agua, según las especificaciones del manual. Regulación de las horas de operación del dispositivo de presión de agua. Regulación del peso del cilindro proyectado, para que sea correcto. Cambio de válvulas, cuando sea necesario, según las especificaciones del manual. Limpieza exterior del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 3 meses | Revisión de la precisión del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. Revisión del sistema de presión de agua, según las especificaciones del manual. Limpieza de válvulas, dispositivos de presión y líneas de agua, según las especificaciones del manual. Comprobación de que los dispositivos de presión de agua, válvulas, líneas de agua y dispositivos de presión de los dispositivos de presión. Regulación de la presión de agua, según las especificaciones del manual. Regulación de las horas de operación del dispositivo de presión de agua. Regulación del peso del cilindro proyectado, para que sea correcto. Cambio de válvulas, cuando sea necesario, según las especificaciones del manual. Limpieza exterior del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |
| 1 año | Revisión de la precisión del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. Revisión del sistema de presión de agua, según las especificaciones del manual. Limpieza de válvulas, dispositivos de presión y líneas de agua, según las especificaciones del manual. Comprobación de que los dispositivos de presión de agua, válvulas, líneas de agua y dispositivos de presión de los dispositivos de presión. Regulación de la presión de agua, según las especificaciones del manual. Regulación de las horas de operación del dispositivo de presión de agua. Regulación del peso del cilindro proyectado, para que sea correcto. Cambio de válvulas, cuando sea necesario, según las especificaciones del manual. Limpieza exterior del aparato de presión de agua, según las especificaciones del manual. | Revisión de la tuerca superior. | Revisión de la tuerca superior. |

000064

FORMA DGOSAPA MP-5

Las indicaciones para el correcto llenado de esta forma se señalan en la página No. 6 del Capítulo Tercero.

En la forma se programaron los trabajos de los equipos electromecánicos de los 3 sistemas considerados.

SECRETARÍA DE RECURSOS HIDRÁULICOS
 SUB-SECRETARÍA DE OPERACIÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE OPERACIÓN DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCIÓN DE CONSERVACIÓN Y OPERACIÓN

| | |
|---|--------------------------------------|
| SISTEMA DE AGUA POTABLE DE JALISCO CALENDARIO DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. | FORMULO REVISÓ APRUBÓ FECHA |
|---|--------------------------------------|

AGO. 1975

| DÍA | MEZ. | RUTA I | QUILÓMETROS | NÚMERO DE SERVICIO | ESTADO |
|---------------------|--------|------------------------------|-------------|--------------------|---------|
| 1 | AGOSTO | MANANTIAL "AGUA CALIENTE" | | VII | 2 HORAS |
| 2 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 3 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 4 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 5 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 6 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 7 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 8 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 9 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| 10 | " | " | | VII | 2 HORAS |
| VALLE DE GUADALUPE | | | | | |
| 11 | AGOSTO | POZO N° 1 "LA PROVINCIA" | | VIII | 2 HORAS |
| 12 | " | " | | VIII | 2 HORAS |
| 13 | " | " | | VIII | 2 HORAS |
| 14 | " | " | | VIII | 2 HORAS |
| 15 | " | " | | VIII | 2 HORAS |
| 16 | " | " | | VIII | 2 HORAS |
| SAN VICENTE EL ALTO | | | | | |
| 17 | AGOSTO | POZO N° 1 "EL AGUA CALIENTE" | | IX | 2 HORAS |
| 18 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 19 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 20 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 21 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 22 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 23 | " | " | | IX | 2 HORAS |
| 24 | " | " | | IX | 2 HORAS |

000067 . .

FORMA DDCSAPA NP-6

Las indicaciones para el correcto llenado de esta -
forma se señalan en la página No. 7 del Capítulo Tercero.

Para simplificación del ejemplo, únicamente se -
incluyeron los reportes de los trabajos efectuados en el sis-
tema de Tonalá, Jal.

FORMULARIO N.º 1

SISTEMA DE AGUA POTABLE
 DE JALISCO
 CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACIÓN DE DAÑOS.

FORMULARIO N.º 2

REVISIÓN
 APROBADO
 FECHA

FORMULARIO N.º 1

SISTEMA DE AGUA POTABLE
 DE JALISCO
 CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACIÓN DE DAÑOS.

FORMULARIO N.º 2

REVISIÓN
 APROBADO
 FECHA

AÑO 1975

| FECHAS | TRABAJO REALIZADO | PERSONAL QUE LO REALIZÓ | TIEMPO EMPLEADO | REPUESTOS QUE SE USARON | REVISADO POR |
|---------|---|-------------------------|-----------------|---|--------------|
| 6 ENERO | MUNDA Se realizó el desmontaje integral del equipo y limpieza de todas las partes, así como la inspección de todos los elementos de fricción con el eje del eje en la columna en la bomba y cambio de las partes defectuosas. Se cambiaron los sellos de aceite en la bomba. Se revisaron los impulsores y anillos de fricción de los mismos y cambio de las partes defectuosas. Se efectuó la revisión de las tuberías. Limpieza del colector a ceruidos de succión. Se realizó el control de las válvulas de entrada, salida y check y finalmente se chequearon las corrientes. | BRIGADA 1 | 1 | Sellos de aceite, guillos de desmontaje, empujadores de válvulas. | |

Hoja N.º 1 de 2

AÑO 1975

| FECHAS | TRABAJO REALIZADO | PERSONAL QUE LO REALIZÓ | TIEMPO EMPLEADO | REPUESTOS QUE SE USARON | REVISADO POR |
|---------|---|-------------------------|-----------------|-------------------------|--------------|
| 7 ENERO | MOTOR ELÉCTRICO Se desmontó completamente el motor, se cambió los baleros y el rotor, se efectuó un lavado en los baleros, inspección de los álabes y cambio de aceite. Se realizó una comprobación eléctrica de las bobinas, limpieza exterior con aire comprimido y pintura industrial y recubrimiento con barniz dieléctrico y finalmente se realizó el montaje, realice ensayo y pruebas completas. | BRIGADA 1 | 1 | | |

Hoja N.º 2 de 2

000003

000071

LIBROS DE CONSULTA:

- 1.- Hicks, Tyler G. Bombas su selección y aplicación.
- 2.- Carter, Roy y Colaboradores: Pump Questions and Answers New York, Mc Graw-Hill- 1949.
- 3.- Hydraulic Handbook Fairbanks Morse & Co.
- 4.- Manual de Mantenimiento Preventivo. Secretaría de Recursos Hidráulicos.
- 5.- Apuntes del Curso Intensivo Bombas para Agua Potable. Organización Panamericana de la Salud 1966.
- 6.- Revistas Técnicas y Catálogos de fabricantes de bombas.

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACION
 DIRECCION GENERAL DE OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION

FORMA DE REGISTRO N.º 1

SISTEMA DE AGUA POTABLE DE TUNALA, JALISCO
 CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACION DE DAÑOS.
 FORMULO _____
 REVISO _____
 APROBO _____
 FECHA _____

AÑO 1972

| FECHAS | TRABAJO REALIZADO | PERSONAL QUE LO REALIZO | TIEMPO EMPLEADO | REPARACIONES QUE SE HICIERON | REVISADO |
|---------|---|-------------------------|-----------------|------------------------------|----------|
| Y ENERO | INTERRUPTOR Se realizó la limpieza de sulfatación de terminales. | BRICAJA I | 1 | Grasa Lijas Fusibles | |
| | Se aplicó una película de grasa a los cuchillos. | | | | |
| | Se realizó el ajuste mecánico de alineamiento y cambio de fusibles. | | | | |

HOJA N.º 1

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACION
 DIRECCION GENERAL DE OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION

FORMA DE REGISTRO N.º 1

SISTEMA DE AGUA POTABLE DE TUNALA, JALISCO
 CONTROL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y DE REPARACION DE DAÑOS.
 FORMULO _____
 REVISO _____
 APROBO _____
 FECHA _____

AÑO 1972

| FECHAS | TRABAJO REALIZADO | PERSONAL QUE LO REALIZO | TIEMPO EMPLEADO | REPARACIONES QUE SE HICIERON | REVISADO |
|----------|--|-------------------------|-----------------|--|----------|
| 10 ENERO | SUBESTACION ELÉCTRICA Se efectuó la comprobación de nivel del aceite se hizo medición a tierra, revisión de los ductos de control y limpieza y prueba de aislamiento del transformador, revisión y limpieza de los parafusos, revisión y limpieza de la línea de transmisión eléctrica, revisión los cortocircuitos y sus fusibles, revisión de los aparatos y cambio de aceite eléctrico. | BRICAJA I | 1 | Acetate de transp... Puntas de parafusos Lijas | |

HOJA N.º 1

000072

1. SISTEMA DE REGISTRO DE AGENCIAS
 2. SISTEMA DE REGISTRO DE AGENTES
 3. SISTEMA DE REGISTRO DE OPERACIONES
 4. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS PERSONALES
 5. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE CONTACTO
 6. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE INTERES

7. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 8. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 9. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 10. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION

11. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 12. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 13. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 14. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION

15. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 16. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 17. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION
 18. SISTEMA DE REGISTRO DE DATOS DE IDENTIFICACION

| LOCALIDADES | CATEGORIA | | NOMBRES Y APELLIDOS | | | | | | | | | | | | | NOMBRES DE IDENTIFICACION | | | | | |
|-------------|-----------|---|---------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|---------------------------|----|----|----|----|--|
| | A | B | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

000075

| CATEGORÍA Y LOCALIDADES | SISTEMA DE CALIFICACIONES | | | | | CARRERAS | | | CLASIFICACION Y CARRERAS DE EQUIPOS | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|---------------------------|----|-----|----|---|----------|-----|------|-------------------------------------|---|----|-----|------|-----|----|-----|------|-------|-----|----|-----|------|--|
| | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X | XI | XII | XIII | XIV | XV | XVI | XVII | XVIII | XIX | XX | XXI | XXII | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ... | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

000076



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

OPERACION Y MANTENIMIENTO

(ANEXOS)

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

AGOSTO, 1980



11. Operación y mantenimiento.

11.1 Bombas centrífugas.

11.1.1 Montaje.- La instalación de estaciones de bombas centrífugas de los sistemas de agua potable o de alcantarillado sanitario, puede ser a la intemperie o en interiores, no importa el tipo de bombas. La determinación de lo anterior depende de las características del área de localización y de los aspectos económicos y operacionales que puedan estar involucrados en cada caso específico.

En las instalaciones a la intemperie, todo el equipo eléctrico (motores, válvulas automáticas, aceiteras, medidores) deben ser a prueba de lluvia. Además, debe procurarse que las zonas donde se instala el equipo tengan un buen drenaje para evitar encharcamientos o inundaciones en los pisos de operación.

En este tipo de instalaciones, los tableros de control y protección de los equipos pueden ser también para servicio exterior aunque para los casos de centrales más o menos grandes, se recomienda instalarlos en el interior de caseta de control. En caso de estaciones pequeñas más aún si son controladas en forma totalmente automática), se puede pensar en instalar los controles a la intemperie.

Por lo que respecta a las subestaciones reductoras se suelen instalar casi siempre a la intemperie pues es un equipo estático que no tiene problemas de operación y mantenimiento.

En los casos de instalaciones a la intemperie debe tenerse como

cial cuidado en las protecciones al personal de operación mediante barandales, cercas, avisos, registros con tapas al ras del suelo, andadores con piso corrugado y todas las demás protecciones necesarias que les eviten accidentes.

Las instalaciones en el interior de los equipos de bombeo no presentan dificultad alguna y ofrecen posibilidades de mejor y más fácil mantenimiento con relación a las de servicio exterior. El equipo eléctrico basta con que esté protegido contra salpicaduras para lo cual el fabricante lo construye de modo que soporte el goteo de agua con una dirección hasta de 15° con respecto a la vertical. En este tipo de instalaciones debe darse importancia a los siguientes aspectos: el equipo de bombeo (motor y bomba), sus válvulas, tableros y auxiliares propios se procurará quedar confinados dentro de la misma casa de bombas; si parte del equipo o alguna zona de servicio queda abajo de los niveles de desagüe de la planta, deberán proveerse sistemas de drenado por bombeo en forma que eviten inundaciones lo cual deberá garantizarse el 100%. Otro aspecto muy importante en instalaciones interiores, es tomar las providencias necesarias para disipar el calor generado por los motores de las bombas, mediante sistemas de ventilación y/o enfriamiento del interior de la casa de bombas. La vida útil del equipo eléctrico está en función inversa de la temperatura de operación a que se someten sus aislamientos.

Ya se trate de instalaciones a la intemperie o en interiores, para todos los casos se debe procurar que las estaciones de bombeo

deo cuenten como mínimo con:

- 1.- Lugares bien alumbrados y ventilados.
- 2.- Amplitud suficiente para las maniobras de operación y mantenimiento, (Alturas y espacios laterales a las bombas para permitir desarmarlas).
- 3.- Grúas para permitir el manejo del equipo que van desde tri-pies en bombas chicas hasta grúas de gran capacidad con gancho auxiliar para maniobras de ajuste fino.
- 4.- Localización tan cerca de la fuente de suministro como lo permita cada caso.

11.1.2 Cimentación.- No debe cimentarse un equipo de bombeo sin la previa consulta y planos del fabricante. Sabemos que el cimiento de las bombas debe ser una estructura capaz de proporcionar un soporte rígido y permanente que absorba los esfuerzos normales debidos al propio peso de las unidades y a los arranques y paros repentinos que se presenten.

En los pernos de anclaje deben instalarse con una camisa de tubo de mayor diámetro (3 a 4 veces el diámetro del perno) de modo que el perno pueda moverse para ajustarse al taladro de la base de la bomba.

En algunos casos es de recomendarse que sobre la base de las cimentaciones de concreto, se instalen canales o viguetas para recibir el bastidor de la bomba, con el fin de poder nivelarla más fácilmente, por medio de lianas metálicas.

En el caso de bombas verticales de cárcamo húmedo, es conveniente instalar en las cuatro esquinas de la placa base de la bomba, tornillos que funjan como gatos de nivelación (con tuerca y contra tuerca) para poder nivelar el equipo en caso de que se presenten asentamientos de la estructura.

Las cimentaciones de las bombas de pozo profundo solo requieren de un buen cimiento de concreto, sin embargo, en terrenos fangosos o inestables, como por ejemplo los del área metropolitana de la Ciudad de México, puede resultar aconsejable construir una base con registro de modo que permita la entrada de hombre a la zona de la tubería de ademe en la parte superior. El hundimiento del terreno en el área del pozo, debido a la extracción de agua, provoca en este tipo de suelos que la base de la bomba se hunda, no así la tubería de ademe que se encuentra anclada en una longitud muy grande. Esto puede ocasionar que la tubería de ademe choque contra la base de la bomba desnivelando al equipo. Una base registro como la que se propone permite contar la tubería de ademe conforme lo requiera para evitar daños mayores.

11.1.3. Alineamiento.- Aunque en la fábrica la bomba es alineada y ajustada, las maniobras de embarque, transporte, descarga y en conexiones a las tuberías, las desalinean severamente. Por eso es necesario el alineamiento de los equipos de bombeo antes de ponerlos a trabajar por primera vez. Las herramientas para el alineamiento son niveles de burbuja, calibradores de espesores (a base de láminas) e indicadores de carátula.

Para checar nivelación deben buscarse zonas de flecha al descubrirlo para comprobar, con el nivel de burbuja, que las flechas están perfectamente verticales u horizontales, según el caso, y esto debe verificarse tanto en la flecha de la bomba como en la de su máquina propulsora. Si los coples de la bomba y de la máquina propulsora son del mismo diámetro, se tendrá un alineamiento correcto si al poner una regla recta, asienta perfectamente en cualquier punto de los cantos.

El mejor sistema de ajuste lo da el uso del indicador de carátula. Este se atornilla a la mitad del acoplamiento de la bomba para verificar tanto el alineamiento radial como el axial.

Deben también verificarse las caras planas de las bridas de succión y de descarga de las bombas, ya sea que queden en posición vertical u horizontal. Como en la fabricación de los equipos existen tolerancias en sus diferentes componentes, deberá pedirse al fabricante sus tolerancias por lo que se refiere al alineamiento.

11.1.4 Mantenimiento de partes específicas.

1.- Cubiertas o carcasas.- Normalmente las cubiertas de las bombas que manejan agua limpia no están sujetas a desgastes. Sin embargo, se recomienda repintarlas interiormente con pinturas resistentes al desgaste y a la corrosión como por ejemplo con esmalte. La frecuencia del repintado dependerá de las condiciones del agua manejada.

Al examinar el interior de una cubierta, puede encontrarse que está gastada o aún más, picada en algunos lugares. Es to puede corregirse con soldadura o con metalizado a chorro. El material de la soldadura dependerá del material de la cu bierta. Debe darse especial atención a las partes de la cu bierta que soportan anillos de cubierta o difusores así como si no está desgastada la lengüeta en bombas de doble voluta. Si la lengüeta se ve desgastada, hay necesidad de recortar la a modo que quede recta de lado a lado y después limarla para que presente un bordo redondeado.

Al reinstalar la cubierta, deben usarse empaques nuevos, del mismo material y espesor que el original. Para facilitar la maniobra de colocación del empaque, se recomienda pegarlo a la parte inferior de la cubierta con goma laca y aplicarle polvo grafito en la parte superior del empaque con el fin de que no se pegue a la parte superior de la carcasa y pueda quitarse con facilidad en la siguiente maniobra de mantenimiento:

- 2.- Impulsores.- El impulsor es el corazón de una bomba, de su estado depende la mayor parte de su correcto funcionamiento, tanto desde su punto de vista hidráulico como económico. Es por esto que se debe dar especial atención a su mantenimiento.

Al sacar el impulsor de una bomba deberá ser examinado -

escrupulosamente con el fin de observar si no existen señales de desgaste y a qué grado llegan estas. Sabemos que no solo la corrosión o la abrasión dañan un impulsor sino que también se presentan graves daños a la superficie de los impulsores - por causa de la cavitación. El material del impulsor se supone que siempre es especificado para el tipo de agua que va a manejarse y esto depende de la ingeniería de proyecto, por lo que debemos siempre suponer que los problemas en los impulsores no son ocasionados por mala selección.

Se puede saber si el desgaste es por abrasión mediante pruebas de sedimentación. Tomando muestras del agua bombeada y dejándolas reposar varias horas, se verá si existen partículas asentadas y si son de areniscas. Este problema se puede resolver muchas veces con un sistema de desarenadores antes de la succión de las bombas.

Mediante análisis químicos del agua bombeada, podremos descubrir si los daños al impulsor son por efectos de materiales corrosivos. Este problema de la corrosión obliga a substituir el impulsor por otro de material más apropiado.

Las picaduras en la superficie de los impulsores ocasionados por la cavitación, (que se caracteriza por un ruido de crepitación cuando opera la unidad, aún estando perfectamente alineada) dan indicio de una instalación inadecuada. Algunas de las causas pueden ser:

- a) Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la requerida por la bomba (Insuficiente NPSH).
- b) Temperatura del líquido manejado mayor a la de diseño original del sistema.
- c) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Una forma de comprobar si el ruido que hace la bomba es por cavitación, consiste en cerrar un poco la válvula de su descarga lo que también reducirá su capacidad. Si desaparece de crepitación, se comprueba que si existen problemas de cavitación. El remedio es aumentar la NPSH pero si la NPSH disponible no se puede modificar, como lo es en la mayoría de los casos, será necesario cambiar el impulsor a otro que tenga una NPSH requerida conforme a la disponible.

Los impulsores pueden ser reparados " rellenando " las áreas erosionadas. Antes de volver a montar un impulsor, debe chequearse su balance montándolo en un eje con extremos apoyados en filos de " navaja a nivel ". Si existe desbalanceo, el impulsor girará hasta que su parte más pesada quede hacia abajo. Deberá quitarse algo de metal de esa zona hasta que quede perfectamente balanceada, pero por ningún motivo se deberán hacer taladros en el exceso de material pues se crearían corrientes parásitas muy perjudiciales.

- 3.- Anillos de desgaste.- Para evitar reposiciones costosas por desgaste entre carcasa e impulsor, se instalan anillos de des-

gaste que son mucho más económicos de reponer. El escu-
rriamiento interno por los anillos de desgaste significa pérdida
de eficiencia de la bomba que se traduce en un aumento en el
costo de operación. Este aumento puede resultar igual o ma-
yor al costo de reposición de los anillos, que es cuando con-
viene cambiarlos. Se puede decir que un aumento al doble del
juego original entre el anillo de desgaste y carcasa, justifica
su reposición.

Los juegos entre el diámetro interno del ajuste del anillo de
desgaste y el diámetro externo del cubo del anillo de desgaste
del impulsor, se miden con micrómetro de interiores y exte-
riores y las tolerancias las debe dar el fabricante. Tanto el
impulsor como los anillos de desgaste deben tener la misma
temperatura al hacerse las mediciones. (El coeficiente de
expansión térmica es de $0,000117 \text{ mm/cm por } ^\circ \text{C}$ y debe te-
nerse en cuenta).

4.- Flechas.- Cuando se desarma una bomba para su inspección,
debe hacerse una revisión minuciosa sobre la flecha. Las zo-
nas donde los daños suelen ser más severos son:

- a) En los cubos del impulsor (Oxidación o picaduras).
- b) Debajo de los manguitos de la flecha (Oxidación o pica-
duras).
- c) En los cojinetes (Desgaste).
- d) En la zona de los estoperos (Desgaste).

000010

e) En los cuñeros (Torceduras, esfuerzos térmicos, corrosión o malos ajustes que dañan a los cuñeros),

Las flechas dobladas o que han sufrido deformación, deben ser repuuestas y nunca tratar de repararlas.

Dado el alto costo que puede tener la reposición de una flecha, estas van generalmente protegidas contra la corrosión, erosión y desgaste, por medio de " manguitos " renovables que se localizan en los estóperos, juntas de escurrimiento y cojinetes interiores.

Estos manguitos de flecha son generalmente los que requieren ser repuuestos con más frecuencia pues son los que desgastan con más rapidez. Si los manguitos de los estóperos se desgastan, rasgan y marcan cualquier empaquetadura nueva, razón por la cual requierenen reposición aún cuando no es necesaria ninguna otra reparación del equipo. En ocasiones es posible esmerillar los manguitos desgastados para poder volver a usarlos. Estas prácticas reditúan considerables ahorros en el mantenimiento de las flechas sin menoscabo de la correcta operación de la bomba.

5.- Estóperos y empaques.- El mantenimiento de los estóperos consiste en reponer correctamente sus empaques. Las maniobras a seguir son las siguientes:

- a) Debe removerse todo el empaque viejo.
- b) Chéquesa que el empaque nuevo cumpla con los requerimientos del líquido, presión y temperatura de operación.

- c) Córtense anillos de empaquetadura e introdúscanse asentándolos firmemente, procurando que las juntas entre ca da anillo queden desplazadas unos 180°.
- d) Si se tiene jaula de sello en el estopero (bombas con carga de succión negativa) deberá asegurarse que quede en la sección adecuada, entre empaques, de modo que no tape el suministro de líquido obturador cuando el estopero esté totalmente empacado y ajustado.
- e) Una vez insertada toda la empaquetadura, instálcese el prensaestopas apretando firmemente las tuercas cuidando que el casquillo apriete las empaquetaduras sin ladearse.
- f) Aflojeme las tuercas hasta que solo estén apretadas con los dedos.
- g) Arránque la bomba con el estopero flojo y váilaise apretando las tuercas del prensaestopas en forma pareja, a intervalos de 15 a 20 minutos hasta obtener un escurrimiento normal. Por ningún motivo debe reducirse el escurrimiento a solo gotéo, pues si esto se hace, los empaques se quemarán. Conviene más un escurrimiento excesivo que uno escaso.

11.1.5. Bombas de pozo profundo.

La necesidad de dotar de agua potable a las poblaciones, las industrias y al campo y la escases de fuentes de superficie en algunas regiones, hace indispensable la explotación de mantos acuíferos subterráneos me

dante de perforación de pozos profundos, que como se sabe, con orificios labrados en la tierra, que tienen un diámetro pequeño en relación con su gran profundidad.

Las aguas del pozo se extraen por medio de bombas centrífugas del tipo de eje vertical, con impulsor que se asemeja al rodete de una turbina, razón por la cual frecuentemente se le denomina como bomba vertical de turbina, término inadecuado puesto que una bomba proporciona la energía al agua en tanto que la turbina utiliza la energía que le proporciona el agua. Por lo anterior es más apropiado designar a estas bombas como bombas centrífugas de pozo.

Actualmente en el mercado se fabrican tres tipos de bombas para pozo profundo que se diferencian por su sistema de lubricación y por la localización de su medio motriz. Nos referimos a las bombas que en términos generales y para diferenciarlas, se denominan:

Lubricadas por aceite, lubricadas por agua y de motor sumergido. Las primeras se refieren al tipo de lubricación de las flechas que transmiten la energía el medio motriz a la bomba y que pueden ser accionadas por motor eléctrico o de combustión interna el cual se localiza en la superficie y las segundas son las que tienen el motor directamente acoplado a la bomba, en la parte inferior y que queda sumergido dentro del agua debiendo ser, por necesidad siempre motor eléctrico;

- a) Instalación.- Independientemente del tipo de bomba centrífuga de pozo que se utilice, deben algunas precauciones al instalarlas.

El pozo donde va a instalarse o reinstalarse la unidad, debe examinarse bien en lo que se refiere a su diámetro o diámetros en toda su longitud, a su profundidad y a sus condiciones en cuanto si es recto y perpendicular al terreno o si tiene alguna desviación. Esto último es muy importante por que define si es posible instalar una bomba con motor en la superficie o si por su desviación es solo posible pensar en instalar un equipo de motor sumergido que si soporta trabajar en esas condiciones por no tener flecha en la columna de descarga.

Debe observarse también si existe aceite o grasa en la superficie del agua o en las paredes de la tubería de adme pues estos materiales son sumamente perjudiciales para las chumaceras de hule en bombas lubricadas por agua.

- b) Equipo y herramientas para mantenimiento.- Se requiere una grúa o un tripie con suficiente capacidad para soportar el peso total de la unidad. La altura de esta grúa deberá ser de unos 4 a 5 Mts. para que el malacate o garrucha puedan manejar cómodamente las secciones de la columna y el conjunto de los tazones. El gancho de la garrucha debe tener movimiento rotatorio para permitir el enroscar los tramos de tubería y deberá ajustarse la colocación del tripie o grúa en forma que el

gancho de la garrucha se encuentre en posición perpendicular -
sobre el centro del pozo.

Las herramientas necesarias son: abrazaderas de madera o de acero de cierre automático, llaves de cadena especiales para tubería, llaves inglesas y las herramientas comunes de un mecánico.

Desde luego, es necesario hacer una inspección detallada, de los componentes de la bomba revisando que cada parte se encuentre en perfecto estado antes de ser instalada, dando especial atención a las flechas y al estado de las cuerdas y roscas.

1.- Bombas lubricadas por agua.- Este tipo de bombas llevan abrazaderas (arañas) de bronce con chumacera interior de hule. La flecha de la bomba tiene unos manguitos de metal duro que deberán quedar exactamente en la zona de cada chumacera de hule. Algunos fabricantes dan un diámetro mayor al manguito que el de la flecha y por tanto no tienen problema de identificación. Otros equipos son surtidos con manguitos a ras de la flecha y se señalan con pintura para identificarlos.

Los tramos de tubería y flechas son de 3.05 m (10') y 1.52 m (5') de longitud estándar.

Las porta-chumaceras y los coples de las tuberías de descarga de las bombas tienen rosca a la derecha, y las roscas de las flechas son a la izquierda.

En la parte superior del motor se tiene una tuerca de ajuste que permite centrar, cerrar o abrir a los impulsores dentro de sus tazones. Esto resulta conveniente pues también permite

te ajustar al impulsor cuando ha sufrido un desgaste por el uso.

A este tipo de bombas no es conveniente dejarlas rotar en sentido contrario si trabajan en sistemas automáticos de arranque y paro. Para estos casos, el motor debe pedirse con trinquete de no retroceso.

Arranque de bombas lubricadas por agua. Estas unidades son lubricadas por la misma agua que bombean durante su marcha; el problema es el arranque pues no debe permitirse su operación en seco ya que se quemarían las chumaceras de hule. Aún en el pozos poco profundos debe permitirse trabajar la bomba en estas condiciones. Para resolver este problema, se instala un tanque de prelubricación con capacidad suficiente para permitir unos dos o tres intentos de arranque. Este tanque se llena de agua por primera vez tomando de alguna fuente cercana. Después se llenará con la misma agua que bombea el pozo. La tubería de descarga del tanque de prelubricación se conecta al interior de la columna de la bomba. Una válvula solenoide conectada al circuito de marcha del motor eléctrico permitirá la salida de agua del tanque desde unos 15 segundos antes del arranque del motor para bañar de agua las chumaceras de hule. En esta forma la bomba no se mueve en seco. Una vez que la bomba ha arrancado, y descarga líquido, la válvula solenoide cierra la descarga del tanque el que a su vez se volverá a llenar por medio de un sistema simple

de flotador con agua y presión del mismo pozo,

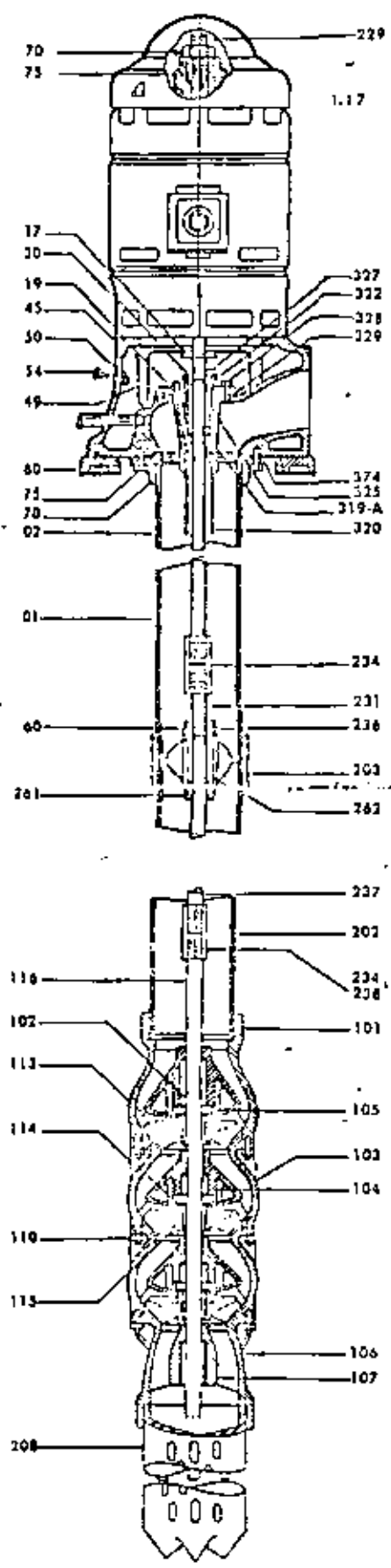
El costo de adquisición de las bombas lubricadas por agua es menor que las lubricadas por aceite y sus costos de operación son prácticamente iguales, aunque en el mantenimiento se tiene ahorro en las lubricadas por agua por haber menos partes en la columna de descarga. Su limitación es que si el pozo contiene algo de arenas, su vida útil se ve disminuida por desgaste prematuro en los manguitos de la flecha y en las chumaceras de hule.

- 2.- Bombas lubricadas por aceite, - Estos equipos de bombeo difieren de los lubricados por agua en que llevan una camisa de flecha para que sus chumaceras puedan ser bañadas en aceite. Los tramos de flechas y columnas son del mismo largo que las de bombas lubricadas por agua. Llevan además una aceitera que al igual que el tanque de prelubricación en el caso de las lubricadas por agua, es operada por una válvula solenoide conectada al circuito de arranque del motor, abriendo la válvula de descarga de aceite momentos antes de que el motor arranque y manteniéndola abierta mientras opera la bomba con el fin de mantener lubricadas las chumaceras durante la operación de la bomba. Aunque los volúmenes de aceite que van a flotar en la superficie del agua del pozo son despreciables en comparación de los volúmenes de agua aportados por la bomba, deben tomarse en cuenta para pozos que van - -

a surtir de agua potable a pequeñas comunidades.

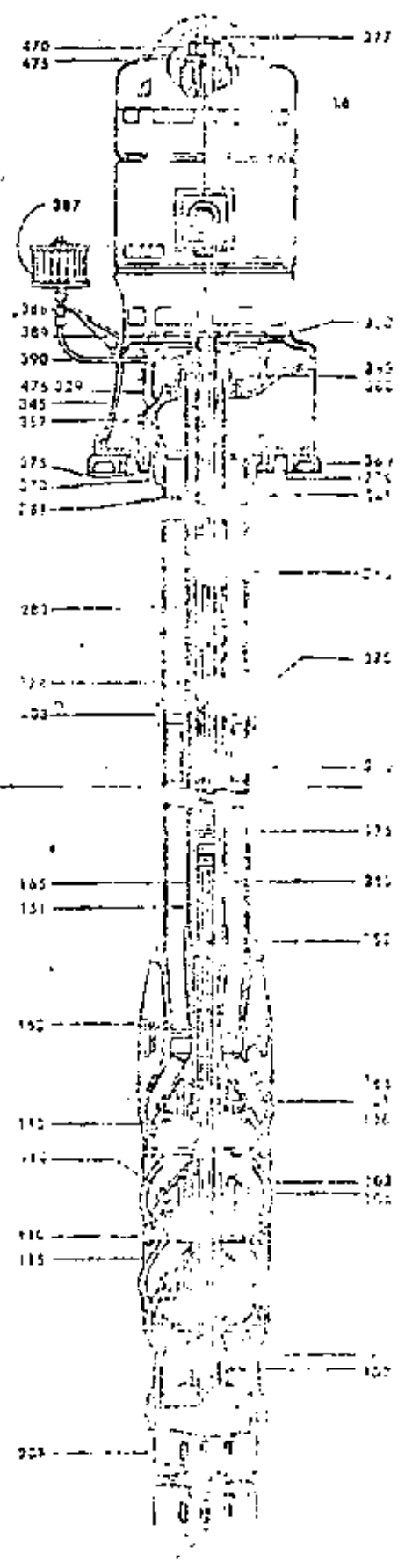
- 3.- Bombas de motor sumergido.- Este tipo de bomba es la que ofrece el menor costo de adquisición pues su columna de descarga no lleva flecha. Además sus eficiencias son muy buenas. Sin embargo, se fabrican para altas velocidades por necesidades propias del motor. Si el pozo contiene arenas, los impulsores se desgastan más rápido que en bombas de motor de superficie, las que tienen velocidades de rotación menores. Por otra parte, estos equipos son insustituibles en los casos en que los pozos no son perpendiculares o tienen desviaciones, ya que la bomba puede trabajar un poco inclinada y su tubería de descarga puede absorber las deflexiones del pozo sin problema alguno.

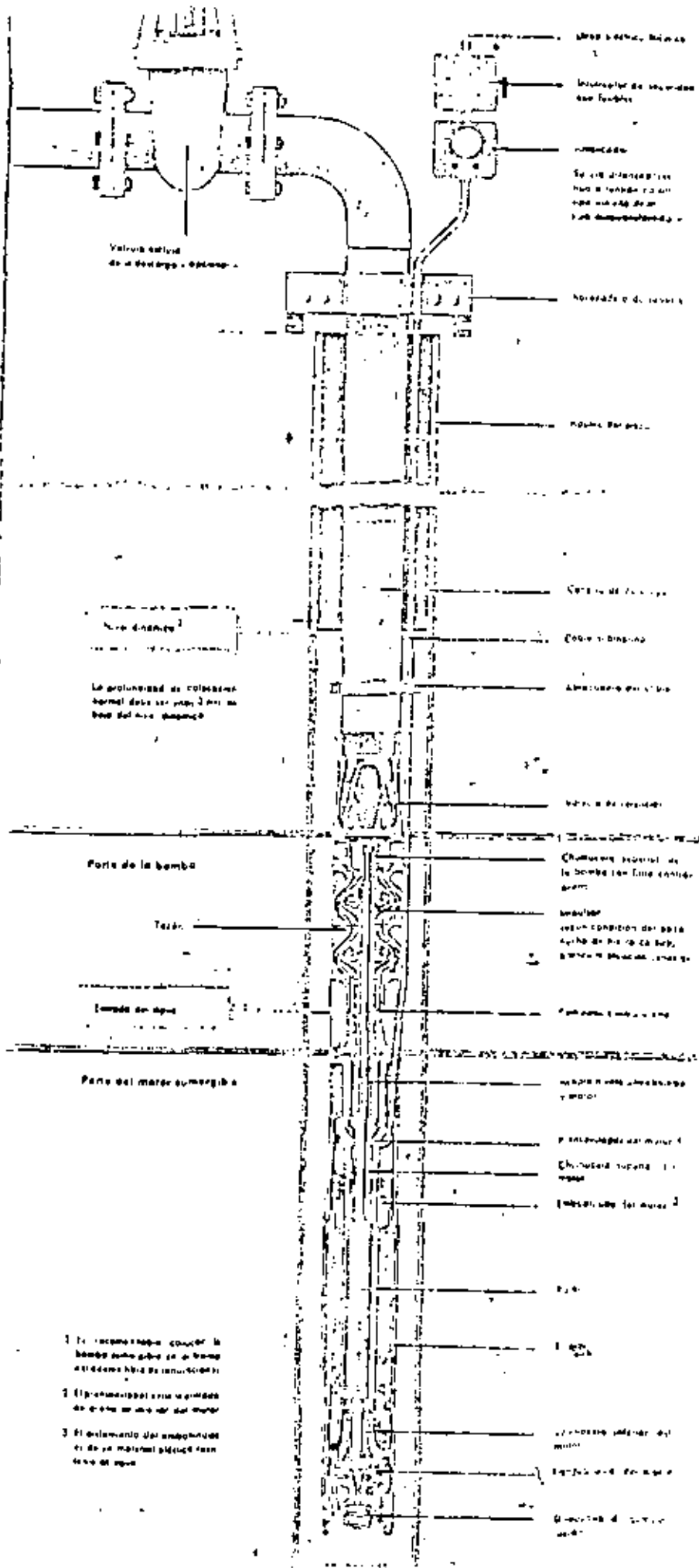
El motor en estos equipos es enfriado y lubricado con agua destilada y van sellados. Se alimentan eléctricamente por medio de cables submarinos que tienen una vida mayor o igual a la de la propia bomba.



- Número PARTE SUPERIOR**
- 201 Tubo de Columna Intermedia (Sección de 10" - 1.05 m.)
 - 202 Tubo de Columna, Inferior y Superior (Sección de 5" - 1.52 m.)
 - 203 Cople de Columna.
 - 219 Flecha Superior.
 - 220 Manguera de la Flecha Superior.
 - 231 Flecha Matriz a Flecha Impulsora.
 - 234 Cople de la Flecha de la Bomba.
 - 236 Manguera de la Flecha Matriz.
 - 260 Partachumacera.
 - 261 Tapa de la Partachumacera.
 - 262 Chumacera de Aire (Giratoria).
 - 275 Anillos separadores para Columna.
 - 276 Anillos de aire para el Tubo-Fundo.
 - 277 Flecha Superior.
 - 278 Flecha Matriz, Flecha Impulsora.
 - 280 Cople para la Flecha Matriz.
 - 281 Tubo-Fundo Superior.
 - 283 Chumacera Unión.
 - 317 Anillo Distributor de Agua.
 - 319 Estopero.
 - 319-A Bujes del Estopero.
 - 320 Tubo Agujero.
 - 322 Casquilla del Prensaestopero.
 - 325 Empaque.
 - 327 Tornillo Obrero.
 - 328 Tornillos de Cabeza Esagocel.
 - 329 Empaque del Estopero.
 - 345 Cabecal de Destroque, o la Superior.
 - 349 Tubo de Conexión de la Graxera.
 - 350 Válvula de Retención y Resorte.
 - 354 Graxera del Estopero.
 - 357 Tazón Macho del Cabecal.
 - 360 Base del Cabecal.
 - 370 Brida de la Columna.
 - 374 Empaque de Brida de la Columna.
 - 375 Tornillos de la Brida de la Columna.
 - 380 Chumacera superior.
 - 382 Empaque.
 - 383 Tuerca Tensora del Tubo-Fundo.
 - 387 Aceitera de Solenoide.
 - 388 Soporte de la Aceitera.
 - 389 Tornillos del Soporte.
 - 390 Conexiones de Lubricación.
 - 470 Tuerca de Ajuste.
 - 473 Cuero.
 - 476 Plato de Adaptación del Tubo-Fundo.

- Número PARTE INTERIOR**
- 101 Tazón de Descarga.
 - 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
 - 103 Tazón Intermedio.
 - 104 Chumacera del Tazón Intermedio.
 - 105 Anillo del Tazón.
 - 106 Tazón de Succión.
 - 107 Chumacera del Tazón de Succión.
 - 110 Birlos del Tazón y Tuercas.
 - 112 Impulsante - Impulsor.
 - 114 Tuerca del Impulsor.
 - 115 Bujes o Cana del Impulsor.
 - 116 Flecha de la Bomba.
 - 150 Tazón de Descarga.
 - 151 Chumacera Superior, del Tazón de Descarga.
 - 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
 - 155 Flecha de la Bomba.
 - 166 Sello de Cuero U.
 - 167 Anillo Soporte del Cuero U.
 - 168 Anillo Expansor del Cuero U.
 - 175 Cople de la Flecha de la Bomba.
 - 202 Tubo de Columna Inferior y Superior (Sección de 3" - 1.52 m.).
 - 208 Colador.
 - 234 Cople de la Flecha de la Bomba.
 - 237 Flecha Inferior (Sección de 5" - 1.52 m.).
 - 238 Cople de la Flecha de la Bomba.
 - 282 Tubo-Fundo Inferior.





Válvula activa de descarga - sistema

Módulo de control de flujo
 Módulo de control de presión
 Módulo de control de temperatura
 Módulo de control de nivel
 Módulo de control de velocidad
 Módulo de control de posición
 Módulo de control de calidad
 Módulo de control de seguridad
 Módulo de control de mantenimiento
 Módulo de control de diagnóstico
 Módulo de control de configuración
 Módulo de control de actualización
 Módulo de control de backup
 Módulo de control de restore

Nota 1

La profundidad de colocación normal debe ser más de 2 m desde el eje de la bomba

Parte de la bomba

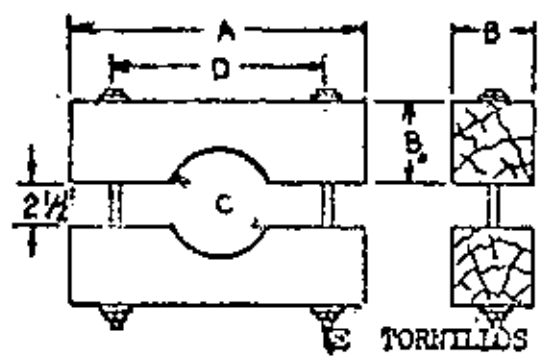
Tubo

Conexión de agua

Parte del marero sumergible

1. El funcionamiento de la bomba como grupo se debe verificar en el momento de la instalación.
2. El funcionamiento de la bomba de agua debe verificarse en el momento de la instalación.
3. El funcionamiento del sistema de control debe verificarse en el momento de la instalación.

Módulo de control de flujo
 Módulo de control de presión
 Módulo de control de temperatura
 Módulo de control de nivel
 Módulo de control de velocidad
 Módulo de control de posición
 Módulo de control de calidad
 Módulo de control de seguridad
 Módulo de control de mantenimiento
 Módulo de control de diagnóstico
 Módulo de control de configuración
 Módulo de control de actualización
 Módulo de control de backup
 Módulo de control de restore



| DIMENSIONES EN PULGADAS | | | | |
|-------------------------|----|----|----|----------|
| A | B | C | D | E |
| 20 | 6 | 4 | 12 | 3/4 x 18 |
| 20 | 6 | 6 | 12 | 3/4 x 18 |
| 24 | 8 | 8 | 14 | 3/4 x 22 |
| 30 | 10 | 10 | 20 | 7/8 x 24 |
| 30 | 10 | 12 | 20 | 7/8 x 24 |

Fig. 1

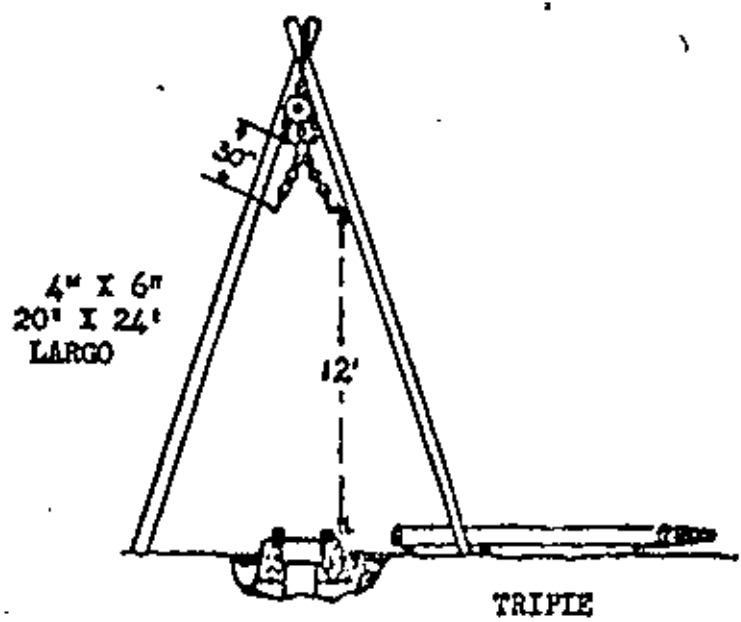
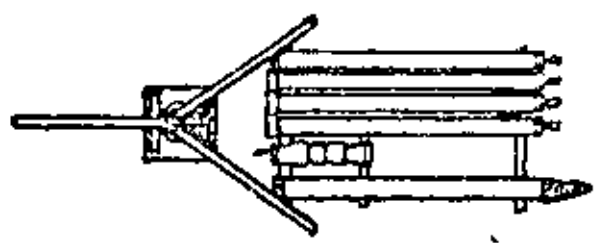


Fig. 2

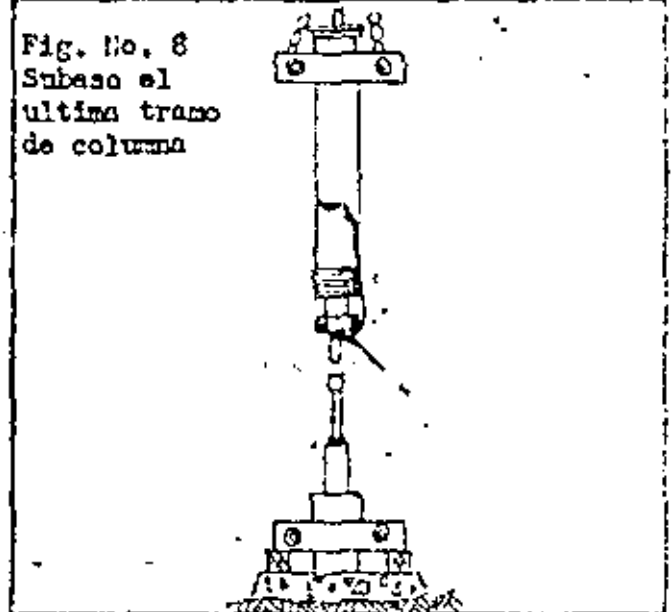
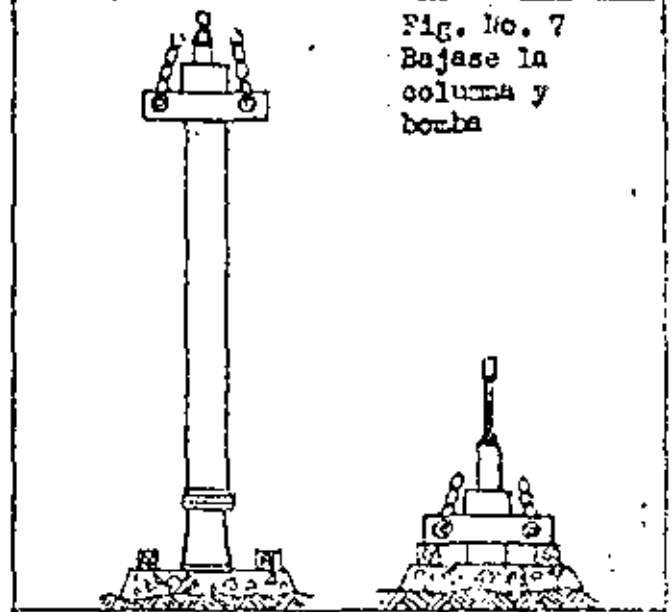
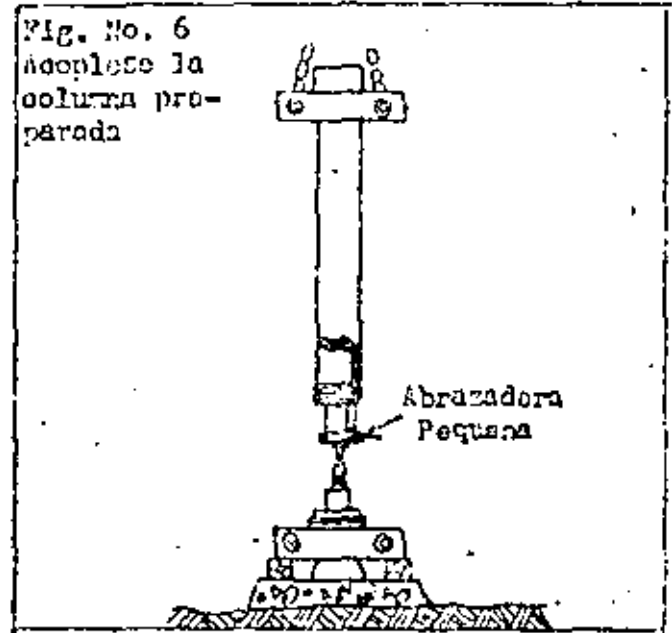
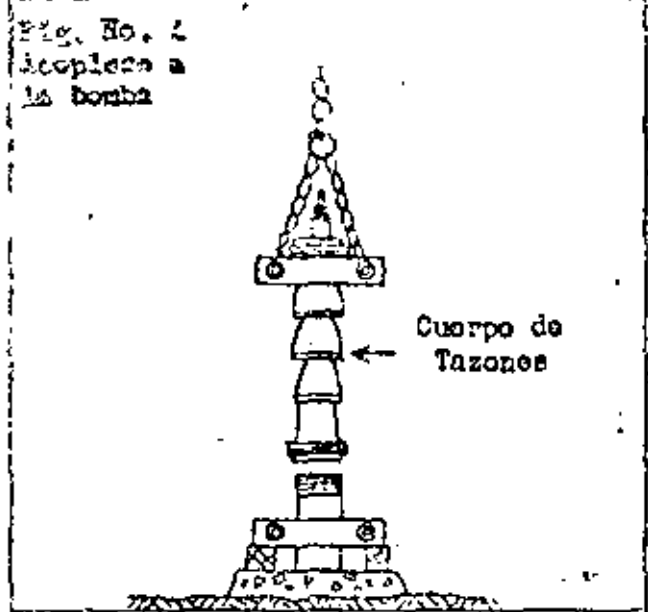
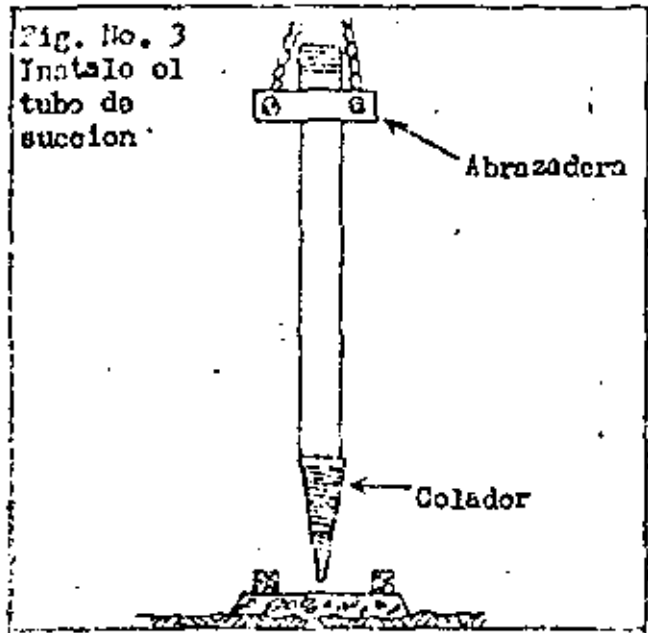


Fig. No. 9
Bájase el
tramo final

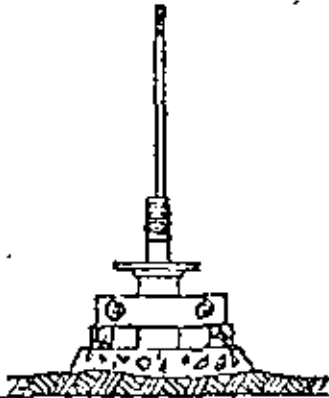


Fig. No. 10
Súbase el
cabezal de
descarga

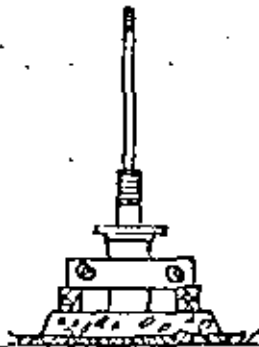


Fig. No. 11
Bájase y a-
tornílese
a la tñida
de la columna

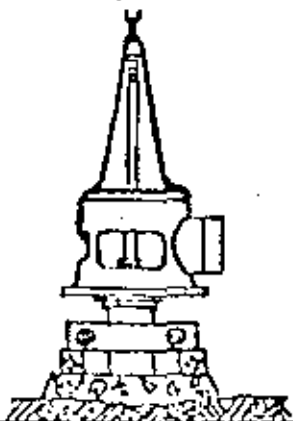


Fig. No. 12
Chéquese el
alineamiento
de la flecha

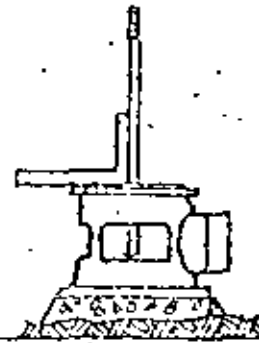


Fig. No. 13
Cúlguese
el rotor

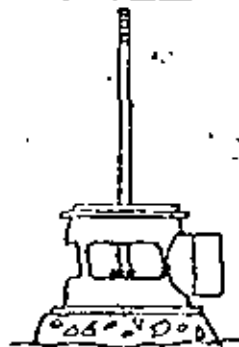
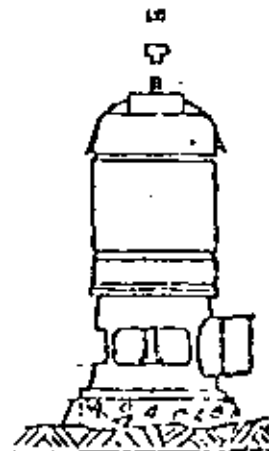


Fig. No. 14
Acóplase el
rotor y nón-
gase la tuerca
de ajuste



000023

DETERMINANDO LA CAPACIDAD DE UNA BOMBA

POR EL METODO DE DESCARGA ABIERTA HORIZONTAL

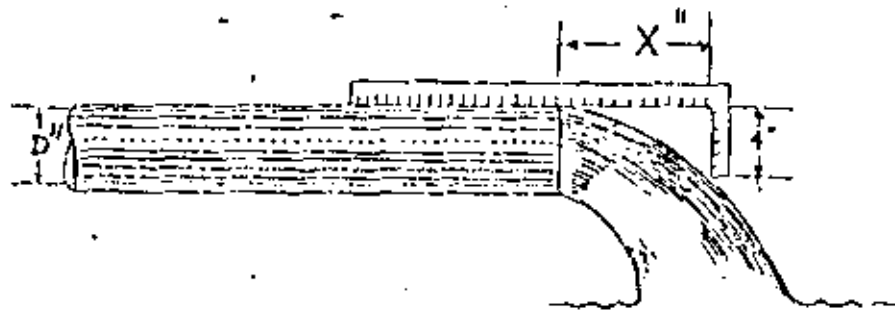


Fig. 1

Para calcular la capacidad de bombas de cualquier unidad de medida, construya un instrumento de medición en forma de L similar al que se muestra en el dibujo que acompaña. El lado más corto debe tener 4" de longitud. El lado más largo puede ser de cualquier longitud conveniente marcada en pulgadas. Con el agua fluyendo de un descargue abierto horizontal, coloque el lado largo de la L a la larga del tubo de descarga por la parte de arriba, permitiendo que el lado más corto cuelgue hacia abajo como se muestra en el dibujo. Deslice la L a lo largo del tubo hasta que la parte de 4" escasamente toque el flujo del agua. Note la distancia ("X") cubierta por el flujo del agua antes que caiga 4". Por ejemplo, presumiendo que la distancia es 15" y el diámetro nominal del tubo (indicado por "D") es 3". Consultando la lista que sigue en la columna 15" en la columna que tiene encabezado "Igualada (Distancia Horizontal (Pulgadas))." Entonces muvase horizontalmente hacia la derecha hasta la columna que muestra el diámetro del tubo que se usa (D"). La proporción de descarga se encuentra que es 183 galones por minuto.

| Distancia Horizontal X (Pulg.) | PROPORCION DE DESCARGA (Galones por minuto) | | | | | | | | | | | | Velocidad Promedio |
|-----------------------------------|---|--------|--------|------|--------|------|------|-----|------|------|------|------|--------------------|
| | Diámetro Nominal del Tubo | | | | | | | | | | | | |
| | 1" | 1 1/4" | 1 1/2" | 2" | 2 1/2" | 3" | 4" | 5" | 6" | 8" | 10" | 12" | |
| 4 | 3.7 | 9.8 | 13.3 | 22.0 | 31.3 | 48.5 | 83.5 | | | | | | 2.1 |
| 5 | 7.1 | 12.2 | 16.6 | 27.5 | 39.0 | 61.0 | 104 | 163 | | | | | 2.6 |
| 6 | 8.5 | 14.7 | 20.0 | 33.0 | 47.0 | 73.0 | 125 | 195 | 285 | | | | 3.3 |
| 7 | 10.0 | 17.1 | 23.2 | 38.5 | 53.0 | 85.0 | 146 | 228 | 334 | 580 | | | 3.7 |
| 8 | 11.3 | 19.6 | 26.5 | 44.0 | 62.5 | 97.5 | 166 | 263 | 380 | 665 | 1060 | | 4.2 |
| 9 | 12.8 | 22.0 | 29.8 | 49.5 | 70.0 | 110 | 187 | 293 | 430 | 750 | 1190 | 1660 | 4.7 |
| 10 | 14.2 | 24.5 | 33.2 | 55.5 | 78.2 | 122 | 208 | 326 | 476 | 830 | 1330 | 1850 | 5.3 |
| 11 | 15.6 | 27.0 | 36.5 | 60.5 | 86.0 | 134 | 229 | 360 | 525 | 915 | 1440 | 2000 | 5.8 |
| 12 | 17.0 | 29.0 | 40.0 | 66.0 | 94.0 | 146 | 250 | 390 | 570 | 1000 | 1600 | 2210 | 6.3 |
| 13 | 18.5 | 31.5 | 43.0 | 71.5 | 102 | 158 | 270 | 425 | 620 | 1080 | 1730 | 2400 | 6.9 |
| 14 | 20.0 | 34.0 | 46.5 | 77.0 | 109 | 170 | 292 | 456 | 670 | 1160 | 1860 | 2590 | 7.4 |
| 15 | 21.3 | 36.3 | 50.0 | 82.5 | 117 | 183 | 312 | 490 | 710 | 1250 | 2000 | 2780 | 7.9 |
| 16 | 22.7 | 39.0 | 53.0 | 88.0 | 125 | 196 | 334 | 520 | 760 | 1330 | 2170 | 2960 | 8.4 |
| 17 | | 41.5 | 56.5 | 93.0 | 133 | 207 | 355 | 550 | 810 | 1410 | 2260 | 3140 | 9.1 |
| 18 | | | 60.0 | 99.0 | 144 | 220 | 375 | 570 | 860 | 1500 | 2390 | 3330 | 9.7 |
| 19 | | | | 110 | 148 | 232 | 395 | 620 | 910 | 1580 | 2520 | 3530 | 10.4 |
| 20 | | | | | 156 | 244 | 415 | 650 | 950 | 1660 | 2650 | 3700 | 10.6 |
| 21 | | | | | | 256 | 435 | 683 | 1000 | 1750 | 2800 | | 11.4 |
| 22 | | | | | | | 460 | 720 | 1050 | 1830 | 2920 | | 11.8 |
| 23 | | | | | | | | 750 | 1100 | 1910 | 3060 | | 12.4 |
| 24 | | | | | | | | | 1140 | 2000 | 3200 | | 13.0 |

Para tubos de diámetros diferentes al estándar se puede determinar el flujo usando la fórmula siguiente:

$$Q \text{ gpm} = X \times 1.78D^2$$

Donde D = diámetro interior del tubo

X = flujo abierto horizontal para caída de 4".

PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LA DISTANCIA AL NIVEL DEL AGUA

Instale suficiente tubería de 1/2" o de 3/4" (también se puede usar tubería de cobre) en el pozo de manera que el tubo final se extienda de 10 a 20 pies más abajo del más bajo nivel posible de bomba. Asegúrese de que todas las uniones queden herméticamente cerradas usando plomo blanco o compuesto para tubos. Debe de conocerse la longitud exacta del tubo o tubería en el pozo y esta información debe anotarse.

Asegure el extremo superior del tubo o tubería perfectamente bien a la salida del pozo. Conecte una válvula para llantas a la línea de aire en la parte superior del pozo y también un calibrador de presión. Enseguida conecte una bomba para llantas u otra abastecedor de aire a la línea de aire y bombee aire dentro de la línea hasta que el calibrador alcance la máxima lectura. Esta lectura es el punto al cual un abastecedor mayor de aire no aumenta la lectura o ningún valor más elevado. Anote la lectura del calibrador.

- Deje X = profundidad al agua (en pies) desconocida.
- Y = longitud de la línea de aire (en pies) conocido.
- Z = presión del agua en la línea de aire, obtenida de la lectura de la presión en el calibrador.

El calibrador tipo altura da la lectura directamente pies de agua. Si el calibrador da la lectura en libras conviértala a pies multiplicándola por 2.31.

$$X = Y - Z$$

Distancia al agua = longitud de la línea de aire menos la lectura en el calibrador (pies).

EJEMPLO: Suponiendo que el tubo de aire es de 100 pies de largo del centro del calibrador al extremo final del tubo y que la lectura más alta en la fecha del calibrador es 15 lbs. = 15 X 2.31 = 34.6 pies.
Distancia al agua = 100 - 34.6 = 65.4

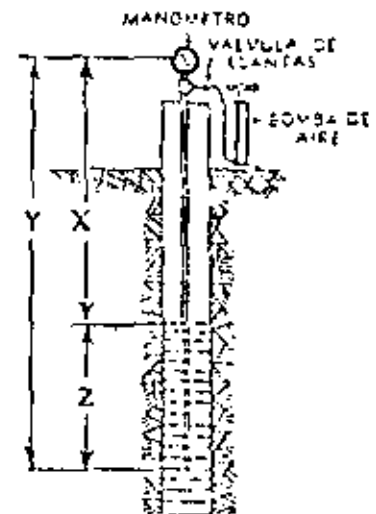


Fig. 2

II.1.6. - Operación de bombas con flujo reducido.

Cuando se operan bombas con flujo extraordinariamente reducido, se produce un calentamiento del líquido manejado por la bomba. En este tipo de operación se establece una diferencia entre los caballos de fuerza al freno, consumidos y los caballos de fuerza hidráulicos desarrollados que representa las pérdidas de energía dentro de la propia bomba. Estas pérdidas de energía se convierten en calor y se transmiten al líquido que maneja la bomba, excepto una pequeña cantidad que se pierde en la estructura de la propia bomba.

Si la bomba se opera con la válvula de descarga completamente cerrada, las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno. La operación de la bomba en estas condiciones tendría efectos destructores.

Si se desprecia la disipación de calor por radiación, la elevación de temperatura puede calcularse por la fórmula:

$$T_r = \frac{.10,68 P_{so}}{W_p C_p + W_w C_w}$$

En la que:

T_r = Elevación de temperatura en °C por minuto.

P_{so} = Caballos de fuerza al freno a descarga cerrada.

W_p = Peso neto de la bomba en Kg.

C_p = Calor específico del metal de la bomba, (pueda tomarse de 0.13 para fines prácticos).

000025

- W_w = Peso neto del líquido en la bomba Kg.
 C_w = Calor específico del líquido bombeado.
 (Para agua vale 1.0)
 10.68 = Factor de conversión de HP a kilocalo-
 rías por minuto.

Si está fluyendo líquido por la bomba, las condiciones se estabilizan y la cantidad por la que la temperatura en la descarga excederá a la de succión se puede calcular por la fórmula:

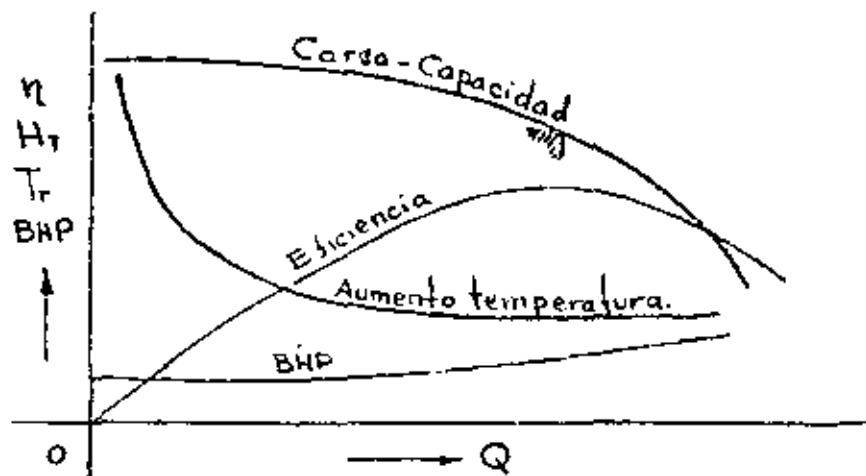
$$T_r = \frac{H_t}{426} \times \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$$

En donde:

- T_r = Elevación de temperatura en °C por-
 minuto.
 H_T = Carga total en metros.
 η = Eficiencia de la bomba a la capacidad
 considerada.

Se puede graficar el aumento de temperatura para una bomba dada, sobreponiendo la curva de dicho aumento de temperatura sobre las curvas de funcionamiento de la bomba con el fin de determinar la capacidad de operación mínima permisible.

Si la bomba centrífuga maneja agua fría, se puede permitir un aumento de temperatura de hasta unos 55 °C. Si se requiere operación con válvula de descarga completamente cerrada-



Curva de funcionamiento de una bomba y de la elevación de temperatura al operarla con flujo reducido.

(Por ejemplo al arrancar una bomba que ha de trabajar con su descarga a un múltiple de alta presión, bombas en paralelo, la válvula de descarga de la bomba deberá empezar a abrir hasta que se ha alcanzado una presión de bombeo igual a la presión del múltiple) o con gastos muy bajos se deben instalar líneas de desvío en la descarga de la bomba que deberán ser localizadas entre la bomba y su primer válvula de descarga y que vaya a algún punto de más baja presión donde pueda disiparse el exceso de calor. Por ningún motivo la tubería de desvío debe conectarse a la succión de la bomba.

Cebado.

Una bomba centrífuga no debe ser arrancada sino hasta que se ha expulsado todo el aire que pueda estar contenido en su carcasa, substituyéndolo por el líquido a bombear es decir, hasta que la bomba ha sido cebada.

Normalmente las bombas de desplazamiento positivo tipo - rotatorio o recíprocante son autocebantes. Si en su construcción se tiene un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad pues manejan aire tan bien como líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que cuando bombea líquido, sin embargo y debido a la baja pesantez del - aire, cuando éste es bombeado la presión de succión es muy pequeña, esto es el vacío que se produce en el lado de succión tan metros de agua, es muy bajo. Supongamos una bomba centrífuga que operando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de - aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm en términos de columna de agua, insuficientes para producir el cebado de la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba, cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra arriba del - eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

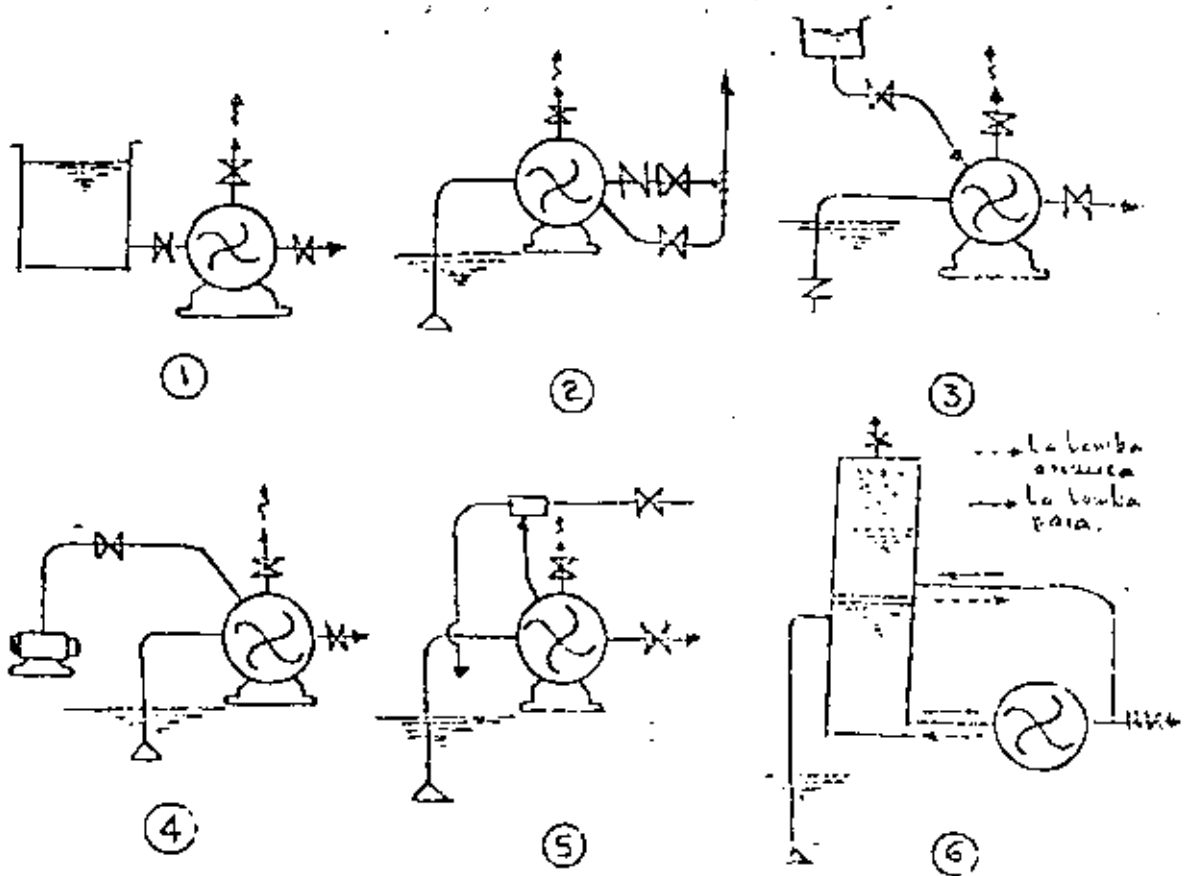
En el primer caso, cuando la bomba es puesta en servicio por primera vez, o después del servicio, la tubería y la bomba misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión

de succión sea lo suficientemente alta para forzar el aire dentro de la bomba, ésta no estará cebada.

Es por tanto necesario proveer de medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema.

Si el nivel de succión se encuentra abajo del eje central de la bomba, como es el caso más común, el aire debe ser substituido por el líquido a bombear mediante un sistema de cebado que puede variar según convenga a la instalación. Un equipo instalado con aparatos de éstos, se le denomina como bomba automáticamente cebada.

Existen varios sistemas de bombeo automáticamente cebados. Algunos se muestran en las figuras siguientes.



- 1.- Una succión sumergida permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa, a través de una válvula de purga.
- 2.- El paso lateral que puentea la válvula de retención de la descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.
- 3.- Una válvula de pié cierra cuando se para la bomba, no permitiendo que se descargue la columna de succión. Puede usarse una fuente de líquido auxiliar.
- 4.- Una bomba de vacío extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para dar una acción cebante.
- 5.- Un eyector se encarga de extraer el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.
- 6.- Un tanque de cebamiento conteniendo la suficiente cantidad de líquido para establecer el flujo a través de la bomba al arrancar.

Bombas autocebantes.- Como se ha dicho, si una bomba centrífuga se llena de aire, no podrá seguir funcionando a menos que se le cebe auxiliandola desde el exterior, es claro que si existe carga de succión ésta la ceba automáticamente. Este problema de tener que cebar una bomba se hace muchas veces crítico en el ramo de la construcción o cuando es necesario drenar registros o zonas inundadas, en ambos casos el eje de la bomba está muy por arriba del nivel libre del agua a desalojar.

Para estos problemas se ha desarrollado una bomba a la que se le denomina autocebante en virtud de que no requiere se le auxilie para su cebado.

Existen muchos tipos de fabricación de esta clase de bombas, siendo las más usuales la de recirculación de la descarga retornando a la succión y la de recirculación dentro de la descarga y del impulsor en sí mismo.

Recirculación a la succión.- Estas bombas se construyen con un depósito en la cubierta, el cual debe ser llenado sólo la primera vez que la bomba se va a poner en operación. Hay una conexión de recirculación entre este depósito y el lado de succión del impulsor. Al arrancar la bomba, el impulsor maneja cualquier líquido que le llega por la conexión de recirculación más cierta cantidad de aire y líquido que se bombea, al principio se descarga al depósito en donde se reparam los dos elementos - pasando el aire hacia afuera por la descarga de la bomba. Esta operación continúa hasta que todo el aire ha sido expulsado y el vacío que se produce jala el líquido por el lado de la succión.

Es necesario que el depósito permanezca lleno con líquido cuando se para la bomba, lo que se logra con una válvula de retención entre la línea de succión y el impulsor.

Recirculación a la descarga.- Este sistema se distingue del anterior en que el líquido de cebado no retorna a la succión de la bomba sino que se mezcla con el aire, ya sea dentro del propio impulsor o entre éste y la carcasa de la bomba. Tiene la -

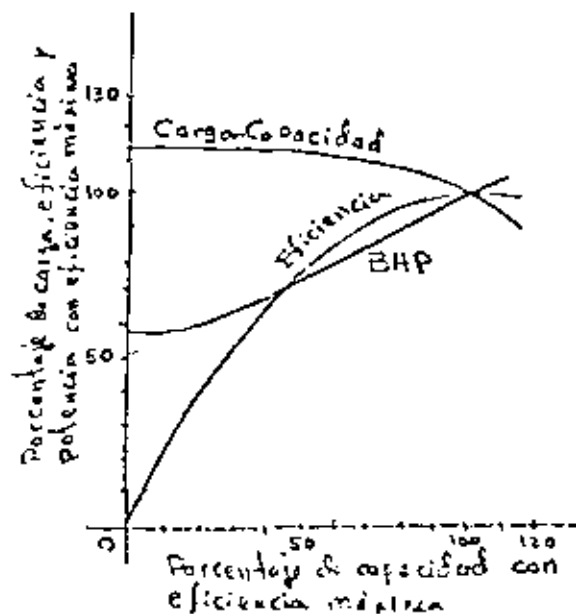
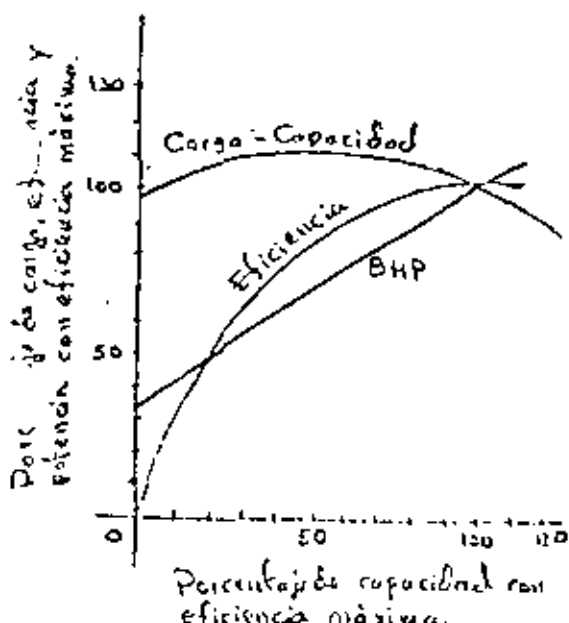
00031

ventaja en que elimina las válvulas internas que son requeridas en el sistema de recirculación a la succión.

Arranque de las bombas.- La forma como se debe arrancar una bomba está influenciada por las características de su curva fuerza - capacidad.

Las curvas de cargas altas y medianas (velocidades específicas bajas y medianas) de la bomba suben de la condición de cierre a la de capacidad normal de operación, por lo tanto, - estas bombas deben arrancarse contra la válvula de descarga cerrada a fin de disminuir la carga inicial en el impulsor. (Figura A siguiente).

La curva de consumo de fuerza de bombas de baja carga - (velocidad específica alta) del tipo de flujo mixto y de hélice - tiene la característica opuesta, subiendo rápidamente con una reducción de capacidad; éstas bombas por lo tanto, se deberán - arrancar con la válvula de descarga totalmente abierta.







centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SUMINISTRO Y ENERGIA ELECTRICA

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

AGOSTO, 1980



CAPITULO 15

SUMINISTRO DE ENERGIA ELECTRICA

- 15.1 Baja Tensión y Alta Tensión.
- 15.2 Suministro de energía.
- 15.3 Componentes de una subestación reductora.
- 15.4 Sistemas de Tierra.
- 15.5 Recomendaciones y cuidados en el trato con la energía eléctrica.

15. SUMINISTRO DE ENERGIA

15.1 Baja Tensión y Alta Tensión.- Los sistemas eléctricos se clasifican, de acuerdo a su voltaje de suministro, en sistemas de baja tensión (B.T.) y sistemas de alta tensión (A.T.). De acuerdo con la definición que da el reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas de la República Mexicana (ROIE) en su artículo número 2, se tiene B.T. en todos aquellos sistemas en los que existe un voltaje menor de 750 volts entre conductores y A.T. en aquellos sistemas en los que el voltaje entre conductores es de 750 volts o más.

Es muy importante hacer notar que el uso de la B.T. o de la A.T. no forzosamente implica seguridad de operación para el ser humano en la primera y peligro mortal en la segunda. No es la tensión o voltaje el que puede dañar e incluso matar a una persona, es la corriente eléctrica la que puede hacerlo. El ser humano puede tolerar realmente valores de corriente sumamente bajos; bastan voltajes de 20 a 40 volts en corriente alterna para producir la corriente máxima que puedan resistir las personas en breves lapsos de tiempo, perdiendo el gobierno voluntario de sus músculos. Aproximadamente 1.2 miliamperes con frecuencias de 60 Hertz pueden producir ligeros shocks y se han dado 8 miliamperes como valor máximo para no producir molestias mayores. En realidad y gracias al gran poder aislante que tiene la piel humana cuan

do se encuentra seca y sin daños, pueden tocarse conductores a 125 volts; pero basta con que la piel esté sudada, húmeda o con algunos daños superficiales (como ampollas o cortaduras frescas) para que al tocar 125 volts se puedan producir trastornos cardiacos mortales.

Por conveniencias prácticas se ha normalizado el uso de voltaje mas comunmente usados en sistemas de bombeo.

Voltajes de operación usados en bombeo

| Baja Tensión | | Alta Tensión (Trifásica) | |
|--------------------|-------------------|--------------------------|---------------------|
| Sistema monofásico | Sistema trifásico | En las cargas | En la alimentación. |
| 110 | 220 (*) | 2 300 | 2 400 |
| 127 (*) | 440 (*) | 4 160 (*) | 4 200 |
| 220 (*) | | 6 000 | 6 000 (*) |
| | | 13 200 | 13 800 (*) |
| | | | 23 000 (*) |
| | | | 34 500 (*) |
| | | | 115 000 |
| | | | 220 000 |

(*) Indica el voltaje más usado en la actualidad

Suministro de energía. - Por ley, el suministro de energía eléctrica lo hace solamente la Comisión Federal de Electricidad en toda la República Mexicana y es la única que puede generarla y distribuirla. En la Capital de la Repúbl:

ca y en zonas aledañas opera la compañía de Luz y Fuerza del Centro, S. A., (en liquidación). Esto quiere decir que ningún usuario puede generar energía eléctrica para su propio uso ni para negociarla. Se permite la generación solo bajo una autorización expresa y siempre que medie una causa plenamente justificada, como sería el caso de la falta de líneas eléctricas en la zona, conveniencia de usar algún combustible que sea subproducto de un determinado proceso (por ejemplo en plantas de tratamiento de aguas negras) o por la necesidad de contar con un sistema de emergencia (plantas de bombeo de aguas negras o de tratamiento).

El suministro de energía eléctrica por parte de la C.F.E. o de la Cía. de L y F., S. A. puede ser en B.T. o en A.T. La selección de si es en una u otra forma depende de varios factores.

15.2.1 Alimentación en B. T.

1. Acometida monofásica a dos hilos, uno de corriente y uno de tierra. Esta alimentación es a 127 volts y se usa profusamente en los servicios domésticos. Para sistemas de bombeo solo se aplica en instalaciones pequeñas pues la capacidad máxima de alimentación corresponde a 4 kw; su aplicación se recomienda en bombas para fuentes ornamentales, para tanques elevados que surtan a escuelas, servicios públicos rurales y edificios departamentales.

2. Acometida monofásica a tres hilos, dos de corriente y uno de tierra. El voltaje de esta alimentación es a 220/127 volts y está limitada para una carga máxima de 8 kw. Tiene la misma aplicación que la acometida anterior solo que para tamaños de bombas un poco mayores con posibilidad de usar carga para motores monofásicos a 220 volts y alumbrado a 127 volts .

3. Acometida trifásica a cuatro hilos, tres de corriente y uno de tierra .

El voltaje de esta alimentación es a 220/127 volts y puede usarse en demandas de hasta 500 Amps., que corresponden más o menos a 162 kw, o 220 HP. Es recomendable para estaciones de bombeo con motores trifásicos a 220 volts, cargas monofásicas a 220 volts y de alumbrado a 127 volts. Este tipo de alimentación es muy usado en bombas de pozo profundo que se encuentran instalados en forma aislada (colonias, rancherías, fraccionamientos). Sin embargo, esta última aplicación tiene sus limitantes. Si por ejemplo, una planta de bombeo o de tratamiento de agua tiene una carga de 200 HP distribuida en muchos motores pequeños y cargas de alumbrado, como la demanda no es simultánea (pues la carga entra en forma escalonada) no se provocan caídas de voltaje bruscas ni se crean cor-

filctos en las líneas de distribución de B.T. de la suministradora. Pero si la carga corresponde a un solo motor de 200 HP, aún cuando se arrancara a tensión reducida (3 kva por HP aproximadamente) la demanda instantánea al entrar la carga, será de más o menos $200 \times 3 = 600$ HP lo que ocasionaría en la línea suministradora una caída de voltaje tal que los demás usuarios tendrían molestias y problemas en sus propias instalaciones, como paro de motores por bajo voltaje o "apagones" momentáneos.

Por esta razón, las empresas suministradoras limitan el tamaño de los motores alimentados en acometidas de B.T. a unos 50 HP, dependiendo de la zona de que se trate. Conviene recordar aquí que en estos casos de suministro de energía en B.T., todo motor mayor de 10 HP debe ser arrancado a tensión reducida.

Un factor muy importante a tomar en cuenta para seleccionar el suministro en B.T. o en A.T. es el económico. Las empresas suministradoras proporcionan un precio más bajo por KWH consumido en A.T. que en B.T.

El estudio económico debe hacerse tomando en cuenta el monto de inversión por concepto de la subestación reductora, los intereses que este capital podría proporcionar a través del tiempo considerado para el estudio y com

parar estos valores con el ahorro por concepto de operación del sistema al tener energía más barata. En sistemas de bombeo, donde se tiene una demanda prácticamente continua durante todo el año, la inversión de la subestación reductora suele pagarse muy pronto. Por otra parte, las alimentaciones en A.T. son más confiables que las de B.T.

Alimentación en A.T.

Es práctica común que la empresa suministradora sea la proyectista, constructora y operadora de las líneas alimentadoras de A.T., pues se repite, incluso es por Ley Federal de Electricidad. Por esta razón, en este apartado no se tratará lo referente a las características de las líneas aéreas.

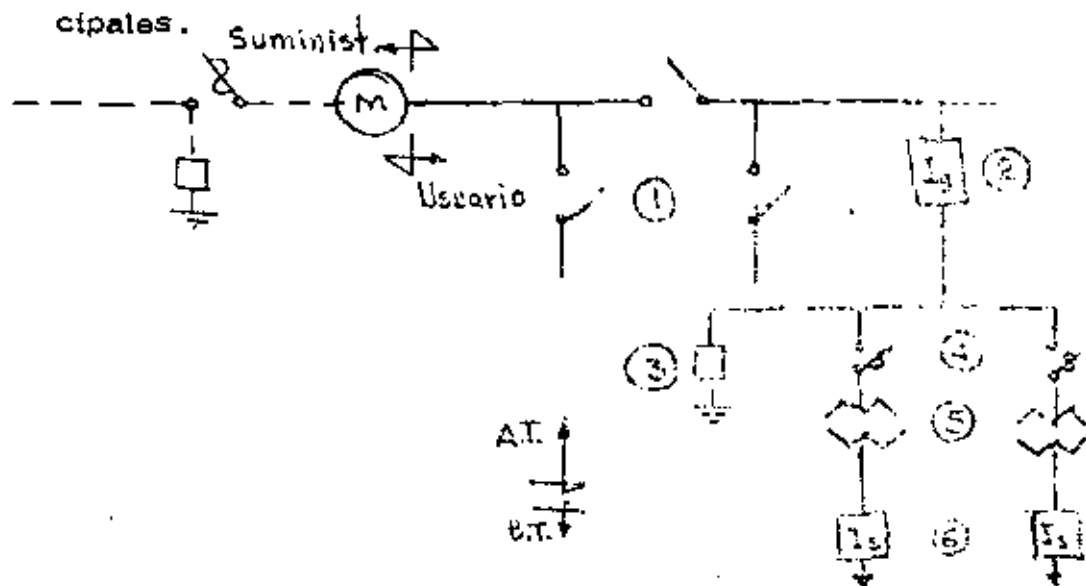
El voltaje de suministro de A.T. es también un asunto que compete exclusivamente a la suministradora, y depende de la carga contratada así como de la localización de ésta en el sistema eléctrico de la zona.

El problema del usuario empieza en el punto donde recibe la acometida de la línea eléctrica en A.T. del suministrador, es decir, en su propia subestación reductora la que tiene por objeto transformar la alta tensión a tensiones usuales en la instalación.

15.3. Componentes de una subestación reductora.

De hecho, una subestación eléctrica reductora empieza en el cuadro para recibir la acometida de la empresa suministradora. Este cuadro es un área que se destina para contener el equipo de medición, el cual es propiedad del suministrador y en él se instalan además, cuchillas de protección y pararrayos por parte de dicho suministrador quien conecta su equipo tanto a la línea alimentadora como al bus del consumidor.

En el siguiente diagrama unifilar se indican las instalaciones simplificadas de una subestación con sus elementos principales.



En este diagrama se indica con línea discontinua la acometida en alta tensión de la suministradora, sus cuchillas resistentes de protección, pararrayos y el equipo de medición. Con línea continua se muestran las instalaciones que realiza el usuario, que en forma breve se pueden definir como sigue:

① **Quadro de prueba del medidor.** - Este cuadro está constituido por tres juegos trifásicos de cuchillas desconectadoras para abrir sin carga.

Las cuchillas desconectadoras deben ser para operar al voltaje de la subestación, para servicio interior o exterior según el caso, y de capacidad de corriente suficiente de acuerdo con la carga conectada. En subestaciones pequeñas estas cuchillas son operadas con pértigo y en las grandes se operan en grupo por medio de mecanismos.

El instalar este juego trifásico en las subestaciones tiene por objeto comprobar periódicamente la exactitud del equipo de medición, sin interrumpir el servicio. Actualmente es posible hacer estos chequeos con solo pequeñas interrupciones. Si el usuario acepta esas interrupciones, puede instalar solo un juego trifásico de cuchillas, esta decisión queda en manos del cliente.

② **Interruptor general.** - Los interruptores de alta tensión de las subestaciones, tienen por objeto proteger al sistema por corto circuito y por sobre corriente básicamente. Pueden ser del tipo de cuchillas fusibles, las que corresponden a un tipo de cuchillas que contienen un elemento fusible calibrado al amperaje nominal de la carga, que operan por alta corriente e interrumpen la corriente en caso de corto circuito. Se recomiendan en subestaciones pequeñas

que operan en voltajes hasta de 34.5 kv. Para evitar que solo una fase se abra y queden dos fases energizadas, situación que no es recomendable, este tipo de interruptor tiene un mecanismo que finca cuando se abre un fusible automáticamente abren las tres fases. En caso en que se desea tener más protecciones, existen en el mercado relevadores por sobre corriente, bajo voltaje o secuencia incompleta que operan en el mecanismo de apertura de las cuchillas.

El otro tipo de interruptores generales de alta tensión son los que tienen sus contactos de cierre y apertura sumergidos en aceite. Pueden ser de bajo volumen de aceite o de volumen normal de aceite. Los primeros son más económicos que los segundos y su selección radica básicamente en el número de veces que deberán operar aunque por su diseño actual, los de bajo volumen de aceite van tomando prioridad por parte de los proyectistas de subestaciones.

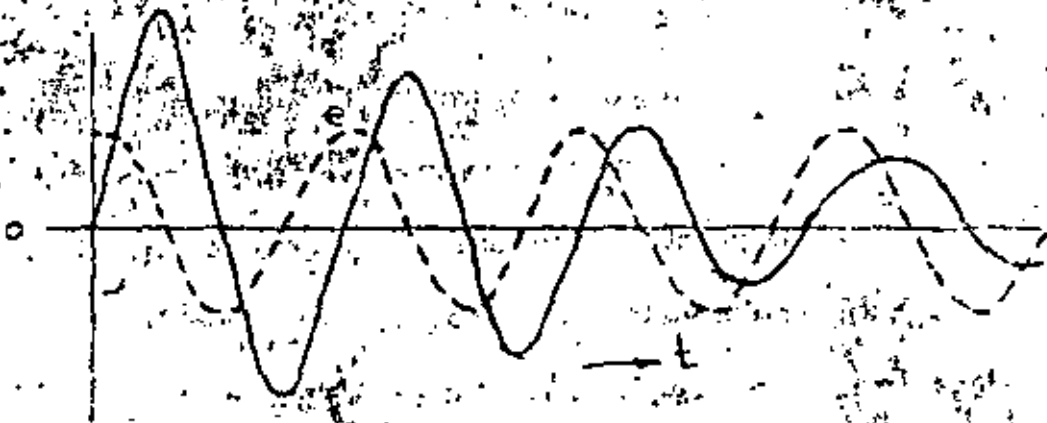
Aunque los interruptores en aceite pueden operarse manual o automáticamente al igual que los de cuchillas fusibles, presentan la gran ventaja de poder ser ajustados a valores de corrientes nominales más variables, son más sensibles a las fallas del equipo de la subestación y mucho más confiables.

En subestaciones grandes (37000 kva o mayores) y de alto voltaje (34.5 kv o más) es mejor recomendar este tipo de interruptores.

Una gama muy amplia de protecciones puede ser instalada para obrar sobre el interruptor, a modo que ésta obra inmediatamente, protegiendo así al equipo de la subestación y evitando problemas graves al circuito alimentador. Las principales anomalías que se protegen son las debidas al corto circuito el cual puede ser por una falla trifásica (que es cuando tres líneas de un circuito se unen entre sí) falla de línea a línea o falla de línea a tierra. Para poder seleccionar un interruptor es necesario conocer las corrientes de corto circuito y el tiempo de ajuste de los relevadores que han de operar sobre el interruptor para abrirlo. Por otra parte, el tamaño de un interruptor se da, además de por su voltaje y su corriente, por la capacidad interruptiva o potencia de corto circuito que debe ser capaz de abrir sin sufrir daños. Esta capacidad depende de la fuente de alimentación que por ser la mayoría de las veces parte de un circuito muy complicado, no se puede calcular, por esto, al proyectar una subestación debe inquirirse a la empresa suministradora sobre la capacidad interruptiva mínima para el interruptor general, la que se da en MVA (millones de volt - amperes).

Corriente de corto circuito: - En el instante en que se produce una falla de corto circuito, (c.c.) pueden ocurrir dos cosas:

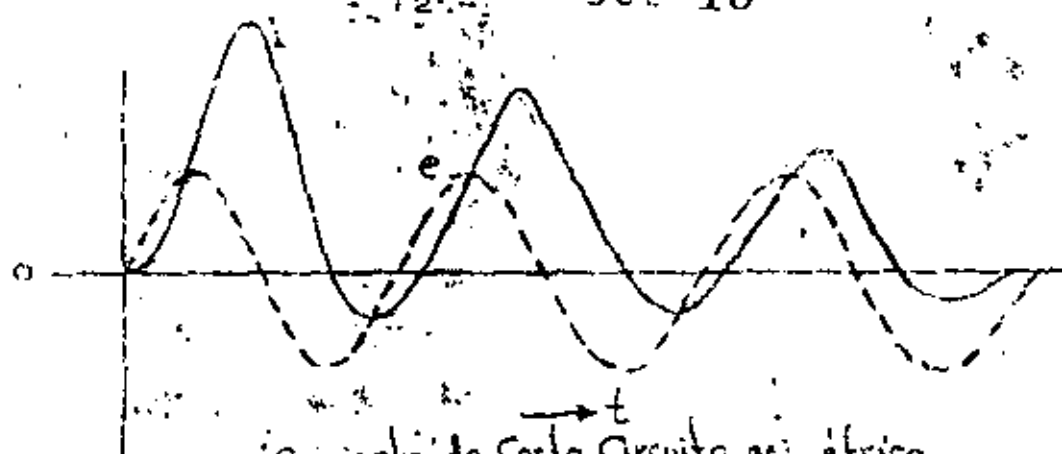
a) La fuerza electromotriz o voltaje inducido (de la fuente generadora de energía) es máximo. En este caso, los valores de la corriente de corto circuito



Corriente de Corto Circuito Simétrica

forman una ondulación cuyos centros de simetría están situados en el eje de los tiempos, por lo que se designa con el nombre de corriente de corto circuito simétrica.

b) La fuerza electromotriz no es máxima y en el peor de los casos, el corto circuito se produce cuando el voltaje inducido vale cero. En este caso, los valores de la corriente toman magnitudes mayores a las del caso anterior y se presentan con valores fuera de simetría con respecto al eje de los tiempos por lo que se les denomina corrientes de corto circuito asimétricas.

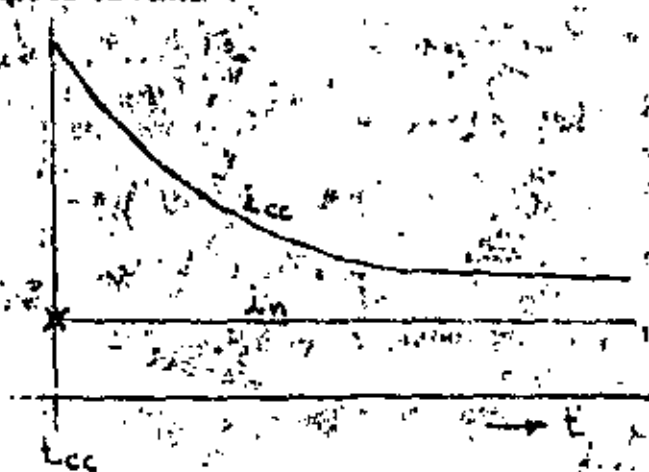


Corriente de Corto Circuito asimétrica.

cas.

Como resulta imposible saber en qué punto del valor de la fuerza electromotriz sucede el corto circuito, en la práctica debe tomarse el caso de un valor de cero para el voltaje inducido. La experiencia ha comprobado que la amplitud de las primeras oscilaciones de la corriente de c.c. asimétrica tiene como valor medio 1,8 veces la amplitud de la corriente de c.c. simétrica.

La corriente de c.c. tiene un valor inicial y otro permanente, su curva es parabólica en el momento inicial y después viene un segundo período en el cual el valor de la corriente se sostiene constante durante el tiempo en que prevalece la falla.



Determinación simplificada del Corto Circuito.

El cálculo del corto circuito se puede basar en las siguientes consideraciones:

1. Impedancia $Z = 0$ en el punto de falta, es decir se considera que el c.c. es perfecto.
2. Reactancias X de todos los aparatos que intervienen en la red, además la reactancia X se hace igual a la impedancia Z .
3. Fuerzas electromotrices están en fase y son de igual magnitud en el momento en que se produce el c.c.
4. No se toman en cuenta las corrientes normales de carga.
5. Las reactancias de los aparatos que forman la red se expresan en ohms referidas a una base de voltaje común o en por ciento referido a una base de potencia (KVA) común.

Ejemplo de cálculo. - Como ejemplo de cálculo pondre

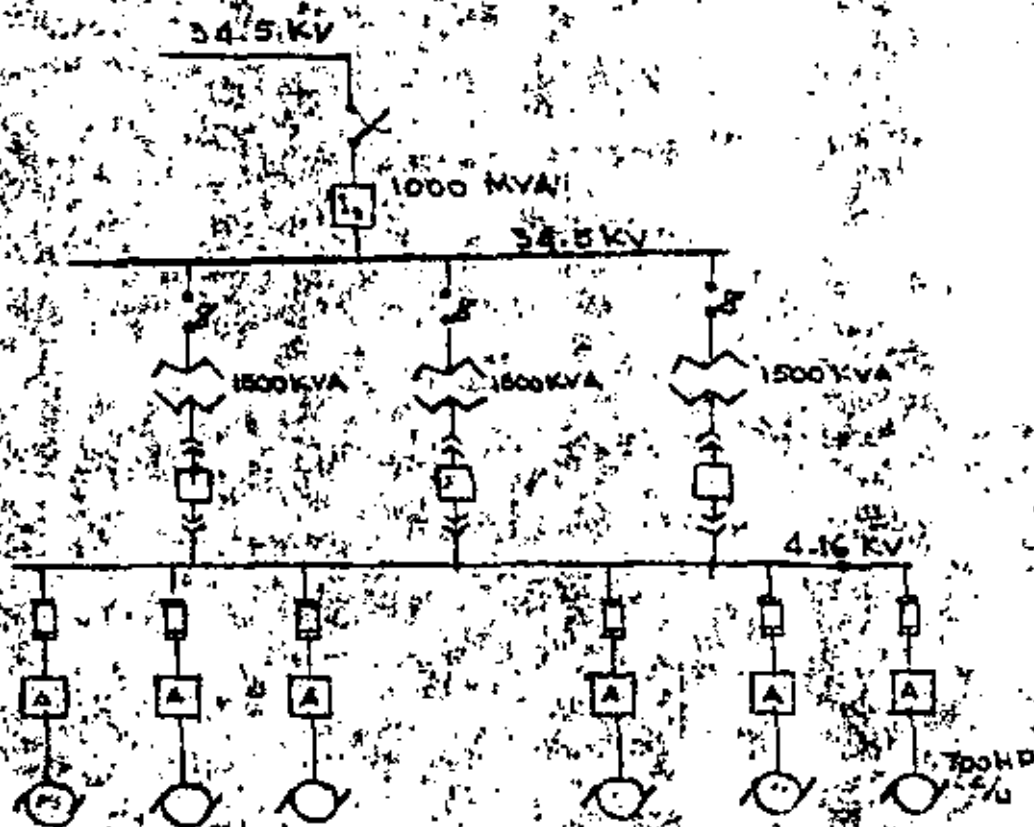
mos un caso de una planta de bombeo con seis motores de 700 HP cada uno alimentados por tres transformadores de 1 500 KVA. A dicha planta la alimenta la Comisión Federal de Electricidad, a 34.5 KV y exige una capacidad interruptiva en el interruptor, de 1 000 MVA. Los motores operan a 4 160 volts y son del tipo de inducción, jaula de ardilla.

Pasos a seguir para el cálculo.

1. Diagrama unifilar del sistema. - Se debe elaborar un diagrama unifilar buscando la mejor forma de conectar los e-

elementos de la planta para una solución económica y con fiable.

Para este ejemplo se supone un diagrama con transformadores en paralelo conectados a un bus común de 4.16 KV del que se derivarán todos los motores.



2. Se determinan las constantes del circuito, que corresponden a las impedancias de los aparatos eléctricos considerados y que en este caso son transformadores y motores.

Estos datos son datos de placa del equipo. En nuestro caso supondremos:

Transformadores de 1.500 KVA con 6% de Impedancia a

1.5 MVA Motores de 700 KVA a 4.16 KV con Impedancia

de 20% a 0,7 MVA. Estas constantes del circuito se darán por unidad (p.u.) y se referirán a una base común que será de 2 MVA. Para tener las reactancias por unidad, se correrá el punto decimal de la impedancia porcentual, dos lugares a la izquierda teniendo por tanto:

Transformadores $X_t = 0.06$
 Motores $X_m = 0.20$

3. Cálculo de las impedancias p.u.

Transformadores:

$$Z_t = \frac{2 \times 0.06}{1.5} = 0.080$$

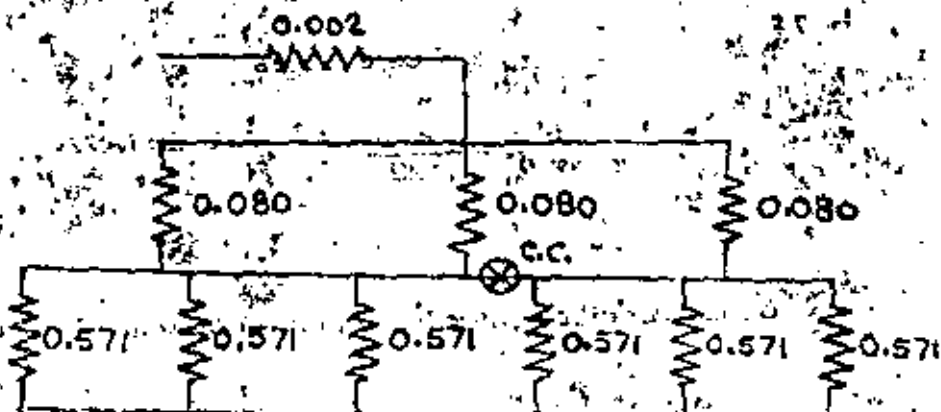
Motores:

$$Z_m = \frac{2 \times 0.20}{0.7} = 0.571 \text{ p.u.}$$

Para las líneas de la Comisión Federal de Electricidad:

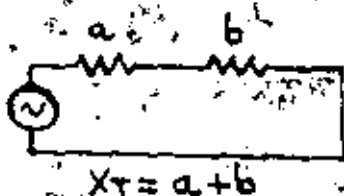
$$\frac{2}{X_{cfe}} = 1.000 \quad X_{cfe} = \frac{2}{1.000} = 0.002 \text{ p.u.}$$

4. Se elabora un diagrama de las constantes del circuito, basado en el diagrama unifilar y se localiza el punto de falla más crítica.



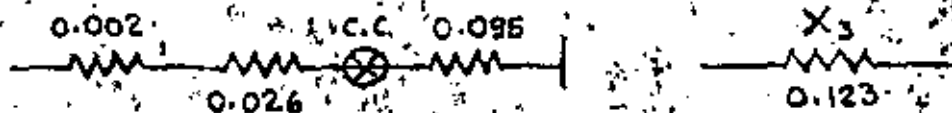
5. Para calcular la potencia de c.c., se resuelve el diagrama recordando que las reactancias en serie se suman y la resultante de las reactancias en paralelo es la inversa de la suma de sus inversos.

Los pasos son como sigue:



$$X_1 = \frac{1}{\frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080}} = \frac{1}{37.5} = 0.026$$

$$X_2 = \frac{1}{\frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571}} = \frac{1}{10.50} = 0.095$$



$$X_3 = 0.002 + 0.026 + 0.095 = 0.123$$

La capacidad de c.c. es:

$$P_{c.c.} = \frac{2}{0.123} = 16.26 \text{ MVA} = 16\,260 \text{ KVA}$$

6. La corriente de c.c. tendría por valor (en el bus de 4.18 kV)

$$I_{cc} = \frac{P_{cc}}{\sqrt{3} \cdot KV}$$

$$I_{c.c.} = \frac{16.260}{1.73 \times 4.16} = 2.259 \text{ Amps.}$$

Corrección. - Estos valores corresponderían a un c.c. simétrico. Como antes se dijo, el valor del c.c. asimétrico es aproximadamente 1.8 del valor del simétrico y es el asimétrico el que debe ser tomado en cuenta por ser el caso más severo. De acuerdo con esto, los valores que ahora se tendrían, son:

$$P_{c.c.} = 16.26 \times 1.8 = 29.26 \text{ MVA}$$

$$I_{c.c.} = 2.259 \times 1.8 = 4.066.2 \text{ Amps.}$$

que corresponderían a las capacidades mínimas (por c.c.) a que deben ser solicitados los interruptores a 4.16 Kv del sistema.

- ③ Pararrayos. - Las sobretensiones que se presentan en la instalación de un sistema, pueden ser de dos tipos:
- Sobretensión de origen atmosférico.
 - Sobretensión por fallas en el sistema.

El pararrayos es por lo tanto, el dispositivo que permite proteger las instalaciones contra sobretensiones de origen atmosférico.

Estas sobretensiones se presentan en la línea de alimentación en forma de onda de voltaje, que viaja a través de los alimentadores. Estas ondas tienen un valor de pico muy elevado que de no existir el pararrayo llega

ran hasta el equipo instalado destruyéndolo al perforar -
su aislamiento. El pararrayos es pues, el permitiendo ^{selemento que por decirlo} _{así, corta el valor de la onda de} ^{volaje,}
que solamente continúe a los equipos una pequeña cantidad
de energía la cual ya no es perjudicial. La otra cantidad
que es mayor, se dispersa en el terreno por medio de un
sistema de tierras.

El envío de energía eléctrica al sistema de tierras lo
efectúa el pararrayos por medio de explosoras, placas de
carbón, etc.

En subestaciones muy grandes, se acostumbra insta-
lar pararrayos en los mismos tanques de los transforma-
dores para brindarles la máxima protección contra las --
cargas atmosféricas directas.

4. Cuchillas fusibles. - Para la protección individual de los
transformadores, se instalan cuchillas fusibles que ope-
ran cuando dentro del mismo transformador se presenta -
un c.c. o una sobre corriente.

Los fusibles deben estar calibrados en forma que se
fundan respondiendo a un tiempo menor que el de acciona-
miento del interruptor general por una sobre corriente -
dada, para evitar que por una falla de un transformador -
salga de servicio toda la planta de bombeo. Las cuchillas
fusibles pueden ser operadas por partige o por mecanis-
mos en grupo. Para evitar su destrucción, las cuchillas
fusibles deben tener capacidad interruptiva suficiente.

5) Transformadores.- Los transformadores son los aparatos que se encargan de transferir la energía eléctrica de los alimentadores en A.T., a voltajes utilizables directamente en los equipos de las plantas de bombeo. Los transformadores son realmente máquinas estáticas y tienen bobinas que son aisladas y enfriadas por el aceite contenido en un tanque provisto de radiadores. Pueden ser trifásicos o monofásicos y su conexión se realiza, según el caso, en Delta-Delta ($\Delta-\Delta$); Delta Estrella ($\Delta-Y$); Estrella-Delta ($Y-\Delta$) o la conexión llamada en Zig-Zag. Para los sistemas de bombeo, la más usual es la conexión Delta-Estrella; la conexión Delta es para el lado de A.T. denominándose a las terminales como H1 - H2 - H3, se pide con derivaciones del $\pm 2.5\%$ del voltaje nominal de alta tensión, con el fin de absorber las variaciones del alimentador. Estas derivaciones se manipulan por medio de cambiador manual para operar sin carga. La conexión estrella es para el lado de B.T. y sus terminales se denominan $X_1 - X_2 - X_3$ y X_0 para tener el neutro conectado a tierra.

En las subestaciones eléctricas suelen conectarse dos o más transformadores en paralelo con el fin de distribuir mejor la carga, aunque esta conexión aumenta la capacidad interruptiva necesaria en caso de c.c. que si se conectan

● Conexiones Normales de Transformadores Trifásicos

| Designación de las conexiones | Esquema Vectorial | | Esquema de Conexión | | Designación VDE 0.532 VI 40 |
|-------------------------------|-------------------|-----------------|---------------------|-----------------|-----------------------------|
| | En Alta Tensión | En Baja Tensión | En Alta Tensión | En Baja Tensión | |
| D ₀₀ | | | | | A ₁ |
| Y ₀ | | | | | A ₂ |
| D _{z0} | | | | | A ₃ |
| D _{z6} | | | | | B ₁ |
| Y _{z0} | | | | | B ₂ |
| D _{z6} | | | | | B ₃ |
| D _{y6} | | | | | C ₁ |
| Y _{z6} | | | | | C ₂ |
| Y _{z6} | | | | | C ₃ |
| D _{y11} | | | | | D ₁ |
| Y _{d11} | | | | | D ₂ |
| Y _{d11} | | | | | D ₃ |

por separado a los transformadores (caso de grandes plantas de bombeo).

Para que dos o más transformadores operen correctamente en paralelo, se deben satisfacer las siguientes condiciones:

1. Que tengan igual relación de transformación (iguales voltajes en sus devanados primario y secundario).
2. Impedancias inversamente proporcionales a sus capacidades.
3. Igual relación de resistencia a reactancia $\frac{R}{X}$.
4. Igual polaridad.
5. Deben conectarse con la misma secuencia de fases.

Para seleccionar a los transformadores de potencia para subestaciones se tienen que considerar los siguientes factores principales:

1. Número de fases. - En plantas de bombeo incluso en tamaños grandes, se recomienda el uso de unidades trifásicas. - Si la planta es muy importante, puede requerirse un transformador de emergencia; hay casos en que pudiera resultar muy costoso este transformador y entonces se pueden instalar cuatro transformadores monofásicos tres de los cuales se conectan de modo que formen el banco trifásico quedando la cuarta unidad como elemento de emergencia.
2. Nivel básico de aislamiento (Basic Impulse Insulation Levels (BIL)).

Para simplificar el diseño y las aplicaciones del equipo eléctrico, se han establecido niveles básicos de aislamiento. El nivel básico de aislamiento es el valor máximo de la cresta de la onda en la prueba de impulso que se hace sobre un equipo para comprobar su aislamiento.

Para transformadores en aceite, reguladores en aceite, reactores en aceite, transformadores para instrumentos (de potencial) desconectores en aire y aisladores soporte para barras, se tiene el siguiente standard:

BIL STANDARD

| Clase en - Kv (tensión del sistema) | Bil en kv | Clase en kv (tensión del sistema) | Bil en kv | Clase en kv (tensión del sistema) | Bil en kv |
|---|-----------|--------------------------------------|-----------|--------------------------------------|-----------|
| 1.2 | 30 | 29.0 | 150 | 138 | 650 |
| 2.5 | 45 | 34.5 | 200 | 161 | 750 |
| 5.0 | 60 | 48.0 | 250 | 196 | 900 |
| 8.7 | 75 | 69.0 | 350 | 230 | 1 050 |
| | 95 | 92.0 | 450 | 287 | 1 300 |
| 15.0 | 110 | 115.0 | 550 | 345 | 1 550 |

3. Clase de enfriamiento. - Conforme a las normas NEMA, las clases de enfriamiento que se tienen para los transformadores, son:

- a) Tipo OA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento natural.
- b) Tipo OA/FA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aire forzado.
- c) Tipo FOA.- Sumergido en aceite, con enfriamiento por aceite forzado con enfriamiento de aire forzado.
- d) Tipo OA/FOA/FOA.- Sumergido en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aceite forzado -- aire forzado / con enfriamiento con aceite forzado -- aire forzado.
- e) Tipo OW.- Sumergido en aceite con enfriamiento con agua.
- f) Tipo FOW.- Sumergido en aceite, con enfriamiento de aceite forzado con enfriamiento de agua forzado.

4. Capacidad del transformador.- Esta se da en KVA y puede solicitarse exactamente de la requerida aunque los tamaños standards son más económicos.

5. Elevación de temperatura.- Se solicitan para una elevación de 55°C sobre una ambiente de 40°C. Para una temperatura ambiente promedio de 30°C (con un máximo de 40°C) para cualquier período de 24 horas, las capacidades standards de KVA se dan en la siguiente tabla:

| | LLENO DE LIQUIDO | ABIERTO SECO | SELLADO SECO |
|---|------------------|--------------|--------------|
| Temperatura promedio de la temperatura del devanado por hora. | 65°C | 150°C | 150°C |

3. Impedancia. - La impedancia normal de transformadores de potencia se indica en la siguiente tabla:

| CLASE DE VOLTAJE EN KV. | IMPEDANCIA EN % |
|-------------------------|-----------------|
| 15 | 4.5 - 7 |
| 25 | 5.5 - 8 |
| 35 | 6 - 8 |
| 45 | 6.9 - 9 |
| 65 | 7 - 10 |
| 92 | 7.5 - 10.5 |
| 115 | 8 - 12 |
| 135 | 8.5 - 13 |
| 161 | 9 - 14 |
| 196 | 10 - 15 |
| 220 | 11 - 16 |

4. Frecuencia y altura sobre el nivel del mar. - Debe siempre especificarse la frecuencia en Hertz a que operará el transformador así como la altura sobre el nivel del mar del sitio donde será instalado. Hasta 1 000 m. s. n. m. no se tie-

nen problemas. A mayor altura, la densidad del aire provee menos refrigeración y el transformador trabaja a una

yores temperaturas disminuyendo su capacidad.

B. Al solicitar un transformador deben pedirse además, las pérdidas en Watts que garantiza el fabricante para el cobre y el hierro. Estas pérdidas son de por vida en el transformador y le cuestan siempre al cliente, por lo que pueden exigirse al fabricante las pérdidas con que se compromete en su cotización.

6. Protección de la Baja Tensión de los Transformadores. -

Este equipo prácticamente ya no pertenece a la subestación reductora. La mayoría de las veces se localiza en los tableros principales de la estación de bombeo, en el interior de la casa de máquinas, pero en estaciones de bombeo grandes, se le suele instalar al pie de la salida de B.T. del transformador con el fin de proteger el alimentador secundario.

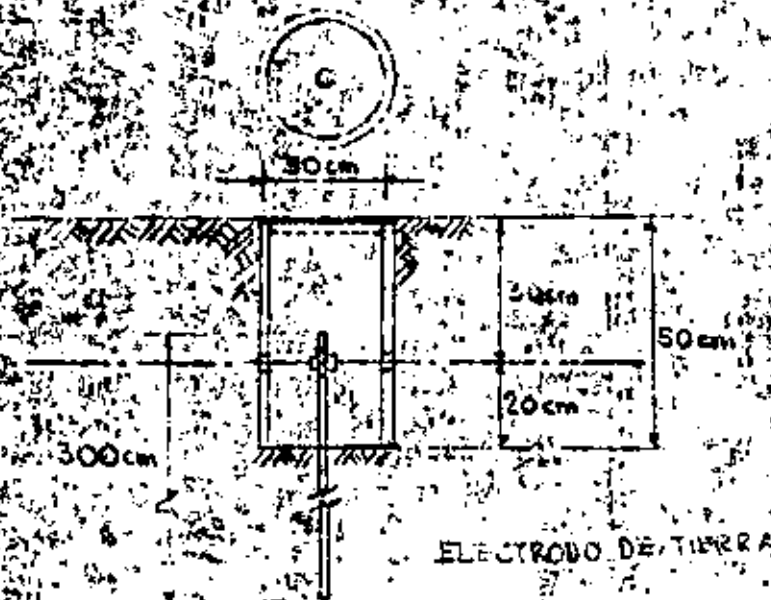
Estas protecciones pueden ser del tipo de fusibles, disyuntores, termomagnéticos o del tipo electromagnéticos, y operan usualmente al mismo voltaje que el de la carga.

15.4. Sistemas de Tierras. - Este sistema tiene como finalidad principal al de proteger las instalaciones y equipos eléctricos, así como al personal encargado de la operación de la instalación. Proporciona el punto de descarga para pararrayos, habilita la conexión del equipo con neutro a tierra, asegura que las par-

Los conductores en corriente estén al potencial de tierra (es decir potencial cero) como son los armazones de equipos, tableros eléctricos, carcasas de motores, barandales, y todas las partes metálicas de la instalación.

Para este fin, se proyectan sistemas de tierras que consisten en la mayoría de los casos, en una red enterrada de cable de cobre desnudo el cual se conecta en varios puntos a electrodos o tomas de tierra. Los electrodos son varillas de material Copper - Weld, es decir cobre fundido en acero, de 1/2" de diámetro y de 300 cm. de longitud. Estas varillas se encajan en la tierra dejándoles un registro para su mantenimiento. En casos donde el terreno es muy rocoso, conviene instalar mayas en posición horizontal e incluso, a veces, dar un tratamiento al terreno con cloruro de sodio.

En cualquier caso y conforme al Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas en su artículo 9.31, el valor de la resistencia de tierra no deberá ser mayor de 25 Ohms.



Capacidades en Amperes de los Fusibles Comunes Usados para Protección de Transformadores Monofásicos

| Volts | 2400 | | 4160 | | 6000 | | 6600 | | 13200 | | 22000 | | 33000 | |
|-------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|
| | Amperes | | Amperes | | Amperes | | Amperes | | Amperes | | Amperes | | Amperes | |
| | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible | Carga Plena | Fusible |
| 1.5 | 0.825 | 1 | 0.260 | 2 | 0.250 | 1 | 0.277 | 1 | 0.113 | 1 | | | | |
| 3 | 1.250 | 2 | 0.721 | 3 | 0.500 | 2 | 0.454 | 2 | 0.227 | 1 | | | | |
| 5 | 2.083 | 3 | 1.202 | 5 | 0.833 | 3 | 0.757 | 3 | 0.378 | 2 | .23 | 1 | | |
| 7.5 | 3.125 | 4 | 1.803 | 5 | 1.250 | 5 | 1.136 | 5 | 0.568 | 3 | .34 | 1 | | |
| 10 | 4.165 | 10 | 2.403 | 5 | 1.666 | 5 | 1.515 | 5 | 0.757 | 3 | .46 | 1 | .30 | 1 |
| 15 | 6.250 | 15 | 3.604 | 7 | 2.500 | 5 | 2.273 | 5 | 1.135 | 5 | .88 | 2 | .46 | 1 |
| 25 | 10.417 | 25 | 6.010 | 15 | 4.165 | 10 | 3.788 | 7 | 1.894 | 5 | 1.14 | | .75 | 2 |
| 37.5 | 15.625 | 40 | 9.014 | 20 | 6.250 | 15 | 5.682 | 15 | 2.841 | 7 | 1.7 | | 1.14 | 3 |
| 50 | 20.833 | 50 | 12.018 | 25 | 8.333 | 20 | 7.578 | 20 | 3.788 | 10 | 2.27 | | 1.52 | 3 |
| 75 | 31.250 | 75 | 18.029 | 40 | 12.500 | 25 | 11.364 | 25 | 5.682 | 15 | 3.41 | | 2.27 | 3 |
| 100 | 41.666 | 100 | 24.038 | 50 | 16.666 | 40 | 15.152 | 30 | 7.576 | 20 | 4.55 | 10 | 3.03 | 3 |
| 150 | 62.500 | 150 | 36.058 | 75 | 25.000 | 60 | 22.727 | 50 | 11.364 | 25 | 6.82 | 15 | 4.56 | 10 |
| 167 | 68.083 | 167 | 40.144 | 85 | 27.833 | 65 | 25.303 | 50 | 12.651 | 30 | | | | |
| 200 | 83.333 | 200 | 48.077 | 100 | 33.333 | 85 | 30.303 | 65 | 15.151 | 30 | 6.10 | 15 | 6.05 | 15 |
| 250 | 104.168 | 250 | 60.096 | 100 | 41.666 | 85 | 37.879 | 85 | 18.939 | 40 | 11.4 | 20 | 7.58 | 15 |
| 333 | 125.750 | 333 | 80.048 | 100 | 55.500 | 100 | 50.454 | 100 | 25.227 | 50 | 15.7 | 25 | 10.1 | 25 |
| 400 | 156.250 | 400 | 96.194 | 100 | 66.666 | 100 | 60.606 | 100 | 30.303 | 65 | | | | |
| 500 | 208.333 | 500 | 120.192 | 100 | 83.333 | 100 | 75.758 | 100 | 37.879 | 85 | 23.0 | 40 | 50.1 | 25 |
| 657 | | 657 | | 100 | 111.166 | 100 | 101.060 | 100 | 50.530 | 100 | | | | |
| 833 | | 833 | | 100 | 136.833 | 100 | 126.212 | 100 | 63.105 | 100 | | | | |
| 1000 | | 1000 | | 100 | 166.666 | 100 | 151.915 | 100 | 75.767 | 100 | | | | |

NOTA: El uso de los fusibles de la capacidad mínima indicada asegura la protección máxima del transformador contra fallos en el secundario próximo a él.

| KVA | 500 | | 400 | | 300 | | 200 | | 150 | | 100 | | 75 | | 50 | | 30 | | 15 | |
|------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|------------|---------|
| | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | | Amperios | |
| | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible | Cap. plena | Fusible |
| 5 | 12.170 | — | 8.980 | — | 7.250 | — | 5.780 | — | 4.55 | — | 3.637 | — | 2.913 | — | — | — | — | — | — | — |
| 7.5 | 18.260 | — | 13.470 | — | 11.030 | — | 8.680 | — | 6.81 | — | 5.457 | — | 4.420 | — | — | — | — | — | — | — |
| 10 | 24.350 | — | 17.960 | — | 14.710 | — | 11.590 | — | 9.08 | — | 7.277 | — | 5.893 | — | 4.743 | — | 3.850 | — | — | — |
| 15 | 36.530 | — | 26.940 | — | 22.070 | — | 17.380 | — | 13.62 | — | 10.812 | — | 8.856 | — | 7.180 | — | 5.780 | — | — | — |
| 22.5 | 54.800 | — | 40.410 | — | 33.110 | — | 26.070 | — | 20.44 | — | 16.218 | — | 13.284 | — | 10.770 | — | 8.670 | — | — | — |
| 30 | 72.100 | — | 53.880 | — | 44.150 | — | 34.760 | — | 27.36 | — | 21.624 | — | 17.712 | — | 14.360 | — | 11.560 | — | — | — |
| 45 | 108.150 | — | 80.820 | — | 66.220 | — | 52.140 | — | 41.04 | — | 32.436 | — | 26.568 | — | 21.540 | — | 17.340 | — | — | — |
| 60 | 144.200 | — | 107.760 | — | 88.290 | — | 69.520 | — | 54.72 | — | 43.248 | — | 35.424 | — | 28.720 | — | 23.120 | — | — | — |
| 75 | 180.250 | — | 134.700 | — | 110.360 | — | 86.900 | — | 68.40 | — | 54.060 | — | 44.280 | — | 35.900 | — | 28.900 | — | — | — |
| 100 | 240.330 | — | 179.600 | — | 147.140 | — | 115.870 | — | 91.20 | — | 72.080 | — | 58.720 | — | 47.860 | — | 38.540 | — | — | — |
| 150 | 360.500 | — | 269.400 | — | 220.710 | — | 173.800 | — | 136.80 | — | 108.120 | — | 88.080 | — | 71.780 | — | 57.810 | — | — | — |
| 225 | 540.750 | — | 404.100 | — | 331.060 | — | 260.700 | — | 204.00 | — | 162.180 | — | 132.120 | — | 107.700 | — | 86.710 | — | — | — |
| 300 | 720.100 | — | 538.800 | — | 441.480 | — | 347.600 | — | 273.60 | — | 216.240 | — | 177.120 | — | 143.600 | — | 115.600 | — | — | — |
| 450 | 1080.150 | — | 808.200 | — | 662.220 | — | 521.400 | — | 410.40 | — | 324.360 | — | 265.680 | — | 215.400 | — | 173.400 | — | — | — |
| 600 | 1440.200 | — | 1077.600 | — | 882.900 | — | 695.200 | — | 547.20 | — | 432.480 | — | 354.240 | — | 287.200 | — | 231.200 | — | — | — |
| 750 | 1800.250 | — | 1347.000 | — | 1103.600 | — | 869.000 | — | 684.00 | — | 540.600 | — | 442.800 | — | 359.000 | — | 289.000 | — | — | — |
| 1000 | 2400.330 | — | 1796.000 | — | 1471.400 | — | 1158.700 | — | 912.00 | — | 720.800 | — | 587.200 | — | 478.600 | — | 385.400 | — | — | — |
| 1500 | 3600.500 | — | 2694.000 | — | 2207.100 | — | 1738.000 | — | 1368.00 | — | 1081.200 | — | 880.800 | — | 717.800 | — | 578.100 | — | — | — |

Protegido por tres fusibles.
 Si son tres transformadores monofásicos, desde los KVA hasta del banco.
 Nota: La tabla indica el FIDW que debe usarse con cualquier transformación o cualquier unión dada, en el sistema, para un banco de tres transformadores monofásicos de 5 KVA cada uno con

una tensión entre fases de 4 100 volts, la corriente de la línea es de 2.08 amperes y se recomienda un fusible de 6 amperes.
 La corriente de línea será la misma, ya sea que se trate de conexión delta o estrella.
 Únicamente se indican los amperes a plena carga.

Valores de Corrientes y Capacidad Interruptiva en Transformadores a Plena Carga:

| Capacidad del Transformador (KVA) y Factor de potencia | KVA Máximo de Circuito Corto Disponible para Circuito Primario | 800 VOLTS | | | 400 VOLTS | | | 240 VOLTS | | | 200 VOLTS | | | | | | | | | | | | |
|--|--|---|---------------------|----------------|---|-----------------------|---------------------|---|---------|-----------------------|---|----------------|---------|-----------------------|---------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS | | | Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS | | | Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS | | | Capacidad Interruptiva Corriente Total en Amperes RMS | | | | | | | | | | | | |
| | | El Transformador Solo | Carga de Motor 100% | Motor en Carga | Amperes | El Transformador Solo | Carga de Motor 100% | Motor en Carga | Amperes | El Transformador Solo | Carga de Motor 100% | Motor en Carga | Amperes | El Transformador Solo | Carga de Motor 100% | Motor en Carga | | | | | | | |
| 300 | 15000 | 309 | 1450 | 361 | 7200 | 1800 | 10300 | 722 | 12000 | 3000 | 1834 | 19000 | 2100 | 17000 | 17000 | | | | | | | | |
| | 25000 | | | | | | | | | | | | | | | 8850 | 7350 | 8100 | 9100 | 14600 | 16200 | 16700 | 16800 |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 8460 | 7600 | 8100 | 9000 | 16100 | 19700 | 18500 | 20700 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 8850 | 8300 | 8500 | 8700 | 10300 | 12700 | 13400 | 14000 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 8550 | 8400 | 8700 | 10800 | 10800 | 12700 | 13400 | 14000 |
| 450 | 25000 | 433 | 2200 | 542 | 11200 | 2700 | 13200 | 1083 | 19000 | 5400 | 2750 | 22500 | 3100 | 20000 | 20000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 7900 | 10100 | 8900 | 12600 | 14700 | 16300 | 17000 | 17600 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 9500 | 12100 | 12400 | 15100 | 24200 | 27200 | 28200 | 29000 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 10200 | 12400 | 12700 | 15400 | 25400 | 30000 | 30400 | 31000 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 10400 | 12900 | 13000 | 16200 | 26000 | 31400 | 32100 | 32700 |
| 600 | 25000 | 481 | 2400 | 600 | 11000 | 3000 | 14100 | 1200 | 21500 | 6000 | 1363 | 27500 | 3500 | 25000 | 25000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 8600 | 12400 | 12500 | 18500 | 25100 | 31100 | 32000 | 32700 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 11000 | 13400 | 13700 | 19700 | 27300 | 33200 | 33700 | 34300 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 11300 | 13700 | 14100 | 20300 | 28200 | 34200 | 34700 | 35300 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 11600 | 14000 | 14500 | 21000 | 28900 | 34900 | 35400 | 36000 |
| 750 | 25000 | 528 | 2900 | 722 | 12700 | 3600 | 16700 | 1443 | 24400 | 7200 | 1668 | 38500 | 4200 | 30000 | 30000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 9700 | 12600 | 12700 | 19800 | 24400 | 31800 | 32200 | 32800 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 11600 | 14500 | 14800 | 18200 | 28000 | 36300 | 36700 | 37300 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 12300 | 15200 | 15600 | 19700 | 32100 | 40200 | 40600 | 41200 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 13000 | 15700 | 16200 | 20300 | 33300 | 40900 | 41300 | 41900 |
| 1000 | 25000 | 582 | 3600 | 900 | 13300 | 4800 | 20000 | 1800 | 29800 | 9000 | 2080 | 49000 | 5200 | 40000 | 40000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 16000 | 17400 | 18000 | 24500 | 31700 | 41300 | 41700 | 42300 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 17900 | 18500 | 18800 | 27500 | 38100 | 49100 | 49500 | 50100 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 18100 | 18700 | 19000 | 29300 | 42700 | 53700 | 54100 | 54700 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 18300 | 18900 | 19200 | 31100 | 45000 | 56000 | 56400 | 57000 |
| 1500 | 25000 | 1444 | 7200 | 1800 | 17000 | 9000 | 24000 | 3600 | 39300 | 18000 | 4780 | 67000 | 7000 | 50000 | 50000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 16700 | 22800 | 19800 | 26800 | 35300 | 61300 | 61700 | 62300 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 21300 | 29600 | 26600 | 35600 | 53700 | 71700 | 72100 | 72700 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 25900 | 33100 | 32200 | 41300 | 61500 | 80000 | 80400 | 81000 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 27900 | 35100 | 34800 | 43000 | 65000 | 83500 | 83900 | 84500 |
| 2000 | 25000 | 1824 | 9800 | 2400 | 22100 | 12000 | 34100 | 5100 | 51000 | 24000 | 6200 | 90000 | 9000 | 70000 | 70000 | | | | | | | | |
| | 50000 | | | | | | | | | | | | | | | 17700 | 27300 | 22100 | 34100 | 43700 | 57000 | 57400 | 58000 |
| | 100000 | | | | | | | | | | | | | | | 28300 | 39000 | 31700 | 43700 | 51400 | 67000 | 67400 | 68000 |
| | 150000 | | | | | | | | | | | | | | | 31600 | 41200 | 38400 | 44100 | 51400 | 67000 | 67400 | 68000 |
| | 200000 | | | | | | | | | | | | | | | 35300 | 44800 | 41000 | 44100 | 51400 | 67000 | 67400 | 68000 |

Todos los cálculos se basan, como se indica, en voltajes, impedancias del transformador y ángulos máximos, incluyendo un factor de 1.20 por el componente de DC. (Corriente Directa).

Para condiciones diferentes a las dadas en estas tablas, las corrientes en circuito corto deben calcularse.

Las aperturas motoras en circuito corto están calculadas en la base de las características nominales que darán cinco veces la corriente normal. Para la columna de 200 volts, se supone una carga motriz del 50%. Para las columnas de 800, 480 y 240 volts se supone una carga motriz del 100%. Para otras porcentajes de carga motriz, la apertura motriz a la corriente en circuito corto estará en proporción directa.

En donde el voltaje del circuito es menor de 800, 480 y 240 volts, los valores dados de la corriente deben multiplicarse por la proporción $\frac{800 \text{ ó } 480 \text{ ó } 240}{\text{Voltage del Circuito}}$

15.5 RECOMENDACIONES Y CUIDADOS QUE DEBERÁN OBSERVARSE EN EL TRATO CON LA ENERGÍA ELÉCTRICA Y OPERACION DEL EQUIPO ELÉCTRICO.

Siempre que se tenga la necesidad de estar en contacto directo con la Energía Eléctrica, y los equipos que necesiten este tipo de energía para su operación, es imprescindible tener los conocimientos técnicos para evitar desgracias personales; y prevenir desperfectos a los equipos por carecer de dichos conocimientos; por lo que se recomiendan algunos puntos importantes, que se refieren a equipos utilizados en estos tipos de instalaciones.

1. En las reparaciones eléctricas de las líneas, y subestaciones aunque las líneas sean aisladas de toda fuente de energía eléctrica, deberán de ponerse a tierra y en corto circuito para prevenir cualquier sobretensión por causas atmosféricas, fenómenos de inducción ó contacto accidental con líneas vivas.

Material de seguridad que deberá emplearse en las operaciones y trato con la energía eléctrica:

- a) Guantes.
- b) Casco.
- c) Tabureta o tapeta aislante.
- d) Cartel con letrero "Peligro".
- e) Candado de seguridad.
- f) Detector neón.
- g) Calmanes, cable y varilla para puesta a tierra.

2. Nunca deberá confiarse en las aperturas de los interruptores que no presenten un corte visible.

Siempre proceda a la verificación de la ausencia de tensión de cada lado del aparato a reparar.

Nunca deberá tocarse las partes metálicas de aparatos bajo tensión.

Verifique periódicamente el valor de las tierras.

3. Transformador.

Medir la carga y comprobar que la temperatura corresponda con el ambiente.

Comprobar que la temperatura máxima esté abajo de 75°C, en unidades conectadas en paralelo las temperaturas deben ser iguales.

Comprobar el nivel de aceite, buscar si hay fugas en empaquetaduras, válvulas, instrumentos, tanque y radiadores.

Revisar con binoculares la porcelana de los aisladores.

Revisar si hay cambio de color por calentamiento en los conectores del primario y del secundario.

Comprobar la diferencia de temperatura entre los extremos de los radiadores. (si no la hay, están obstruidos).

Comprobar que el transformador no haga ruidos ex-

traños, como arcos eléctricos, burbujeo de aceite, ruido magnético intenso.

Revisar si ha operado el diagrama ó válvula de alivio; revisar el color de la sílica - gel si tiene respirador.

Ver los registros anteriores, anotar los valores encontrados para inspecciones posteriores.

Efectuar inspección completa cada dos años como máximo.

Leer instructivo de servicio del transformador.

Revisar todas las empaquetaduras, limpiar los aisladores.

Si hay corrosión en el tanque, retocar la pintura.

Sacar muestras de aceite, ver si hay sedimentos, comprobar su olor; ordenar prueba dieléctrica y análisis químico.

Comprobar la rigidez en terminales y uniones soldadas.

Revisar el mecanismo y las posiciones del cambiador de derivaciones.

Probar la resistencia dieléctrica de los aisladores.

Verificar periódicamente el valor de las tierras.

4. Bomba y Motor.

Acabte del motor. - Efectuar cambio a las primeras 200 -

horas con aceite No. 20 ó equivalente, el siguiente cambio a las siguientes 5 000 horas procurando mantener su nivel.

Acilte del Arrancador. -- Efectuar cambio de aceite cuando éste se encuentre con impurezas 5 000 hrs. de operación, procurando mantener su nivel.

BIBLIOGRAFIA

- | | |
|--|--------------------|
| Industrial Power Systems | Beeman (Mc G.Hill) |
| Manual del Ingeniero Electricista | Knowlton, (Labor) |
| Estaciones Transformadoras y de Distribución | Zopati, (Labor) |
| National Electrical Code | E.U.A. (Mc G.Hill) |
| Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas | México (D.G.E.) |

-Aspectos Económicos-Financieros del Bombeo

Conceptos Generales.

Definición de proyecto. - Un proyecto se define como la asignación de recursos para la obtención de bienes y servicios, es decir, que aprovecha al máximo los recursos; por lo tanto implica la evaluación.

Evaluación de proyectos. - Evaluar un proyecto es hacer la comparación entre los beneficios y los costos del mismo.

Si los beneficios son mayores a los costos, el proyecto es bueno.

El problema básico de la evaluación de proyectos radica en encontrar la alternativa óptima de una serie de alternativas que lleven a un proyecto a producir los mismos beneficios a los menores costos.

Breve instructivo para evaluación de proyectos.

A. - Relación Beneficios - Costos. - Este coeficiente relaciona recursos utilizados con resultados obtenidos y para obtenerlos se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

1. - El tiempo de construcción del proyecto.
2. - La vida económica del proyecto (vida útil).
3. - La tasa de interés con que se descuentarán tanto los beneficios como los costos.
4. - Costos del proyecto.
 - 4.1. - Costos de construcción. - Se determinan las cantidades

por invertir en cada uno de los años del período de construcción.

4.2. - Costos de operación. - Son los costos que se requieren para operar el proyecto. En sistemas de bombeo se presentan principalmente los costos de energía eléctrica consumida por los equipos de bombeo por lo que se puede separar de los costos de conservación y mantenimiento.

4.3. - Costos de conservación y mantenimiento. - Son aquellas cantidades anuales que se requieren para conservar y mantener operando el proyecto. (Debe incluir costos de operación de equipos especiales).

4.4. - Costos anuales por asistencia técnica. - Cuando el proyecto requiera asesoría técnica en alguna especialidad. En plantas de bombeo puede ser adiestramiento de personal en sistemas de control y señalización automáticas (uso de minicomputadoras y su equipo auxiliar).

4.5. - Otros costos que se requieran para operar el proyecto en particular (Investigaciones durante la operación, equipos muy especiales, etc.).

5. - Beneficios.

5.1. - Beneficios primarios. - Son los obtenidos a causa del proyecto directamente. En sistemas de bombeo representan

tan, aumento de los caudales de agua entregada, aumento de dotación por persona, suministro a la población carente del servicio y con ello a la industria y demás sectores.

5.2.- Beneficios secundarios.- Son valores adicionales que se agregan por encima de los bienes o servicios producidos y que son debidos al proyecto. O sea, son los beneficios que se obtienen indirectamente pero que son causados por el proyecto. En nuestro caso podríamos citar por ejemplo, mejoramiento de la salud pública.

6.- Tanto los beneficios como los costos se determinan para cada año de la vida útil del proyecto.

7.- Una vez que se tienen los beneficios y los costos cuantificados, se hacen homogéneas las cantidades mediante la tasa de descuento elegida.

8.- Se divide la suma de los beneficios entre la suma de los costos totales, ambos actualizados, para determinar la relación beneficio - costo.

B.- Ocupación de la mano de obra.- Este coeficiente se utiliza para determinar la incidencia de los proyectos sobre la ocupación y servirá para orientar en la resolución de los pro-

Coefficiente de ocupación = $\frac{\text{Número de personas empleadas}}{\text{Capital}}$

El número de personas deben ser las empleadas en un año.

El capital se refiere al capital anual equivalente que se obtiene multiplicando el costo del proyecto actualizado por el factor de recuperación del capital.

Factor de recuperación del capital f.r.c. = $\frac{1(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$

i = tasa de interés considerada por período.

n = número de períodos.

C = Relación producto - capital. Es la relación que existe entre el valor agregado por el proyecto y el capital. Esta relación expresa la productividad del capital desde un punto de vista social.

El valor agregado está representado por la suma de los siguientes conceptos:

Sueldos y salarios.

Cuota de conservación y mantenimiento.

Intereses.

Utilidades.

Seguros.

Pagos de rentas y arriendos.

El valor agregado debe ser el incremento debido al proyecto, es decir al valor agregado generado en las condiciones futuras, debe restársele el generado en las condiciones actuales.

$$\text{Relación producto - capital} = \frac{\text{Valor agregado}}{\text{Capital}}$$

1.3 Valor presente. → Sea un capital C convertido a una tasa de interés i por período de conversión, durante n períodos de conversión. Digamos que cada período de conversión es de un año.

Al final del primer año se tendrá: $C_1 = C + Ci = C(1+i)$

Para el segundo año: $C_2 = C(1+i) + C(1+i)i = C(1+i)^2$

La sucesión de montos forma una progresión geométrica cuyo n -ésimo término es: $C_n = C(1+i)^n$

El valor presente a la tasa anual i de un monto C_n con vencimiento en n años, es la suma C tal que invertida ahora a la tasa dada de interés alcanzaría el monto C_n después de n años.

Por lo que:

$$C = \frac{C_n}{(1+i)^n}$$

$\frac{1}{(1+i)^n}$ es el factor de actualización simple (f.a.s.)

por el cual se multiplican los beneficios y los costos para hacerlos homogéneos a la tasa de descuento elegida. (Consideración 7 del inciso 1.2.1. anterior).

Depreciación. - Significa la pérdida de valor que sufre la inversión en bienes perecederos por causa de los años de servicio. Las causas de la depreciación pueden ser:

- Factores físicos: uso y desgaste.
- Factores funcionales: insuficiencia y antigüedad.
- Sucesos eventuales: accidentes.

Hay varios métodos para calcular la depreciación. -

Aquí recomendamos el de Fondo de Amortización que es un método de interés compuesto y que consiste en apartar determinadas sumas anuales que colocadas a interés compuesto son suficientes para la reposición del costo del bien en el momento de su retiro de servicio.

Es necesario determinar el importe de la anualidad que, acumulada a un interés compuesto, iguale el monto del valor depreciable del material fijo en el momento del retiro.

El cargo por depreciación consistirá en la anualidad periódica, más los intereses devengados por el fondo.

C = costo del activo.

S = valor residual al final de su vida útil.

n = vida útil en años.

i = interés anual considerado.

Tabla 1

EMPRESA DE AGUA Y ALCANTARILLADO

Cuadro de depreciación de un activo con un costo inicial de \$17,000, un valor residual de \$850 y una vida estimada de quince años usando el método de Fondo de Amortización con interés al 5%

| AÑOS | PAGO ANUAL | INTERESES | DEPRECIACION AGUINADA | |
|------|------------|-----------|-----------------------|----------|
| | | | AUMENTO | SALDO |
| 1 | 693.85 | | 693.85 | 16306.15 |
| 2 | 693.85 | 41.63 | 735.48 | 15570.67 |
| 3 | 693.85 | 85.75 | 779.60 | 14791.07 |
| 4 | 693.85 | 132.55 | 825.40 | 13965.67 |
| 5 | 693.85 | 182.12 | 872.97 | 13092.70 |
| 6 | 693.85 | 234.67 | 922.52 | 12170.18 |
| 7 | 693.85 | 290.38 | 974.23 | 11205.95 |
| 8 | 693.85 | 349.44 | 1043.20 | 10202.75 |
| 9 | 693.85 | 412.04 | 1105.89 | 9160.86 |
| 10 | 693.85 | 478.39 | 1172.24 | 8088.62 |
| 11 | 693.85 | 548.72 | 1242.57 | 6985.95 |
| 12 | 693.85 | 623.28 | 1317.43 | 5852.52 |
| 13 | 693.85 | 702.31 | 1396.16 | 4688.36 |
| 14 | 693.85 | 786.07 | 1479.92 | 3492.44 |
| 15 | 693.85 | 874.87 | 1568.72 | 2263.72 |

El factor del fondo de amortización f.f.a. = $\frac{i}{(1+i)^n - 1}$

El cargo anual al fondo será:

$$D = (C - S) \cdot \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

Supongamos que un equipo de bombeo cuesta \$ 17,000.00 y que su valor residual es de \$ 850.00; su vida útil sea de 15 años y se asume un interés de 6 % anual.

Las tablas financieras muestran que para $i = 6\%$ y $n = 15$, f.f.a. = 0.04296.

$$D = (17,000 - 850) \times 0.04296 = 693.85$$

En la tabla 1 se construye el fondo cuyo saldo no es otra cosa que la depreciación acumulada.

Estudios económicos alternativos.

El análisis económico alternativo de un sistema de bombeo presenta como principal problema el encontrar aquella combinación de los costos de equipo y conducción y de la energía consumida por el proyecto durante su vida útil, tal que dé el costo mínimo al volumen de agua entregada. En pequeñas plantas de bombeo puede contar más el costo y la eficiencia de los equipos que los costos de la conducción pero en sistemas grandes como por ejemplo acueductos con varias estaciones de re-

bombeo y cargas y longitudes apreciables, las inversiones en la conducción pueden significar la parte principal. En el caso de plantas pequeñas, el determinar el diámetro económico puede ser suficiente, eso sí, teniendo cuidado de aplicar correctamente todos los criterios de la hidráulica para dimensionar la estación y seleccionar sus componentes. En estos casos el análisis económico alternativo se reduce a un análisis de diámetro económico. En grandes sistemas de bombeo, el análisis económico de las alternativas debe tomar en cuenta además, las tasas de interés de los financiamientos tanto externos como locales que se consigan y las tarifas eléctricas que se esperan durante la explotación del proyecto. Estos conceptos de intereses y tarifas eléctricas pueden hacer variar el diámetro de la conducción alrededor del diámetro económico encontrado en un primer intento de cálculo exclusivamente hidráulico.

2.2 Análisis económico de un sistema de bombeo. Se debe partir del supuesto de que los estudios de necesidades de abastecimiento, de factibilidad y de tipo socioeconómico, han sido realizados.

Para ilustrar el análisis económico, consideremos un sistema de bombeo para un abastecimiento de agua potable.

Dicho sistema está formado por los equipos de bombeo y todos

auxiliares, estructura de captación de la fuente de abastecimiento y una conducción incluidos sus tanques de regularización.

Técnicamente la solución al problema es simple pues - seleccionado el diámetro de la conducción, conoceremos las - - pérdidas de carga la cual, sumada a la carga estática, nos da - - la carga dinámica de bombeo y puesto que se supone conoci - - do el gasto, podremos dimensionar todos los elementos del sis - - tema. Lo anterior se podrá efectuar para diferentes diámetros de la conducción siendo todos factibles desde el punto de vista técnico.

Para obtener la mejor alternativa desde el punto de - - vista técnico, económico y financiero será necesario conocer - - el costo para cada año de operación de cada una de ellas y du - - rante toda su vida útil.

Para el análisis técnico de cada alternativa podemos - - seguir la secuencia que se propone a continuación.

Diseño de la conducción. - Para este tipo de estructuras el diá - - metro de la conducción se fija para tener una velocidad media - - entre 0.5 y 3.0 m/seg.

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{V}}$$

Dónde: D = Diámetro de la conducción.

V = Velocidad media.

Q = Gasto por conducir.

A = Área de la sección del conducto.

Para un valor de la velocidad, comprendida entre límites fijados anteriormente, se obtendrá un diámetro al cual habrá que ajustarlo a uno comercial. Aquí se ve más claro que hay la posibilidad de trabajar con diferentes diámetros y por tanto diferentes potencias de bombeo.

Teniendo el diámetro comercial de la tubería se calcula su velocidad media:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Las pérdidas de energía en la tubería serán:

$$h_t = h_f + h_m$$

Donde:

h_t = Pérdidas totales de energía.

h_f = Pérdidas por fricción, valuadas con las

fórmulas de Manning, Darcy u otras que prefiera aplicar el ingeniero proyectista.

La fórmula de Manning se puede recomen-

dar para casos de conducciones de peque-

ña longitud o cuando no se requiera mucha

precisión en la evaluación de las pérdidas.

En conducciones largas, las pérdidas por

fricción se recomiendan calcularlas con las

fórmulas de Darcy o de Hazen - Williams

por tener factores de fricción más reales.

Para la fórmula de Manning:

$$h_f = K L Q^2$$

$$K = \frac{10.3 n^2}{D^{16/3}}$$

Donde: Q = Gasto en $m^3/\text{seg.}$

n = Coeficiente de fricción de Manning.

L = Longitud de la tubería en m.

D = Diámetro del tubo en m.

Los coeficientes de rugosidad que se recomiendan en la fórmula de Manning son:

| Tipo de tubería | n |
|--|-------|
| Asfalto cemento | 0.010 |
| Concreto liso | 0.012 |
| Concreto áspero | 0.016 |
| Acero galvanizado | 0.014 |
| Hierro fundido | 0.013 |
| Acero soldado sin revestimiento | 0.014 |
| Acero soldado con revestimiento interior a base de Epoxy | 0.011 |
| Plástico P.V.C. | 0.009 |

Para la fórmula de Darcy:

$$h_f = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Donde f = Coeficiente de fricción de Darcy.

h_m representa las pérdidas menores que se calcularán para cada caso o que pueden considerarse del 5 % al 10 % de h_f .

La carga dinámica de bombeo será:

$$H_D = H_E + h_t$$

Donde: H_D = Carga dinámica de bombeo.

H_E = Carga estática de bombeo.

Queda por determinar el espesor de la tubería, que dependerá del tipo de tubería seleccionada. Es necesario considerar todas las condiciones bajo las cuales la tubería pueda estar sujeta en el campo: presión interna, sobre presión debida al golpe de ariete, si la tubería va o no enterrada, etc.

2.2.2 Potencia de bombeo.- La potencia de bombeo está dada por la fórmula:

$$HP = \frac{\gamma Q H_D}{76 \eta}$$

Dónde: γ = Peso específico del agua que se toma unita-
rio.

Q = Gasto de bombeo en l.p.s.

H_D = Carga dinámica total en m.c.a.

η = Eficiencia de la bomba en decimales.

0.746 = Factor de transformación de $\frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg.}}$ a HP

La potencia en KW consumida por la estación de bombeo será:

$$\text{KW}_{\text{Totales}} = \frac{\text{HP}_{\text{Bombeo}}}{\eta_m} \times 0.746 + \text{KW}_A$$

Dónde η_m = Eficiencia del motor.

KW_A = Potencia requerida por accesorios: alumbrado, bombas auxiliares, válvulas motorizadas, etc.

Costo promedio del m^3 de agua. - Ya estamos en condiciones de computar las inversiones, los costos de operación y los volúmenes de agua para cada año de operación.

Para ilustrar el cálculo del costo promedio del m^3 de agua, supongamos un sistema que será instalado para un caudal máximo de $4 \text{ m}^3/\text{seg.}$

El sistema tendrá un costo de 1 180 millones de pesos, la construcción se hará en tres años, al cuarto año empieza la operación con una producción ascendente de acuerdo al aumento -

de población hasta que a los 15 años se bombea el 100 % del caudal instalado. El volumen producido tiene una merma de 5 % por pérdidas en fugas y evaporación; la vida útil de todo el sistema es de 50 años para las obras civiles y 25 años para los equipos; se hace una reposición total a los 25 años.

El financiamiento se hace con préstamo exterior y local con una tasa combinada de 10.5 % anual.

En la tabla número 2, se desarrolla el cálculo para este caso, como ejemplo de una alternativa hipotética y en la tabla número 3 se explica el cálculo de energía consumida por el sistema.

Bibliografía

Economics of water resources planning.
Douglas James - Robert Lee.
Mc. Graw - Hill.

Manual de Proyectos de desarrollo económico.
Naciones Unidas.

Manual de Administración financiera y contabilidad.
Organización Panamericana de la Salud.
Documento ES-11 de Mayo de 1971.

TABLA N.º 2

COSTO PROMEDIO DEL M³ DE AGUA

Producción Local: 0 L/S ; Tasa de Interés: 10.5 % ; Costo de Energía Eléctrica: \$ 0.18 / KWH.

| AÑO | VOL. PROD. (M ³) | VOL. VEND. (M ³) | INVERSIÓN (M \$) | COSTO DE ENERGÍA (M \$) | INVERSIÓN (M \$) | OPERA. MANT. (M \$) | COSTOS TOT. (M \$) | F. A. S. | IMP. POR ACTUALIZADO (M \$) | VOL. PROD. (M ³) |
|------|--|------------------------------|------------------|-------------------------|------------------|---------------------|--------------------|----------|-----------------------------|------------------------------|
| 1974 | | | | | 500.00 | | | 1.0000 | 500.00 | |
| 1975 | | | | | 550.00 | | | 0.9080 | 320.37 | |
| 1975 | | | | | 230.00 | | | 0.2190 | 193.28 | |
| 1977 | 58.875 | 65.431 | 268.544 | 40.34 | | 15.2 | 63.54 | 0.7412 | 47.05 | 51.05 |
| 1978 | 73.120 | 89.445 | 295.455 | 51.39 | | 15.2 | 65.58 | 0.6707 | 44.65 | 49.02 |
| 1979 | 78.033 | 74.179 | 305.773 | 55.04 | | 15.2 | 70.24 | 0.6070 | 42.63 | 47.53 |
| 1980 | 81.521 | 77.445 | 319.207 | 57.56 | | 15.2 | 72.76 | 0.5493 | 39.97 | 44.72 |
| 1981 | 85.440 | 82.118 | 340.035 | 61.28 | | 15.2 | 76.41 | 0.4971 | 37.98 | 42.97 |
| 1982 | 91.207 | 85.732 | 360.167 | 64.33 | | 15.2 | 80.03 | 0.4450 | 36.00 | 41.07 |
| 1983 | 95.036 | 87.196 | 379.256 | 63.37 | | 15.2 | 83.57 | 0.4071 | 34.02 | 39.03 |
| 1984 | 100.037 | 85.510 | 398.031 | 71.82 | | 15.2 | 87.02 | 0.3685 | 32.06 | 37.04 |
| 1985 | 106.623 | 101.292 | 429.909 | 76.50 | | 15.2 | 91.70 | 0.3334 | 30.57 | 35.55 |
| 1986 | 111.630 | 106.295 | 447.784 | 80.60 | | 15.2 | 95.80 | 0.3018 | 29.91 | 35.77 |
| 1987 | 118.197 | 112.227 | 475.222 | 85.57 | | 15.2 | 100.77 | 0.2731 | 27.52 | 32.29 |
| 1988 | 123.337 | 117.170 | 498.405 | 89.71 | | 15.2 | 104.91 | 0.2471 | 25.92 | 30.47 |
| 1989 | 129.437 | 123.013 | 526.166 | 94.70 | | 15.2 | 109.60 | 0.2238 | 24.57 | 28.55 |
| 1990 | 135.037 | 128.295 | 551.761 | 99.32 | | 15.2 | 114.52 | 0.2024 | 23.18 | 27.33 |
| 1991 | | | | | | | | | | |
| 2027 | | | | | | | | 1.5902 | 215.32 | 253.89 |
| | | | | | | | | SUMA | 1794.04 | 794.66 |
| 2002 | REPARACION MAYOR DEL SISTEMA (25% INVERSION INICIAL) | | | | 295.00 | | | 0.0611 | 18.02 | |
| | | | | | | | | SUMA | 1812.06 | |

COSTO PROMEDIO DEL M³

$$\frac{1612.06}{754.66} = \$ 2.22$$

SIN TRATAMIENTO

C A L C U L O D E E N E R G I A

Produccion Local O L/Seg.

| Q (m ³ /seg) | PLANTA | MW | GWH/AÑO (MWx8760) | Mm ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/Mm ³) |
|-------------------------|--------|--------|----------------------|----------------------|--|
| 2.061 (1976) | 1 | 2.641 | | | |
| | 2 | 3.389 | | | |
| | 3 | 4.123 | | | |
| | 4 | 8.950 | | | |
| | 5 | 6.896 | | | |
| | 6 | 2.882 | | | |
| | | | 26.885 | 253.029 | 64.996 |
| 2.184 (1977) | 1 | 2.911 | | | |
| | 2 | 3.610 | | | |
| | 3 | 4.381 | | | |
| | 4 | 9.487 | | | |
| | 5 | 7.313 | | | |
| | 6 | 3.055 | | | |
| | | | 30.657 | 268.544 | 68.875 |
| 2.318 (1978) | 1 | 2.999 | | | |
| | 2 | 3.854 | | | |
| | 3 | 4.654 | | | |
| | 4 | 10.074 | | | |
| | 5 | 7.775 | | | |
| | 6 | 3.243 | | | |
| | | | 32.599 | 285.455 | 73.100 |

| Q (m ³ /seg) | PLANTA | MW | GWH/AÑO (MWx8760) | Mm ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/Mm ³) |
|-------------------------|--------|--------|----------------------|----------------------|--|
| 2.476 (1979) | 1 | 3.224 | | | |
| | 2 | 4.146 | | | |
| | 3 | 5.000 | | | |
| | 4 | 10.767 | | | |
| | 5 | 8.301 | | | |
| | 6 | 3.465 | | | |
| | | | 34.903 | 305.773 | 78.023 |
| 2.585 (1980) | 1 | 3.564 | | | |
| | 2 | 4.354 | | | |
| | 3 | 5.235 | | | |
| | 4 | 11.245 | | | |
| | 5 | 8.872 | | | |
| | 6 | 3.616 | | | |
| | | | 36.509 | 319.807 | 81.521 |
| 2.741 (1981) | 1 | 3.614 | | | |
| | 2 | 4.654 | | | |
| | 3 | 5.575 | | | |
| | 4 | 11.932 | | | |
| | 5 | 9.202 | | | |
| | 6 | 3.839 | | | |
| | | | 38.015 | 340.055 | 89.440 |

T A B L A N O N.º 1

148

C A L C U L O D E E N E R G Í A
 Producción Local O L/Seg.

| Q(m ³ /seg) | PLANTA | MW | GWH/AÑO (MW x 8760) | Mm ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/m ³) |
|------------------------|--------|--------|------------------------|----------------------|---|
| 2.895 (1982) | 1 | 3.846 | | | |
| | 2 | 4.959 | | | |
| | 3 | 5.913 | | | |
| | 4 | 12.609 | | | |
| | 5 | 9.728 | | | |
| | 6 | 4.056 | | | |
| | | | 41.111 | 360.167 | 91.297 |
| 3.044 (1983) | 1 | 4.076 | | | |
| | 2 | 5.263 | | | |
| | 3 | 6.248 | | | |
| | 4 | 13.269 | | | |
| | 5 | 10.237 | | | |
| | 6 | 4.266 | | | |
| | | | 43.359 | 379.856 | 95.996 |
| 3.168 (1984) | 1 | 4.303 | | | |
| | 2 | 5.505 | | | |
| | 3 | 6.575 | | | |
| | 4 | 13.904 | | | |
| | 5 | 10.732 | | | |
| | 6 | 4.409 | | | |
| | | | 45.448 | 399.031 | 99.537 |

| Q(m ³ /seg) | PLANTA | MW | GWH/AÑO (MW x 8760) | Mm ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/m ³) |
|------------------------|--------|--------|------------------------|----------------------|---|
| 3.391 (1985) | 1 | 4.014 | | | |
| | 2 | 5.979 | | | |
| | 3 | 7.021 | | | |
| | 4 | 14.762 | | | |
| | 5 | 11.395 | | | |
| | 6 | 4.747 | | | |
| | | | 48.918 | 429.909 | 106.623 |
| 3.548 (1986) | 1 | 4.602 | | | |
| | 2 | 6.251 | | | |
| | 3 | 7.415 | | | |
| | 4 | 15.504 | | | |
| | 5 | 11.974 | | | |
| | 6 | 4.984 | | | |
| | | | 51.120 | 447.734 | 111.690 |
| 3.748 (1987) | 1 | 5.234 | | | |
| | 2 | 6.812 | | | |
| | 3 | 7.892 | | | |
| | 4 | 16.339 | | | |
| | 5 | 12.666 | | | |
| | 6 | 5.265 | | | |
| | | | 54.272 | 475.358 | 116.197 |

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local O L/Seg.

| 2 (años) | PLANTA | MW | KWH/AÑO (MW x 8760) | MMS/AÑO | KWH/M3 (GWH/Mm3) |
|-----------------|--------|--------|---------------------------------|---------|---------------------|
| 3.911 (1988) | 1 | 5.522 | | | |
| | 2 | 7.205 | | | |
| | 3 | 2.295 | | | |
| | 4 | 17.133 | | | |
| | 5 | 13.238 | | | |
| | 6 | 5.502 | | | |
| | | 56.895 | 498.405 | 123.537 | 4.041 |
| 4.106 (1989) | 1 | 5.276 | | | |
| | 2 | 7.631 | | | |
| | 3 | 2.727 | | | |
| | 4 | 18.008 | | | |
| | 5 | 13.919 | | | |
| | 6 | 5.720 | | | |
| | | 60.051 | 526.106 | 129.457 | 4.063 |
| 4.222 (1990) | 1 | 6.208 | | | |
| | 2 | 2.151 | | | |
| | 3 | 9.243 | | | |
| | 4 | 18.309 | | | |
| | 5 | 14.544 | | | |
| | 6 | 6.033 | | | |
| | | 62.988 | 551.761 | 136.057 | 4.066 |
| | | | SUMA KWH ₁₂ = 36.048 | | |

SUMA KWH₁₂ = 55.648
 SUMA KWH₃₀ = 36 x 4.066 = 147.096
 SUMA KWH = 202.744
 202.744
 30 4.058

Compound Interest Tables

FORMULAS FOR CALCULATING COMPOUND INTEREST FACTORS

Single Payment-Compound Amount Factor $(1+i)^n$

$(P/P, i, n)$ f. i. c.
(factor de interés compuesto)

Single Payment-Present Worth Factor $\frac{1}{(1+i)^n}$

$(P/F, i, n)$ f. a. s.
(factor de actualización simple)

Sinking Fund Factor $\frac{i}{(1+i)^n - 1}$

$(S/F, i, n)$ f. f. a.
(factor del fondo de amortización)

Capital Recovery Factor $\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$

$(A/P, i, n)$ f. r. c.
(factor de recuperación del capital)

Uniform Series-Compound Amount Factor $\frac{(1+i)^n - 1}{i}$

$(P/A, i, n)$ f. i. c. s.
(factor de interés compuesto de una serie)

Uniform Series-Present Worth Factor $\frac{1 - (1+i)^{-n}}{i}$

$(P/A, i, n)$ f. a. c.
(factor de actualización compuesto)

| n | Compound Amount Factor P/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor S/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor P/A | Present Worth Factor P/A |
|-----|-------------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| 1 | 1.0100 | 0.9901 | 1.00000 | 1.01000 | 1.0100 | 0.9901 |
| 2 | 1.0201 | 0.9803 | 0.99010 | 0.99010 | 2.0404 | 1.9704 |
| 3 | 1.0304 | 0.9706 | 0.98030 | 0.98030 | 3.0909 | 2.9426 |
| 4 | 1.0408 | 0.9610 | 0.97060 | 0.97060 | 4.1816 | 3.9062 |
| 5 | 1.0513 | 0.9515 | 0.96100 | 0.96100 | 5.3036 | 4.8613 |
| 6 | 1.0619 | 0.9420 | 0.95150 | 0.95150 | 6.4581 | 5.8090 |
| 7 | 1.0726 | 0.9327 | 0.94200 | 0.94200 | 7.7454 | 6.7495 |
| 8 | 1.0834 | 0.9235 | 0.93270 | 0.93270 | 9.1668 | 7.6839 |
| 9 | 1.0943 | 0.9143 | 0.92350 | 0.92350 | 10.7236 | 8.6124 |
| 10 | 1.1053 | 0.9053 | 0.91430 | 0.91430 | 12.4173 | 9.5352 |
| 11 | 1.1164 | 0.8963 | 0.90530 | 0.90530 | 14.2503 | 10.4525 |
| 12 | 1.1276 | 0.8874 | 0.89630 | 0.89630 | 16.2250 | 11.3645 |
| 13 | 1.1389 | 0.8787 | 0.88740 | 0.88740 | 18.3440 | 12.2714 |
| 14 | 1.1503 | 0.8700 | 0.87870 | 0.87870 | 20.6098 | 13.1734 |
| 15 | 1.1618 | 0.8613 | 0.87000 | 0.87000 | 23.0250 | 14.0707 |
| 16 | 1.1734 | 0.8528 | 0.86130 | 0.86130 | 25.5922 | 14.9634 |
| 17 | 1.1851 | 0.8444 | 0.85280 | 0.85280 | 28.3150 | 15.8517 |
| 18 | 1.1969 | 0.8360 | 0.84440 | 0.84440 | 31.1961 | 16.7358 |
| 19 | 1.2088 | 0.8277 | 0.83600 | 0.83600 | 34.2382 | 17.6158 |
| 20 | 1.2208 | 0.8195 | 0.82770 | 0.82770 | 37.4441 | 18.4918 |
| 21 | 1.2329 | 0.8114 | 0.81950 | 0.81950 | 40.8166 | 19.3639 |
| 22 | 1.2451 | 0.8034 | 0.81140 | 0.81140 | 44.3585 | 20.2322 |
| 23 | 1.2574 | 0.7954 | 0.80340 | 0.80340 | 48.0727 | 21.0968 |
| 24 | 1.2698 | 0.7876 | 0.79540 | 0.79540 | 51.9621 | 21.9578 |
| 25 | 1.2823 | 0.7798 | 0.78760 | 0.78760 | 56.0296 | 22.8153 |
| 26 | 1.2949 | 0.7720 | 0.77980 | 0.77980 | 60.2781 | 23.6694 |
| 27 | 1.3076 | 0.7644 | 0.77200 | 0.77200 | 64.7105 | 24.5202 |
| 28 | 1.3204 | 0.7568 | 0.76440 | 0.76440 | 69.3307 | 25.3678 |
| 29 | 1.3333 | 0.7493 | 0.75680 | 0.75680 | 74.1425 | 26.2123 |
| 30 | 1.3463 | 0.7419 | 0.74930 | 0.74930 | 79.1500 | 27.0538 |
| 31 | 1.3594 | 0.7346 | 0.74190 | 0.74190 | 84.3662 | 27.8923 |
| 32 | 1.3726 | 0.7273 | 0.73460 | 0.73460 | 89.7941 | 28.7278 |
| 33 | 1.3859 | 0.7201 | 0.72730 | 0.72730 | 95.4377 | 29.5604 |
| 34 | 1.4024 | 0.7130 | 0.72010 | 0.72010 | 101.3011 | 30.3901 |
| 35 | 1.4169 | 0.7059 | 0.71300 | 0.71300 | 107.3984 | 31.2169 |
| 40 | 1.4802 | 0.6717 | 0.67040 | 0.67040 | 130.0000 | 32.8345 |
| 45 | 1.5643 | 0.6391 | 0.63710 | 0.63710 | 158.0000 | 34.2500 |
| 50 | 1.6644 | 0.6080 | 0.60510 | 0.60510 | 192.0000 | 35.4667 |
| 55 | 1.7823 | 0.5785 | 0.57320 | 0.57320 | 233.0000 | 36.4833 |
| 60 | 1.9187 | 0.5504 | 0.54240 | 0.54240 | 283.0000 | 37.3000 |
| 65 | 2.0759 | 0.5237 | 0.51000 | 0.51000 | 343.0000 | 37.9273 |
| 70 | 2.2569 | 0.4993 | 0.48930 | 0.48930 | 415.0000 | 38.3750 |
| 75 | 2.4649 | 0.4761 | 0.46900 | 0.46900 | 500.0000 | 38.6500 |
| 80 | 2.7049 | 0.4541 | 0.45020 | 0.45020 | 600.0000 | 38.7727 |
| 85 | 2.9828 | 0.4332 | 0.43280 | 0.43280 | 717.0000 | 38.7500 |
| 90 | 3.3048 | 0.4134 | 0.41660 | 0.41660 | 853.0000 | 38.5833 |
| 95 | 3.6773 | 0.3956 | 0.39130 | 0.39130 | 1010.0000 | 38.2833 |
| 100 | 4.1073 | 0.3797 | 0.37660 | 0.37660 | 1190.0000 | 37.8500 |

55

Compound Interest Factors

1% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0125 | 0.9877 | 1.0000 | 1.0125 | 1.000 | 0.985 | 1 |
| 2 | 1.0252 | 0.9755 | 0.49689 | 0.50939 | 2.012 | 1.965 | 2 |
| 3 | 1.0380 | 0.9634 | 0.32920 | 0.34170 | 3.035 | 2.927 | 3 |
| 4 | 1.0509 | 0.9515 | 0.24516 | 0.25786 | 4.072 | 3.878 | 4 |
| 5 | 1.0541 | 0.9398 | 0.19505 | 0.20756 | 5.127 | 4.818 | 5 |
| 6 | 1.0774 | 0.9282 | 0.16153 | 0.17403 | 6.191 | 5.746 | 6 |
| 7 | 1.0909 | 0.9167 | 0.13759 | 0.15009 | 7.268 | 6.663 | 7 |
| 8 | 1.1045 | 0.9054 | 0.11963 | 0.13213 | 8.359 | 7.568 | 8 |
| 9 | 1.1183 | 0.8942 | 0.10567 | 0.11817 | 9.463 | 8.462 | 9 |
| 10 | 1.1323 | 0.8832 | 0.09459 | 0.10700 | 10.582 | 9.346 | 10 |
| 11 | 1.1464 | 0.8723 | 0.08537 | 0.09787 | 11.714 | 10.218 | 11 |
| 12 | 1.1608 | 0.8615 | 0.07776 | 0.09026 | 12.860 | 11.079 | 12 |
| 13 | 1.1753 | 0.8509 | 0.07132 | 0.08382 | 14.021 | 11.930 | 13 |
| 14 | 1.1900 | 0.8404 | 0.06618 | 0.07831 | 15.196 | 12.771 | 14 |
| 15 | 1.2048 | 0.8300 | 0.06103 | 0.07353 | 16.386 | 13.601 | 15 |
| 16 | 1.2199 | 0.8197 | 0.05685 | 0.06935 | 17.591 | 14.420 | 16 |
| 17 | 1.2351 | 0.8096 | 0.05316 | 0.06565 | 18.811 | 15.230 | 17 |
| 18 | 1.2506 | 0.7996 | 0.04985 | 0.06238 | 20.046 | 16.030 | 18 |
| 19 | 1.2662 | 0.7898 | 0.04696 | 0.05946 | 21.297 | 16.819 | 19 |
| 20 | 1.2820 | 0.7800 | 0.04432 | 0.05682 | 22.563 | 17.599 | 20 |
| 21 | 1.2981 | 0.7704 | 0.04194 | 0.05444 | 23.843 | 18.370 | 21 |
| 22 | 1.3143 | 0.7609 | 0.03977 | 0.05227 | 25.143 | 19.131 | 22 |
| 23 | 1.3307 | 0.7515 | 0.03780 | 0.05030 | 26.457 | 19.882 | 23 |
| 24 | 1.3474 | 0.7422 | 0.03609 | 0.04849 | 27.786 | 20.624 | 24 |
| 25 | 1.3642 | 0.7330 | 0.03462 | 0.04682 | 29.135 | 21.357 | 25 |
| 26 | 1.3812 | 0.7240 | 0.03329 | 0.04529 | 30.500 | 22.081 | 26 |
| 27 | 1.3985 | 0.7150 | 0.03217 | 0.04387 | 31.881 | 22.796 | 27 |
| 28 | 1.4160 | 0.7062 | 0.03105 | 0.04255 | 33.279 | 23.503 | 28 |
| 29 | 1.4337 | 0.6975 | 0.02992 | 0.04132 | 34.695 | 24.200 | 29 |
| 30 | 1.4516 | 0.6889 | 0.02878 | 0.04018 | 36.129 | 24.889 | 30 |
| 31 | 1.4698 | 0.6804 | 0.02766 | 0.03911 | 37.581 | 25.569 | 31 |
| 32 | 1.4881 | 0.6720 | 0.02661 | 0.03811 | 39.050 | 26.241 | 32 |
| 33 | 1.5067 | 0.6637 | 0.02564 | 0.03717 | 40.539 | 26.905 | 33 |
| 34 | 1.5256 | 0.6555 | 0.02478 | 0.03628 | 42.045 | 27.560 | 34 |
| 35 | 1.5446 | 0.6474 | 0.02395 | 0.03545 | 43.571 | 28.208 | 35 |
| 40 | 1.6436 | 0.6054 | 0.01942 | 0.03192 | 51.450 | 31.327 | 40 |
| 45 | 1.7459 | 0.5718 | 0.01609 | 0.02919 | 59.916 | 34.259 | 45 |
| 50 | 1.8410 | 0.5371 | 0.01452 | 0.02702 | 68.822 | 37.013 | 50 |
| 55 | 1.9293 | 0.5013 | 0.01275 | 0.02525 | 78.422 | 39.602 | 55 |
| 60 | 2.0172 | 0.4745 | 0.01129 | 0.02379 | 88.575 | 42.037 | 60 |
| 65 | 2.1222 | 0.4450 | 0.01006 | 0.02256 | 99.377 | 44.331 | 65 |
| 70 | 2.2359 | 0.4191 | 0.00902 | 0.02152 | 110.872 | 46.470 | 70 |
| 75 | 2.3585 | 0.3939 | 0.00812 | 0.02062 | 123.103 | 48.469 | 75 |
| 80 | 2.4915 | 0.3702 | 0.00735 | 0.01985 | 136.119 | 50.367 | 80 |
| 85 | 2.6346 | 0.3479 | 0.00667 | 0.01919 | 149.968 | 52.170 | 85 |
| 90 | 2.7888 | 0.3267 | 0.00609 | 0.01857 | 164.703 | 53.882 | 90 |
| 95 | 2.9548 | 0.3072 | 0.00559 | 0.01800 | 180.373 | 55.521 | 95 |
| 100 | 3.1334 | 0.2887 | 0.00516 | 0.01747 | 197.037 | 57.091 | 100 |

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0150 | 0.9852 | 1.0000 | 1.0150 | 1.000 | 0.985 | 1 |
| 2 | 1.0302 | 0.9707 | 0.47628 | 0.51128 | 2.015 | 1.936 | 2 |
| 3 | 1.0457 | 0.9563 | 0.32838 | 0.34338 | 3.045 | 2.877 | 3 |
| 4 | 1.0614 | 0.9422 | 0.24444 | 0.25944 | 4.071 | 3.804 | 4 |
| 5 | 1.0773 | 0.9283 | 0.19469 | 0.20909 | 5.102 | 4.733 | 5 |
| 6 | 1.0934 | 0.9145 | 0.15053 | 0.17553 | 6.230 | 5.627 | 6 |
| 7 | 1.1098 | 0.9010 | 0.11656 | 0.15156 | 7.355 | 6.500 | 7 |
| 8 | 1.1265 | 0.8877 | 0.11852 | 0.13352 | 8.453 | 7.352 | 8 |
| 9 | 1.1434 | 0.8746 | 0.11061 | 0.11951 | 9.539 | 8.186 | 9 |
| 10 | 1.1605 | 0.8617 | 0.09343 | 0.10843 | 10.703 | 9.000 | 10 |
| 11 | 1.1779 | 0.8489 | 0.08429 | 0.09929 | 11.841 | 9.801 | 11 |
| 12 | 1.1956 | 0.8364 | 0.07668 | 0.09168 | 13.041 | 10.588 | 12 |
| 13 | 1.2135 | 0.8240 | 0.07024 | 0.08524 | 14.297 | 11.362 | 13 |
| 14 | 1.2318 | 0.8118 | 0.06472 | 0.07972 | 15.603 | 12.123 | 14 |
| 15 | 1.2502 | 0.7999 | 0.06011 | 0.07511 | 16.962 | 12.871 | 15 |
| 16 | 1.2689 | 0.7880 | 0.05627 | 0.07127 | 18.373 | 13.605 | 16 |
| 17 | 1.2880 | 0.7764 | 0.05298 | 0.06768 | 19.836 | 14.325 | 17 |
| 18 | 1.3073 | 0.7650 | 0.04991 | 0.06431 | 21.352 | 15.031 | 18 |
| 19 | 1.3270 | 0.7536 | 0.04696 | 0.06108 | 22.921 | 15.723 | 19 |
| 20 | 1.3469 | 0.7425 | 0.04412 | 0.05802 | 24.544 | 16.401 | 20 |
| 21 | 1.3671 | 0.7315 | 0.04137 | 0.05517 | 26.221 | 17.065 | 21 |
| 22 | 1.3876 | 0.7207 | 0.03870 | 0.05250 | 27.952 | 17.715 | 22 |
| 23 | 1.4084 | 0.7100 | 0.03613 | 0.05003 | 29.737 | 18.351 | 23 |
| 24 | 1.4295 | 0.6995 | 0.03366 | 0.04776 | 31.576 | 18.973 | 24 |
| 25 | 1.4509 | 0.6892 | 0.03128 | 0.04568 | 33.469 | 19.581 | 25 |
| 26 | 1.4727 | 0.6790 | 0.02900 | 0.04378 | 35.416 | 20.175 | 26 |
| 27 | 1.4948 | 0.6690 | 0.02682 | 0.04205 | 37.417 | 20.755 | 27 |
| 28 | 1.5172 | 0.6591 | 0.02474 | 0.04048 | 39.472 | 21.321 | 28 |
| 29 | 1.5400 | 0.6494 | 0.02276 | 0.03905 | 41.581 | 21.873 | 29 |
| 30 | 1.5631 | 0.6398 | 0.02088 | 0.03776 | 43.744 | 22.411 | 30 |
| 31 | 1.5865 | 0.6303 | 0.01910 | 0.03660 | 45.961 | 22.935 | 31 |
| 32 | 1.6103 | 0.6210 | 0.01742 | 0.03556 | 48.232 | 23.445 | 32 |
| 33 | 1.6344 | 0.6118 | 0.01584 | 0.03464 | 50.557 | 23.941 | 33 |
| 34 | 1.6589 | 0.6028 | 0.01436 | 0.03382 | 52.936 | 24.423 | 34 |
| 35 | 1.6837 | 0.5939 | 0.01298 | 0.03310 | 55.369 | 24.891 | 35 |
| 40 | 1.8240 | 0.5513 | 0.01043 | 0.03143 | 64.268 | 28.916 | 40 |
| 45 | 1.9542 | 0.5117 | 0.00802 | 0.02972 | 74.614 | 32.522 | 45 |
| 50 | 2.1052 | 0.4750 | 0.00615 | 0.02807 | 86.529 | 35.729 | 50 |
| 55 | 2.2679 | 0.4409 | 0.00483 | 0.02648 | 99.951 | 38.571 | 55 |
| 60 | 2.4432 | 0.4093 | 0.00392 | 0.02493 | 114.929 | 41.069 | 60 |
| 65 | 2.6310 | 0.3799 | 0.00321 | 0.02349 | 131.503 | 43.235 | 65 |
| 70 | 2.8325 | 0.3527 | 0.00267 | 0.02217 | 149.724 | 45.081 | 70 |
| 75 | 3.0486 | 0.3274 | 0.00226 | 0.02096 | 169.643 | 46.627 | 75 |
| 80 | 3.2807 | 0.3039 | 0.00195 | 0.02005 | 191.311 | 47.897 | 80 |
| 85 | 3.5290 | 0.2821 | 0.00171 | 0.01934 | 214.786 | 48.901 | 85 |
| 90 | 3.7949 | 0.2617 | 0.00152 | 0.01872 | 240.121 | 49.659 | 90 |
| 95 | 4.0798 | 0.2429 | 0.00137 | 0.01819 | 267.365 | 50.182 | 95 |
| 100 | 4.3850 | 0.2254 | 0.00125 | 0.01773 | 296.661 | 50.585 | 100 |

56

| 1967 | | 1968 | | 1969 | | 1970 | | 1971 | | 1972 | | 1973 | | 1974 | |
|--------|--------|--------|---------|----------|---------|--------|--------|---------|--------|----------|----------|--------|--------|--------|--------|
| Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target | Actual | Target |
| 1 | 1.0173 | 0.5225 | 1.0000 | 1.0175 | 1.000 | 20.853 | 1 | 1.0000 | 0.5225 | 1.0000 | 1.0000 | 0.5000 | 1 | | |
| 2 | 1.0351 | 0.7255 | 0.4956 | 0.91315 | 0.018 | 1.910 | 2 | 1.0001 | 0.9612 | 0.4956 | 0.51574 | 0.000 | 0.992 | 2 | |
| 3 | 1.0534 | 0.9491 | 0.2437 | 0.74407 | 4.053 | 2.898 | 3 | 1.0512 | 0.9223 | 0.32073 | 0.34670 | 0.000 | 2.856 | 3 | |
| 4 | 1.0721 | 0.9970 | 0.2437 | 0.74407 | 4.106 | 3.871 | 4 | 1.0821 | 0.9216 | 0.32187 | 0.34670 | 0.000 | 3.856 | 4 | |
| 5 | 1.0912 | 0.9912 | 0.22312 | 0.721082 | 5.178 | 4.742 | 5 | 1.1041 | 0.9057 | 0.35134 | 0.32216 | 0.000 | 4.711 | 5 | |
| 6 | 1.1097 | 0.9911 | 0.15957 | 0.17702 | 8.269 | 5.675 | 6 | 1.1242 | 0.8850 | 0.37853 | 0.32853 | 0.000 | 5.621 | 6 | |
| 7 | 1.1291 | 0.9911 | 0.15957 | 0.17702 | 7.378 | 6.595 | 7 | 1.1447 | 0.8763 | 0.37951 | 0.32951 | 0.000 | 6.472 | 7 | |
| 8 | 1.1483 | 0.9911 | 0.11754 | 0.13501 | 8.508 | 7.493 | 8 | 1.16717 | 0.8335 | 0.311651 | 0.316651 | 0.000 | 7.325 | 8 | |
| 9 | 1.1690 | 0.9911 | 0.10356 | 0.12106 | 9.658 | 8.269 | 9 | 1.1911 | 0.8163 | 0.30352 | 0.32252 | 0.000 | 8.162 | 9 | |
| 10 | 1.1894 | 0.9911 | 0.09238 | 0.10988 | 10.825 | 9.101 | 10 | 1.2180 | 0.8203 | 0.30915 | 0.31133 | 0.000 | 9.051 | 10 | |
| 11 | 1.2103 | 0.9911 | 0.08323 | 0.10073 | 12.015 | 9.927 | 11 | 1.2434 | 0.8043 | 0.30218 | 0.30218 | 0.000 | 9.975 | 11 | |
| 12 | 1.2316 | 0.9911 | 0.07561 | 0.09311 | 13.225 | 10.740 | 12 | 1.2682 | 0.7885 | 0.307436 | 0.30246 | 0.000 | 10.875 | 12 | |
| 13 | 1.2530 | 0.9911 | 0.06917 | 0.08667 | 14.457 | 11.548 | 13 | 1.2936 | 0.7730 | 0.306812 | 0.30211 | 0.000 | 11.795 | 13 | |
| 14 | 1.2747 | 0.9911 | 0.06366 | 0.08145 | 15.718 | 12.352 | 14 | 1.3185 | 0.7579 | 0.30529 | 0.30200 | 0.000 | 12.720 | 14 | |
| 15 | 1.2977 | 0.9911 | 0.05888 | 0.07763 | 16.994 | 13.152 | 15 | 1.3439 | 0.7430 | 0.30383 | 0.30183 | 0.000 | 13.655 | 15 | |
| 16 | 1.3199 | 0.9911 | 0.05470 | 0.07420 | 18.287 | 13.950 | 16 | 1.3708 | 0.7284 | 0.30363 | 0.30163 | 0.000 | 14.595 | 16 | |
| 17 | 1.3410 | 0.9911 | 0.05102 | 0.07122 | 19.592 | 14.745 | 17 | 1.4002 | 0.7142 | 0.30497 | 0.30097 | 0.000 | 15.535 | 17 | |
| 18 | 1.3654 | 0.9911 | 0.04724 | 0.06824 | 20.945 | 15.537 | 18 | 1.4292 | 0.7002 | 0.30670 | 0.30070 | 0.000 | 16.475 | 18 | |
| 19 | 1.3924 | 0.9911 | 0.04382 | 0.06522 | 22.311 | 16.328 | 19 | 1.4558 | 0.6864 | 0.30878 | 0.30078 | 0.000 | 17.415 | 19 | |
| 20 | 1.4178 | 0.9911 | 0.04119 | 0.06259 | 23.702 | 17.115 | 20 | 1.4859 | 0.6730 | 0.30816 | 0.30016 | 0.000 | 18.355 | 20 | |
| 21 | 1.4435 | 0.9911 | 0.03981 | 0.06171 | 25.116 | 17.898 | 21 | 1.5157 | 0.6598 | 0.30878 | 0.30078 | 0.000 | 19.295 | 21 | |
| 22 | 1.4697 | 0.9911 | 0.03766 | 0.06316 | 26.550 | 18.678 | 22 | 1.5460 | 0.6468 | 0.30863 | 0.30063 | 0.000 | 20.235 | 22 | |
| 23 | 1.4904 | 0.9911 | 0.03589 | 0.06319 | 28.021 | 19.451 | 23 | 1.5768 | 0.6342 | 0.30857 | 0.30057 | 0.000 | 21.175 | 23 | |
| 24 | 1.5164 | 0.9911 | 0.03389 | 0.06179 | 29.511 | 20.218 | 24 | 1.6084 | 0.6217 | 0.30887 | 0.30087 | 0.000 | 22.115 | 24 | |
| 25 | 1.5430 | 0.9911 | 0.03223 | 0.06023 | 31.027 | 20.979 | 25 | 1.6406 | 0.6095 | 0.30912 | 0.30012 | 0.000 | 23.055 | 25 | |
| 26 | 1.5700 | 0.9911 | 0.03070 | 0.05870 | 32.570 | 21.745 | 26 | 1.6734 | 0.5976 | 0.30970 | 0.30070 | 0.000 | 24.000 | 26 | |
| 27 | 1.5974 | 0.9911 | 0.02929 | 0.05729 | 34.140 | 22.512 | 27 | 1.7069 | 0.5859 | 0.30929 | 0.30029 | 0.000 | 24.940 | 27 | |
| 28 | 1.6254 | 0.9911 | 0.02796 | 0.05586 | 35.738 | 23.287 | 28 | 1.7410 | 0.5744 | 0.30879 | 0.30079 | 0.000 | 25.880 | 28 | |
| 29 | 1.6539 | 0.9911 | 0.02676 | 0.05426 | 37.361 | 24.052 | 29 | 1.7758 | 0.5631 | 0.30876 | 0.30076 | 0.000 | 26.820 | 29 | |
| 30 | 1.6829 | 0.9911 | 0.02563 | 0.05263 | 39.017 | 24.816 | 30 | 1.8114 | 0.5521 | 0.30863 | 0.30063 | 0.000 | 27.760 | 30 | |
| 31 | 1.7122 | 0.9911 | 0.02457 | 0.05107 | 40.700 | 25.579 | 31 | 1.8476 | 0.5412 | 0.30860 | 0.30060 | 0.000 | 28.700 | 31 | |
| 32 | 1.7422 | 0.9911 | 0.02358 | 0.04958 | 42.412 | 26.344 | 32 | 1.8845 | 0.5306 | 0.30861 | 0.30061 | 0.000 | 29.640 | 32 | |
| 33 | 1.7729 | 0.9911 | 0.02265 | 0.04815 | 44.154 | 27.102 | 33 | 1.9221 | 0.5202 | 0.30869 | 0.30069 | 0.000 | 30.580 | 33 | |
| 34 | 1.8043 | 0.9911 | 0.02177 | 0.04677 | 45.927 | 27.852 | 34 | 1.9607 | 0.5100 | 0.30882 | 0.30082 | 0.000 | 31.520 | 34 | |
| 35 | 1.8365 | 0.9911 | 0.02095 | 0.04545 | 47.731 | 28.597 | 35 | 1.9999 | 0.5000 | 0.30900 | 0.30000 | 0.000 | 32.460 | 35 | |
| 36 | 2.0016 | 0.4596 | 0.01747 | 0.04407 | 57.214 | 28.581 | 36 | 2.0000 | 0.4999 | 0.01656 | 0.03656 | 0.000 | 27.355 | 36 | |
| 37 | 2.1823 | 0.4591 | 0.01479 | 0.04279 | 67.590 | 30.906 | 37 | 2.4579 | 0.4162 | 0.01371 | 0.03371 | 0.000 | 29.452 | 37 | |
| 38 | 2.3662 | 0.4262 | 0.01287 | 0.04017 | 78.582 | 33.141 | 38 | 2.8916 | 0.3715 | 0.01182 | 0.03182 | 0.000 | 31.459 | 38 | |
| 39 | 2.5534 | 0.3951 | 0.01096 | 0.03844 | 91.120 | 35.111 | 39 | 3.3717 | 0.3365 | 0.01074 | 0.03014 | 0.000 | 33.175 | 39 | |
| 40 | 2.8118 | 0.3551 | 0.00955 | 0.03705 | 104.675 | 36.964 | 40 | 3.7810 | 0.3048 | 0.00877 | 0.02877 | 0.000 | 34.761 | 40 | |
| 41 | 3.0347 | 0.3238 | 0.00838 | 0.03588 | 119.539 | 38.641 | 41 | 4.2215 | 0.2741 | 0.00763 | 0.02763 | 0.000 | 36.197 | 41 | |
| 42 | 3.2831 | 0.2929 | 0.00719 | 0.03489 | 135.131 | 40.178 | 42 | 4.6926 | 0.2500 | 0.00667 | 0.02667 | 0.000 | 37.492 | 42 | |
| 43 | 3.5735 | 0.2722 | 0.00655 | 0.03403 | 152.772 | 41.587 | 43 | 4.4158 | 0.2345 | 0.00586 | 0.02586 | 0.000 | 38.677 | 43 | |
| 44 | 4.0064 | 0.2595 | 0.00582 | 0.03312 | 171.574 | 42.850 | 44 | 4.8754 | 0.2051 | 0.00515 | 0.02515 | 0.000 | 39.762 | 44 | |
| 45 | 4.3694 | 0.2389 | 0.00519 | 0.03259 | 192.559 | 44.065 | 45 | 5.3829 | 0.1658 | 0.00456 | 0.02456 | 0.000 | 40.711 | 45 | |
| 46 | 4.7654 | 0.2096 | 0.00463 | 0.03213 | 215.745 | 45.152 | 46 | 5.9411 | 0.1625 | 0.00405 | 0.02405 | 0.000 | 41.587 | 46 | |
| 47 | 5.1973 | 0.1924 | 0.00417 | 0.03167 | 239.540 | 46.141 | 47 | 6.5617 | 0.1524 | 0.00360 | 0.02360 | 0.000 | 42.389 | 47 | |
| 48 | 5.6618 | 0.1764 | 0.00375 | 0.03125 | 277.752 | 47.061 | 48 | 7.2400 | 0.1380 | 0.00320 | 0.02320 | 0.000 | 43.055 | 48 | |



TABLE E-6

2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor FIP | Present Worth Factor PIP | Sinking Fund Factor AIF | Capital Recovery Factor CRF | Compound Amount Factor FIA | Present Worth Factor PIA | |
| 1 | 1.0200 | 0.9756 | 1.000000 | 1.020000 | 1.000 | 0.975 | 1 |
| 2 | 1.0406 | 0.9518 | 0.49383 | 0.51883 | 2.020 | 1.927 | 2 |
| 3 | 1.0613 | 0.9286 | 0.32514 | 0.35014 | 3.076 | 2.856 | 3 |
| 4 | 1.0823 | 0.9060 | 0.24082 | 0.26582 | 4.153 | 3.762 | 4 |
| 5 | 1.1034 | 0.8839 | 0.19025 | 0.21523 | 5.256 | 4.646 | 5 |
| 6 | 1.1247 | 0.8623 | 0.15655 | 0.18155 | 6.386 | 5.508 | 6 |
| 7 | 1.1463 | 0.8413 | 0.13250 | 0.15750 | 7.547 | 6.349 | 7 |
| 8 | 1.1681 | 0.8207 | 0.11447 | 0.13947 | 8.736 | 7.170 | 8 |
| 9 | 1.1901 | 0.8007 | 0.10046 | 0.12546 | 9.955 | 7.971 | 9 |
| 10 | 1.2123 | 0.7812 | 0.08926 | 0.11426 | 11.203 | 8.752 | 10 |
| 11 | 1.2347 | 0.7621 | 0.08011 | 0.10511 | 12.481 | 9.514 | 11 |
| 12 | 1.2573 | 0.7436 | 0.07249 | 0.09749 | 13.796 | 10.258 | 12 |
| 13 | 1.2801 | 0.7254 | 0.06605 | 0.09105 | 15.149 | 10.983 | 13 |
| 14 | 1.4100 | 0.7077 | 0.06054 | 0.08554 | 16.539 | 11.691 | 14 |
| 15 | 1.4483 | 0.6905 | 0.05577 | 0.08077 | 17.962 | 12.381 | 15 |
| 16 | 1.4865 | 0.6736 | 0.05160 | 0.07660 | 19.420 | 13.055 | 16 |
| 17 | 1.5246 | 0.6572 | 0.04793 | 0.07293 | 20.915 | 13.712 | 17 |
| 18 | 1.5627 | 0.6412 | 0.04467 | 0.06967 | 22.446 | 14.353 | 18 |
| 19 | 1.5997 | 0.6255 | 0.04176 | 0.06676 | 23.996 | 14.979 | 19 |
| 20 | 1.6366 | 0.6103 | 0.03915 | 0.06415 | 25.569 | 15.589 | 20 |
| 21 | 1.6736 | 0.5954 | 0.03679 | 0.06179 | 27.167 | 16.185 | 21 |
| 22 | 1.7106 | 0.5809 | 0.03465 | 0.05965 | 28.791 | 16.765 | 22 |
| 23 | 1.7476 | 0.5667 | 0.03270 | 0.05770 | 30.441 | 17.332 | 23 |
| 24 | 1.7847 | 0.5529 | 0.03091 | 0.05591 | 32.118 | 17.885 | 24 |
| 25 | 1.8219 | 0.5394 | 0.02928 | 0.05428 | 33.823 | 18.424 | 25 |
| 26 | 1.8592 | 0.5262 | 0.02777 | 0.05277 | 35.556 | 18.951 | 26 |
| 27 | 1.8966 | 0.5134 | 0.02638 | 0.05138 | 37.317 | 19.464 | 27 |
| 28 | 1.9341 | 0.5009 | 0.02509 | 0.05009 | 39.106 | 19.965 | 28 |
| 29 | 1.9717 | 0.4887 | 0.02389 | 0.04889 | 40.924 | 20.454 | 29 |
| 30 | 2.0094 | 0.4767 | 0.02278 | 0.04778 | 42.771 | 20.930 | 30 |
| 31 | 2.0472 | 0.4641 | 0.02174 | 0.04674 | 44.647 | 21.395 | 31 |
| 32 | 2.0851 | 0.4518 | 0.02077 | 0.04577 | 46.552 | 21.849 | 32 |
| 33 | 2.1231 | 0.4397 | 0.01986 | 0.04486 | 48.487 | 22.292 | 33 |
| 34 | 2.1612 | 0.4279 | 0.01901 | 0.04401 | 50.452 | 22.724 | 34 |
| 35 | 2.1994 | 0.4164 | 0.01821 | 0.04321 | 52.447 | 23.145 | 35 |
| 40 | 2.6551 | 0.3724 | 0.01484 | 0.03984 | 67.403 | 25.103 | 40 |
| 45 | 3.0979 | 0.3292 | 0.01227 | 0.03727 | 82.516 | 26.833 | 45 |
| 50 | 3.4371 | 0.2909 | 0.01026 | 0.03526 | 97.484 | 28.362 | 50 |
| 55 | 3.6829 | 0.2572 | 0.00865 | 0.03365 | 112.551 | 29.714 | 55 |
| 60 | 4.3298 | 0.2273 | 0.00733 | 0.03233 | 128.952 | 30.909 | 60 |
| 65 | 4.9760 | 0.2009 | 0.00628 | 0.03128 | 159.118 | 31.963 | 65 |
| 70 | 5.6321 | 0.1775 | 0.00540 | 0.03040 | 184.294 | 32.893 | 70 |
| 75 | 6.3072 | 0.1569 | 0.00465 | 0.02965 | 214.868 | 33.723 | 75 |
| 80 | 7.0023 | 0.1397 | 0.00407 | 0.02907 | 248.381 | 34.452 | 80 |
| 85 | 7.7170 | 0.1256 | 0.00364 | 0.02864 | 284.279 | 35.096 | 85 |
| 90 | 8.4529 | 0.1134 | 0.00334 | 0.02834 | 329.154 | 35.666 | 90 |
| 95 | 9.2101 | 0.1028 | 0.00313 | 0.02813 | 377.654 | 36.165 | 95 |
| 100 | 10.0000 | 0.0934 | 0.00297 | 0.02797 | 429.359 | 36.614 | 100 |

TABLE E-7

2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor FIP | Present Worth Factor PIP | Sinking Fund Factor AIF | Capital Recovery Factor CRF | Compound Amount Factor FIA | Present Worth Factor PIA | |
| 1 | 1.0200 | 0.9756 | 1.000000 | 1.020000 | 1.000 | 0.975 | 1 |
| 2 | 1.0406 | 0.9518 | 0.49383 | 0.51883 | 2.020 | 1.927 | 2 |
| 3 | 1.0613 | 0.9286 | 0.32514 | 0.35014 | 3.076 | 2.856 | 3 |
| 4 | 1.0823 | 0.9060 | 0.24082 | 0.26582 | 4.153 | 3.762 | 4 |
| 5 | 1.1034 | 0.8839 | 0.19025 | 0.21523 | 5.256 | 4.646 | 5 |
| 6 | 1.1247 | 0.8623 | 0.15655 | 0.18155 | 6.386 | 5.508 | 6 |
| 7 | 1.1463 | 0.8413 | 0.13250 | 0.15750 | 7.547 | 6.349 | 7 |
| 8 | 1.1681 | 0.8207 | 0.11447 | 0.13947 | 8.736 | 7.170 | 8 |
| 9 | 1.1901 | 0.8007 | 0.10046 | 0.12546 | 9.955 | 7.971 | 9 |
| 10 | 1.2123 | 0.7812 | 0.08926 | 0.11426 | 11.203 | 8.752 | 10 |
| 11 | 1.2347 | 0.7621 | 0.08011 | 0.10511 | 12.481 | 9.514 | 11 |
| 12 | 1.2573 | 0.7436 | 0.07249 | 0.09749 | 13.796 | 10.258 | 12 |
| 13 | 1.2801 | 0.7254 | 0.06605 | 0.09105 | 15.149 | 10.983 | 13 |
| 14 | 1.4100 | 0.7077 | 0.06054 | 0.08554 | 16.539 | 11.691 | 14 |
| 15 | 1.4483 | 0.6905 | 0.05577 | 0.08077 | 17.962 | 12.381 | 15 |
| 16 | 1.4865 | 0.6736 | 0.05160 | 0.07660 | 19.420 | 13.055 | 16 |
| 17 | 1.5246 | 0.6572 | 0.04793 | 0.07293 | 20.915 | 13.712 | 17 |
| 18 | 1.5627 | 0.6412 | 0.04467 | 0.06967 | 22.446 | 14.353 | 18 |
| 19 | 1.5997 | 0.6255 | 0.04176 | 0.06676 | 23.996 | 14.979 | 19 |
| 20 | 1.6366 | 0.6103 | 0.03915 | 0.06415 | 25.569 | 15.589 | 20 |
| 21 | 1.6736 | 0.5954 | 0.03679 | 0.06179 | 27.167 | 16.185 | 21 |
| 22 | 1.7106 | 0.5809 | 0.03465 | 0.05965 | 28.791 | 16.765 | 22 |
| 23 | 1.7476 | 0.5667 | 0.03270 | 0.05770 | 30.441 | 17.332 | 23 |
| 24 | 1.7847 | 0.5529 | 0.03091 | 0.05591 | 32.118 | 17.885 | 24 |
| 25 | 1.8219 | 0.5394 | 0.02928 | 0.05428 | 33.823 | 18.424 | 25 |
| 26 | 1.8592 | 0.5262 | 0.02777 | 0.05277 | 35.556 | 18.951 | 26 |
| 27 | 1.8966 | 0.5134 | 0.02638 | 0.05138 | 37.317 | 19.464 | 27 |
| 28 | 1.9341 | 0.5009 | 0.02509 | 0.05009 | 39.106 | 19.965 | 28 |
| 29 | 1.9717 | 0.4887 | 0.02389 | 0.04889 | 40.924 | 20.454 | 29 |
| 30 | 2.0094 | 0.4767 | 0.02278 | 0.04778 | 42.771 | 20.930 | 30 |
| 31 | 2.0472 | 0.4641 | 0.02174 | 0.04674 | 44.647 | 21.395 | 31 |
| 32 | 2.0851 | 0.4518 | 0.02077 | 0.04577 | 46.552 | 21.849 | 32 |
| 33 | 2.1231 | 0.4397 | 0.01986 | 0.04486 | 48.487 | 22.292 | 33 |
| 34 | 2.1612 | 0.4279 | 0.01901 | 0.04401 | 50.452 | 22.724 | 34 |
| 35 | 2.1994 | 0.4164 | 0.01821 | 0.04321 | 52.447 | 23.145 | 35 |
| 40 | 2.6551 | 0.3724 | 0.01484 | 0.03984 | 67.403 | 25.103 | 40 |
| 45 | 3.0979 | 0.3292 | 0.01227 | 0.03727 | 82.516 | 26.833 | 45 |
| 50 | 3.4371 | 0.2909 | 0.01026 | 0.03526 | 97.484 | 28.362 | 50 |
| 55 | 3.6829 | 0.2572 | 0.00865 | 0.03365 | 112.551 | 29.714 | 55 |
| 60 | 4.3298 | 0.2273 | 0.00733 | 0.03233 | 128.952 | 30.909 | 60 |
| 65 | 4.9760 | 0.2009 | 0.00628 | 0.03128 | 159.118 | 31.963 | 65 |
| 70 | 5.6321 | 0.1775 | 0.00540 | 0.03040 | 184.294 | 32.893 | 70 |
| 75 | 6.3072 | 0.1569 | 0.00465 | 0.02965 | 214.868 | 33.723 | 75 |
| 80 | 7.0023 | 0.1397 | 0.00407 | 0.02907 | 248.381 | 34.452 | 80 |
| 85 | 7.7170 | 0.1256 | 0.00364 | 0.02864 | 284.279 | 35.096 | 85 |
| 90 | 8.4529 | 0.1134 | 0.00334 | 0.02834 | 329.154 | 35.666 | 90 |
| 95 | 9.2101 | 0.1028 | 0.00313 | 0.02813 | 377.654 | 36.165 | 95 |
| 100 | 10.0000 | 0.0934 | 0.00297 | 0.02797 | 429.359 | 36.614 | 100 |

Compound Interest Factors

Compound Interest Factors

| n | Uniform Series | | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|------------|-------------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor P/F | Present Worth Factor P/F | Factor F/A | Capital Recovery Factor R/A/P | Compound Amount Factor P/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0350 | 0.9662 | 1.0300 | 1.0350 | 1.000 | 0.966 |
| 2 | 1.0712 | 0.9333 | 0.42140 | 0.52640 | 2.035 | 1.903 |
| 3 | 1.1087 | 0.9019 | 0.32193 | 0.35693 | 3.106 | 2.802 |
| 4 | 1.1475 | 0.8714 | 0.27123 | 0.27225 | 4.215 | 3.673 |
| 5 | 1.1877 | 0.8420 | 0.18648 | 0.22148 | 5.362 | 4.515 |
| 6 | 1.2293 | 0.8135 | 0.13267 | 0.18767 | 6.550 | 5.329 |
| 7 | 1.2723 | 0.7859 | 0.10184 | 0.16134 | 7.779 | 6.115 |
| 8 | 1.3168 | 0.7594 | 0.11048 | 0.14548 | 9.052 | 6.874 |
| 9 | 1.3629 | 0.7337 | 0.08645 | 0.13143 | 10.368 | 7.608 |
| 10 | 1.4106 | 0.7089 | 0.08324 | 0.12034 | 11.731 | 8.317 |
| 11 | 1.4600 | 0.6849 | 0.07609 | 0.11109 | 13.142 | 9.002 |
| 12 | 1.5111 | 0.6618 | 0.06848 | 0.10348 | 14.602 | 9.663 |
| 13 | 1.5640 | 0.6394 | 0.06205 | 0.09706 | 16.113 | 10.303 |
| 14 | 1.6187 | 0.6178 | 0.05637 | 0.09157 | 17.677 | 10.921 |
| 15 | 1.6753 | 0.5969 | 0.05133 | 0.08683 | 19.296 | 11.517 |
| 16 | 1.7340 | 0.5767 | 0.04768 | 0.08268 | 20.971 | 12.094 |
| 17 | 1.7947 | 0.5572 | 0.04464 | 0.07904 | 22.705 | 12.651 |
| 18 | 1.8575 | 0.5384 | 0.04212 | 0.07582 | 24.500 | 13.190 |
| 19 | 1.9223 | 0.5202 | 0.03994 | 0.07294 | 26.357 | 13.710 |
| 20 | 1.9898 | 0.5026 | 0.03816 | 0.07036 | 28.280 | 14.212 |
| 21 | 2.0594 | 0.4856 | 0.03664 | 0.06804 | 30.269 | 14.692 |
| 22 | 2.1311 | 0.4692 | 0.03533 | 0.06593 | 32.322 | 15.167 |
| 23 | 2.2061 | 0.4533 | 0.03422 | 0.06402 | 34.440 | 15.629 |
| 24 | 2.2833 | 0.4380 | 0.03327 | 0.06227 | 36.627 | 16.078 |
| 25 | 2.3632 | 0.4233 | 0.03247 | 0.06067 | 38.880 | 16.512 |
| 26 | 2.4460 | 0.4092 | 0.03181 | 0.05921 | 41.203 | 16.932 |
| 27 | 2.5316 | 0.3956 | 0.03128 | 0.05788 | 43.599 | 17.338 |
| 28 | 2.6201 | 0.3826 | 0.03086 | 0.05666 | 46.071 | 17.731 |
| 29 | 2.7114 | 0.3699 | 0.03054 | 0.05554 | 48.611 | 18.112 |
| 30 | 2.8053 | 0.3576 | 0.03031 | 0.05451 | 51.223 | 18.482 |
| 31 | 2.9018 | 0.3457 | 0.03017 | 0.05357 | 53.909 | 18.842 |
| 32 | 2.9999 | 0.3342 | 0.03011 | 0.05271 | 56.674 | 19.192 |
| 33 | 3.1006 | 0.3231 | 0.03012 | 0.05192 | 59.521 | 19.532 |
| 34 | 3.2039 | 0.3123 | 0.03019 | 0.05120 | 62.453 | 19.862 |
| 35 | 3.3098 | 0.3019 | 0.03032 | 0.05054 | 65.474 | 20.182 |
| 40 | 3.9591 | 0.2526 | 0.03113 | 0.04883 | 84.550 | 21.355 |
| 45 | 4.7024 | 0.2127 | 0.03227 | 0.04745 | 105.782 | 22.495 |
| 50 | 5.5819 | 0.1791 | 0.03376 | 0.04633 | 130.998 | 23.606 |
| 55 | 6.6331 | 0.1508 | 0.03551 | 0.04541 | 160.947 | 24.684 |
| 60 | 7.8781 | 0.1269 | 0.03759 | 0.04469 | 196.317 | 24.745 |
| 65 | 9.3587 | 0.1069 | 0.04009 | 0.04419 | 248.763 | 25.518 |
| 70 | 11.1128 | 0.0900 | 0.04304 | 0.04386 | 320.938 | 26.003 |
| 75 | 13.1956 | 0.0752 | 0.04647 | 0.04367 | 418.307 | 26.407 |
| 80 | 15.6737 | 0.0636 | 0.05043 | 0.04361 | 549.307 | 26.729 |
| 85 | 18.6179 | 0.0557 | 0.05509 | 0.04369 | 720.567 | 27.077 |
| 90 | 22.1122 | 0.0502 | 0.06046 | 0.04386 | 943.205 | 27.459 |
| 95 | 26.3673 | 0.0461 | 0.06659 | 0.04413 | 1237.761 | 27.884 |
| 100 | 31.4914 | 0.0431 | 0.07361 | 0.04451 | 1623.612 | 28.352 |

| n | Single Payment | | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor F/A | Capital Recovery Factor R/A/P | Compound Amount Factor P/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0400 | 0.9615 | 1.00000 | 1.04000 | 1.000 | 0.961 |
| 2 | 1.0816 | 0.9246 | 0.47920 | 0.57620 | 2.080 | 1.812 |
| 3 | 1.1249 | 0.8890 | 0.32075 | 0.36335 | 3.132 | 2.775 |
| 4 | 1.1699 | 0.8548 | 0.23549 | 0.27549 | 4.216 | 3.630 |
| 5 | 1.2167 | 0.8219 | 0.18463 | 0.22463 | 5.316 | 4.453 |
| 6 | 1.2653 | 0.7803 | 0.15078 | 0.19078 | 6.433 | 5.242 |
| 7 | 1.3159 | 0.7399 | 0.12061 | 0.16061 | 7.578 | 6.002 |
| 8 | 1.3686 | 0.7007 | 0.10083 | 0.13853 | 8.754 | 6.733 |
| 9 | 1.4233 | 0.6626 | 0.09049 | 0.12449 | 10.000 | 7.435 |
| 10 | 1.4802 | 0.6256 | 0.08229 | 0.11329 | 11.326 | 8.111 |
| 11 | 1.5395 | 0.5896 | 0.07415 | 0.10415 | 12.736 | 8.763 |
| 12 | 1.6010 | 0.5546 | 0.06615 | 0.09615 | 14.236 | 9.395 |
| 13 | 1.6651 | 0.5206 | 0.05914 | 0.08914 | 15.832 | 9.998 |
| 14 | 1.7317 | 0.4877 | 0.05317 | 0.08317 | 17.532 | 10.573 |
| 15 | 1.8009 | 0.4553 | 0.04794 | 0.07894 | 19.344 | 11.123 |
| 16 | 1.8730 | 0.4233 | 0.04332 | 0.07532 | 21.275 | 11.648 |
| 17 | 1.9479 | 0.3918 | 0.03920 | 0.07220 | 23.334 | 12.148 |
| 18 | 2.0258 | 0.3606 | 0.03559 | 0.06959 | 25.530 | 12.623 |
| 19 | 2.1068 | 0.3296 | 0.03246 | 0.06746 | 27.874 | 13.073 |
| 20 | 2.1911 | 0.3000 | 0.02978 | 0.06578 | 29.378 | 13.500 |
| 21 | 2.2788 | 0.2718 | 0.02753 | 0.06453 | 31.049 | 13.903 |
| 22 | 2.3699 | 0.2450 | 0.02569 | 0.06369 | 32.896 | 14.283 |
| 23 | 2.4647 | 0.2197 | 0.02423 | 0.06323 | 34.929 | 14.640 |
| 24 | 2.5633 | 0.1959 | 0.02311 | 0.06311 | 37.159 | 14.973 |
| 25 | 2.6658 | 0.1735 | 0.02231 | 0.06331 | 39.598 | 15.283 |
| 26 | 2.7725 | 0.1524 | 0.02181 | 0.06381 | 42.259 | 15.570 |
| 27 | 2.8834 | 0.1326 | 0.02151 | 0.06451 | 45.159 | 15.833 |
| 28 | 2.9987 | 0.1140 | 0.02140 | 0.06540 | 48.316 | 16.073 |
| 29 | 3.1187 | 0.0966 | 0.02147 | 0.06647 | 51.750 | 16.290 |
| 30 | 3.2434 | 0.0803 | 0.02161 | 0.06771 | 55.483 | 16.483 |
| 31 | 3.3731 | 0.2963 | 0.02191 | 0.06911 | 59.539 | 16.653 |
| 32 | 3.5081 | 0.2851 | 0.02236 | 0.07066 | 63.941 | 16.800 |
| 33 | 3.6484 | 0.2741 | 0.02294 | 0.07236 | 68.714 | 16.923 |
| 34 | 3.7943 | 0.2636 | 0.02364 | 0.07421 | 73.888 | 17.023 |
| 35 | 3.9461 | 0.2534 | 0.02446 | 0.07621 | 79.496 | 17.100 |
| 40 | 4.8010 | 0.2083 | 0.02752 | 0.08052 | 95.026 | 17.253 |
| 45 | 5.8412 | 0.1712 | 0.03106 | 0.08626 | 121.029 | 17.370 |
| 50 | 7.1067 | 0.1407 | 0.03516 | 0.09355 | 152.657 | 17.452 |
| 55 | 8.6464 | 0.1157 | 0.03993 | 0.10253 | 191.159 | 17.499 |
| 60 | 10.5196 | 0.0951 | 0.04540 | 0.11340 | 237.991 | 17.521 |
| 65 | 12.7937 | 0.0781 | 0.05169 | 0.12639 | 294.958 | 17.527 |
| 70 | 15.5715 | 0.0642 | 0.05875 | 0.14175 | 364.253 | 17.515 |
| 75 | 18.9453 | 0.0528 | 0.06663 | 0.15993 | 448.671 | 17.483 |
| 80 | 23.0500 | 0.0434 | 0.07541 | 0.18141 | 551.215 | 17.435 |
| 85 | 28.0436 | 0.0357 | 0.08528 | 0.20648 | 676.000 | 17.370 |
| 90 | 34.1193 | 0.0293 | 0.09641 | 0.23541 | 827.953 | 17.287 |
| 95 | 41.51 | 0.0241 | 0.10899 | 0.26899 | 1012.725 | 17.188 |
| 100 | 50.50 | 0.0198 | 0.12401 | 0.30801 | 1237.621 | 17.073 |

Compound Interest Factors

5% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0450 | 0.9559 | 1.00000 | 1.04500 | 1.050 | 0.957 | 1 |
| 2 | 1.0920 | 0.9157 | 0.45900 | 0.53400 | 1.045 | 1.873 | 2 |
| 3 | 1.1412 | 0.8763 | 0.31377 | 0.35377 | 3.137 | 2.749 | 3 |
| 4 | 1.1925 | 0.8386 | 0.23374 | 0.27874 | 4.278 | 3.588 | 4 |
| 5 | 1.2462 | 0.8025 | 0.18279 | 0.22779 | 5.471 | 4.390 | 5 |
| 6 | 1.3023 | 0.7679 | 0.14888 | 0.19388 | 6.717 | 5.158 | 6 |
| 7 | 1.3609 | 0.7343 | 0.12470 | 0.16970 | 8.019 | 5.893 | 7 |
| 8 | 1.4221 | 0.7023 | 0.10661 | 0.15161 | 9.380 | 6.596 | 8 |
| 9 | 1.4859 | 0.6729 | 0.09237 | 0.13737 | 10.802 | 7.269 | 9 |
| 10 | 1.5523 | 0.6459 | 0.08138 | 0.12638 | 12.298 | 7.913 | 10 |
| 11 | 1.6229 | 0.6212 | 0.07225 | 0.11725 | 13.863 | 8.529 | 11 |
| 12 | 1.6969 | 0.5987 | 0.06467 | 0.10967 | 15.494 | 9.119 | 12 |
| 13 | 1.7722 | 0.5783 | 0.05828 | 0.10328 | 17.190 | 9.681 | 13 |
| 14 | 1.8519 | 0.5590 | 0.05282 | 0.09782 | 18.932 | 10.223 | 14 |
| 15 | 1.9353 | 0.5417 | 0.04811 | 0.09311 | 20.724 | 10.740 | 15 |
| 16 | 2.0224 | 0.5264 | 0.04402 | 0.08902 | 22.569 | 11.234 | 16 |
| 17 | 2.1134 | 0.5127 | 0.04042 | 0.08542 | 24.462 | 11.707 | 17 |
| 18 | 2.2085 | 0.5003 | 0.03724 | 0.08224 | 26.405 | 12.160 | 18 |
| 19 | 2.3079 | 0.4891 | 0.03441 | 0.07941 | 28.400 | 12.593 | 19 |
| 20 | 2.4117 | 0.4788 | 0.03183 | 0.07683 | 30.448 | 13.008 | 20 |
| 21 | 2.5202 | 0.4693 | 0.02950 | 0.07440 | 32.551 | 13.405 | 21 |
| 22 | 2.6337 | 0.4607 | 0.02735 | 0.07215 | 34.711 | 13.784 | 22 |
| 23 | 2.7522 | 0.4529 | 0.02538 | 0.07008 | 36.930 | 14.148 | 23 |
| 24 | 2.8760 | 0.4457 | 0.02359 | 0.06819 | 39.211 | 14.495 | 24 |
| 25 | 3.0054 | 0.4392 | 0.02194 | 0.06644 | 41.556 | 14.828 | 25 |
| 26 | 3.1407 | 0.4334 | 0.02042 | 0.06482 | 43.967 | 15.147 | 26 |
| 27 | 3.2820 | 0.4281 | 0.01902 | 0.06332 | 46.446 | 15.451 | 27 |
| 28 | 3.4297 | 0.4233 | 0.01774 | 0.06194 | 48.993 | 15.743 | 28 |
| 29 | 3.5840 | 0.4189 | 0.01657 | 0.06067 | 51.607 | 16.022 | 29 |
| 30 | 3.7453 | 0.4149 | 0.01551 | 0.05951 | 54.289 | 16.289 | 30 |
| 31 | 3.9139 | 0.4112 | 0.01455 | 0.05845 | 57.039 | 16.544 | 31 |
| 32 | 4.0899 | 0.4078 | 0.01368 | 0.05748 | 59.858 | 16.789 | 32 |
| 33 | 4.2737 | 0.4046 | 0.01290 | 0.05660 | 62.748 | 17.023 | 33 |
| 34 | 4.4646 | 0.4016 | 0.01221 | 0.05581 | 65.709 | 17.247 | 34 |
| 35 | 4.6630 | 0.3987 | 0.01161 | 0.05511 | 68.743 | 17.461 | 35 |
| 40 | 5.8164 | 0.3719 | 0.00934 | 0.05424 | 107.070 | 18.402 | 40 |
| 45 | 7.2482 | 0.3480 | 0.00720 | 0.05320 | 138.850 | 19.156 | 45 |
| 50 | 9.0726 | 0.3263 | 0.00560 | 0.05200 | 178.503 | 19.762 | 50 |
| 55 | 11.2560 | 0.3068 | 0.00439 | 0.05069 | 227.918 | 20.248 | 55 |
| 60 | 14.0274 | 0.2893 | 0.00345 | 0.04935 | 289.058 | 20.618 | 60 |
| 65 | 17.4807 | 0.2737 | 0.00273 | 0.04793 | 366.238 | 20.951 | 65 |
| 70 | 21.7841 | 0.2599 | 0.00217 | 0.04647 | 463.870 | 21.250 | 70 |
| 75 | 27.1470 | 0.2476 | 0.00171 | 0.04507 | 581.044 | 21.524 | 75 |
| 80 | 33.8307 | 0.2366 | 0.00133 | 0.04373 | 729.556 | 21.755 | 80 |
| 85 | 42.1385 | 0.2267 | 0.00101 | 0.04246 | 914.632 | 21.955 | 85 |
| 90 | 52.3371 | 0.2179 | 0.00077 | 0.04125 | 1143.269 | 22.129 | 90 |
| 95 | 64.7608 | 0.2101 | 0.00059 | 0.04009 | 1430.604 | 22.280 | 95 |
| 100 | 79.8585 | 0.2032 | 0.00045 | 0.03898 | 1790.654 | 22.410 | 100 |

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0500 | 0.9524 | 1.00000 | 1.05000 | 1.000 | 0.952 | 1 |
| 2 | 1.1025 | 0.9070 | 0.45700 | 0.53720 | 2.050 | 1.839 | 2 |
| 3 | 1.1576 | 0.8636 | 0.31721 | 0.36721 | 3.153 | 2.723 | 3 |
| 4 | 1.2155 | 0.8227 | 0.23201 | 0.28201 | 4.310 | 3.546 | 4 |
| 5 | 1.2763 | 0.7835 | 0.18097 | 0.23097 | 5.526 | 4.329 | 5 |
| 6 | 1.3401 | 0.7462 | 0.14702 | 0.19702 | 6.802 | 5.076 | 6 |
| 7 | 1.4071 | 0.7107 | 0.12262 | 0.17262 | 8.142 | 5.785 | 7 |
| 8 | 1.4773 | 0.6768 | 0.10472 | 0.15472 | 9.549 | 6.463 | 8 |
| 9 | 1.5513 | 0.6446 | 0.09069 | 0.14069 | 11.027 | 7.113 | 9 |
| 10 | 1.6293 | 0.6139 | 0.07950 | 0.12950 | 12.578 | 7.732 | 10 |
| 11 | 1.7113 | 0.5847 | 0.07059 | 0.12039 | 14.207 | 8.326 | 11 |
| 12 | 1.7973 | 0.5568 | 0.06383 | 0.11283 | 15.917 | 8.897 | 12 |
| 13 | 1.8876 | 0.5303 | 0.05866 | 0.10646 | 17.713 | 9.447 | 13 |
| 14 | 1.9820 | 0.5051 | 0.05402 | 0.10102 | 19.599 | 9.979 | 14 |
| 15 | 2.0807 | 0.4810 | 0.04984 | 0.09634 | 21.579 | 10.493 | 15 |
| 16 | 2.1829 | 0.4581 | 0.04612 | 0.09227 | 23.657 | 10.993 | 16 |
| 17 | 2.2890 | 0.4363 | 0.04286 | 0.08870 | 25.840 | 11.479 | 17 |
| 18 | 2.4006 | 0.4155 | 0.03995 | 0.08555 | 28.132 | 11.950 | 18 |
| 19 | 2.5170 | 0.3957 | 0.03737 | 0.08275 | 30.539 | 12.408 | 19 |
| 20 | 2.6383 | 0.3769 | 0.03502 | 0.08024 | 33.066 | 12.852 | 20 |
| 21 | 2.7640 | 0.3589 | 0.03280 | 0.07780 | 35.719 | 13.281 | 21 |
| 22 | 2.8953 | 0.3418 | 0.03071 | 0.07551 | 38.505 | 13.693 | 22 |
| 23 | 3.0315 | 0.3256 | 0.02874 | 0.07344 | 41.430 | 14.090 | 23 |
| 24 | 3.1729 | 0.3101 | 0.02687 | 0.07157 | 44.502 | 14.474 | 24 |
| 25 | 3.3198 | 0.2953 | 0.02509 | 0.06989 | 47.737 | 14.844 | 25 |
| 26 | 3.4725 | 0.2812 | 0.02340 | 0.06830 | 51.143 | 15.200 | 26 |
| 27 | 3.6313 | 0.2678 | 0.02180 | 0.06680 | 54.729 | 15.543 | 27 |
| 28 | 3.7965 | 0.2551 | 0.02028 | 0.06538 | 58.493 | 15.874 | 28 |
| 29 | 3.9685 | 0.2430 | 0.01884 | 0.06405 | 62.433 | 16.193 | 29 |
| 30 | 4.1477 | 0.2314 | 0.01747 | 0.06280 | 66.549 | 16.502 | 30 |
| 31 | 4.3345 | 0.2204 | 0.01616 | 0.06163 | 70.841 | 16.800 | 31 |
| 32 | 4.5292 | 0.2099 | 0.01491 | 0.06053 | 75.311 | 17.088 | 32 |
| 33 | 4.7321 | 0.1999 | 0.01372 | 0.05950 | 80.061 | 17.366 | 33 |
| 34 | 4.9435 | 0.1904 | 0.01259 | 0.05853 | 85.093 | 17.634 | 34 |
| 35 | 5.1638 | 0.1813 | 0.01151 | 0.05762 | 90.418 | 17.892 | 35 |
| 40 | 7.0400 | 0.1420 | 0.00826 | 0.05428 | 120.800 | 17.159 | 40 |
| 45 | 8.9850 | 0.1110 | 0.00620 | 0.05126 | 159.700 | 17.774 | 45 |
| 50 | 11.4671 | 0.0872 | 0.00478 | 0.04848 | 209.363 | 18.246 | 50 |
| 55 | 14.6336 | 0.0683 | 0.00367 | 0.04593 | 272.713 | 18.633 | 55 |
| 60 | 18.6792 | 0.0535 | 0.00283 | 0.04360 | 353.584 | 18.939 | 60 |
| 65 | 23.8399 | 0.0419 | 0.00219 | 0.04149 | 466.798 | 19.161 | 65 |
| 70 | 30.4204 | 0.0329 | 0.00170 | 0.03959 | 618.529 | 19.301 | 70 |
| 75 | 38.8327 | 0.0258 | 0.00132 | 0.03782 | 816.654 | 19.453 | 75 |
| 80 | 49.5614 | 0.0202 | 0.00103 | 0.03619 | 1071.219 | 19.596 | 80 |
| 85 | 63.2544 | 0.0158 | 0.00080 | 0.03469 | 1400.037 | 19.684 | 85 |
| 90 | 80.7104 | 0.0124 | 0.00061 | 0.03331 | 1824.107 | 19.752 | 90 |
| 95 | 103.0537 | 0.0097 | 0.00049 | 0.03204 | 2360.664 | 19.806 | 95 |
| 100 | 131.2514 | 0.0074 | 0.00038 | 0.03088 | 3040.025 | 19.844 | 100 |

Compound Interest Factors

6% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | | Semi-Annual | | Uniform 1 | | Uniform 2 | |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| Compound Amount Factor FIP | Present Worth Factor PIF | Sinking Fund Factor AFP | Capital Recovery Factor AIF | Compound Amount Factor FIA | Present Worth Factor PIA | Compound Amount Factor FIP | Present Worth Factor PIP | Sinking Fund Factor AIF | Capital Recovery Factor AIF | Compound Amount Factor FIA | Present Worth Factor PIA | |
| 1 | 1.0550 | 0.9479 | 1.0000 | 1.0550 | 1.000 | 0.948 | 1 | 1.0000 | 0.9454 | 1.0000 | 1.0000 | 1 |
| 2 | 1.1130 | 0.8965 | 0.4366 | 0.5416 | 2.055 | 1.846 | 2 | 1.1236 | 0.8900 | 0.4034 | 0.5434 | 2 |
| 3 | 1.1742 | 0.8516 | 0.3196 | 0.3706 | 3.168 | 2.698 | 3 | 1.1910 | 0.8356 | 0.3741 | 0.3741 | 3 |
| 4 | 1.2388 | 0.8121 | 0.2309 | 0.2899 | 4.342 | 3.505 | 4 | 1.2625 | 0.7921 | 0.3299 | 0.2899 | 4 |
| 5 | 1.3070 | 0.7781 | 0.1799 | 0.2148 | 5.581 | 4.270 | 5 | 1.3382 | 0.7473 | 0.2774 | 0.2374 | 5 |
| 6 | 1.3788 | 0.7492 | 0.1458 | 0.1608 | 6.888 | 4.996 | 6 | 1.4185 | 0.7050 | 0.2431 | 0.2033 | 6 |
| 7 | 1.4547 | 0.7254 | 0.1209 | 0.1290 | 8.267 | 5.683 | 7 | 1.5036 | 0.6650 | 0.2194 | 0.1794 | 7 |
| 8 | 1.5347 | 0.7068 | 0.1018 | 0.1078 | 9.722 | 6.335 | 8 | 1.5938 | 0.6274 | 0.1990 | 0.1610 | 8 |
| 9 | 1.6191 | 0.6926 | 0.0884 | 0.0944 | 11.256 | 6.952 | 9 | 1.6895 | 0.5919 | 0.1802 | 0.1470 | 9 |
| 10 | 1.7081 | 0.6824 | 0.0777 | 0.0867 | 12.875 | 7.538 | 10 | 1.7909 | 0.5584 | 0.1638 | 0.1367 | 10 |
| 11 | 1.8021 | 0.6759 | 0.0688 | 0.0807 | 14.583 | 8.093 | 11 | 1.8983 | 0.5268 | 0.1497 | 0.1269 | 11 |
| 12 | 1.9012 | 0.6726 | 0.0610 | 0.0760 | 16.386 | 8.619 | 12 | 2.0122 | 0.4970 | 0.1379 | 0.1192 | 12 |
| 13 | 2.0056 | 0.6720 | 0.0546 | 0.0724 | 18.291 | 9.117 | 13 | 2.1329 | 0.4688 | 0.1279 | 0.1129 | 13 |
| 14 | 2.1161 | 0.6738 | 0.0494 | 0.0696 | 20.303 | 9.590 | 14 | 2.2609 | 0.4423 | 0.1197 | 0.1075 | 14 |
| 15 | 2.2325 | 0.6778 | 0.0452 | 0.0673 | 22.429 | 10.038 | 15 | 2.3966 | 0.4173 | 0.1132 | 0.1029 | 15 |
| 16 | 2.3553 | 0.6836 | 0.0418 | 0.0655 | 24.671 | 10.462 | 16 | 2.5404 | 0.3936 | 0.1080 | 0.0989 | 16 |
| 17 | 2.4848 | 0.6909 | 0.0390 | 0.0641 | 27.036 | 10.865 | 17 | 2.6925 | 0.3714 | 0.1035 | 0.0954 | 17 |
| 18 | 2.6215 | 0.6995 | 0.0367 | 0.0631 | 29.531 | 11.246 | 18 | 2.8543 | 0.3503 | 0.0993 | 0.0923 | 18 |
| 19 | 2.7656 | 0.7093 | 0.0348 | 0.0624 | 32.163 | 11.609 | 19 | 3.0266 | 0.3301 | 0.0956 | 0.0896 | 19 |
| 20 | 2.9178 | 0.7201 | 0.0332 | 0.0619 | 34.940 | 11.950 | 20 | 3.2097 | 0.3112 | 0.0923 | 0.0871 | 20 |
| 21 | 3.0782 | 0.7318 | 0.0318 | 0.0616 | 37.869 | 12.275 | 21 | 3.3996 | 0.2942 | 0.0893 | 0.0850 | 21 |
| 22 | 3.2473 | 0.7444 | 0.0306 | 0.0614 | 40.956 | 12.584 | 22 | 3.5995 | 0.2787 | 0.0866 | 0.0832 | 22 |
| 23 | 3.4256 | 0.7578 | 0.0295 | 0.0613 | 44.207 | 12.878 | 23 | 3.8117 | 0.2645 | 0.0841 | 0.0817 | 23 |
| 24 | 3.6136 | 0.7719 | 0.0285 | 0.0613 | 47.631 | 13.158 | 24 | 4.0379 | 0.2514 | 0.0818 | 0.0804 | 24 |
| 25 | 3.8118 | 0.7866 | 0.0276 | 0.0613 | 51.237 | 13.424 | 25 | 4.2791 | 0.2393 | 0.0797 | 0.0792 | 25 |
| 26 | 4.0208 | 0.8019 | 0.0268 | 0.0613 | 55.034 | 13.676 | 26 | 4.5364 | 0.2281 | 0.0778 | 0.0780 | 26 |
| 27 | 4.2413 | 0.8178 | 0.0261 | 0.0613 | 59.031 | 13.915 | 27 | 4.8107 | 0.2177 | 0.0761 | 0.0770 | 27 |
| 28 | 4.4738 | 0.8342 | 0.0255 | 0.0613 | 63.237 | 14.141 | 28 | 5.1029 | 0.2080 | 0.0745 | 0.0761 | 28 |
| 29 | 4.7189 | 0.8511 | 0.0250 | 0.0613 | 67.663 | 14.353 | 29 | 5.4141 | 0.2000 | 0.0730 | 0.0753 | 29 |
| 30 | 4.9770 | 0.8685 | 0.0245 | 0.0613 | 72.319 | 14.554 | 30 | 5.7453 | 0.1927 | 0.0716 | 0.0746 | 30 |
| 31 | 5.2488 | 0.8864 | 0.0241 | 0.0613 | 77.216 | 14.744 | 31 | 6.0981 | 0.1861 | 0.0703 | 0.0740 | 31 |
| 32 | 5.5349 | 0.9048 | 0.0237 | 0.0613 | 82.363 | 14.924 | 32 | 6.4734 | 0.1801 | 0.0691 | 0.0735 | 32 |
| 33 | 5.8359 | 0.9236 | 0.0234 | 0.0613 | 87.771 | 15.095 | 33 | 6.8719 | 0.1747 | 0.0680 | 0.0730 | 33 |
| 34 | 6.1524 | 0.9428 | 0.0231 | 0.0613 | 93.450 | 15.257 | 34 | 7.2944 | 0.1698 | 0.0670 | 0.0726 | 34 |
| 35 | 6.4851 | 0.9624 | 0.0228 | 0.0613 | 99.411 | 15.411 | 35 | 7.7419 | 0.1654 | 0.0661 | 0.0722 | 35 |
| 40 | 8.5133 | 0.1175 | 0.0213 | 0.0613 | 136.606 | 16.016 | 40 | 10.2857 | 0.0972 | 0.0616 | 0.0666 | 40 |
| 45 | 11.1266 | 0.0899 | 0.0205 | 0.0613 | 184.119 | 16.548 | 45 | 13.7646 | 0.0727 | 0.0567 | 0.0627 | 45 |
| 50 | 14.5370 | 0.0688 | 0.0204 | 0.0613 | 246.217 | 16.932 | 50 | 18.4202 | 0.0543 | 0.0521 | 0.0584 | 50 |
| 55 | 19.0038 | 0.0524 | 0.0203 | 0.0613 | 327.377 | 17.225 | 55 | 24.6503 | 0.0406 | 0.0484 | 0.0544 | 55 |
| 60 | 24.8398 | 0.0403 | 0.0202 | 0.0613 | 433.450 | 17.450 | 60 | 32.9877 | 0.0301 | 0.0358 | 0.0518 | 60 |
| 65 | 33.3015 | 0.0308 | 0.0201 | 0.0613 | 572.083 | 17.622 | 65 | 44.1450 | 0.0227 | 0.0291 | 0.0493 | 65 |
| 70 | 43.4299 | 0.0236 | 0.0201 | 0.0613 | 753.231 | 17.753 | 70 | 58.0759 | 0.0169 | 0.0230 | 0.0468 | 70 |
| 75 | 55.4442 | 0.0180 | 0.0201 | 0.0613 | 990.076 | 17.854 | 75 | 76.0589 | 0.0126 | 0.0180 | 0.0443 | 75 |
| 80 | 72.4751 | 0.0138 | 0.0200 | 0.0613 | 1299.571 | 17.911 | 80 | 100.7960 | 0.0093 | 0.0138 | 0.0418 | 80 |
| 85 | 94.7536 | 0.0106 | 0.0200 | 0.0613 | 1730.089 | 17.950 | 85 | 141.5789 | 0.0071 | 0.0103 | 0.0393 | 85 |
| 90 | 123.8062 | 0.0081 | 0.0200 | 0.0613 | 2232.731 | 18.035 | 90 | 189.0545 | 0.0053 | 0.0078 | 0.0368 | 90 |
| 95 | 161.8019 | 0.0060 | 0.0200 | 0.0613 | 2953.071 | 18.069 | 95 | 251.5263 | 0.0039 | 0.0058 | 0.0343 | 95 |
| 100 | 214.4636 | 0.0045 | 0.0200 | 0.0613 | 3936.752 | 18.060 | 100 | 339.3021 | 0.0029 | 0.0043 | 0.0318 | 100 |

7% Compound Interest Factors

6% Compound Interest Factors

| In Payment | | Uniform Series | | | | |
|------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| Year | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | n |
| 100 | 0.9346 | 1.00000 | 1.07000 | 1.000 | 0.933 | 1 |
| 101 | 0.8734 | 0.48309 | 0.53309 | 2.070 | 1.809 | 2 |
| 102 | 0.8163 | 0.31105 | 0.38105 | 3.215 | 2.624 | 3 |
| 103 | 0.7629 | 0.22523 | 0.29523 | 4.443 | 3.387 | 4 |
| 104 | 0.7130 | 0.17589 | 0.24389 | 5.751 | 4.100 | 5 |
| 105 | 0.6661 | 0.13980 | 0.20980 | 7.153 | 4.767 | 6 |
| 106 | 0.6227 | 0.11355 | 0.18255 | 8.654 | 5.389 | 7 |
| 107 | 0.5820 | 0.09747 | 0.16747 | 10.260 | 5.971 | 8 |
| 108 | 0.5439 | 0.08349 | 0.15349 | 11.978 | 6.515 | 9 |
| 109 | 0.5083 | 0.07133 | 0.14238 | 13.816 | 7.024 | 10 |
| 110 | 0.4751 | 0.06136 | 0.13336 | 15.784 | 7.499 | 11 |
| 111 | 0.4446 | 0.05300 | 0.12590 | 17.893 | 7.943 | 12 |
| 112 | 0.4168 | 0.04645 | 0.11965 | 20.141 | 8.358 | 13 |
| 113 | 0.3918 | 0.04134 | 0.11434 | 22.550 | 8.745 | 14 |
| 114 | 0.3694 | 0.03729 | 0.10979 | 25.129 | 9.103 | 15 |
| 115 | 0.3495 | 0.03396 | 0.10586 | 27.888 | 9.443 | 16 |
| 116 | 0.3316 | 0.03124 | 0.10243 | 30.840 | 9.763 | 17 |
| 117 | 0.2959 | 0.02941 | 0.09941 | 33.999 | 10.059 | 18 |
| 118 | 0.2765 | 0.02825 | 0.09675 | 37.379 | 10.336 | 19 |
| 119 | 0.2584 | 0.02739 | 0.09439 | 40.995 | 10.594 | 20 |
| 120 | 0.2415 | 0.02672 | 0.09229 | 44.865 | 10.836 | 21 |
| 121 | 0.2257 | 0.02621 | 0.09041 | 49.006 | 11.061 | 22 |
| 122 | 0.2109 | 0.02581 | 0.08871 | 53.436 | 11.272 | 23 |
| 123 | 0.1971 | 0.02549 | 0.08719 | 58.177 | 11.469 | 24 |
| 124 | 0.1842 | 0.02524 | 0.08581 | 63.249 | 11.654 | 25 |
| 125 | 0.1722 | 0.02506 | 0.08456 | 68.676 | 11.826 | 26 |
| 126 | 0.1609 | 0.02493 | 0.08343 | 74.484 | 11.987 | 27 |
| 127 | 0.1504 | 0.02483 | 0.08239 | 80.698 | 12.137 | 28 |
| 128 | 0.1406 | 0.02475 | 0.08145 | 87.347 | 12.278 | 29 |
| 129 | 0.1314 | 0.02469 | 0.08059 | 94.461 | 12.409 | 30 |
| 130 | 0.1228 | 0.02465 | 0.07980 | 102.073 | 12.532 | 31 |
| 131 | 0.1147 | 0.02461 | 0.07907 | 110.218 | 12.647 | 32 |
| 132 | 0.1072 | 0.02458 | 0.07841 | 118.933 | 12.754 | 33 |
| 133 | 0.1002 | 0.02456 | 0.07780 | 128.259 | 12.854 | 34 |
| 134 | 0.0937 | 0.02454 | 0.07723 | 138.237 | 12.948 | 35 |
| 135 | 0.0866 | 0.02452 | 0.07671 | 148.935 | 13.032 | 36 |
| 136 | 0.0806 | 0.02450 | 0.07623 | 160.415 | 13.106 | 37 |
| 137 | 0.0750 | 0.02448 | 0.07579 | 172.750 | 13.171 | 38 |
| 138 | 0.0700 | 0.02446 | 0.07539 | 185.995 | 13.228 | 39 |
| 139 | 0.0654 | 0.02444 | 0.07502 | 199.205 | 13.277 | 40 |
| 140 | 0.0614 | 0.02442 | 0.07468 | 213.440 | 13.319 | 41 |
| 141 | 0.0579 | 0.02440 | 0.07437 | 228.760 | 13.354 | 42 |
| 142 | 0.0548 | 0.02438 | 0.07409 | 245.225 | 13.382 | 43 |
| 143 | 0.0521 | 0.02436 | 0.07383 | 262.900 | 13.404 | 44 |
| 144 | 0.0497 | 0.02434 | 0.07359 | 281.850 | 13.420 | 45 |
| 145 | 0.0476 | 0.02432 | 0.07337 | 302.140 | 13.431 | 46 |
| 146 | 0.0457 | 0.02430 | 0.07317 | 323.840 | 13.437 | 47 |
| 147 | 0.0440 | 0.02428 | 0.07298 | 347.030 | 13.439 | 48 |
| 148 | 0.0425 | 0.02426 | 0.07281 | 371.800 | 13.436 | 49 |
| 149 | 0.0412 | 0.02424 | 0.07265 | 398.230 | 13.429 | 50 |
| 150 | 0.0400 | 0.02422 | 0.07250 | 426.430 | 13.418 | 51 |
| 151 | 0.0390 | 0.02420 | 0.07236 | 456.500 | 13.403 | 52 |
| 152 | 0.0381 | 0.02418 | 0.07223 | 488.640 | 13.384 | 53 |
| 153 | 0.0373 | 0.02416 | 0.07211 | 523.060 | 13.361 | 54 |
| 154 | 0.0366 | 0.02414 | 0.07200 | 560.000 | 13.334 | 55 |
| 155 | 0.0360 | 0.02412 | 0.07190 | 600.000 | 13.303 | 56 |
| 156 | 0.0355 | 0.02410 | 0.07181 | 643.500 | 13.268 | 57 |
| 157 | 0.0350 | 0.02408 | 0.07173 | 691.000 | 13.229 | 58 |
| 158 | 0.0346 | 0.02406 | 0.07165 | 743.000 | 13.186 | 59 |
| 159 | 0.0342 | 0.02404 | 0.07158 | 800.000 | 13.139 | 60 |

| Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|----------------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| n | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0000 | 0.9259 | 1.00000 | 1.00000 | 1.000 | 0.926 |
| 2 | 1.1664 | 0.8573 | 0.48077 | 0.56077 | 2.050 | 1.721 |
| 3 | 1.2597 | 0.7958 | 0.30803 | 0.38303 | 3.246 | 2.577 |
| 4 | 1.3605 | 0.7350 | 0.22152 | 0.30192 | 4.556 | 3.312 |
| 5 | 1.4693 | 0.6806 | 0.17045 | 0.25046 | 5.987 | 3.953 |
| 6 | 1.5969 | 0.6302 | 0.13631 | 0.21632 | 7.536 | 4.621 |
| 7 | 1.7138 | 0.5835 | 0.11207 | 0.19207 | 9.223 | 5.206 |
| 8 | 1.8599 | 0.5403 | 0.09401 | 0.17401 | 10.937 | 5.747 |
| 9 | 1.9950 | 0.5002 | 0.08003 | 0.16003 | 12.678 | 6.247 |
| 10 | 2.1529 | 0.4632 | 0.06903 | 0.14903 | 14.457 | 6.710 |
| 11 | 2.3316 | 0.4289 | 0.06008 | 0.14008 | 16.265 | 7.159 |
| 12 | 2.5382 | 0.3971 | 0.05270 | 0.13270 | 18.107 | 7.596 |
| 13 | 2.7795 | 0.3677 | 0.04652 | 0.12652 | 19.989 | 7.994 |
| 14 | 2.9772 | 0.3405 | 0.04130 | 0.12130 | 21.915 | 8.344 |
| 15 | 3.1722 | 0.3152 | 0.03693 | 0.11693 | 23.890 | 8.599 |
| 16 | 3.4259 | 0.2919 | 0.03338 | 0.11338 | 25.914 | 8.854 |
| 17 | 3.7000 | 0.2703 | 0.02983 | 0.10983 | 28.000 | 9.121 |
| 18 | 3.9960 | 0.2502 | 0.02670 | 0.10670 | 30.150 | 9.378 |
| 19 | 4.3157 | 0.2317 | 0.02413 | 0.10413 | 32.366 | 9.624 |
| 20 | 4.6610 | 0.2145 | 0.02218 | 0.10218 | 34.650 | 9.816 |
| 21 | 5.0338 | 0.1987 | 0.02083 | 0.09983 | 37.000 | 10.017 |
| 22 | 5.4365 | 0.1859 | 0.01963 | 0.09803 | 39.420 | 10.201 |
| 23 | 5.8715 | 0.1760 | 0.01842 | 0.09642 | 41.910 | 10.371 |
| 24 | 6.3412 | 0.1677 | 0.01749 | 0.09495 | 44.480 | 10.529 |
| 25 | 6.8485 | 0.1600 | 0.01668 | 0.09368 | 47.130 | 10.675 |
| 26 | 7.3964 | 0.1532 | 0.01591 | 0.09251 | 49.860 | 10.810 |
| 27 | 7.9881 | 0.1472 | 0.01524 | 0.09145 | 52.670 | 10.935 |
| 28 | 8.6271 | 0.1419 | 0.01469 | 0.09049 | 55.560 | 11.051 |
| 29 | 9.3173 | 0.1373 | 0.01423 | 0.08962 | 58.530 | 11.153 |
| 30 | 10.0627 | 0.0994 | 0.01383 | 0.08883 | 61.680 | 11.250 |
| 31 | 10.8677 | 0.0920 | 0.01348 | 0.08811 | 64.910 | 11.350 |
| 32 | 11.7371 | 0.0852 | 0.01317 | 0.08745 | 68.230 | 11.435 |
| 33 | 12.6760 | 0.0789 | 0.01288 | 0.08685 | 71.640 | 11.514 |
| 34 | 13.6901 | 0.0730 | 0.01260 | 0.08630 | 75.140 | 11.587 |
| 35 | 14.7853 | 0.0676 | 0.01233 | 0.08580 | 78.730 | 11.655 |
| 36 | 15.9665 | 0.0626 | 0.01208 | 0.08535 | 82.410 | 11.718 |
| 37 | 17.2388 | 0.0580 | 0.01184 | 0.08495 | 86.180 | 11.775 |
| 38 | 18.6081 | 0.0538 | 0.01161 | 0.08460 | 90.040 | 11.827 |
| 39 | 20.0804 | 0.0500 | 0.01139 | 0.08429 | 94.000 | 11.874 |
| 40 | 21.6617 | 0.0466 | 0.01118 | 0.08402 | 98.060 | 11.916 |
| 41 | 23.3580 | 0.0435 | 0.01098 | 0.08379 | 102.320 | 11.953 |
| 42 | 25.1753 | 0.0407 | 0.01079 | 0.08360 | 106.780 | 11.985 |
| 43 | 27.1206 | 0.0382 | 0.01061 | 0.08344 | 111.440 | 12.012 |
| 44 | 29.1999 | 0.0359 | 0.01044 | 0.08331 | 116.300 | 12.034 |
| 45 | 31.4192 | 0.0338 | 0.01028 | 0.08320 | 121.370 | 12.051 |
| 46 | 33.7855 | 0.0319 | 0.01013 | 0.08311 | 126.640 | 12.063 |
| 47 | 36.3058 | 0.0302 | 0.01000 | 0.08303 | 132.120 | 12.070 |
| 48 | 38.9861 | 0.0286 | 0.00987 | 0.08296 | 137.810 | 12.073 |
| 49 | 41.8334 | 0.0272 | 0.00975 | 0.08290 | 143.710 | 12.071 |
| 50 | 44.8547 | 0.0259 | 0.00964 | 0.08285 | 149.830 | 12.065 |
| 51 | 48.0560 | 0.0247 | 0.00954 | 0.08280 | 156.170 | 12.055 |
| 52 | 51.4443 | 0.0236 | 0.00945 | 0.08276 | 162.730 | 12.041 |
| 53 | 55.0266 | 0.0226 | 0.00936 | 0.08272 | 169.520 | 12.023 |
| 54 | 58.8109 | 0.0217 | 0.00928 | 0.08269 | 176.540 | 12.001 |
| 55 | 62.8042 | 0.0209 | 0.00920 | 0.08266 | 183.800 | 11.975 |
| 56 | 67.0145 | 0.0201 | 0.00913 | 0.08263 | 191.300 | 11.945 |
| 57 | 71.4488 | 0.0194 | 0.00906 | 0.08260 | 199.050 | 11.911 |
| 58 | 76.1141 | 0.0187 | 0.00900 | 0.08257 | 207.060 | 11.873 |
| 59 | 81.0184 | 0.0181 | 0.00894 | 0.08254 | 215.330 | 11.831 |
| 60 | 86.1697 | 0.0175 | 0.00888 | 0.08251 | 223.870 | 11.785 |

1990 Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-------------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| Compound Amount Factor FIP | Present Worth Factor PIF | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor R/F | Compound Annual Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1.0000 | 0.9291 | 1.0000 | 1.1000 | 1.000 | 0.909 |
| 1.1000 | 0.8264 | 0.47619 | 0.57419 | 2.100 | 1.736 |
| 1.2000 | 0.7313 | 0.30311 | 0.40211 | 3.310 | 2.487 |
| 1.4041 | 0.6550 | 0.21547 | 0.31547 | 4.641 | 3.170 |
| 1.6105 | 0.6209 | 0.16380 | 0.26380 | 6.105 | 3.791 |
| 1.7716 | 0.5645 | 0.12981 | 0.22981 | 7.716 | 4.355 |
| 1.9487 | 0.5132 | 0.10541 | 0.20541 | 9.487 | 4.868 |
| 2.1426 | 0.4655 | 0.08744 | 0.18744 | 11.426 | 5.335 |
| 2.3579 | 0.4241 | 0.07364 | 0.17364 | 13.579 | 5.759 |
| 2.5977 | 0.3855 | 0.06275 | 0.16275 | 15.957 | 6.144 |
| 2.8531 | 0.3505 | 0.05396 | 0.15396 | 18.531 | 6.493 |
| 3.1254 | 0.3185 | 0.04676 | 0.14676 | 21.384 | 6.814 |
| 3.4155 | 0.2897 | 0.04078 | 0.14078 | 24.523 | 7.113 |
| 3.7245 | 0.2633 | 0.03575 | 0.13575 | 27.975 | 7.397 |
| 4.0532 | 0.2394 | 0.03147 | 0.13147 | 31.772 | 7.666 |
| 4.4027 | 0.2176 | 0.02782 | 0.12782 | 35.950 | 7.924 |
| 4.7743 | 0.1978 | 0.02466 | 0.12466 | 40.545 | 8.172 |
| 5.1690 | 0.1799 | 0.02193 | 0.12193 | 45.599 | 8.410 |
| 5.5879 | 0.1635 | 0.01955 | 0.11955 | 51.159 | 8.645 |
| 6.0315 | 0.1486 | 0.01746 | 0.11746 | 57.275 | 8.874 |
| 6.4999 | 0.1351 | 0.01562 | 0.11562 | 64.002 | 9.099 |
| 6.9933 | 0.1228 | 0.01401 | 0.11401 | 71.493 | 9.322 |
| 7.5127 | 0.1117 | 0.01257 | 0.11257 | 79.843 | 9.543 |
| 8.0592 | 0.1015 | 0.01130 | 0.11130 | 88.997 | 9.765 |
| 8.6337 | 0.0923 | 0.01017 | 0.11017 | 98.947 | 9.977 |
| 9.2362 | 0.0839 | 0.00916 | 0.10916 | 109.702 | 10.181 |
| 9.8677 | 0.0763 | 0.00826 | 0.10826 | 121.300 | 10.377 |
| 10.5292 | 0.0692 | 0.00745 | 0.10745 | 133.710 | 10.567 |
| 11.2217 | 0.0626 | 0.00673 | 0.10673 | 146.931 | 10.750 |
| 11.9462 | 0.0563 | 0.00609 | 0.10609 | 161.044 | 10.927 |
| 12.7037 | 0.0503 | 0.00550 | 0.10550 | 176.041 | 11.100 |
| 13.4942 | 0.0447 | 0.00497 | 0.10497 | 191.941 | 11.269 |
| 14.3187 | 0.0394 | 0.00449 | 0.10449 | 208.738 | 11.436 |
| 15.1772 | 0.0344 | 0.00405 | 0.10405 | 226.497 | 11.599 |
| 16.0707 | 0.0296 | 0.00366 | 0.10366 | 245.224 | 11.759 |
| 17.0002 | 0.0251 | 0.00331 | 0.10331 | 264.991 | 11.917 |
| 17.9667 | 0.0209 | 0.00299 | 0.10299 | 285.829 | 12.072 |
| 18.9712 | 0.0170 | 0.00270 | 0.10270 | 307.749 | 12.225 |
| 19.9957 | 0.0134 | 0.00244 | 0.10244 | 330.816 | 12.377 |
| 21.0412 | 0.0101 | 0.00221 | 0.10221 | 355.107 | 12.527 |
| 22.1087 | 0.0070 | 0.00200 | 0.10200 | 380.749 | 12.675 |
| 23.1992 | 0.0042 | 0.00181 | 0.10181 | 407.841 | 12.821 |
| 24.3137 | 0.0017 | 0.00164 | 0.10164 | 436.449 | 12.965 |
| 25.4532 | 0.0000 | 0.00149 | 0.10149 | 466.689 | 13.107 |
| 26.6187 | 0.0000 | 0.00136 | 0.10136 | 498.649 | 13.247 |
| 27.8112 | 0.0000 | 0.00124 | 0.10124 | 532.489 | 13.385 |
| 29.0317 | 0.0000 | 0.00114 | 0.10114 | 568.349 | 13.521 |
| 30.2802 | 0.0000 | 0.00105 | 0.10105 | 606.349 | 13.655 |
| 31.5567 | 0.0000 | 0.00097 | 0.10097 | 646.689 | 13.787 |
| 32.8612 | 0.0000 | 0.00090 | 0.10090 | 689.449 | 13.917 |
| 34.1937 | 0.0000 | 0.00084 | 0.10084 | 734.749 | 14.045 |
| 35.5552 | 0.0000 | 0.00078 | 0.10078 | 782.749 | 14.171 |
| 36.9467 | 0.0000 | 0.00073 | 0.10073 | 833.549 | 14.295 |
| 38.3682 | 0.0000 | 0.00068 | 0.10068 | 887.349 | 14.417 |
| 39.8197 | 0.0000 | 0.00064 | 0.10064 | 944.349 | 14.537 |
| 41.3012 | 0.0000 | 0.00060 | 0.10060 | 1004.749 | 14.655 |
| 42.8127 | 0.0000 | 0.00056 | 0.10056 | 1068.749 | 14.771 |
| 44.3542 | 0.0000 | 0.00053 | 0.10053 | 1136.549 | 14.885 |
| 45.9257 | 0.0000 | 0.00050 | 0.10050 | 1208.449 | 14.997 |
| 47.5272 | 0.0000 | 0.00047 | 0.10047 | 1284.749 | 15.107 |
| 49.1587 | 0.0000 | 0.00044 | 0.10044 | 1365.749 | 15.215 |
| 50.8202 | 0.0000 | 0.00042 | 0.10042 | 1451.749 | 15.321 |
| 52.5117 | 0.0000 | 0.00040 | 0.10040 | 1543.149 | 15.425 |
| 54.2332 | 0.0000 | 0.00038 | 0.10038 | 1640.349 | 15.527 |
| 55.9847 | 0.0000 | 0.00036 | 0.10036 | 1743.749 | 15.627 |
| 57.7662 | 0.0000 | 0.00034 | 0.10034 | 1853.749 | 15.725 |
| 59.5777 | 0.0000 | 0.00033 | 0.10033 | 1970.749 | 15.821 |
| 61.4192 | 0.0000 | 0.00031 | 0.10031 | 2095.149 | 15.915 |
| 63.2907 | 0.0000 | 0.00030 | 0.10030 | 2227.549 | 16.007 |
| 65.1922 | 0.0000 | 0.00029 | 0.10029 | 2368.449 | 16.097 |
| 67.1237 | 0.0000 | 0.00028 | 0.10028 | 2518.349 | 16.185 |
| 69.0852 | 0.0000 | 0.00027 | 0.10027 | 2677.749 | 16.271 |
| 71.0767 | 0.0000 | 0.00026 | 0.10026 | 2847.149 | 16.355 |
| 73.0982 | 0.0000 | 0.00025 | 0.10025 | 3027.149 | 16.437 |
| 75.1497 | 0.0000 | 0.00024 | 0.10024 | 3218.349 | 16.517 |
| 77.2312 | 0.0000 | 0.00023 | 0.10023 | 3421.349 | 16.595 |
| 79.3427 | 0.0000 | 0.00023 | 0.10023 | 3636.749 | 16.671 |
| 81.4842 | 0.0000 | 0.00022 | 0.10022 | 3865.149 | 16.745 |
| 83.6557 | 0.0000 | 0.00021 | 0.10021 | 4107.149 | 16.817 |
| 85.8572 | 0.0000 | 0.00021 | 0.10021 | 4363.349 | 16.887 |
| 88.0887 | 0.0000 | 0.00020 | 0.10020 | 4634.349 | 16.955 |
| 90.3502 | 0.0000 | 0.00020 | 0.10020 | 4920.749 | 17.021 |
| 92.6417 | 0.0000 | 0.00019 | 0.10019 | 5223.149 | 17.085 |
| 94.9632 | 0.0000 | 0.00019 | 0.10019 | 5542.149 | 17.147 |
| 97.3147 | 0.0000 | 0.00018 | 0.10018 | 5878.349 | 17.207 |
| 99.6962 | 0.0000 | 0.00018 | 0.10018 | 6232.349 | 17.265 |
| 102.1077 | 0.0000 | 0.00017 | 0.10017 | 6604.749 | 17.321 |
| 104.5492 | 0.0000 | 0.00017 | 0.10017 | 7000.349 | 17.375 |
| 107.0207 | 0.0000 | 0.00016 | 0.10016 | 7420.749 | 17.427 |
| 109.5222 | 0.0000 | 0.00016 | 0.10016 | 7866.749 | 17.477 |
| 112.0537 | 0.0000 | 0.00015 | 0.10015 | 8339.149 | 17.525 |
| 114.6152 | 0.0000 | 0.00015 | 0.10015 | 8838.749 | 17.571 |
| 117.2067 | 0.0000 | 0.00014 | 0.10014 | 9366.349 | 17.615 |
| 119.8282 | 0.0000 | 0.00014 | 0.10014 | 9922.749 | 17.657 |
| 122.4797 | 0.0000 | 0.00014 | 0.10014 | 10508.749 | 17.697 |
| 125.1612 | 0.0000 | 0.00013 | 0.10013 | 11125.149 | 17.735 |
| 127.8727 | 0.0000 | 0.00013 | 0.10013 | 11772.749 | 17.771 |
| 130.6142 | 0.0000 | 0.00013 | 0.10013 | 12452.349 | 17.805 |
| 133.3857 | 0.0000 | 0.00012 | 0.10012 | 13165.749 | 17.837 |
| 136.1872 | 0.0000 | 0.00012 | 0.10012 | 13913.749 | 17.867 |
| 139.0187 | 0.0000 | 0.00012 | 0.10012 | 14697.149 | 17.895 |
| 141.8802 | 0.0000 | 0.00011 | 0.10011 | 15516.749 | 17.921 |
| 144.7717 | 0.0000 | 0.00011 | 0.10011 | 16373.349 | 17.945 |
| 147.6932 | 0.0000 | 0.00011 | 0.10011 | 17267.749 | 17.967 |
| 150.6447 | 0.0000 | 0.00010 | 0.10010 | 18200.749 | 17.987 |
| 153.6262 | 0.0000 | 0.00010 | 0.10010 | 19173.149 | 18.005 |
| 156.6377 | 0.0000 | 0.00010 | 0.10010 | 20186.749 | 18.021 |
| 159.6692 | 0.0000 | 0.00009 | 0.10009 | 21242.349 | 18.035 |
| 162.7307 | 0.0000 | 0.00009 | 0.10009 | 22350.749 | 18.047 |
| 165.8222 | 0.0000 | 0.00009 | 0.10009 | 23512.749 | 18.057 |
| 168.9437 | 0.0000 | 0.00008 | 0.10008 | 24729.149 | 18.065 |
| 172.0952 | 0.0000 | 0.00008 | 0.10008 | 26001.749 | 18.071 |
| 175.2767 | 0.0000 | 0.00008 | 0.10008 | 27331.349 | 18.076 |
| 178.4882 | 0.0000 | 0.00007 | 0.10007 | 28729.749 | 18.079 |
| 181.7297 | 0.0000 | 0.00007 | 0.10007 | 30197.749 | 18.080 |
| 184.9912 | 0.0000 | 0.00007 | 0.10007 | 31736.349 | 18.079 |
| 188.2727 | 0.0000 | 0.00006 | 0.10006 | 33346.749 | 18.076 |
| 191.5842 | 0.0000 | 0.00006 | 0.10006 | 35030.749 | 18.071 |
| 194.9257 | 0.0000 | 0.00006 | 0.10006 | 36799.149 | 18.064 |
| 198.2972 | 0.0000 | 0.00005 | 0.10005 | 38653.749 | 18.055 |
| 201.6987 | 0.0000 | 0.00005 | 0.10005 | 40595.749 | 18.044 |
| 205.1302 | 0.0000 | 0.00005 | 0.10005 | 42626.349 | 18.031 |
| 208.5917 | 0.0000 | 0.00004 | 0.10004 | 44747.749 | 18.016 |
| 212.0832 | 0.0000 | 0.00004 | 0.10004 | 46961.349 | 18.000 |
| 215.6047 | 0.0000 | 0.00004 | 0.10004 | 49269.749 | 17.982 |
| 219.1562 | 0.0000 | 0.00003 | 0.10003 | 51674.749 | 17.962 |
| 222.7377 | 0.0000 | 0.00003 | 0.10003 | 54178.349 | 17.940 |
| 226.3492 | 0.0000 | 0.00003 | 0.10003 | 56782.749 | 17.916 |
| 230.9907 | 0.0000 | 0.00002 | 0.10002 | 59489.749 | 17.890 |
| 235.6622 | 0.0000 | 0.00002 | 0.10002 | 62300.749 | 17.862 |
| 240.3637 | 0.0000 | 0.00002 | 0.10002 | 65217.349 | 17.832 |
| 245.0952 | 0.0000 | 0.00001 | 0.10001 | 68241.749 | 17.800 |
| 249.8567 | 0.0000 | 0.00001 | 0.10001 | 71375.749 | 17.766 |
| 254.6482 | 0.0000 | 0.00001 | 0.10001 | 74620.749 | 17.730 |
| 259.4697 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 78078.749 | 17.692 |
| 264.3212 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 81750.749 | 17.652 |
| 269.2027 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 85638.349 | 17.610 |
| 274.1142 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 89743.749 | 17.566 |
| 279.0557 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 94068.749 | 17.520 |
| 284.0272 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 98615.749 | 17.472 |
| 289.0287 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 103386.749 | 17.422 |
| 294.0602 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 108383.749 | 17.370 |
| 299.1217 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 113608.749 | 17.316 |
| 304.2132 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 119063.749 | 17.260 |
| 309.3347 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 124750.749 | 17.202 |
| 314.4862 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 130671.749 | 17.142 |
| 319.6677 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 136828.749 | 17.080 |
| 324.8792 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 143224.749 | 17.016 |
| 330.1207 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 149861.749 | 16.950 |
| 335.3922 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 156741.749 | 16.882 |
| 340.6937 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 163866.749 | 16.812 |
| 346.0252 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 171238.749 | 16.740 |
| 351.3867 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 178868.749 | 16.666 |
| 356.7782 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 186758.749 | 16.590 |
| 362.1997 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 194909.749 | 16.512 |
| 367.6512 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 203332.749 | 16.432 |
| 373.1327 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 212038.749 | 16.350 |
| 378.6442 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 221028.749 | 16.266 |
| 384.1857 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10000 | 230304.749 | 16.180 |
| 389.7572 | 0.0000 | 0.00000 | 0.10 | | |

Table B-21
Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1.2500 | 0.8000 | 1.00000 | 1.25000 | 1.000 | 0.800 |
| 1.5000 | 0.6400 | 0.74444 | 0.69444 | 2.250 | 1.440 |
| 1.9531 | 0.5120 | 0.25230 | 0.51230 | 3.813 | 1.952 |
| 2.4414 | 0.4096 | 0.17344 | 0.42344 | 5.766 | 2.362 |
| 3.0518 | 0.3277 | 0.12165 | 0.32165 | 8.207 | 2.689 |
| 3.8147 | 0.2631 | 0.08532 | 0.23482 | 11.259 | 2.951 |
| 4.7584 | 0.2097 | 0.06634 | 0.31634 | 15.073 | 3.161 |
| 5.9503 | 0.1678 | 0.05040 | 0.30040 | 19.842 | 3.329 |
| 7.4506 | 0.1342 | 0.03876 | 0.28376 | 25.801 | 3.463 |
| 9.3132 | 0.1074 | 0.03007 | 0.28007 | 33.253 | 3.571 |
| 11.6415 | 0.0859 | 0.02349 | 0.27349 | 42.566 | 3.656 |
| 14.5519 | 0.0687 | 0.01845 | 0.26845 | 54.203 | 3.725 |
| 18.1899 | 0.0550 | 0.01454 | 0.26454 | 68.760 | 3.780 |
| 22.7574 | 0.0440 | 0.01150 | 0.26150 | 86.949 | 3.824 |
| 28.4217 | 0.0352 | 0.00912 | 0.25912 | 109.687 | 3.859 |
| 35.2771 | 0.0281 | 0.00724 | 0.25724 | 138.109 | 3.887 |
| 43.4089 | 0.0225 | 0.00576 | 0.25576 | 173.636 | 3.910 |
| 52.9112 | 0.0180 | 0.00459 | 0.25459 | 218.045 | 3.928 |
| 63.889 | 0.0144 | 0.00366 | 0.25366 | 273.556 | 3.942 |
| 76.362 | 0.0115 | 0.00292 | 0.25292 | 342.945 | 3.954 |
| 90.402 | 0.0092 | 0.00233 | 0.25233 | 429.641 | 3.961 |
| 106.153 | 0.0074 | 0.00186 | 0.25186 | 538.101 | 3.970 |
| 123.664 | 0.0059 | 0.00148 | 0.25148 | 673.626 | 3.976 |
| 143.982 | 0.0047 | 0.00119 | 0.25119 | 843.033 | 3.981 |
| 167.167 | 0.0038 | 0.00095 | 0.25095 | 1054.791 | 3.985 |
| 193.272 | 0.0030 | 0.00076 | 0.25076 | 1319.429 | 3.988 |
| 222.393 | 0.0024 | 0.00061 | 0.25061 | 1650.361 | 3.990 |
| 254.579 | 0.0019 | 0.00048 | 0.25048 | 2063.932 | 3.992 |
| 290.849 | 0.0015 | 0.00039 | 0.25039 | 2580.539 | 3.994 |
| 331.236 | 0.0012 | 0.00031 | 0.25031 | 3227.174 | 3.995 |
| 376.742 | 0.0010 | 0.00025 | 0.25025 | 4034.968 | 3.996 |
| 427.474 | 0.0008 | 0.00020 | 0.25020 | 5044.710 | 3.997 |
| 484.428 | 0.0006 | 0.00016 | 0.25016 | 6306.887 | 3.997 |
| 547.623 | 0.0005 | 0.00013 | 0.25013 | 7884.609 | 3.998 |
| 617.163 | 0.0004 | 0.00010 | 0.25010 | 9856.761 | 3.998 |
| 694.060 | 0.0003 | 0.00008 | 0.25008 | 12388.653 | 3.999 |
| 778.440 | 0.0002 | 0.00006 | 0.25006 | 15731.496 | 4.000 |
| 870.323 | 0.0000 | 0.00000 | 0.25000 | 20255.693 | 4.000 |
| | | | 0.25000 | | 4.000 |

Table B-22
2000 Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0000 | 0.7692 | 1.00000 | 1.00000 | 0.769 |
| 2 | 1.6200 | 0.5917 | 0.43478 | 0.75478 | 1.351 |
| 3 | 2.1970 | 0.4552 | 0.25063 | 0.55063 | 1.816 |
| 4 | 2.8561 | 0.3501 | 0.16163 | 0.46163 | 2.166 |
| 5 | 3.7129 | 0.2693 | 0.11052 | 0.41052 | 2.436 |
| 6 | 4.8168 | 0.2072 | 0.07819 | 0.37839 | 2.643 |
| 7 | 6.2740 | 0.1594 | 0.05687 | 0.35687 | 2.802 |
| 8 | 8.1573 | 0.1226 | 0.04192 | 0.34192 | 2.925 |
| 9 | 10.6045 | 0.0943 | 0.03124 | 0.33124 | 3.019 |
| 10 | 13.7833 | 0.0725 | 0.02346 | 0.32346 | 3.092 |
| 11 | 17.8218 | 0.0558 | 0.01773 | 0.31773 | 3.147 |
| 12 | 23.2981 | 0.0429 | 0.01345 | 0.31345 | 3.190 |
| 13 | 30.2375 | 0.0330 | 0.01024 | 0.31024 | 3.223 |
| 14 | 39.3738 | 0.0254 | 0.00782 | 0.30782 | 3.249 |
| 15 | 51.7859 | 0.0195 | 0.00598 | 0.30598 | 3.268 |
| 16 | 68.5317 | 0.0150 | 0.00458 | 0.30458 | 3.283 |
| 17 | 90.5042 | 0.0116 | 0.00351 | 0.30351 | 3.295 |
| 18 | 112.4554 | 0.0089 | 0.00269 | 0.30269 | 3.304 |
| 19 | 146.1920 | 0.0068 | 0.00207 | 0.30207 | 3.311 |
| 20 | 193.6496 | 0.0053 | 0.00159 | 0.30159 | 3.316 |
| 21 | 257.0645 | 0.0040 | 0.00122 | 0.30122 | 3.321 |
| 22 | 321.1839 | 0.0031 | 0.00094 | 0.30094 | 3.325 |
| 23 | 417.5391 | 0.0024 | 0.00072 | 0.30072 | 3.325 |
| 24 | 542.8008 | 0.0018 | 0.00055 | 0.30055 | 3.327 |
| 25 | 703.6410 | 0.0014 | 0.00043 | 0.30043 | 3.329 |
| 26 | 917.3333 | 0.0011 | 0.00033 | 0.30033 | 3.330 |
| 27 | 1192.5333 | 0.0008 | 0.00025 | 0.30025 | 3.331 |
| 28 | 1580.2933 | 0.0006 | 0.00019 | 0.30019 | 3.331 |
| 29 | 2015.3833 | 0.0005 | 0.00015 | 0.30015 | 3.332 |
| 30 | 2619.5956 | 0.0004 | 0.00011 | 0.30011 | 3.332 |
| 31 | 3405.9943 | 0.0003 | 0.00009 | 0.30009 | 3.332 |
| 32 | 4427.7926 | 0.0002 | 0.00007 | 0.30007 | 3.333 |
| 33 | 5756.1304 | 0.0002 | 0.00005 | 0.30005 | 3.333 |
| 34 | 7432.9696 | 0.0001 | 0.00004 | 0.30004 | 3.333 |
| 35 | 9727.8604 | 0.0001 | 0.00003 | 0.30003 | 3.333 |
| | | | | 0.30000 | 3.333 |

65

35% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/F | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.3500 | 0.7407 | 1.00000 | 1.35000 | 1.000 | 0.741 |
| 2 | 1.8225 | 0.5487 | 0.42553 | 0.77553 | 2.350 | 1.269 |
| 3 | 2.4604 | 0.4064 | 0.25966 | 0.58966 | 4.172 | 1.696 |
| 4 | 3.3215 | 0.3011 | 0.15076 | 0.50076 | 6.633 | 1.997 |
| 5 | 4.4840 | 0.2230 | 0.10046 | 0.45046 | 9.954 | 2.220 |
| 6 | 6.0534 | 0.1652 | 0.06926 | 0.41926 | 14.438 | 2.385 |
| 7 | 8.1722 | 0.1224 | 0.04880 | 0.39880 | 20.492 | 2.507 |
| 8 | 11.0324 | 0.0906 | 0.03489 | 0.38489 | 28.664 | 2.598 |
| 9 | 14.8937 | 0.0671 | 0.02519 | 0.37519 | 39.695 | 2.665 |
| 10 | 20.1066 | 0.0497 | 0.01832 | 0.36832 | 54.590 | 2.715 |
| 11 | 27.1439 | 0.0368 | 0.01339 | 0.36339 | 74.697 | 2.752 |
| 12 | 36.6442 | 0.0273 | 0.00982 | 0.35982 | 101.841 | 2.779 |
| 13 | 49.4697 | 0.0202 | 0.00722 | 0.35722 | 138.485 | 2.799 |
| 14 | 66.7841 | 0.0150 | 0.00532 | 0.35532 | 187.954 | 2.814 |
| 15 | 90.1585 | 0.0111 | 0.00393 | 0.35393 | 254.735 | 2.825 |
| 16 | 121.7139 | 0.0082 | 0.00290 | 0.35290 | 344.897 | 2.834 |
| 17 | 164.3138 | 0.0061 | 0.00214 | 0.35214 | 466.611 | 2.840 |
| 18 | 221.8236 | 0.0045 | 0.00159 | 0.35158 | 630.925 | 2.844 |
| 19 | 299.4619 | 0.0033 | 0.00117 | 0.35117 | 852.748 | 2.848 |
| 20 | 404.2736 | 0.0025 | 0.00087 | 0.35087 | 1152.210 | 2.850 |
| 21 | 545.7693 | 0.0018 | 0.00063 | 0.35064 | 1556.484 | 2.852 |
| 22 | 736.7886 | 0.0014 | 0.00048 | 0.35045 | 2102.253 | 2.853 |
| 23 | 994.6646 | 0.0010 | 0.00035 | 0.35035 | 2839.042 | 2.854 |
| 24 | 1342.7973 | 0.0007 | 0.00026 | 0.35026 | 3833.764 | 2.855 |
| 25 | 1812.7763 | 0.0006 | 0.00019 | 0.35019 | 5176.504 | 2.856 |
| 26 | 2447.2480 | 0.0004 | 0.00014 | 0.35014 | 6989.280 | 2.856 |
| 27 | 3303.7848 | 0.0003 | 0.00011 | 0.35011 | 9450.528 | 2.856 |
| 28 | 4460.1095 | 0.0002 | 0.00008 | 0.35008 | 12740.313 | 2.857 |
| 29 | 6021.1478 | 0.0002 | 0.00006 | 0.35006 | 17200.422 | 2.857 |
| 30 | 8128.5493 | 0.0001 | 0.00004 | 0.35004 | 23221.570 | 2.857 |
| 31 | 10973.3418 | 0.0001 | 0.00003 | 0.35003 | 31310.120 | 2.857 |
| 32 | 14814.2815 | 0.0001 | 0.00002 | 0.35002 | 42323.661 | 2.857 |
| 33 | 19999.2800 | 0.0001 | 0.00002 | 0.35002 | 57137.949 | 2.857 |
| 34 | 26991.0280 | 0.0000 | 0.00001 | 0.35001 | 77157.325 | 2.857 |
| 35 | 36448.6875 | | 0.00001 | 0.35001 | 104136.251 | 2.857 |
| | | | 0.35000 | | | 2.857 |

40% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/F | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.4000 | 0.7143 | 1.00000 | 1.40000 | 1.000 | 0.714 |
| 2 | 1.9600 | 0.5102 | 0.41667 | 0.81667 | 2.400 | 1.274 |
| 3 | 2.7440 | 0.3644 | 0.22936 | 0.62936 | 4.260 | 1.589 |
| 4 | 3.8416 | 0.2603 | 0.14077 | 0.54077 | 7.104 | 1.849 |
| 5 | 5.3782 | 0.1859 | 0.09156 | 0.49156 | 10.946 | 2.035 |
| 6 | 7.5295 | 0.1326 | 0.06126 | 0.46126 | 16.124 | 2.183 |
| 7 | 10.5414 | 0.0949 | 0.04192 | 0.44192 | 23.853 | 2.303 |
| 8 | 14.7579 | 0.0678 | 0.02907 | 0.42907 | 34.395 | 2.391 |
| 9 | 20.6610 | 0.0484 | 0.02034 | 0.42034 | 49.153 | 2.479 |
| 10 | 28.9255 | 0.0346 | 0.01432 | 0.41432 | 69.814 | 2.474 |
| 11 | 40.4957 | 0.0247 | 0.01013 | 0.41013 | 97.739 | 2.468 |
| 12 | 56.6939 | 0.0176 | 0.00718 | 0.40718 | 139.235 | 2.456 |
| 13 | 79.3715 | 0.0126 | 0.00510 | 0.40510 | 195.929 | 2.449 |
| 14 | 111.2001 | 0.0090 | 0.00363 | 0.40363 | 275.300 | 2.445 |
| 15 | 155.5681 | 0.0064 | 0.00259 | 0.40259 | 382.420 | 2.444 |
| 16 | 217.7953 | 0.0046 | 0.00185 | 0.40185 | 541.588 | 2.440 |
| 17 | 304.9135 | 0.0033 | 0.00132 | 0.40132 | 759.784 | 2.439 |
| 18 | 426.8789 | 0.0023 | 0.00094 | 0.40094 | 1064.697 | 2.434 |
| 19 | 597.6304 | 0.0017 | 0.00067 | 0.40067 | 1491.576 | 2.436 |
| 20 | 836.6826 | 0.0012 | 0.00048 | 0.40048 | 2089.206 | 2.437 |
| 21 | 1171.3554 | 0.0009 | 0.00034 | 0.40034 | 2925.859 | 2.438 |
| 22 | 1639.8976 | 0.0006 | 0.00024 | 0.40024 | 4097.245 | 2.438 |
| 23 | 2295.8569 | 0.0004 | 0.00017 | 0.40017 | 5757.142 | 2.439 |
| 24 | 3214.1997 | 0.0003 | 0.00012 | 0.40012 | 8032.959 | 2.439 |
| 25 | 4499.8796 | 0.0002 | 0.00009 | 0.40009 | 11247.199 | 2.439 |
| 26 | 6299.8314 | 0.0002 | 0.00006 | 0.40006 | 15747.079 | 2.439 |
| 27 | 8819.7640 | 0.0001 | 0.00005 | 0.40005 | 22046.510 | 2.439 |
| 28 | 12347.6696 | 0.0001 | 0.00003 | 0.40003 | 30866.674 | 2.439 |
| 29 | 17286.7374 | 0.0001 | 0.00002 | 0.40002 | 43244.343 | 2.439 |
| 30 | 24235.8324 | 0.0000 | 0.00001 | 0.40001 | 60501.031 | 2.439 |
| 31 | 33882.0053 | | 0.00001 | 0.40001 | 84722.575 | 2.439 |
| 32 | 47036.8674 | | 0.00001 | 0.40001 | 118584.540 | 2.439 |
| 33 | 65405.7204 | | 0.00001 | 0.40001 | 166079.220 | 2.439 |
| 34 | 92812.2225 | | 0.00000 | 0.40000 | 232423.035 | 2.439 |
| 35 | 130161.1116 | | | 0.40000 | 320500.879 | 2.439 |
| | | | | 0.40000 | | 2.439 |

4 1/2% Compound Interest Factors

5 1/2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.4500 | 0.6897 | 1.00000 | 1.45000 | 1.000 | 0.690 | 1 |
| 2 | 2.1025 | 0.4756 | 0.46816 | 0.67816 | 2.450 | 1.165 | 2 |
| 3 | 3.0456 | 0.3280 | 0.21906 | 0.66906 | 4.552 | 1.493 | 3 |
| 4 | 4.4205 | 0.2282 | 0.13156 | 0.55156 | 7.601 | 1.720 | 4 |
| 5 | 6.4027 | 0.1560 | 0.08318 | 0.53318 | 12.022 | 1.875 | 5 |
| 6 | 9.2941 | 0.1076 | 0.05426 | 0.50426 | 18.431 | 1.953 | 6 |
| 7 | 13.4765 | 0.0742 | 0.03607 | 0.48607 | 27.725 | 2.057 | 7 |
| 8 | 19.5409 | 0.0512 | 0.02427 | 0.47427 | 41.203 | 2.169 | 8 |
| 9 | 28.3343 | 0.0353 | 0.01646 | 0.46646 | 60.740 | 2.264 | 9 |
| 10 | 41.0547 | 0.0243 | 0.01123 | 0.46123 | 89.077 | 2.362 | 10 |
| 11 | 59.3728 | 0.0168 | 0.00762 | 0.45762 | 130.162 | 2.465 | 11 |
| 12 | 86.3806 | 0.0116 | 0.00527 | 0.45527 | 189.735 | 2.574 | 12 |
| 13 | 125.2518 | 0.0080 | 0.00362 | 0.45362 | 276.115 | 2.684 | 13 |
| 14 | 181.4151 | 0.0053 | 0.00249 | 0.45249 | 401.367 | 2.710 | 14 |
| 15 | 263.3419 | 0.0038 | 0.00172 | 0.45172 | 582.982 | 2.714 | 15 |
| 16 | 381.8458 | 0.0026 | 0.00118 | 0.45118 | 848.324 | 2.716 | 16 |
| 17 | 553.6764 | 0.0018 | 0.00081 | 0.45081 | 1228.170 | 2.718 | 17 |
| 18 | 802.0508 | 0.0012 | 0.00056 | 0.45056 | 1761.826 | 2.719 | 18 |
| 19 | 1164.3047 | 0.0008 | 0.00039 | 0.45039 | 2584.677 | 2.720 | 19 |
| 20 | 1657.9518 | 0.0006 | 0.00027 | 0.45027 | 3748.782 | 2.721 | 20 |
| 21 | 2449.5301 | 0.0004 | 0.00018 | 0.45018 | 5436.736 | 2.721 | 21 |
| 22 | 3535.9177 | 0.0003 | 0.00013 | 0.45013 | 7884.264 | 2.722 | 22 |
| 23 | 5145.9521 | 0.0002 | 0.00009 | 0.45009 | 11433.182 | 2.722 | 23 |
| 24 | 7461.6015 | 0.0001 | 0.00006 | 0.45006 | 16579.115 | 2.722 | 24 |
| 25 | 10819.3222 | 0.0001 | 0.00004 | 0.45004 | 24040.715 | 2.722 | 25 |
| 26 | 15658.0173 | 0.0001 | 0.00003 | 0.45003 | 34868.038 | 2.722 | 26 |
| 27 | 22747.6250 | 0.0000 | 0.00002 | 0.45002 | 50548.056 | 2.722 | 27 |
| 28 | 32984.0563 | | 0.00001 | 0.45001 | 73295.681 | 2.722 | 28 |
| 29 | 47826.6816 | | 0.00001 | 0.45001 | 106279.737 | 2.722 | 29 |
| 30 | 69368.9783 | | 0.00001 | 0.45001 | 154106.618 | 2.722 | 30 |
| | | | | 0.45000 | | 2.722 | |

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.5000 | 0.6667 | 1.00000 | 1.50000 | 1.000 | 0.667 | 1 |
| 2 | 2.2500 | 0.4444 | 0.40000 | 0.90000 | 2.500 | 1.111 | 2 |
| 3 | 3.3750 | 0.2963 | 0.21053 | 0.71053 | 4.750 | 1.407 | 3 |
| 4 | 5.0625 | 0.1975 | 0.12308 | 0.62308 | 8.125 | 1.605 | 4 |
| 5 | 7.5938 | 0.1317 | 0.07883 | 0.57883 | 13.189 | 1.757 | 5 |
| 6 | 11.3906 | 0.0878 | 0.04512 | 0.54512 | 20.781 | 1.874 | 6 |
| 7 | 17.0539 | 0.0585 | 0.02608 | 0.52608 | 32.172 | 1.963 | 7 |
| 8 | 25.6289 | 0.0390 | 0.01630 | 0.52030 | 49.258 | 1.922 | 8 |
| 9 | 37.4434 | 0.0250 | 0.01035 | 0.51935 | 74.857 | 1.948 | 9 |
| 10 | 57.6650 | 0.0173 | 0.00682 | 0.50882 | 115.300 | 1.965 | 10 |
| 11 | 86.4976 | 0.0116 | 0.00485 | 0.50585 | 170.995 | 1.977 | 11 |
| 12 | 129.7463 | 0.0077 | 0.00338 | 0.50338 | 257.493 | 1.985 | 12 |
| 13 | 194.6193 | 0.0051 | 0.00258 | 0.50258 | 387.236 | 1.990 | 13 |
| 14 | 291.9293 | 0.0034 | 0.00172 | 0.50172 | 581.859 | 1.993 | 14 |
| 15 | 437.6739 | 0.0023 | 0.00114 | 0.50114 | 873.788 | 1.995 | 15 |
| 16 | 654.8408 | 0.0015 | 0.00076 | 0.50076 | 1311.663 | 1.997 | 16 |
| 17 | 985.2613 | 0.0010 | 0.00051 | 0.50051 | 1968.523 | 1.998 | 17 |
| 18 | 1477.6919 | 0.0007 | 0.00034 | 0.50034 | 2853.786 | 1.999 | 18 |
| 19 | 2216.8378 | 0.0005 | 0.00023 | 0.50023 | 4231.676 | 1.999 | 19 |
| 20 | 3225.2567 | 0.0003 | 0.00015 | 0.50015 | 6448.513 | 1.999 | 20 |
| 21 | 4987.8851 | 0.0002 | 0.00010 | 0.50010 | 9973.770 | 2.000 | 21 |
| 22 | 7431.8276 | 0.0001 | 0.00007 | 0.50007 | 14961.855 | 2.000 | 22 |
| 23 | 11222.7415 | 0.0001 | 0.00004 | 0.50004 | 22443.683 | 2.000 | 23 |
| 24 | 16834.2122 | 0.0001 | 0.00003 | 0.50003 | 33666.224 | 2.000 | 24 |
| 25 | 25151.1683 | 0.0000 | 0.00002 | 0.50002 | 50300.337 | 2.000 | 25 |
| | | | | 0.50000 | | 2.000 | |



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SISTEMAS DE MEDICION DE GASTOS

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

AGOSTO, 1980



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 comúnmente será agua limpia con material en suspensión, sin embargo muchos de estos aparatos tienen aplicación en otros tipos de fluidos (como gases, vapor, aceites, resinas, etc.).

a) DISPOSITIVOS QUE AFECTAN EL FLUJO

Estos aparatos se basan en modificar las condiciones de escurrimiento de un flujo, para que en función de los cambios originados, determinan el gasto que está atravesando una sección. Los dispositivos mas comunmente usados son:

1.- Provocando estrangulamientos en la sección transversal de la tubería, que involucran cambios de presiones y en función de éstos determinar el gasto. Estos tipos pueden clasificarse como:

1.1.- Venturímetros.- Consiste de un estrangulamiento brusco de la tubería y una ampliación gradual hasta la sección original. En la figura 2 se presenta un corte longitudinal de un venturímetro para una tubería, con algunos detalles de su geometría y en el Anexo 1, se indica la deducción de la fórmula para determinar el gasto.

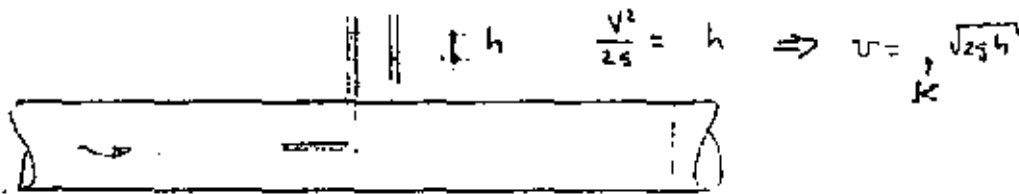
Su aplicación no tiene límite en cuanto a gastos, pues se les encuentra de diámetros de 51 mm (2") hasta 1.81 m (72"), presentan la limitante de trabajar con fluidos que no tapen las tomas piezométricas, las pérdidas que originan son en general grandes y su aplicación principal es en agua, aceite y otros líquidos comunes. Figs. 3 y 4

1.2.- Diafragmas.- Consisten en placas donde se practica un orificio de área A , la cual se inserta dentro de la tubería en la sección deseada y son útiles en sistemas donde se permita una gran pérdida de energía. Las tomas piezométricas deben estar 2.5 cm antes y después de la placa. Fig.5 y 6

1.3.- Toberas.- Son placas diseñadas aerodinámicamente, para reducir los esfuerzos que provoca el empuje del agua contra la placa, su utilidad es principalmente para $D > 30$ cm; normalmente se colocan en tramos rectos con una longitud de 10 a 40D antes y 5D después de los mismos. Fig. 7, 8 y 9.

2.- Introduciendo un sensor que mide directamente el cambio de la energía cinética en energía de presión; funcionan bajo el principio del tubo Pitot y su diseño obedece a modificaciones de éste con el objeto de lograr mediciones

mas estables. El ejemplo típico de este tipo de medidores corresponde al del ANNUBAR.



cuyo diseño principal se muestra en la Fig. 10

3.- Medidores de Hélice o Turbina.- Este tipo de medidores trabajan por el movimiento que comunica el agua al hacer girar una hélice o turbina montada sobre un eje del cual se transmite el movimiento al elemento secundario o registrador. Figs. 11, 12, 13, 14 y 15

4.- Oscilación Hidrodinámica.- Se basan en el efecto natural que ocurre cuando en un fluido en movimiento se modifican las trayectorias de las líneas de corriente al introducir en él un objeto, provocando la formación de vórtices.

Los vórtices formados por segundo serán directamente proporcional a la velocidad del flujo.

4.1.- Sensores Térmicos.- Son aquellos que detectan las fluctuaciones de velocidad asociadas con los vórtices formados. Estos sensores son termistores, cuya resistencia depende de la temperatura; cuando son alimentados por una corriente eléctrica aumentan su temperatura a una superior a la del fluido y son sensibles al efecto refrescante del flujo y los cambios de velocidad del fluido causan cambios en los efectos de temperatura, resistencia y voltaje del sensor. Fig. 16 y 17.


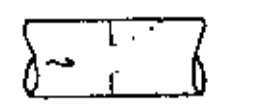

4.2.- Presión diferencial (disco oscilatorio).- Estos constan de un pequeño disco que se introduce en el flujo y transmite las variaciones de velocidad como variaciones de presión en una pequeña placa o celda de presión. Fig. 18 y 19.




5.- Magnéticos.- En estos dispositivos se genera una corriente con una frecuencia predeterminada cuya amplitud es directamente proporcional al rango del gasto. Estas señales son demoduladas y convertidas en una señal estándar de 4 - 20 ó 10 a 50 mA de corriente directa, la cual es integrada para definir la velocidad del flujo. Fig. 20

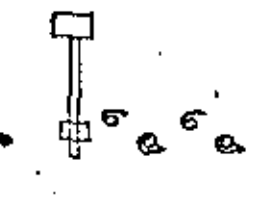
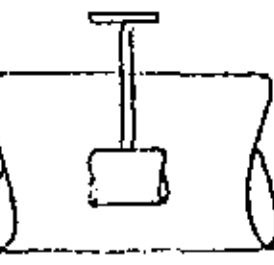
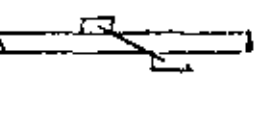
6.- De resonancia magnética.- Estos dispositivos se hacen por fuera del tubo del flujo, utilizando las propiedades de resonancia magnética de los fluidos que se miden. Fig. 21


7.- De flujo ultrasónico.- Consisten de una unidad que producen ondas ultrasónicas que pasan a través de la corriente y una unidad receptora, del otro lado del tubo que recibe. El gasto se mide al determinar la diferencia en el lapso de tiempo entre las ondas ultrasónicas mientras viajan aguas arriba y aguas abajo del flujo. Fig. 22 y 23

8.- De codo.- En este tipo se aprovecha la diferencia de presiones que se originan entre el intrados y el extrados de un codo que normalmente existen en una línea de conducción. En la Fig. 24 se esquematiza las tomas piezométricas para determinar la diferencia de presiones.

| APARATO | AFECTAN EL FLUJO | PERDIDAS ORIGINADAS | DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA | TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN | OBSERVACIONES |
|---|------------------|---------------------|--|--|--|
| 1.-Venturímetro  | SI | MUY VARIABLES. | DESDE 51 mm (2") HASTA 1.81 m -- (72") comerciales | GASES, AGUA Y LIQUIDOS NO MUY VISCOSOS SIN SOLIDOS EN SUSPENSION | No sirven para aguas que puedan provocar tapamiento en las tomas piezométricas. Requieren tramos rectos de tubería antes y después del aparato, cuya distancia depende del fabricante. |
| 2.-Diafrámas  | SI | MUY GRANDES | < 30 cm | GASES, AGUA, LIQUIDOS NO MUY VISCOSOS SIN SOLIDOS EN SUSPENSION | No se deben usar en fluidos con altas velocidades pues presentan problemas de cavitación, ni con algún tipo de sólidos pues el diafragma funciona como una trampa que provoca variaciones grandes en los tubos piezométricos. |
| 3.-Toberas  | SI | MUY GRANDES | > 30 cm | GASES, AGUA, LIQUIDOS | No se deben usar en fluidos con altas velocidades, pues presentan problemas de cavitación ni con sólidos, pues afecta el coeficiente de descarga. Requieren de tramos rectos de 10 a 40D antes de ellos y por lo menos 5D después de ellos mismos. |

| APARATO | AFECTAN EL FLUJO | PERDIDAS ORIGINADAS | DIAMETROS EN LOS QUE SE APLICA | TIPO DE FLUIDO CON EL QUE TRABAJAN | OBSERVACIONES |
|---|------------------|---------------------|--|---|---|
| 1.-Annubar  | SI | MUY PEQUEÑAS | DESDE 51 mm (2") HASTA 1.52 m -- (60") COMERCIALES | GASES Y LIQUIDOS NO VISCOSOS, SIN SOLIDOS | Muy económicos, se pueden usar hasta con velocidades del orden de 3 a 5 m/seg, fácil instalación, líquidos sin sólidos, sobre tramos rectos a 9D antes del sensor y 3D después en codos o tees, 8D antes del sensor y 3D después de reducciones, 24D antes del sensor y 4D después de válvula reguladora. |
| 5.-Hélice o propela  | SI | MUY GRANDES | DESDE 51 mm (2") HASTA 0.91 m -- (36") | AGUA LIMPIA O -- CON MUY PEQUEÑAS PARTICULAS | Bajo costo de adquisición, su uso principalmente es como medidor de volúmenes. Su rango de velocidad es de 0.3 a 3 m/seg y las cargas hasta de 12.0 kg/cm ² |
| 6.-Oscilación Hidrodinámica (vórtices) 6.1.- Sensores termales  | SI | GRANDES | DESDE 25.4 mm (1") HASTA 2.74 m (108") | GAS, ACEITES, -- AGUA LIMPIA Y -- OTROS LIQUIDOS - NO MUY VISCOSOS | Alto costo, hasta presiones de 70 kg/cm ² trabajo 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 |
|--|------------------|--|---|---|--|
| <p>2.-Presión diferencial disco oscilatorio</p>  | 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. |
| <p>.- Magnéticos</p>  | 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. |
| <p>.- De Resonancia magnética.</p> | 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 |
| <p>.- De flujo -- ultrasónico</p>  | 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. |

| 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 | |

Aplicando la expresión de Bernoulli, se tiene

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots 1; \quad Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots\dots 2$$

$$h = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} - z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \quad \text{que substituída en } 1$$

$$\text{nos resulta } h = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) \text{ pero } v_1 = \frac{A_2 v_2}{A_1}$$

$$h = \frac{v_2^2}{2g} \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right) \text{ y de aquí } v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

y finalmente

$$Q = A_2 v_2 = \frac{A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$

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

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

El coeficiente Cd varia con el grado del estrangulamiento, los efectos y la rugosidad del tubo.

Los fabricantes de estos dispositivos proporcionan los valores de Cd así como su característica de aplicación.

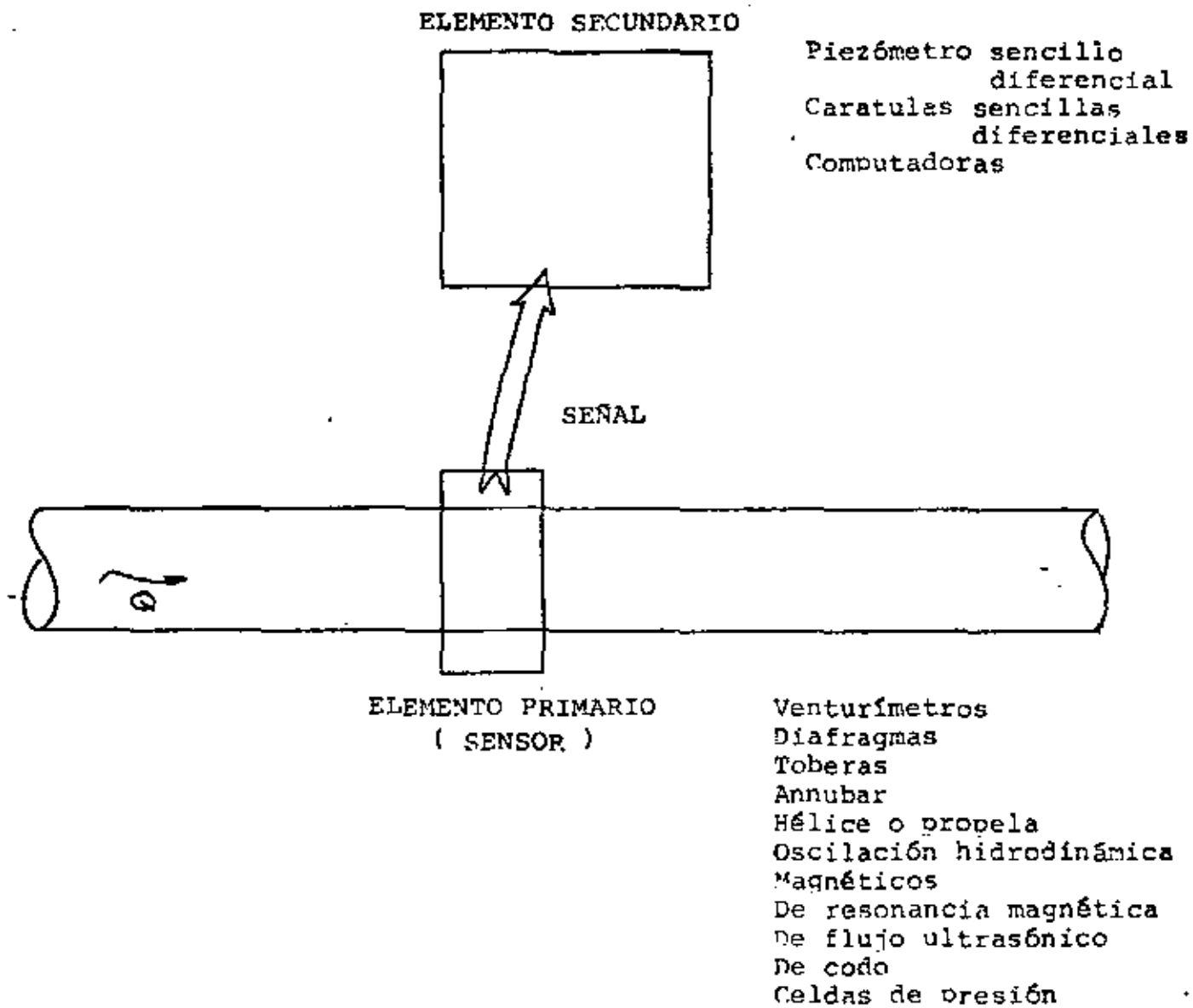


Fig. 1

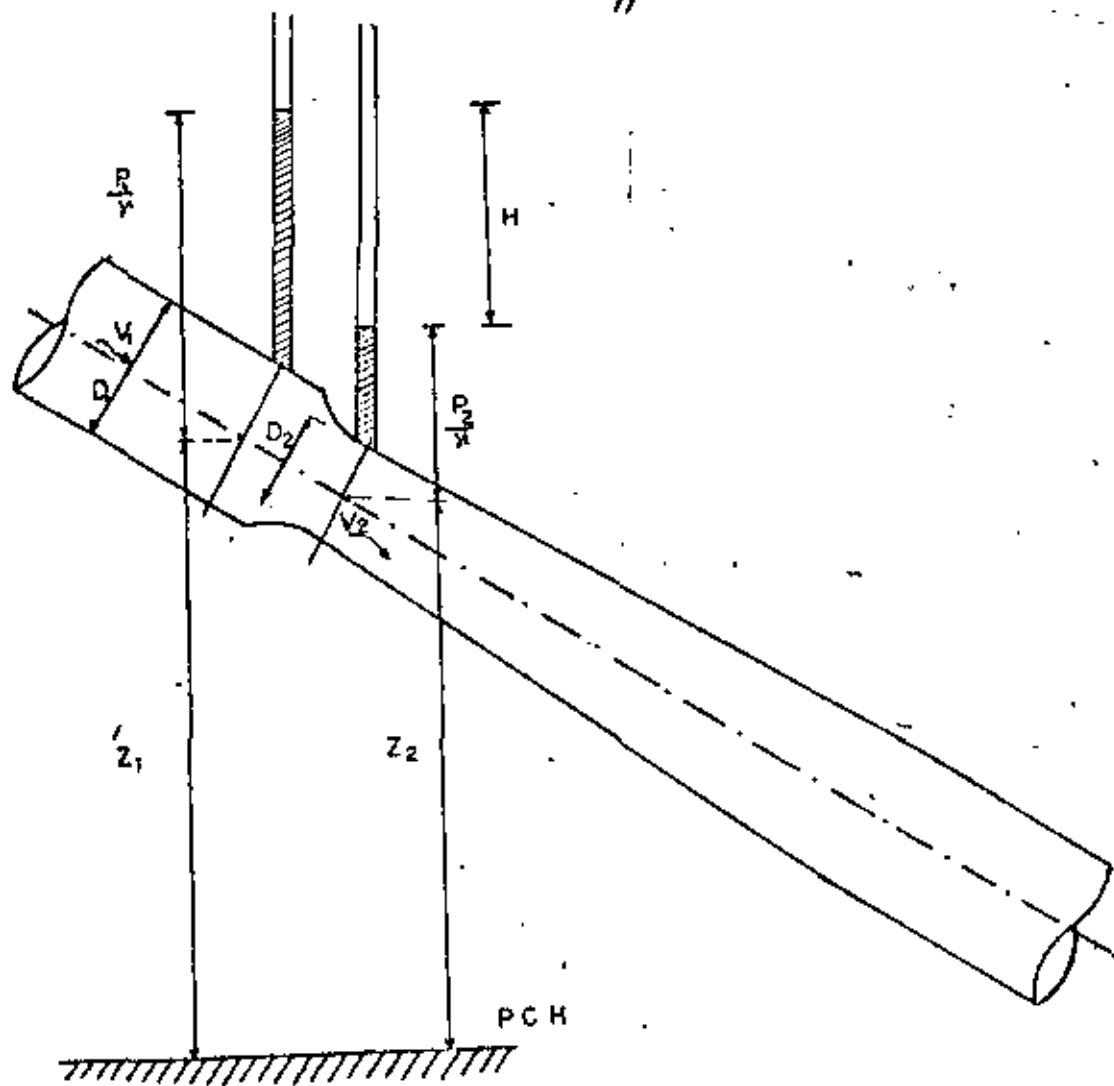
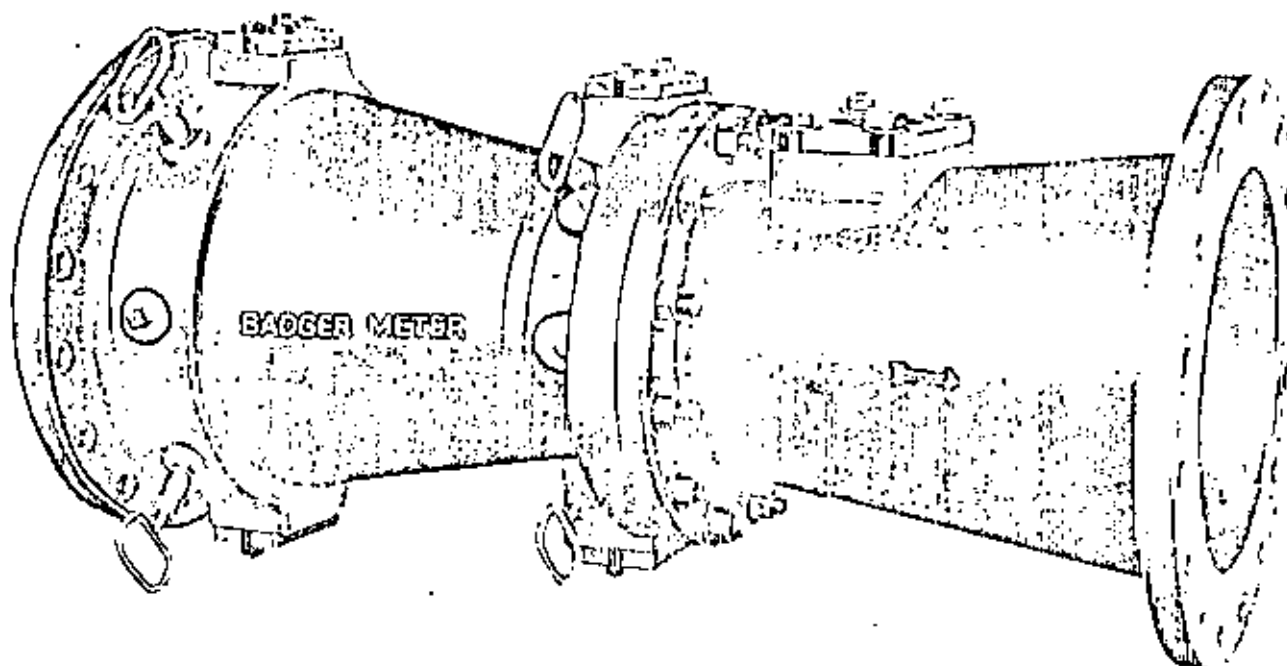


Fig. 2 Venturímetro



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

Fig. 3 Venturimeter

CAST IRON

INSERT

FABRICATED

TYPE PVW



For metering clear fluids, the type PVW has bronze finished multiple piezometer holes at the main and throat sections which are connected to their respective annular chambers. Each piezometer bushing is carefully machined and reamed square with the axis and finished flush with the internal tube surfaces.

TYPE PVS



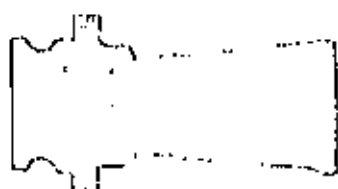
The type PVS with annular chambers and multi taps is recommended for metering raw water and sewage. Piezometer cleanout rods, continuous purge and/or disconnect fitting plus the inspection openings, serve to keep the metering connections clear.

TYPE PVSL



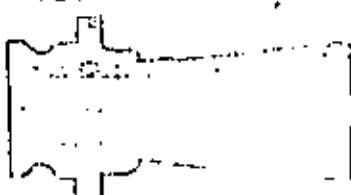
When metering slurries, sludges and other solids-bearing fluids with the type PVSL single tap, the annular chambers are omitted. Manually operated stainless steel cleanout rods are used to clean the piezometer openings. Continuous clear water purge is also used to keep the piezometers clear.

TYPE PVIT



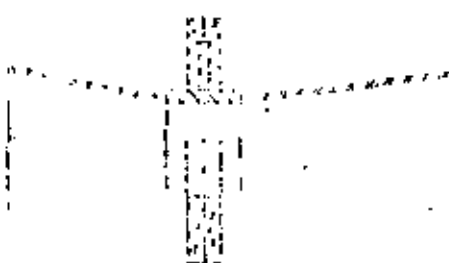
The PVIT design has both the main and the throat metering taps integrated in the flange, thus eliminating the necessity for the precise location of a craft machine work required when tapping the main pipe line wall.

TYPE PVI



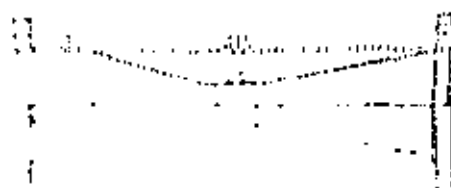
With operating conditions encountered in metering certain kinds of liquids, say to have the main tap secured in the pipe wall. The PVI style is recommended for these applications. For utmost accuracy, a factory made filler piece is recommended to assure exact location and proper monitoring of upstream tap.

TYPE PVIF



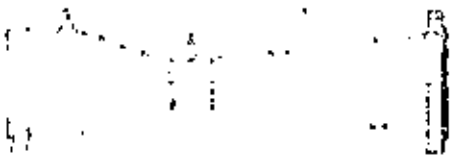
Insert style has the advantage of minimum weight, cost and laying length. Weld-in style made with minor modifications.

TYPE PVFS (SINGLE TAP)



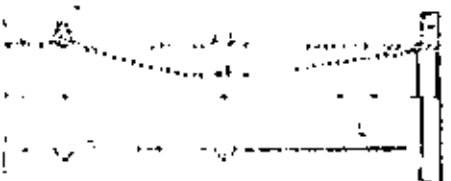
Recommended for metering solids-bearing fluids when a single connection with piezometer tap and elements and or clean purge fitting is needed in a pipe section where maximum structural strength is required.

TYPE PVFD (SINGLE TAP)



Also recommended for solids-bearing fluids under conditions as described above PVFS. The cut in pipe shell is eliminated to protect against cost savings, when structural strength is not a major consideration.

TYPE PVFM (MULTI-TAP)



Multiple piezometer holes cut both pressure locations taper into overlapping annuli. Enclosed in pipe section for maximum structural strength.

Fig. 4 Diversos tipos de Venturímetros.

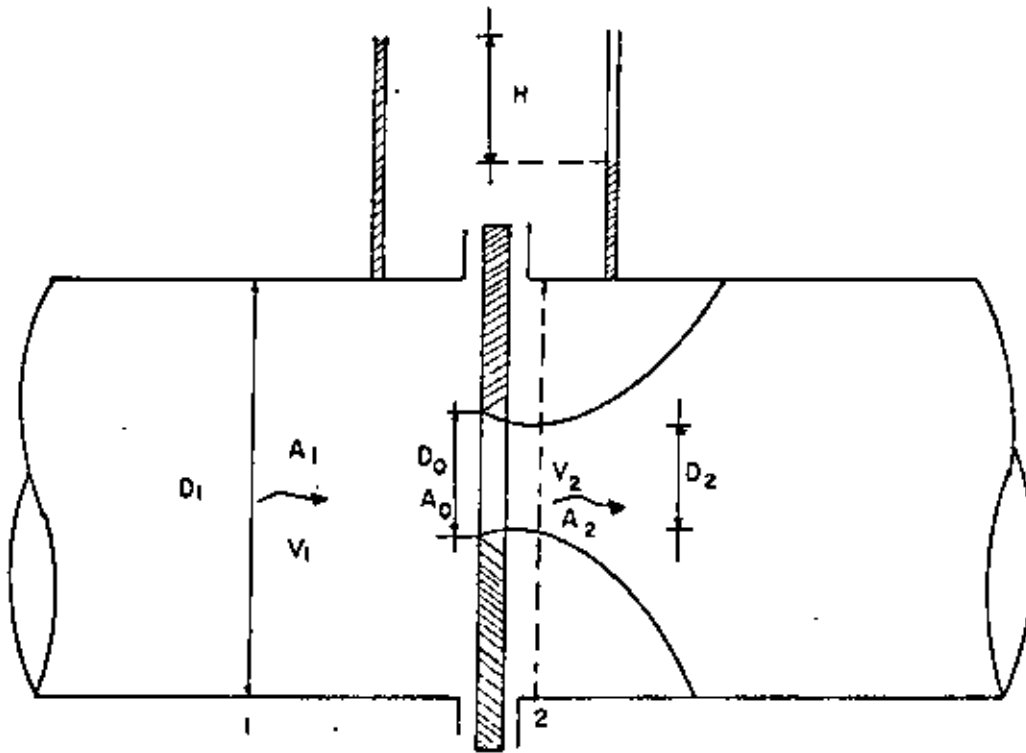


Fig. 5 Diafragmas

ORIFICE PLATE OUTSIDE DIAMETERS (inches)

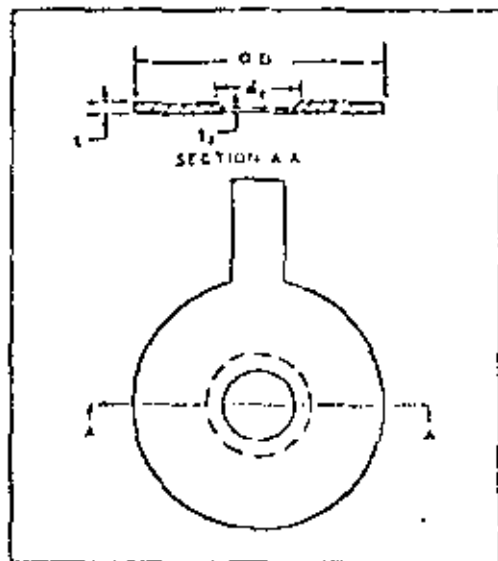


Figure 6. Orifice Plate Dimensions

| Pipe Size Inches | FLANGE CLASSIFICATION | | | | |
|---------------------|------------------------|------------------------|-----------|-----------|------------|
| | 125# C.I. 150# F.S. | 250# C.I. 300# F.S. | 400# F.S. | 600# F.S. | 1500# F.S. |
| 1-1/2 | 2-5/16 | 3-11/16 | 3-11/16 | 3-11/16 | 3-13/16 |
| 2 | 4-1/16 | 4-5/16 | 4-5/16 | 4-5/16 | 5-9/16 |
| 2-1/2 | 4-13/16 | 5-1/16 | 5-1/16 | 5-1/16 | 5-7/16 |
| 3 | 5-3/16 | 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 | 9-7/8 |
| 6 | 8-5/8 | 9-3/4 | 9-5/8 | 10-3/8 | 11 |
| 8 | 10-7/8 | 12 | 11-7/8 | 12-1/2 | 13-3/4 |
| 10 | 12-1/4 | 14-1/8 | 14 | 15-5/8 | 17 |
| 12 | 14 | 16-1/2 | 16-3/8 | 17-7/8 | 20-3/8 |
| 14 | 17-5/8 | 19 | 18-7/8 | 19-1/4 | 22-5/8 |
| 16 | 20-1/8 | 21-1/8 | 21 | 22-1/8 | 25-1/8 |
| 18 | 21-1/2 | 23-3/8 | 23-1/4 | 24 | 27-5/8 |
| 20 | 23-3/4 | 25-5/8 | 25-3/8 | 26-3/4 | 29-5/8 |
| 24 | 28-1/8 | 30-3/8 | 30-1/8 | 31 | 35-3/8 |

C.I. — Cast Iron
F.S. — Forged Steel

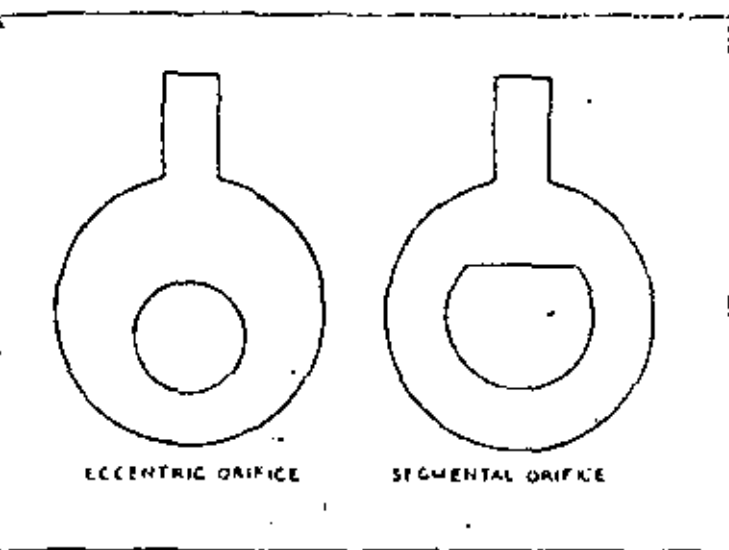


Figure 7. Eccentric and Segmental Orifices

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 (20) 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 *Hydral Product Data No. F1632-2*.

Fig. 6 Diafragmas

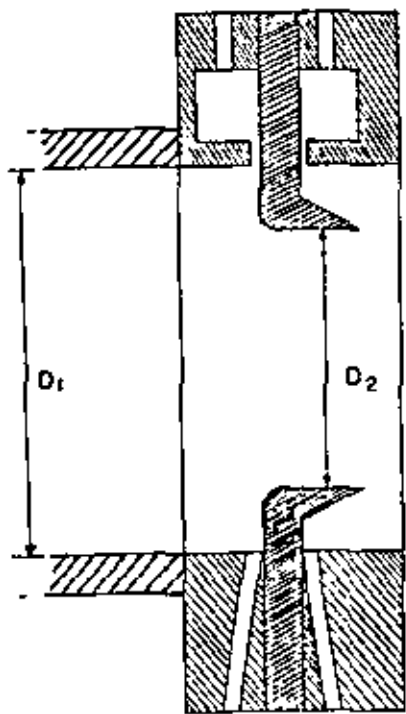


Fig. 7 Tobera

16

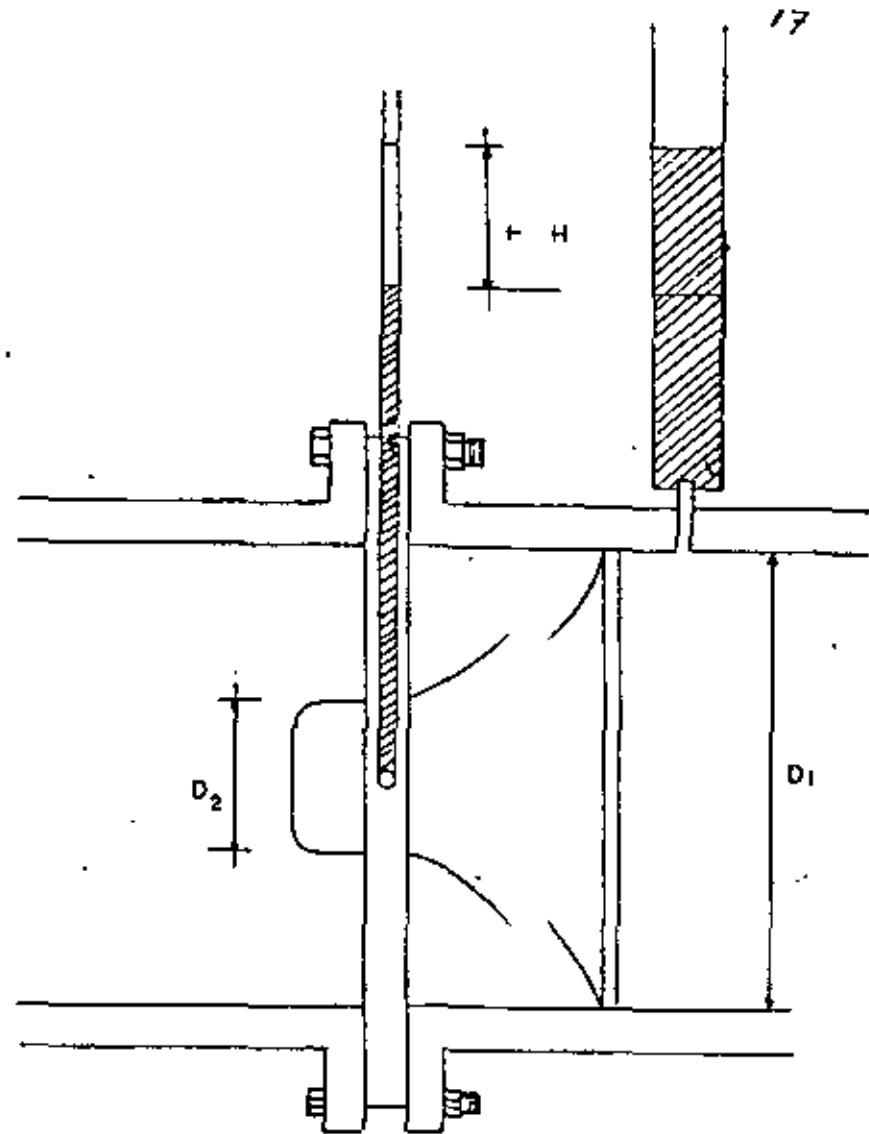


Fig. 8 Toberas

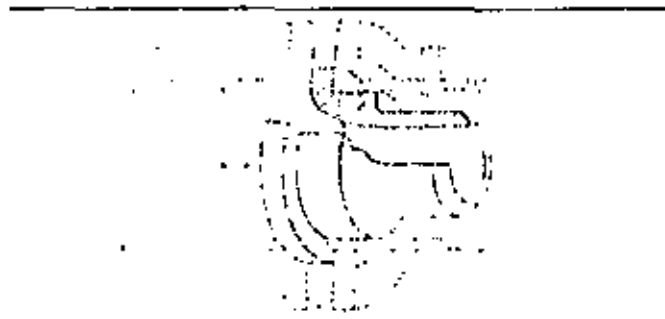
17

Badger Meter flow nozzles are accurately calculated, designed and manufactured in accordance with ASME standards for long radius flow nozzles. This assures optimum performance. The nozzles are available for installation in pipe sizes from 2" through 48" and can be furnished with beta (throat-to-pipe diameter) ratios of 0.2-0.8.

Badger's nozzles are available in several different styles, shown in the illustrations to the right. They can be made almost any commercially available material, carbon steel, stainless steel and chrome-molybdenum steel being the most common.

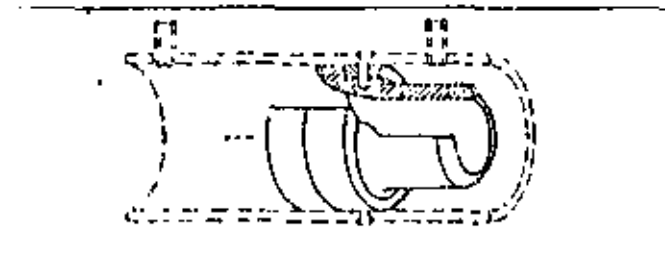
MODELS AVAILABLE

STYLE F
Flanged Flow Nozzle



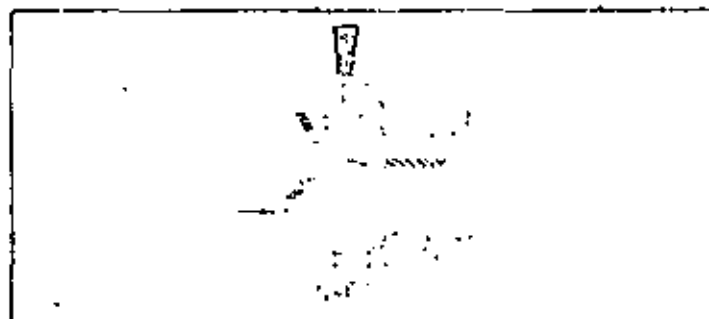
Installed with a flange at the entrance of the nozzle. This permits installation between pipe flanges with the nozzle set concentric to the inside of the pipe. May be furnished clamping between any series of raised face pipe flanges, end face, tongue and groove, ring joint or any other style preferred.

STYLE W
Welding Holding Ring Type Flow Nozzle



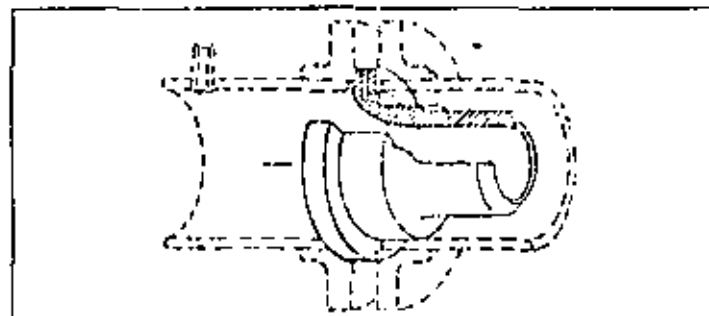
Installs in a pipe without the use of flanges. Section of pipe selected carefully to eliminate boring. A welded holding ring permanently holds the nozzle in place.

STYLE FS
Fabricated Flow Nozzle



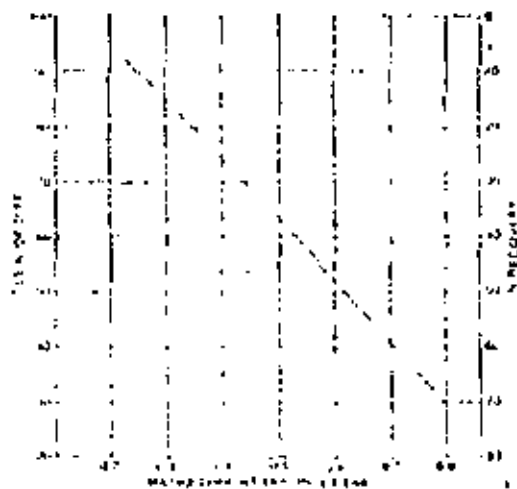
Ideal for a pipe I.D. 6" through 48". The Style FS fabricated nozzles meet ASME common and tolerance specifications. Welded externally to the nozzle section and holding flange are supporting rods which serve to center and stabilize the nozzle in the pipe. The light weight of these nozzles make them easier to handle than the forged types.

STYLE FT
Flanged Flow Nozzle



Similar to the Style F except the flange is thicker. This model provides an integral downstream tap, which is brought out through the edge of the flange. Eliminates the need for drilling and tapping the pipe for a connection. Used when the normally located downstream tap would pass through the pipe flange.

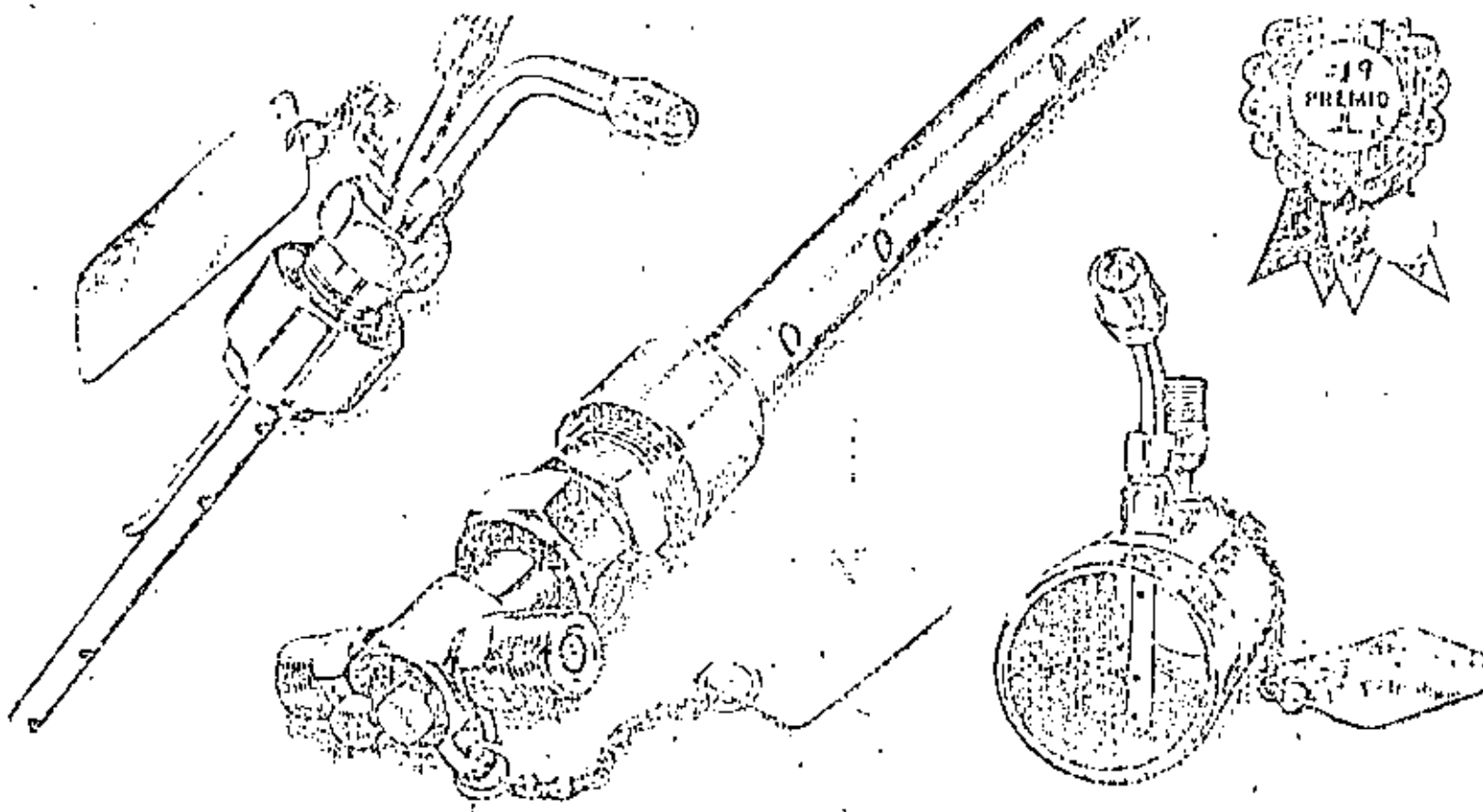
FLOW NOZZLE CURVE



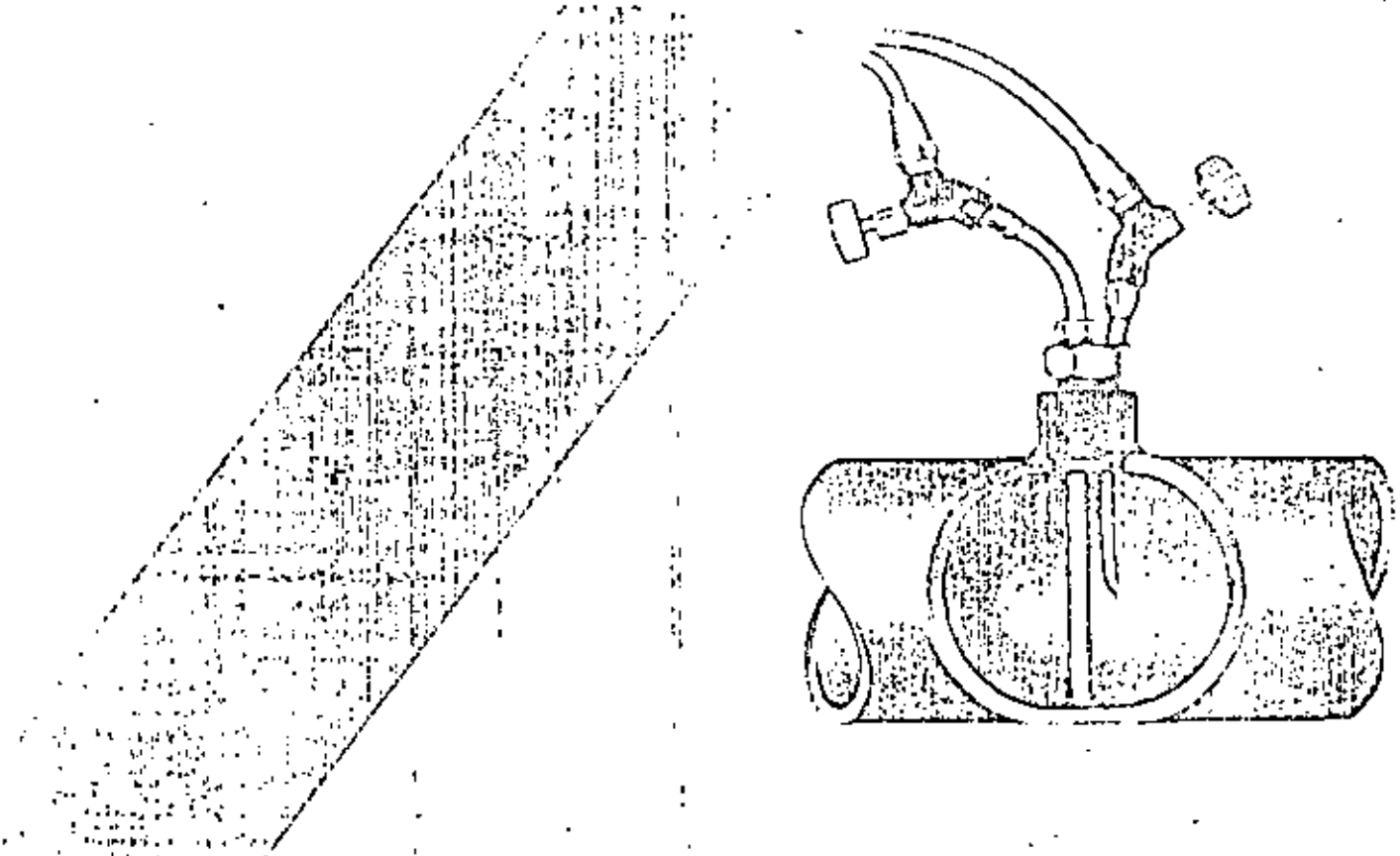
Badger Meter, Inc. Precision Products Division
6116 East 15th Street, Tulsa, Oklahoma 74112
(918) 836-8111

Fig. 9

FOR ADDITIONAL REFERENCE: (D) Style D Manometer Transmitter ... 940225 (E) Style W Well Type Manometer Transmitter ... 940185 (C) Model 2700 Series Electronic Receivers ... 940236 (J) Model 2600 Series Analog and Pulse Input Electronic Receiver ... 940071



El diseño de ANNUBAR obtuvo el premio JOHN C. VAALER en 1970-1971. Este premio, patrocinado por la revista Chemical Processing, certifica a los elementos primarios ANNUBAR como una importante contribución hacia equipos más eficientes y efectivos en industrias de proceso química.



ANNUBAR

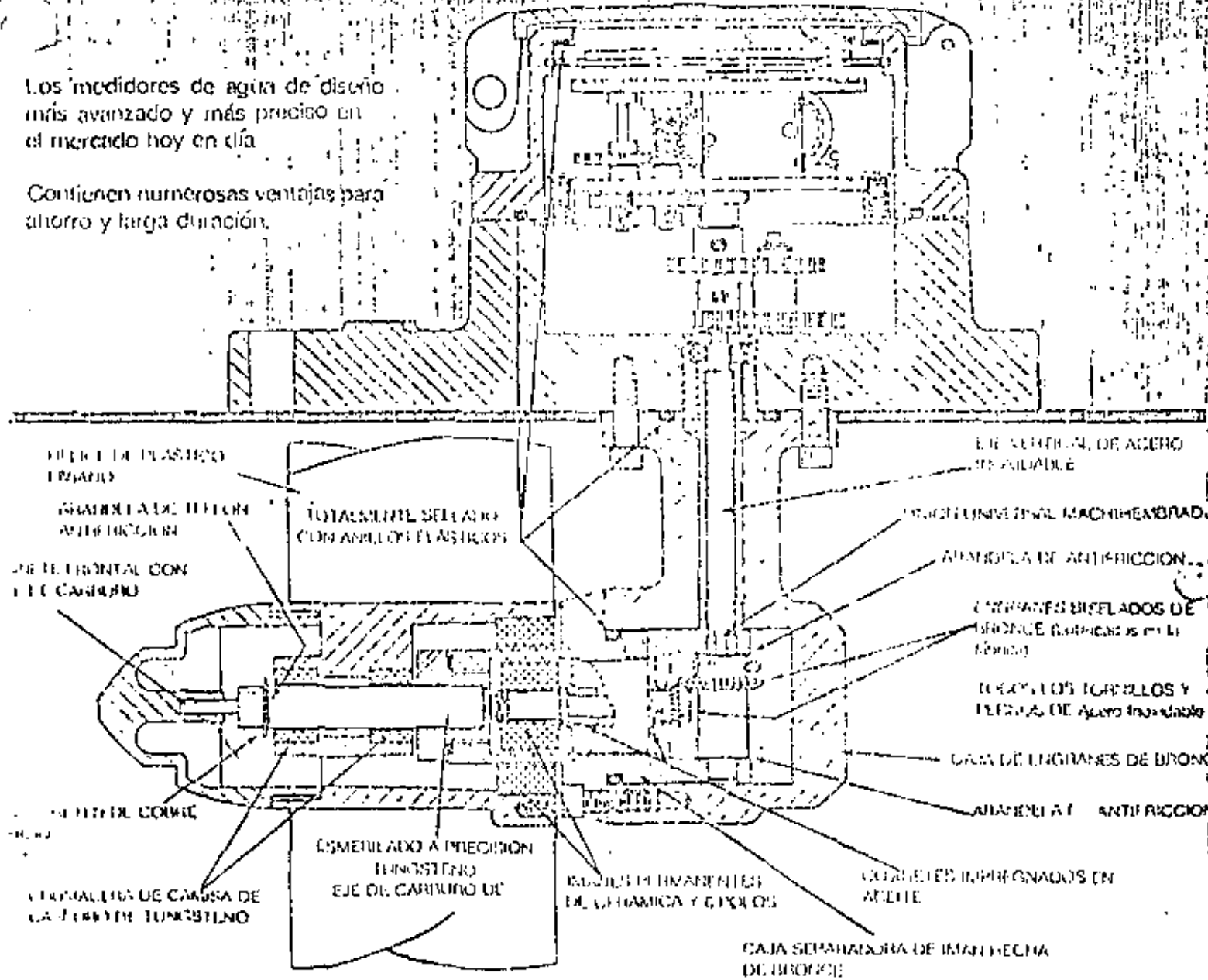
ELEMENTOS PRIMARIOS PARA MEDICION DE FLUJOS

Fig. 10 Annubar

LOS MEDIDORES DE AGUA MUESCO-RATE A FLOW

Los medidores de agua de diseño más avanzado y más preciso en el mercado hoy en día

Contienen numerosas ventajas para ahorro y larga duración.



MEDIDORES INDUSTRIALES
Y MEDICOS, S. A. DE C. V.
ASOCIADOS 308 No. 530 308 4998 P.O. BOX 4998
TEL. 913-25-17 - 313 65-29
MEXICO D. F.

MUESCO, INC.

Apartado Postal #14239

Houston, Texas 77021

U.S.A.

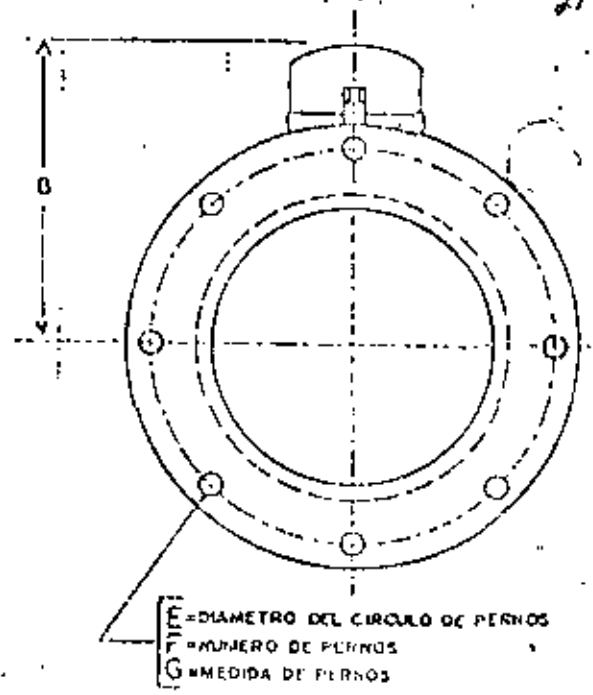
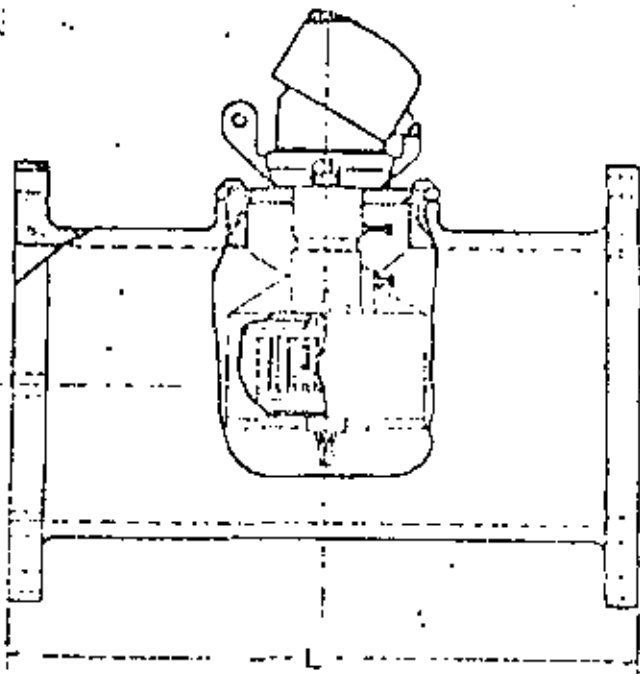
Telefono: (713) 923-9111

de TWX: 910-801-5503 MUESCO-1100



Fig. 11. Medidores de Hélice

100-200 mm.
(4-10")



MODELO MLFT

51 - 100 mm.
(2", 3" y 4")

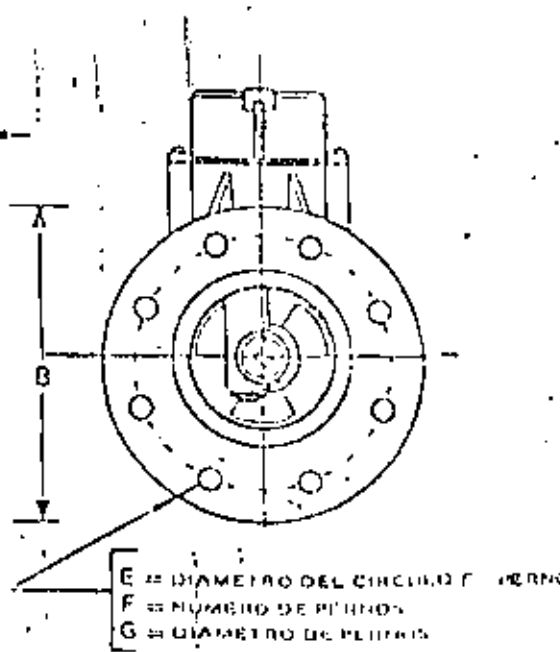
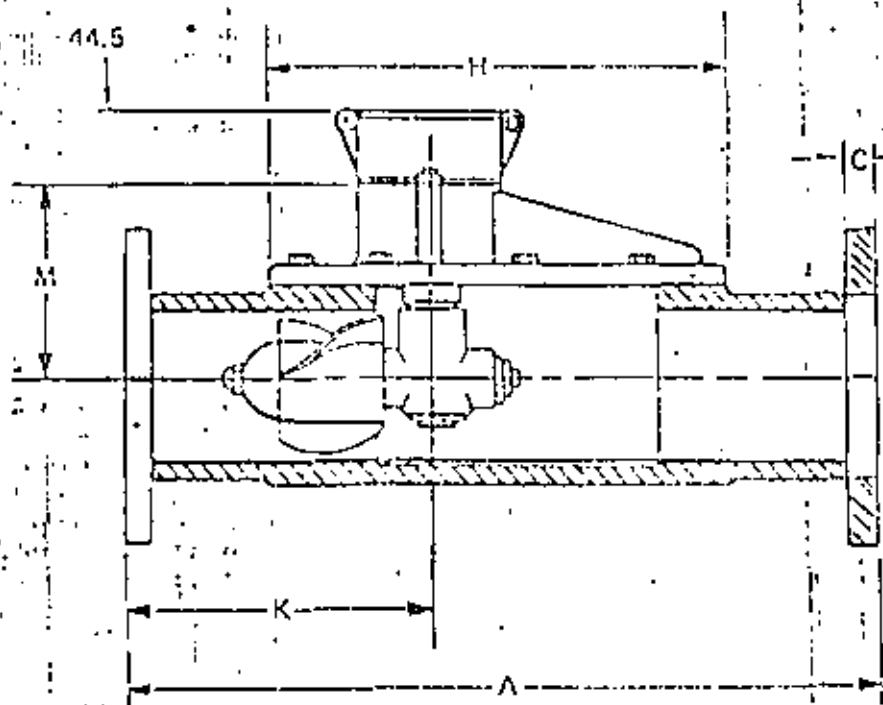
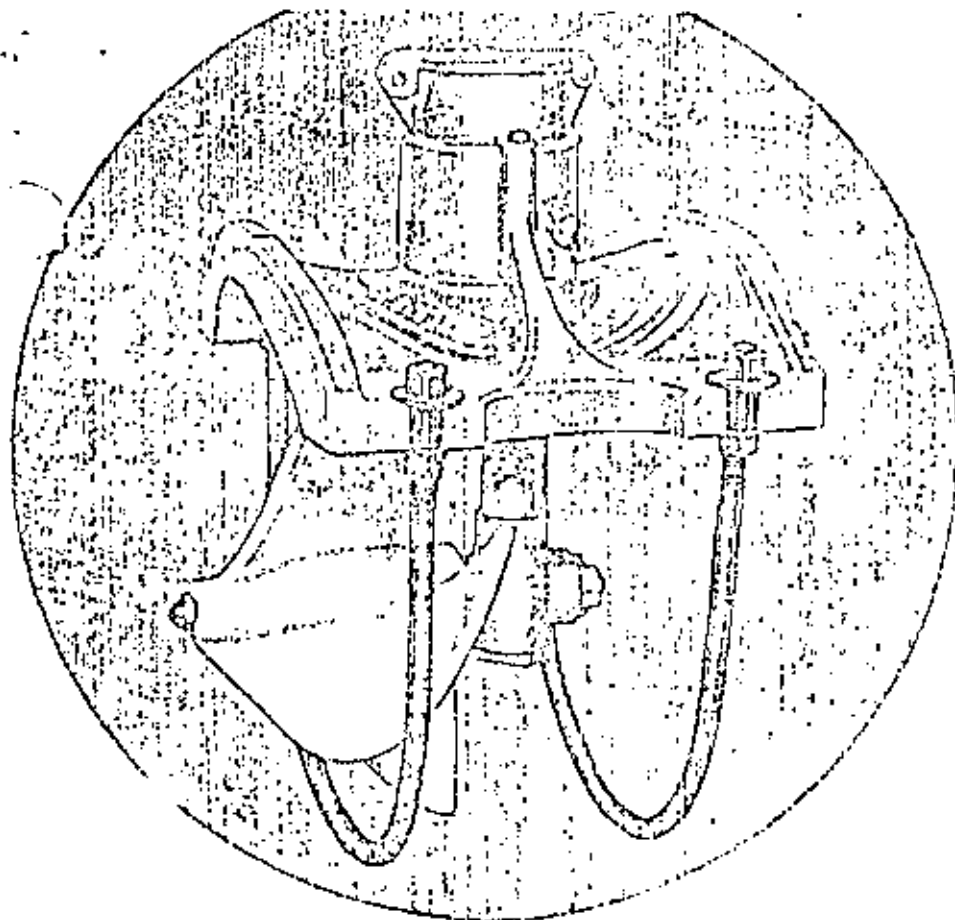


Fig. 12 Medidores de

MODELO L P S

100-350 MM.

(4"-14")

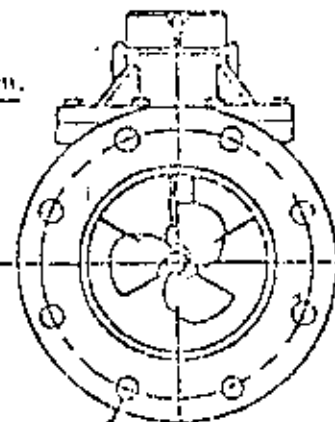
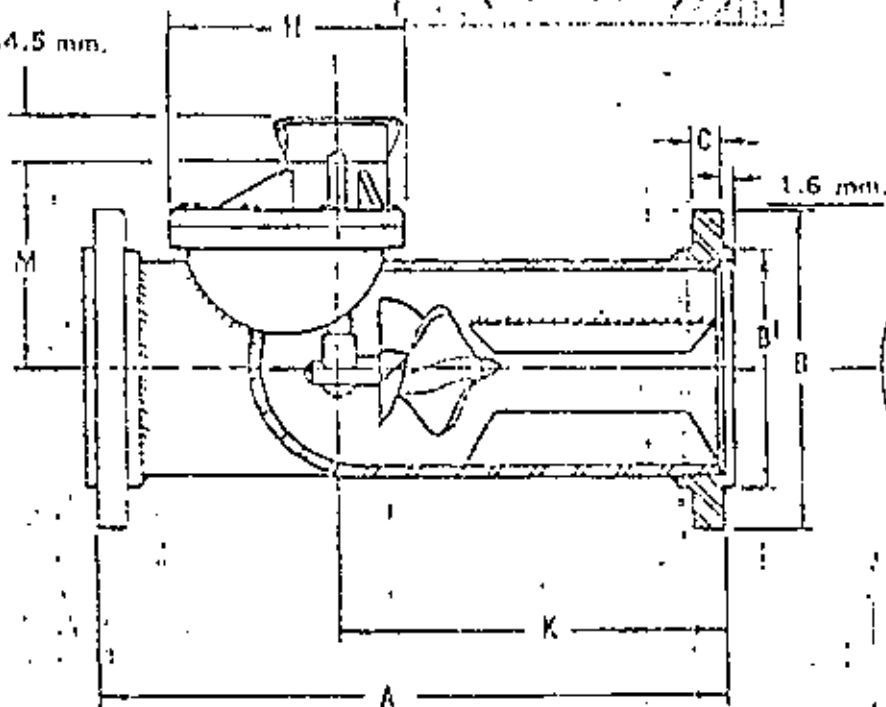


MODELO MLFST

50 - 350 mm.

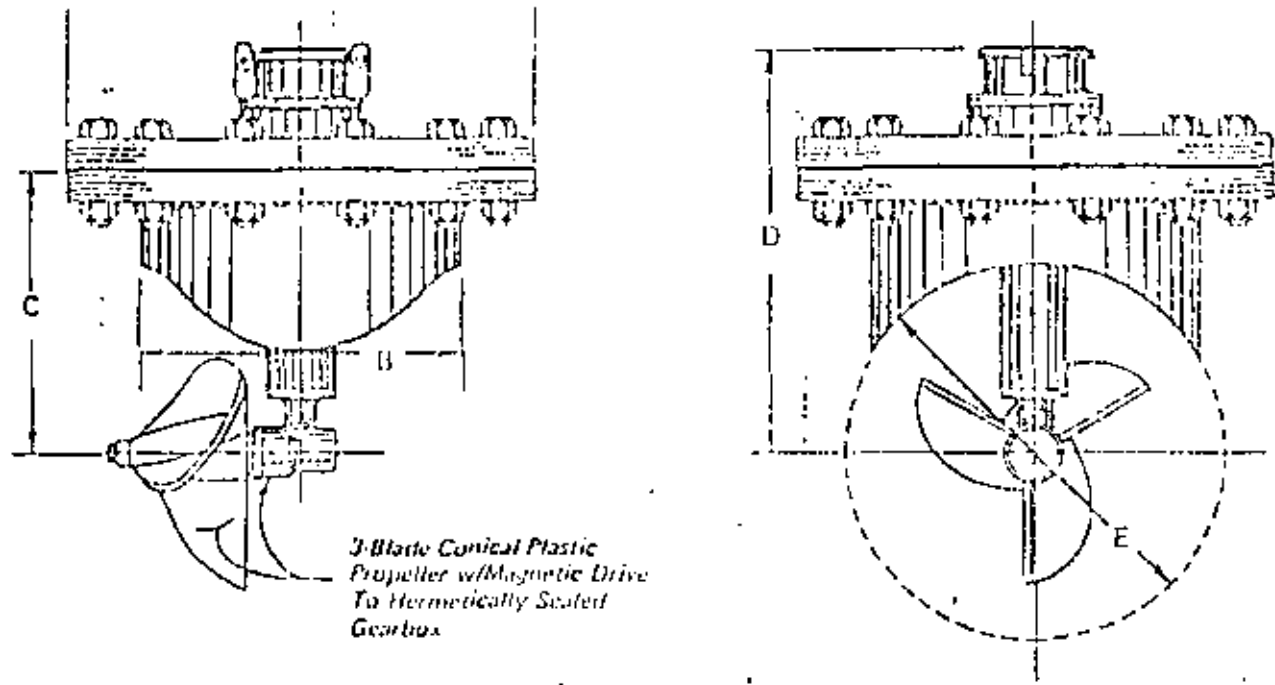
(4 - 14")

44.5 mm.



E = DIAMETRO DEL CIRCULO DE PERROS
 F = DIAMETRO DE PERROS
 G = MEDIDA DE PERROS

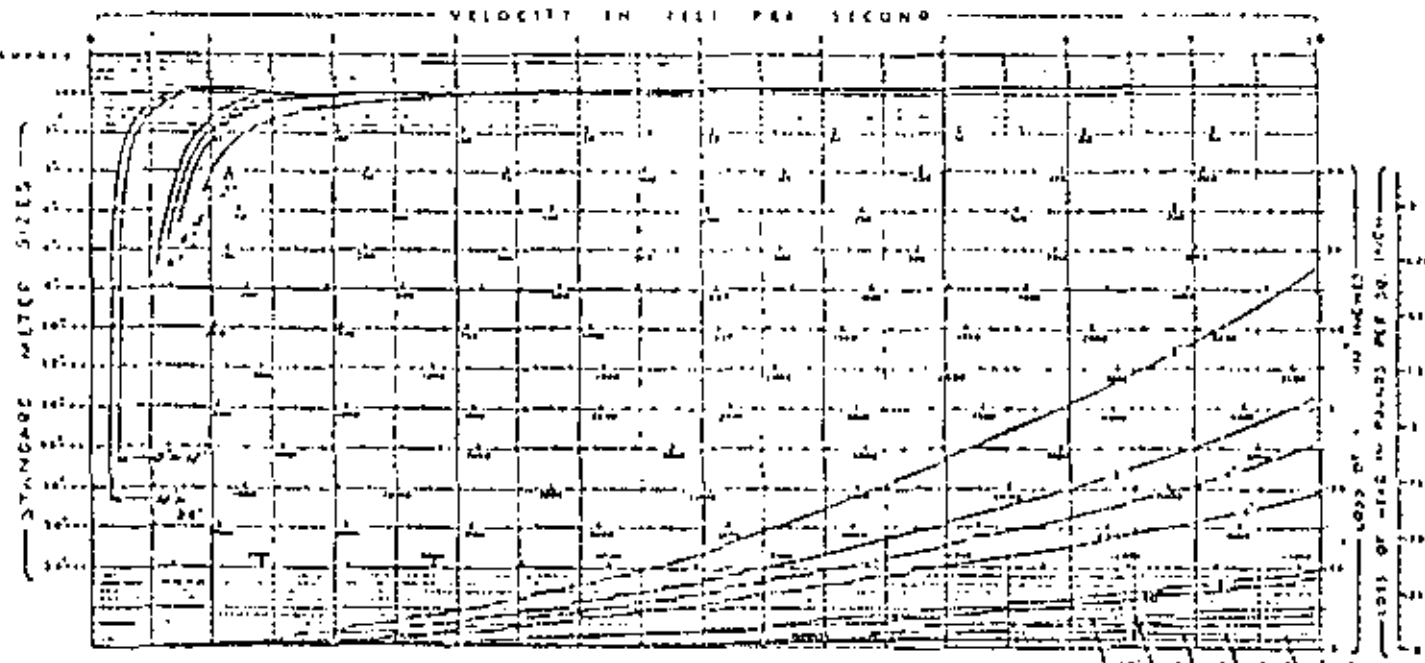
Fig. 13 Medidores de Hélice



3-Blade Conical Plastic Propeller w/Magnetic Drive To Hermetically Sealed Gearbox

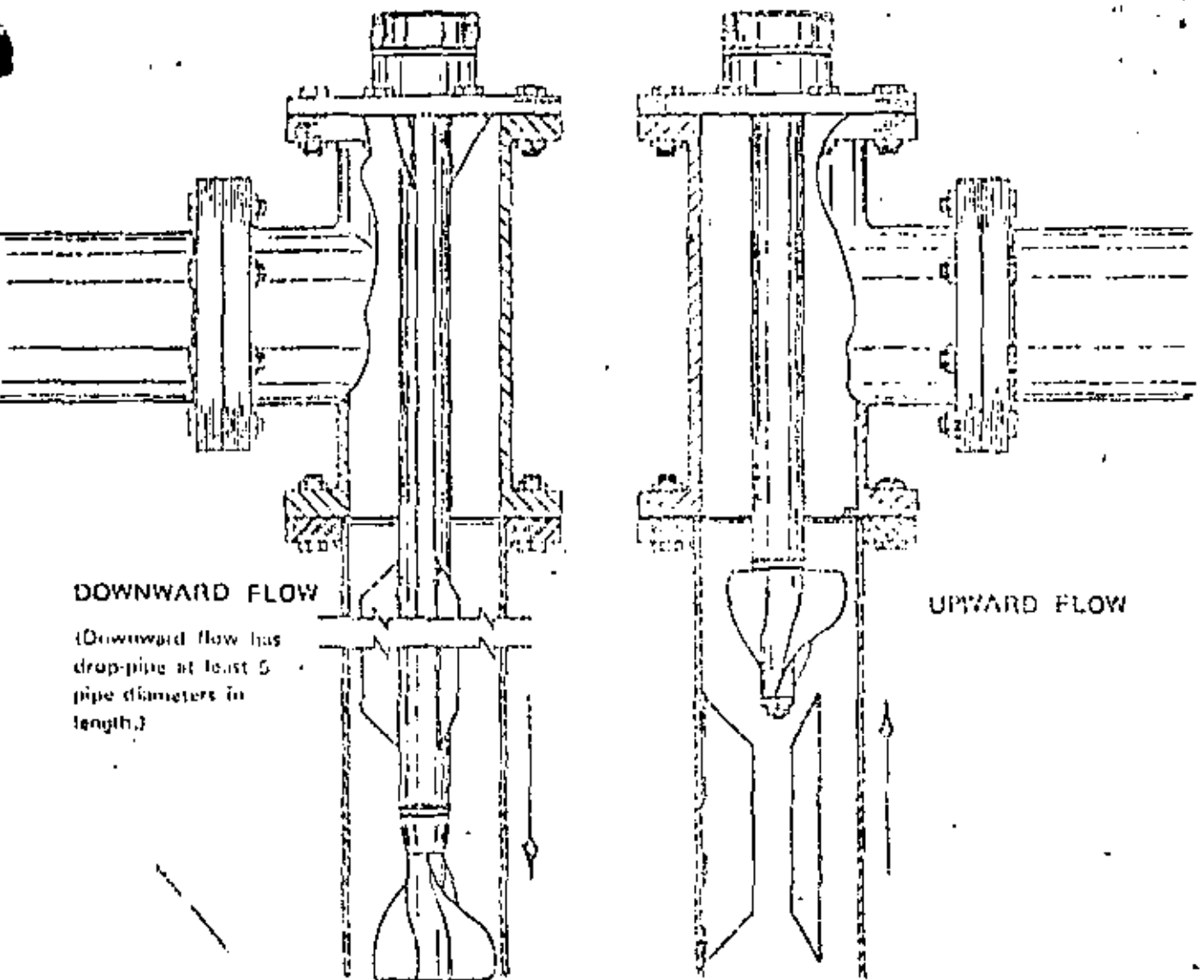
| METER SIZE | 6" | 8" | 10" | 12" | 14" | 16" | 18" | 20" | 24" | 30" | 36" |
|------------------------------|----------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|--------------|--------------|
| A | 8-5/8" | 11" | 11" | 11" | 13 1/2" | 17" | 17" | 17" | 17" | 17" | 17" |
| B | 6-5/8" | 8-5/8" | 8-5/8" | 8-5/8" | 10 3/4" | 14" | 14" | 14" | 14" | 14" | 14" |
| C | 5 1/16" | 6-1/16" | 7-1/8" | 8-1/8" | 8 3/4" | 10" | 11" | 12" | 14" | 17" | 20" |
| D | 8-1/2" | 9-1/2" | 10-3/4" | 11-3/4" | 12 1/4" | 14-1/8" | 15-1/8" | 16-1/8" | 18 1/8" | 21-1/8" | 24-1/8" |
| 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 # | 65 # | 130 # | 145 # | 155 # | 170 # | 195 # | 220 # |
| NORMAL FLOW RANGE - U.S. GPM | 90 - 900 | 100 - 1200 | 125 - 1600 | 150 - 2250 | 250 - 3000 | 350 - 3800 | 450 - 4500 | 500 - 5500 | 700 - 8000 | 1200 - 13000 | 1500 - 15000 |

ACCURACY & HEAD LOSS CURVES



All rates of flow shown to G.P.M.

Fig. 14 Medidores de Hélice



WARRANTY: MUESCO warrants its meters and accessories to be free from defects in material and workmanship for a period of one year from date of shipment. Any Rate-A-Flow meter or part found to be defective within such period will be repaired or replaced, without charge, or the purchase price refunded upon return to the factory, transportation charge prepaid.

Fig. 15 Medidores de Hélice

PRINCIPLES OF VORTEX SHEDDING

FLOW MEASUREMENT BY VORTEX SHEDDING

Eastech flow transmitters measure flows of liquids and gases with a unique combination of accuracy, operating range, dependability and economy by employing the technique of vortex shedding—a simple and long-known method that has become practical as a result of Eastech's development work on primary element design and vortex counting 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.

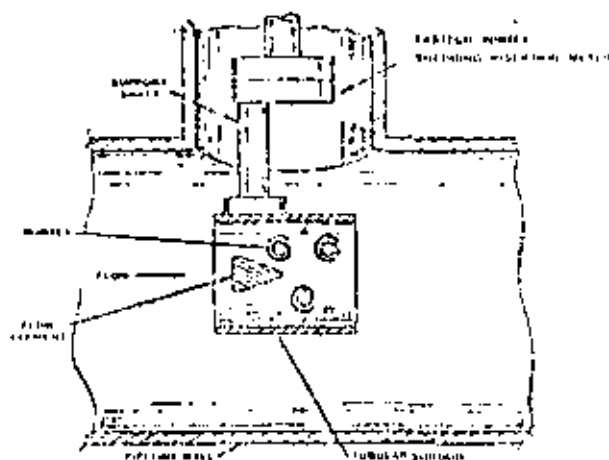
The effect can be seen in the flow around and behind a rock at the bed of a stream or at the bottom of a bluff in the wake generated by the wind and the flagpole.

is determined only by the dimensions of the flow element and the pipeline. It does not depend on fluid gravity, viscosity, pressure or temperature. Whether it depends on whether the fluid is a gas or a liquid.

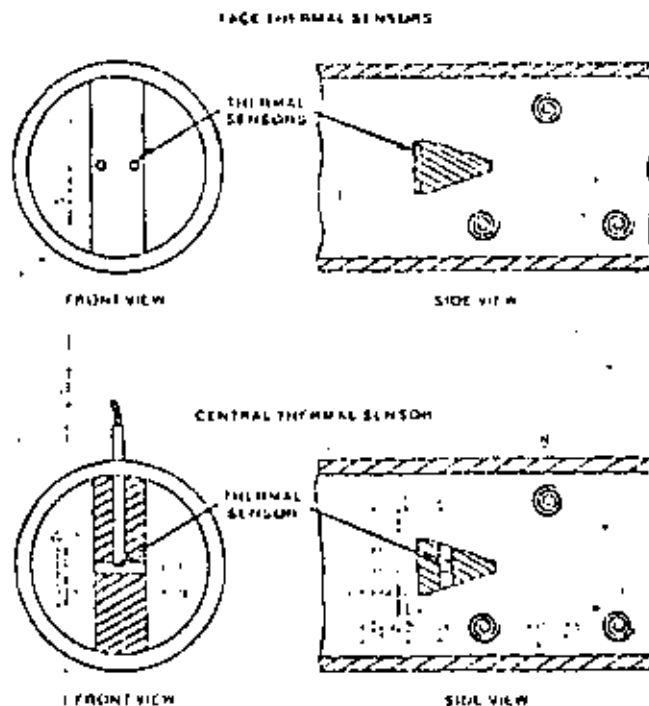
In the 1000 Series Flow Transmitters, shedding of the vortices is carried out using thermal sensors to detect the velocity fluctuations associated with the vortex shedding.

These thermal sensors are resistors whose resistance depends on temperature. When supplied with electrical current, they become self-heated to a temperature slightly above that of the flowing fluid. They then become sensitive to the cooling effect of flow. These changes in low 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 applies the result to provide a sine wave type signal.



If the vortex-generating object is correctly shaped and placed in a circular shroud with the correct relative dimensions, it forms a primary flow element that generates pulse signals over very wide flow ranges at a frequency proportional to the velocity approaching it. Shown is a preferred geometry used in the meter and the resulting regular flow pattern. The triangular-shaped flow element extends across the tubular shroud of this insertion flow transmitter rather than across the main pipeline as it does in Eastech's full pipeline type meters. The approaching flow separates from the flow element and the vortices form and shed alternately on either side of the triangular shape. As the flow velocity increases, the speed with which each vortex forms and sheds increases at the same rate. As a result, the number of vortices generated per second is directly proportional to the flow velocity. Furthermore, the calibration factor, or pulses per second per foot per second,



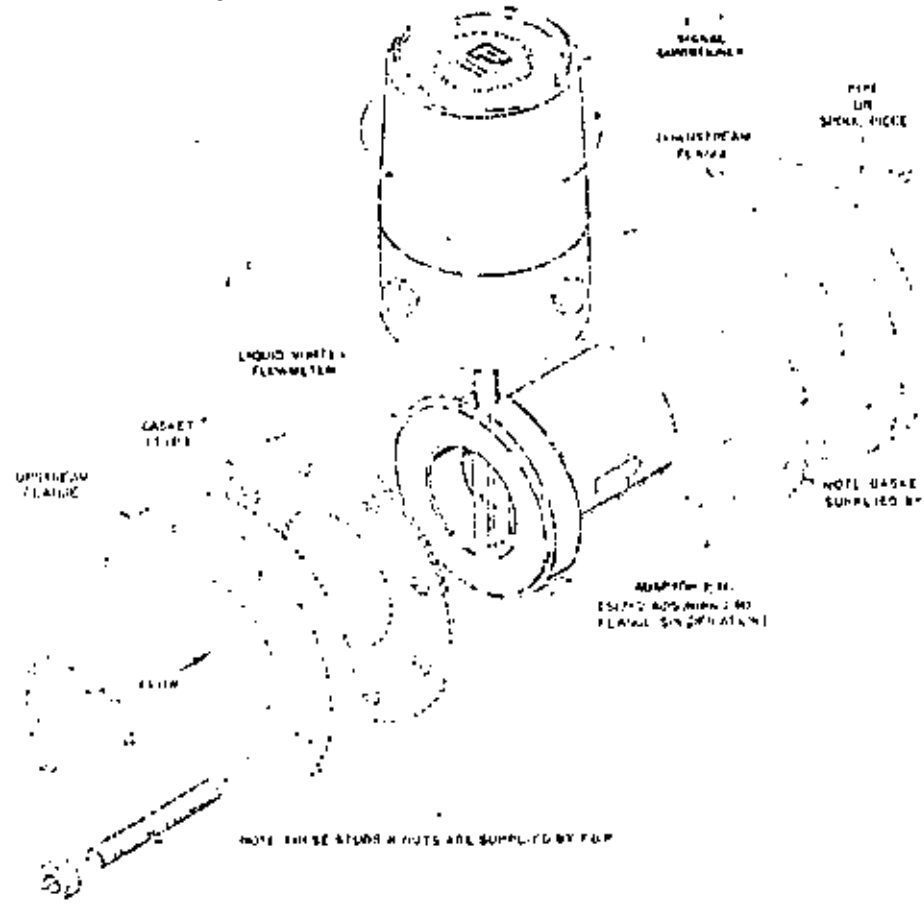
A second arrangement utilizes a passage through the flow element. The generation of the vortices alternately at either end of the passage causes flow to move back and forth across a single, glass coated sensor welded into a removable sensor assembly mounted through one end of the flow element. In this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

Fig. 16 Sensores Térmicos

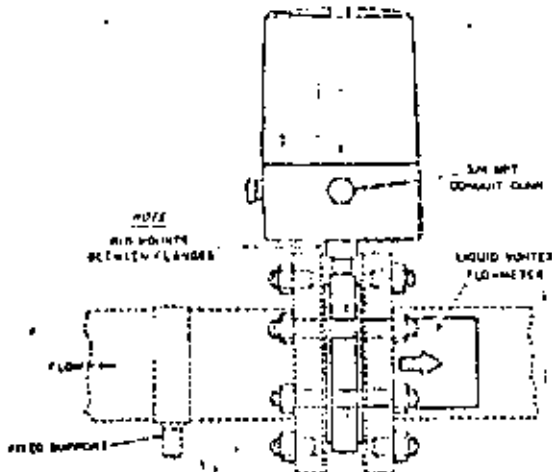
Fig. 2

| RECOMMENDED INSTALLATION* | |
|--|----------------|
| For upstream configuration | use inlet pipe |
| After a single elbow | 10 dia. |
| After two elbows in the same plane | 10 dia. |
| After two elbows in different planes | 10 dia. |
| After larger pipe upstream | 10 dia. |
| After smaller pipe upstream (use an elbow or double elbow to break up jet) | 10 dia. |
| After partially opened upstream valve | 15 dia. |
| Before downstream valve or contraction | 3 dia. |

*Flow straightener is not required.



STANDARD



OPTIONAL

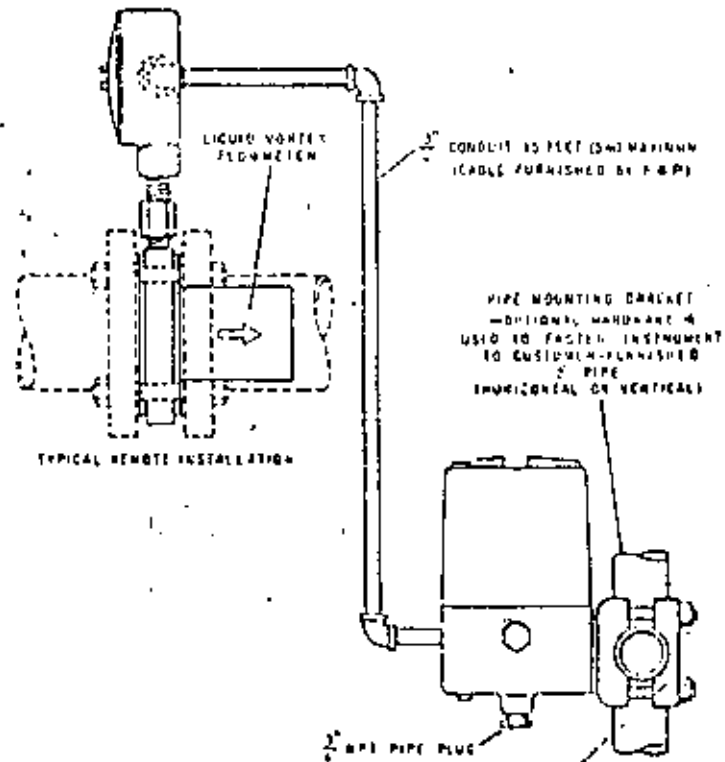


Fig. 17 Sensores Térmicos

Where cost rules out the use of full pipeline size meters... or where it is necessary to remove the metering element for inspection or pipeline pigging, Eastech insertion meters offer high accuracy and long term dependability.

These meters utilize a shrouded flow element which is inserted into the pipe via a shaft that passes through a sealed mounting flange.

Two basic insertion meters are available: Series 2600 meters with front face thermal or central vortex sensors, and Series 3600 with oscillating disc vortex sensor.

Fixed, adjustable and hot tap versions are available as follows:

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

Key Specifications

- Accuracy is $\pm 2\%$ of reading for Reynolds numbers above 5,000 (based on shroud diameter).
- Repeatability is $\pm 0.1\%$.
- Calibration accuracy is $\pm 1\%$.
- For 2600 models, turndown ratios of 10 to 1 and 100 to 1 are standard, up to 200 to 1 optional. Series 3600 insertion meter provide 10 to 1 turndown.
- Fluid temperature range is 300° to 1400 F (185° to 1205 C for 2600 series meters, and 450° to 1800 F (270° to 1430 C) for 3600 series meters.

APPLICATIONS

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

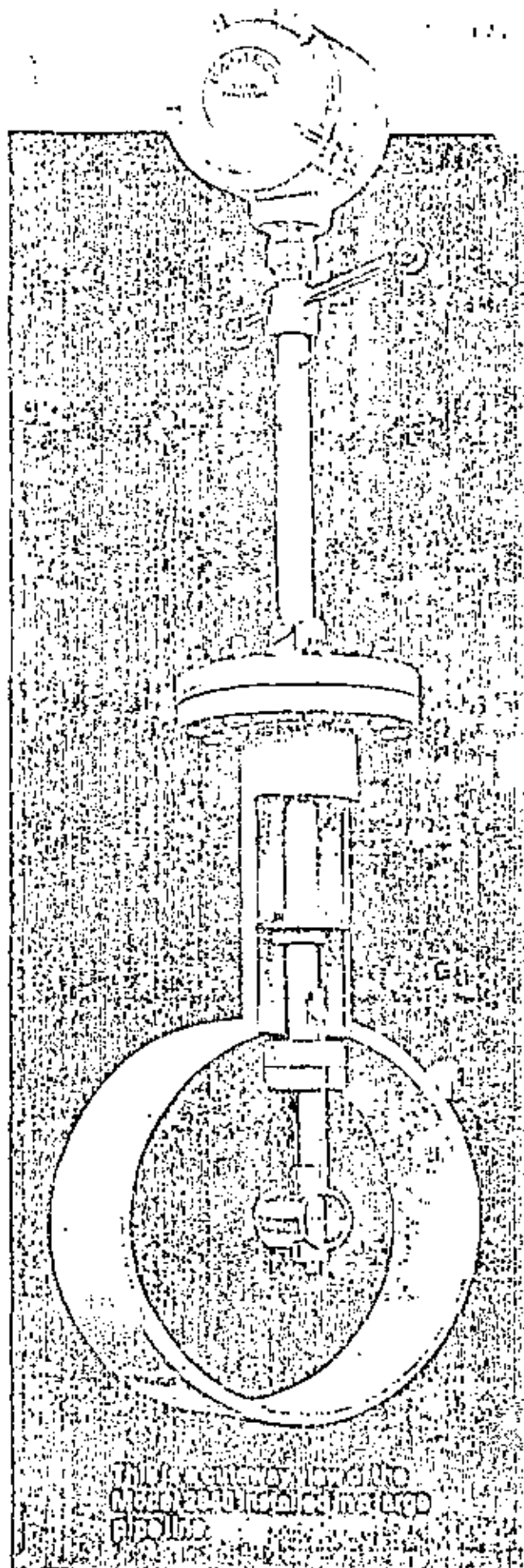
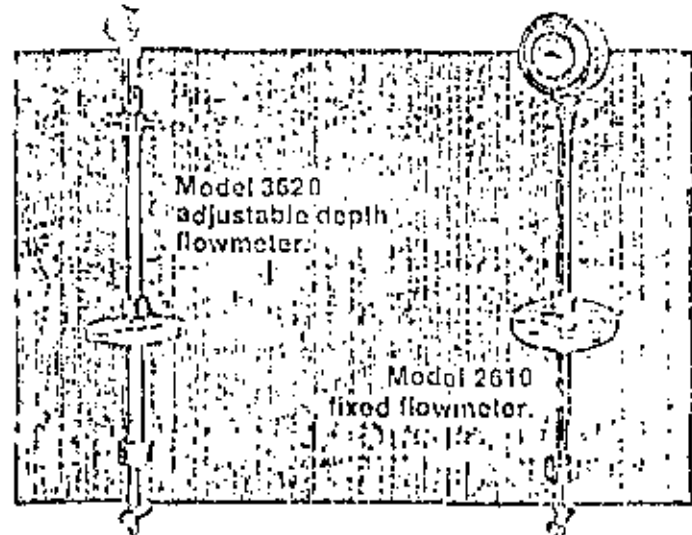
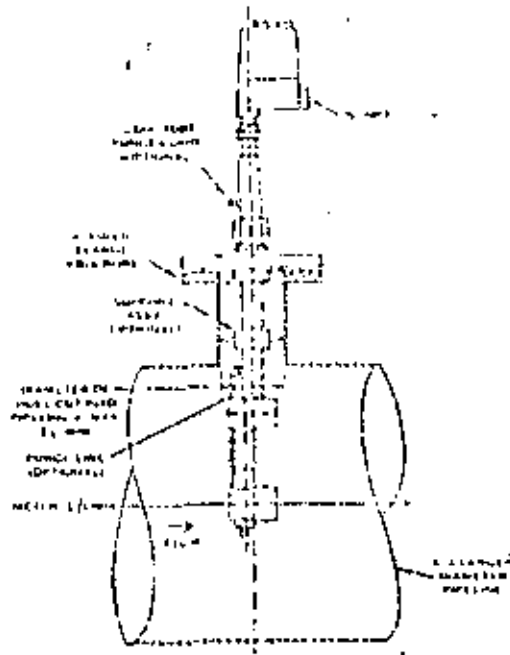
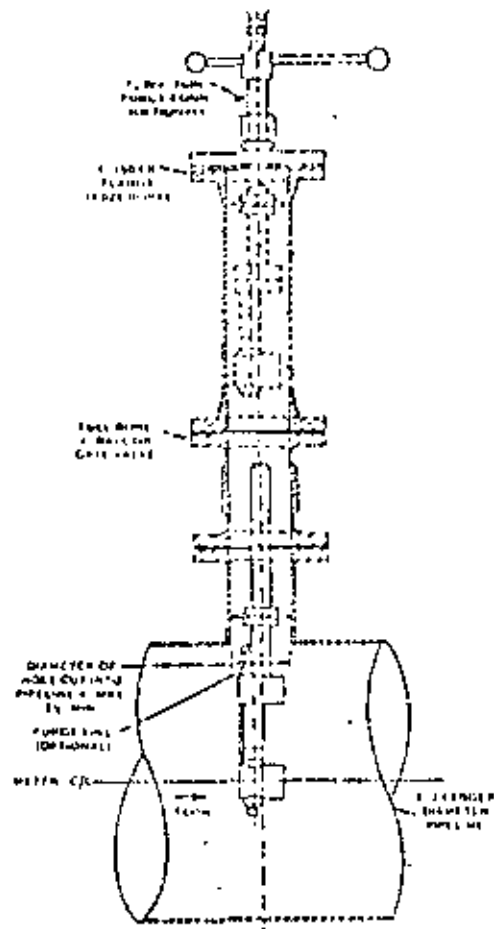


Fig. 18



INSTALLATION RECOMMENDATIONS

To insure that an insertion flow transmitter performs to its full capability, it is necessary to provide a straight, unobstructed run of upstream and downstream piping. The values listed in the accompanying table are absolute minimums for the conditions stated. Fifty percent longer upstream runs are recommended whenever circumstances permit. When there are several fittings or unusual obstructions ahead of the transmitter, refer to Eastech for guidance. Use of an adequate amount of straight pipe ensures that the velocity profile entering the transmitter is uniform and free of distortions. (See 7D 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 Shape or Obstruction | Minimum Transmitter Installation Distance A Within a Diameter |
|---------------------------------------|---|
| 90° Elbow | 20D |
| Two 90° Elbows Same Plane | 25D |
| Two 90° Elbows Different Planes | 40D |
| Restriction in Pipe Diameter | 20D |
| Expansion in Pipe Diameter | 40D |
| Valve Partially Closed or Loss of Air | 50D |

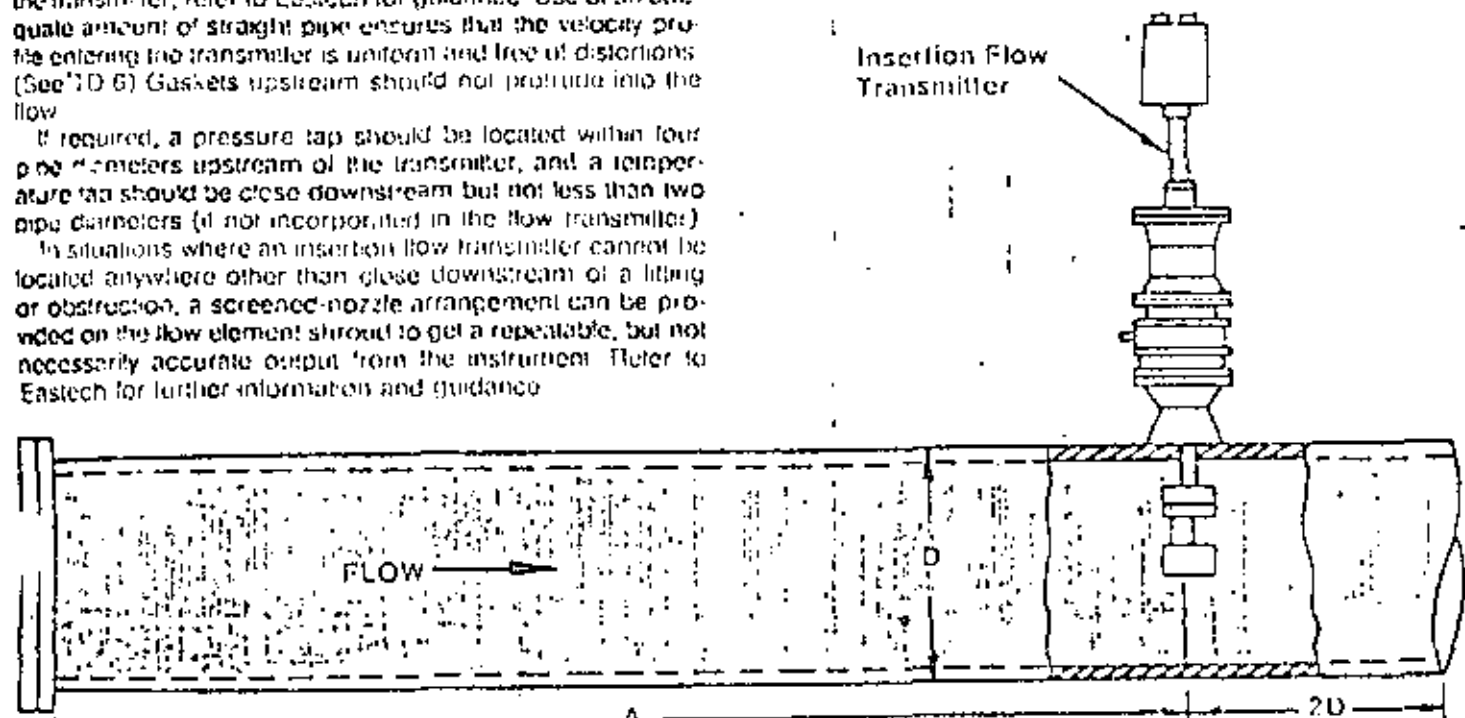


Fig. 19 Presión diferencial

PITOT-TYPE MAGNETIC FLOWMETER

TYPE 10F1430

The 10F1430 Pitot-type Magnetic Flowmeter is an inferential flow measuring device for use in very large pipes, channels or ducts where it is not economically feasible or physically possible to sense the flow of the entire stream. This magnetic flowmeter combines a streamlined design with the unique Short Form Characterized Coil feature to minimize flow velocity profile distortion. It is available in 10-inch size only and is completely submersible.

The output of this unit is a flow modulated carrier at a power frequency in which the amplitude is directly proportional to the flow rate. These output signals are demodulated and converted to standard 4-20 or 10-50 ma dc signals when the pitot-type magnetic flowmeter is used with F&P converters (types 50ED & 50SF) or large case indicators and recorders (type 1100DC).

DESIGN FEATURES

- **SUBMERSIBLE:** Field coils are encapsulated in the lining material affording maximum protection for continuous submergence and exterior damage.
- **STURDY:** Rugged, all-steel body secured to a support suspension and welded to a 24-inch man-hole cover. Carefully designed to withstand normal process stress.
- **REPLACEABLE ELECTRODES:** Electrodes can be field replaced with a minimum of down-time.
- **LOW POWER CONSUMPTION:** New coil design substantially reduces power expenditure.
- **POSITIVE ZERO RETURN:** Available with Fischer & Porter Signal Converter or Large Case Potentiometer.

ENGINEERING SPECIFICATIONS

PERFORMANCE (At Reference Conditions)

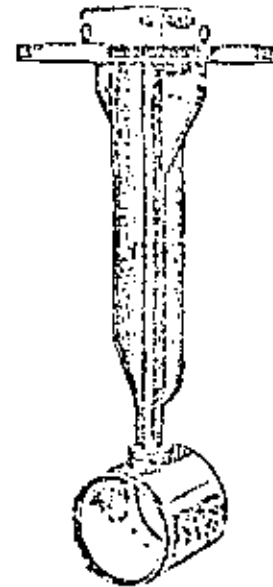
Accuracy of liquid velocity thru 10F1430A:
10.5% for maximum flow velocity 3 to 31

SPECIFICATION

10F1430*

File
Section
10D

29



R/sec. with 51-1100DC, 50ED-1000 and 50SF2000 series readouts; 1% for maximum flow velocity of 1 to 3 R/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

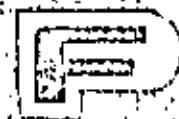
- Liner Material: polyurethane or neoprene
- Electrodes: 316 stainless steel (optional materials available).
- Meter Size: 10" nominal inside diameter.
- Recommended Process Pipe Line Size: 36" (minimum).
- Support Suspension Length: 15 feet maximum (1 foot minimum).
- Flange Size (for adaption to existing connection): 24", 150# ASA rated.

Fig. 20

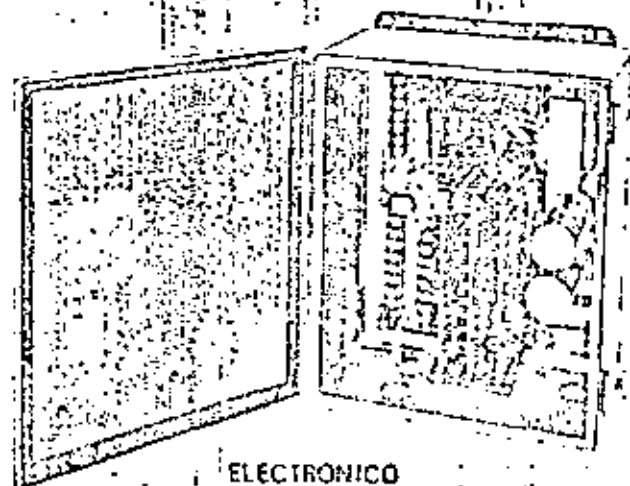
SPECIFICATION

1430*

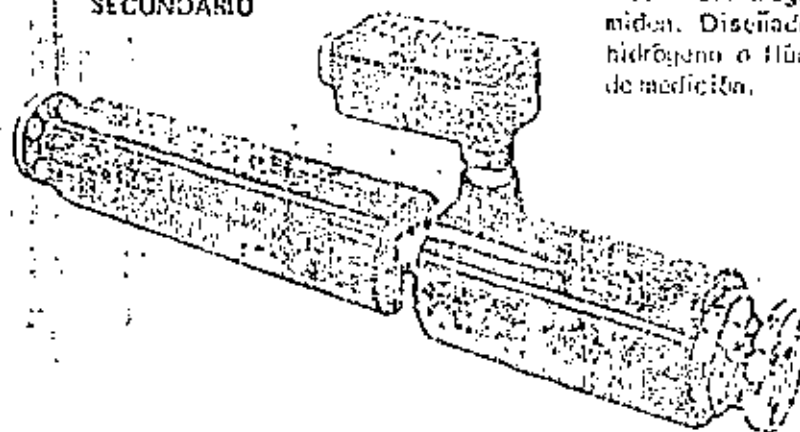
File Section 10D



MEDIDOR DE FLUJO DE RESONANCIA MAGNETICA



ELECTRONICO
SECUNDARIO



MRF PRIMARIO

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

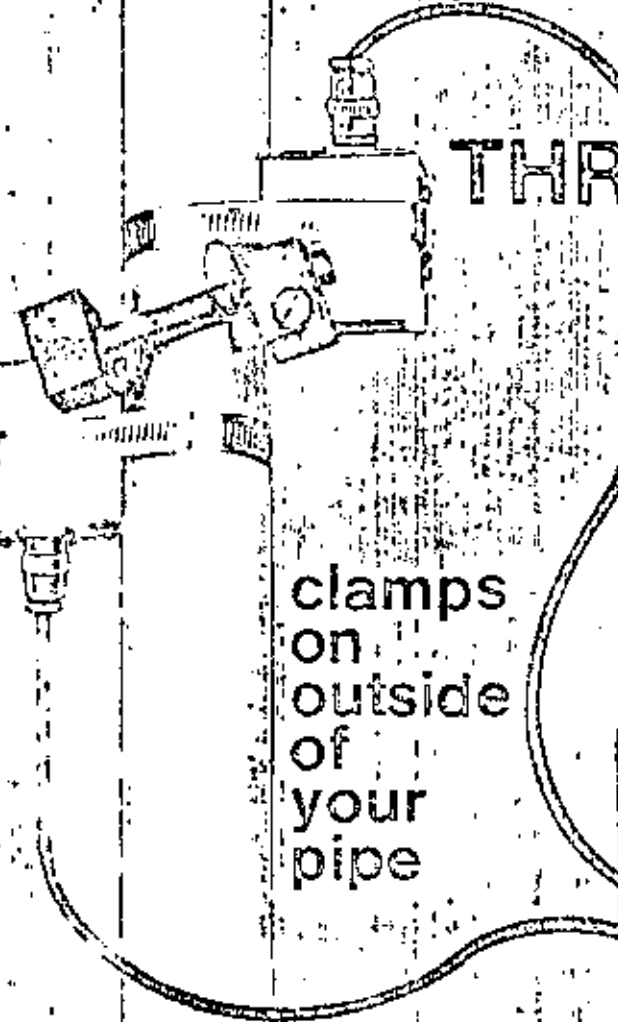
El Medidor de Flujo Badger, de Resonancia Magnética, representó un notable adelanto en la Técnica de medir líquidos. No hay piezas móviles, probadores o rotores en la cámara del flujo que se desgasten, atoren o corran. La medición se hace por fuera del tubo de flujo utilizando las propiedades de resonancia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

Fig. 21

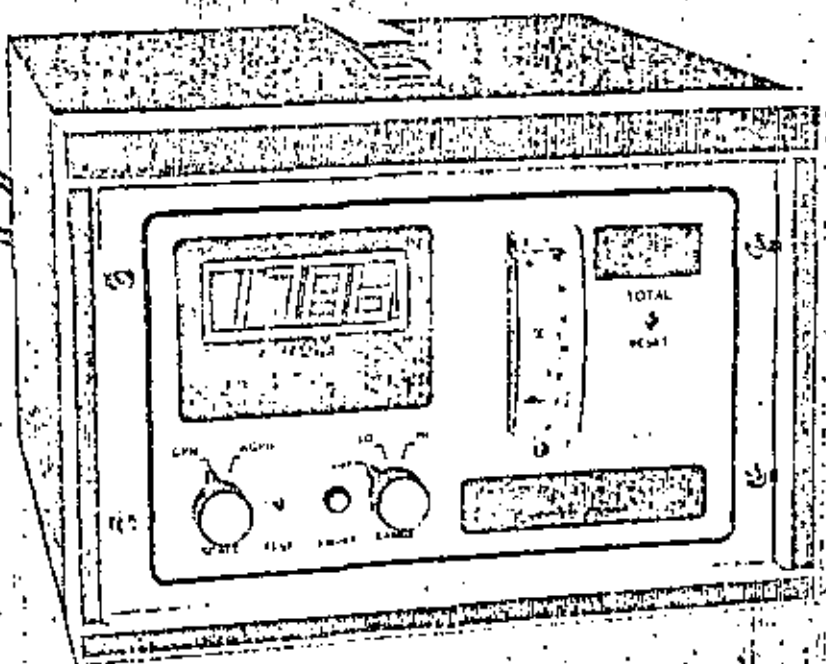
LAMPITRON FLOWMETER

MEASURES—CONTROLS—TOTALIZES—ALARMS

LIQUID FLOW THROUGH PIPE WALL



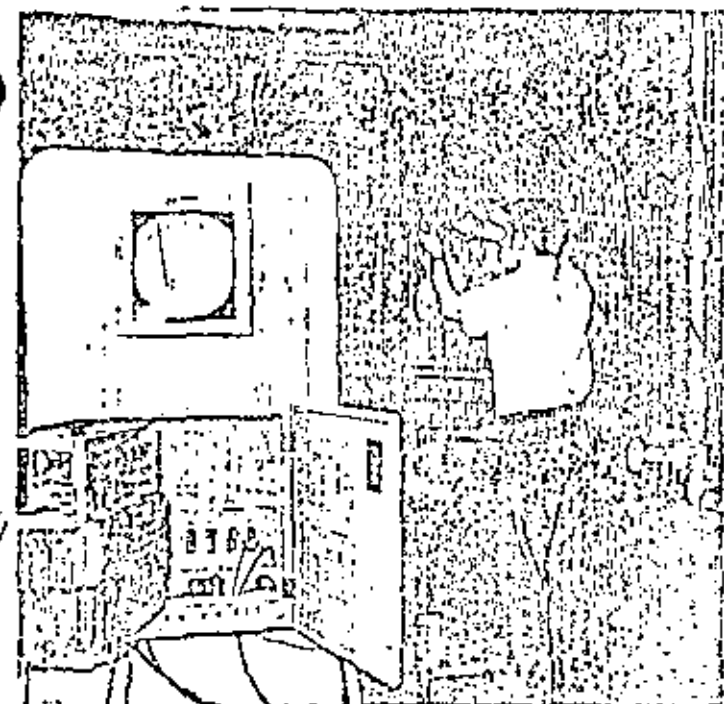
clamps
on
outside
of
your
pipe



CONTROLOTRON CORPORATION

155 PLANT AVENUE, HAUPPAUGE, L.I., NEW YORK 11787 • (516) 231-3600

Fig. 22



Mediante un acuerdo bajo licencia, Badger Meter, Inc. comercializa medidores de flujo ultrasónicos para tuberías principales para agua, de diámetros de un pie o mayores. Con este tipo de medidor, dos probadores se amarran alrededor de la tubería, y luego se transmiten ondas ultrasónicas a través de la corriente. El medidor se puede instalar sin costosas pérdidas de tiempo o interrupción del flujo. El gasto se mide al determinar la diferencia en el lapso de tiempo entre las ondas ultrasónicas mientras viajan aguas-arriba y aguas-abajo. Boletín UF-100.

INSTALACION DE UN MEDIDOR DE FLUJO ULTRASONICO
UNIDAD ELECTRONICA Y REGISTRO EN LA PARTE DELANTERA

Fig. 23

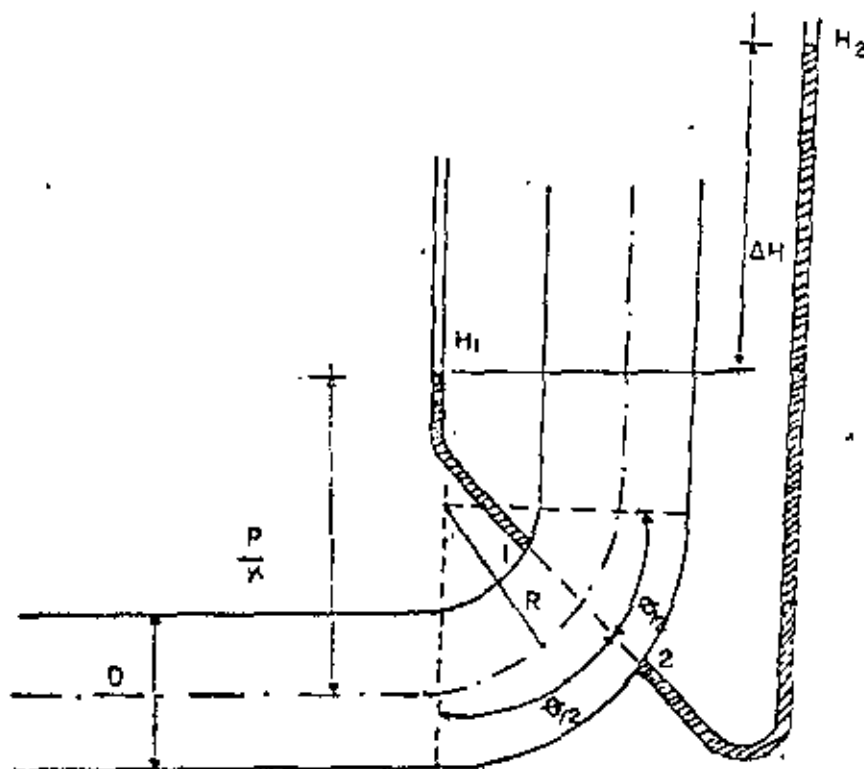


Fig. 24 Medidor de codo



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBEO Y ALMACENAMIENTO

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

AGOSTO, 1980

10.1 Sistemas de bombeo y almacenamiento.

Puede definirse que un sistema de bombeo y almacenamiento es - aquel que está constituido por una o varias estaciones o 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 com--
puestas por un sistema combinado de bombeo y de almacena-
miento depende casi siempre en última instancia de un --
análisis económico comparativo, por lo que deberán estu-
diarse las diferentes soluciones que satisfagan las nece-
sidades del problema con el objeto de seleccionar la mas
económica.

- 2) Sistema con bombeo directo a la red o "sin tanque".
Estos sistemas no tienen un tanque de almacenamiento pa-
ra efectuar la regulación de los gastos o las presiones
(Fig. 10.4) La variación en el gasto de demanda es absor-
bida con el funcionamiento del equipo (ya sea cambiando
su velocidad o aumentando o disminuyendo las bombas en -
operación) el cual entrega el gasto dentro de un rango -
prestablecido de presión.

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

- 3) Sistemas con tanques a presión o hidroneumáticos.
Estos sistemas, como antes se dijo, se emplean principal-
mente para abastecimientos individuales de tipo domésti-
co, institucional, comercial o industrial.

Básicamente están integrados (Fig. 10.5) por un tanque - cerrado que contiene a presión un cierto volumen de agua y otro de aire en una relación predeterminada dentro de ciertos límites, una bomba y un compresor.

El volumen y presión de agua se mantienen por medio de - la bomba y del compresor de manera de satisfacer adecuadamente las necesidades del abastecimiento.

Estos sistemas pueden automatizarse completamente a fin de obtener un servicio satisfactorio y presentan además algunas otras ventajas.

El diseño de una instalación de este tipo consiste simplemente en determinar el tamaño del tanque de presión - de acuerdo con los requerimientos de gasto y en definir el tipo y capacidad de la bomba así como la capacidad -- del compresor en función de las necesidades de gasto y - de presión. En la práctica se encuentran varias firmas - comerciales que proporcionan dimensiones adecuadas de -- los equipos al solicitar la cotización para una instalación dada.

10.2 Necesidad de almacenamiento.

En muchas ocasiones, cuando se tiene un sistema de bombeo, es necesario almacenar el agua por diversas razones algunas de las cuales pueden ser:

1. Para agua potable.
 - a) Equilibrar el suministro y la demanda.
 - b) Proporcionar agua para necesidades urgentes tales

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 po--
sible) a una planta de tratamiento.
- c) Amortiguar los gastos excesivos de aguas residua--
les (pluviales principalmente) y entregar un gasto
constante y mas pequeño en el punto de disposi- --
ción, con el objeto de reducir la carga contaminan--
te o para evitar descargar a niveles altos en el -
cuerpo receptor.
- d) Reducir al mínimo las fluctuaciones de carga de --
las bombas.

3) Para agua de riego.

Excepto por lo que se refiere al proyecto de las pre--
sas o embalses de almacenamiento para este tipo de --
aguas, generalmente no se acostumbra el disponer de -
almacenamiento en las plantas o estaciones de bombeo
para aguas de riego. En este caso las dimensiones --
del cárcamo fundamentalmente se diseñan para permitir
la instalación de los equipos de bombeo considerados

y para facilitar su operación y mantenimiento. Esto mismo puede aplicarse en el caso en que se tiene un sistema de bombeo para aguas de drenaje agrícola.

10.3 Hidrograma de entrada y salida

Básicamente el diseño de un cierto volumen para almacenamiento de agua se funda en conciliar las leyes de suministro o de entrada y de demanda o de salida, de los gastos de agua que se estén considerando en un problema dado.

Ahora bien, tanto la ley de entrada como la ley de salida pueden ser de tipo uniforme o de tipo variable y la manera 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 cámara, 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:

$$\text{Area} = \int_{t_1}^{t_2} Qdt = \text{volumen escurrido entre los --} \\ \text{tiempos } t_1 \text{ y } t_2$$

Si para dos tiempos de un hidrograma se define un rectángulo cuyos lados coincidan con estos tiempos y que tenga la misma área que la encerrada por el hidrograma, el eje de las abscisas y las ordenadas de los tiempos considerados, la altura de este rectángulo representará el gasto medio de ese escurrimiento (fig. 10.8).

De acuerdo con lo anterior, uno de los usos principales de los hidrogramas es para calcular los volúmenes que pasan por una sección dada de un escurrimiento. Sin embargo, el hidrograma como tal no es útil para conocer como es la variación de los volúmenes acumulados con relación al tiempo, que es lo que nos interesa saber en cuanto a los volúmenes de entrada y salida para el diseño de un tanque o cárcamo de almacenamiento, para esto se acostumbra utilizar la gráfica denominada "curva masa".

La curva masa consiste en una gráfica que representa volúmenes acumulados escurridos en una sección con rela--

ción al tiempo (Fig. 10.9).

Características de la curva masa:

1. La diferencia de ordenadas para dos tiempos dados mide el volumen escurrido en el intervalo (Fig. 10.10), o sea:

$$Y_2 - Y_1 = \text{volumen escurrido entre los tiempos } t_1 \text{ y } t_2$$

2. La pendiente de la tangente en un punto (un instante) de la curva masa representa el gasto en ese momento - (Fig. 10.11), o sea:

$$Q = \frac{dv}{dt}$$

por lo tanto, en una curva masa no pueden tenerse pendientes negativas, cuando mucho se tendrán pendientes iguales a cero (recta horizontal).

3. Si se unen dos puntos (dos instantes) de la curva masa mediante una recta, su pendiente representa el gasto medio entre esos dos puntos o momentos (Fig. 10.12), o sea:

$$Q \text{ medio} = \frac{\text{volumen escurrido}}{t_2 - t_1}$$

Cuando en un sistema de bombeo se tiene el caso de un volumen de almacenamiento (tanque o cárcamo) que recibe agua a través de varios conductos de entrada y que además tiene varios conductos de salida para satisfacer diferentes variaciones de demanda, se pueden hacer combinaciones de las curvas masa correspondientes a cada conducto de entrada y de salida, de manera de

sumar por un lado las curvas masa de los conductos de entrada y por el otro las referentes a los conductos de salida, lo que dará como resultado final únicamente dos curvas masa, una para los volúmenes acumulados de entrada y otra los volúmenes acumulados de salida.

La suma de varias curvas masa ya sea para la entrada o para la salida, consiste simplemente en sumar las ordenadas correspondientes a cada una de las curvas para la misma ordenada de tiempo. Los puntos obtenidos con los valores de las ordenadas resultantes de las sumas para los tiempos considerados, definen la curva masa producto de la suma (Fig. 10.13).

10.4 Cálculo del volumen de almacenamiento.

Para el caso de los abastecimientos, los volúmenes requeridos de almacenamiento casi siempre se calculan para efectuar una regulación diaria de los volúmenes de entrada y salida, con la particularidad de que estos volúmenes deben ser iguales, o sea que el volumen diario de entrada debe ser igual al volumen diario de salida a fin de satisfacer adecuadamente las necesidades de la población, y la variación de los gastos de entrada y de salida se acostumbra representar en forma horaria o sea que la unidad de tiempo para el hidrograma o la curva masa correspondiente es una hora.

La SARH fija como especificación el determinar la capacidad del tanque en función del gasto máximo diario y

de la ley de demandas de la localidad, calculándose ya sea por métodos analíticos o gráficos.

Cuando no se conoce la ley de demandas, se puede aceptar la ley de demandas medias, para la República Mexicana según estudios realizados por el Banco Hipotecario y de Obras Públicas, S. A. que se resume en la tabla siguiente:

| Hora | Demanda | Hora | Demanda | Hora | Demanda |
|-------|---------|---------|---------|-------|---------|
| 0 - 1 | 45 | 8 - 9 | 150 | 16-17 | 130 |
| 1 - 2 | 45 | 9 - 10 | 150 | 17-18 | 120 |
| 2 - 3 | 45 | 10 - 11 | 150 | 18-19 | 100 |
| 3 - 4 | 45 | 11 - 12 | 140 | 19-20 | 100 |
| 4 - 5 | 45 | 12 - 13 | 120 | 20-21 | 90 |
| 5 - 6 | 60 | 13 - 14 | 140 | 21-22 | 90 |
| 6 - 7 | 90 | 14 - 15 | 140 | 22-23 | 80 |
| 7 - 8 | 135 | 15 - 16 | 130 | 23-24 | 60 |

SUMA TOTAL 2400 por ciento horario.

Si la alimentación se efectúa por bombeo, generalmente es continua durante un cierto tiempo, que coincide con turnos o medios turnos de trabajo por facilidad administrativa; pero en todos los casos, conviene estudiar la hora en que debe iniciarse así como su duración, para que resulten mínimos, tanto la capacidad del tanque, como el costo y mantenimiento del sistema.

Si se adoptan las demandas recomendadas por la institución bancaria antes mencionada, la capacidad del tanque según los distintos tiempos de almacenamiento, se encuentran multiplicando el volumen medio horario del día de máximo consumo por los porcentajes indicados en la siguiente tabla:

| Horas de alimentación continua. | Alimentación | | Porcentaje horario | Capacidad de regulación en porcentaje horario |
|---------------------------------|--------------|------------|--------------------|---|
| | Hora inicial | Hora final | | |
| 24 | 0 | 24 | 100 | 405 |
| 20 | 4 | 24 | 120 | 200 |
| 16 | 6 | 22 | 150 | 425 |
| 12 | 6 | 18 | 200 | 795 |
| 8 | 6 | 14 | 300 | 1325 |

a) Procedimiento analítico para determinar el volumen de regulación.

El cálculo se simplifica auxiliándose con un cuadro en el que se tabulan las horas del día y los porcentajes horarios correspondientes, tanto de la alimentación como las de la demanda. Con los valores de estos porcentajes, se encuentra la diferencia alimentación-demanda, pudiendo ser positivo o negativo; en otra columna, se acumulan algebraicamente estas diferencias. De esta columna, se buscan los valores positivo y negativo máximo para sumarlos en valor absoluto; este resultado es el porcentaje horario que se multiplica por el volumen medio horario para obtener la capacidad de regulación del tanque, El valor positivo del porcentaje representa la parte de la capacidad que debe tener el tanque para almacenar

12
el agua que le llega y el negativo la parte adicional para que se efectue el funcionamiento sin deficiencias.

b) Procedimiento gráfico para determinar volúmenes de regulación.

El procedimiento es similar al utilizado en el análisis de funcionamiento hidráulico de un vaso de almacenamiento. Se representan las leyes de demanda y de alimentación en un sistema coordinado tiempo-volumen acumulado y se hace que la ley de alimentación sea tangente a la demanda en sus puntos 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 coordinado y termina en un punto cuyas coordenadas son 24 horas - volumen diario.

Para el caso de que se tengan menos de 24 horas de alimentación, se procede a representar esta ley iniciándola en el origen de los ejes coordinados para moverla paralelamente hasta encontrar el volumen mínimo, fijándose así la hora inicial y final de dicha alimentación.

El valor del volumen se encuentra sumando la ordenada -- que a partir del punto inicial de alimentación, corta a la curva representativa de las demandas, con las ordenadas comprendidas entre el punto final de la alimentación y la ley de demandas.

10.5.- Volumen de emergencia.

Este volumen se acostumbra en poblaciones medianas y grandes y tiene como finalidad el asegurar la continuidad del servicio de agua potable en caso de interrumpirse la alimentación al tanque.

Este volumen normalmente es un porcentaje de la capacidad reguladora o bien el correspondiente a cierto tiempo de consumo. Los valores que normalmente se toman son el 25% y cuatro horas respectivamente.

10.6.- Volumen contra incendio.

En localidades de pocos habitantes no se considera el volumen contra incendio por resultar demasiado grande en relación con el netamente de consumo, siendo los motivos económicos los justificativos de suprimir este volumen. Sin embargo la SARH, establece dentro de sus normas técnicas el definir las siguientes capacidades cuando se justifique:

Capacidad adicional del tanque igual a 2 horas o mas de acuerdo al estudio realizado en cada caso del consumo para incendio en m³, siendo el consumo de incendio como el número de hidrantes en uso simultáneo por el gasto por hidrante, de acuerdo con la siguiente tabla:

| Población miles de habitantes | Hidrantes de incendio de uso simultáneo lps | Localización del hidrante |
|-------------------------------|---|--|
| De 20 a 50 | 2 de 12.6 | uno en el punto mas alejado al punto de alimentación y otro en la zona comercial |

| Población miles de habi- tantes | Hidrantes de incendio de uso simultáneo lps | Localización del hidrante |
|---------------------------------------|---|--|
| De 50 a 200 | 1 de 31.6 | Uno en la zona co- mercial o en el -- punto mas alejado de la red. |
| Mas de 200 | 2 de 31.6 | Uno en la zona co- mercial y otro en el punto mas aleja do al punto de ali- mentación. |

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

OPERACION: Los detectores de nivel en el tanque de agua potable operan las bombas de bajo impulso y las alarmas de alto y bajo nivel en -- este tanque. Los detectores de presión operan las bombas de alto impulso y la alarma de nivel alto o bajo en el tanque elevado.

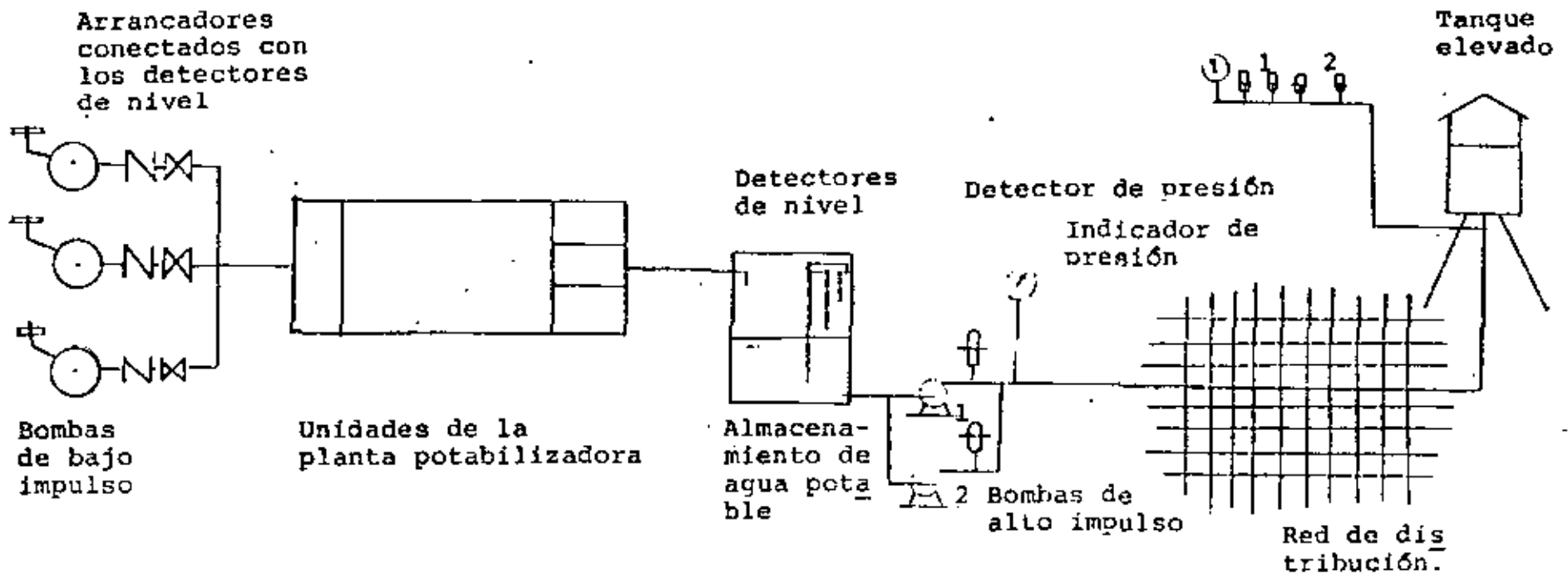


Fig. 10.1 Esquema muy simplificado de un sistema de bombeo-almacenamiento con tanque elevado y planta potabilizadora.

OPERACION:
Los detectores de presión operan a control remoto el equipo de bombeo.

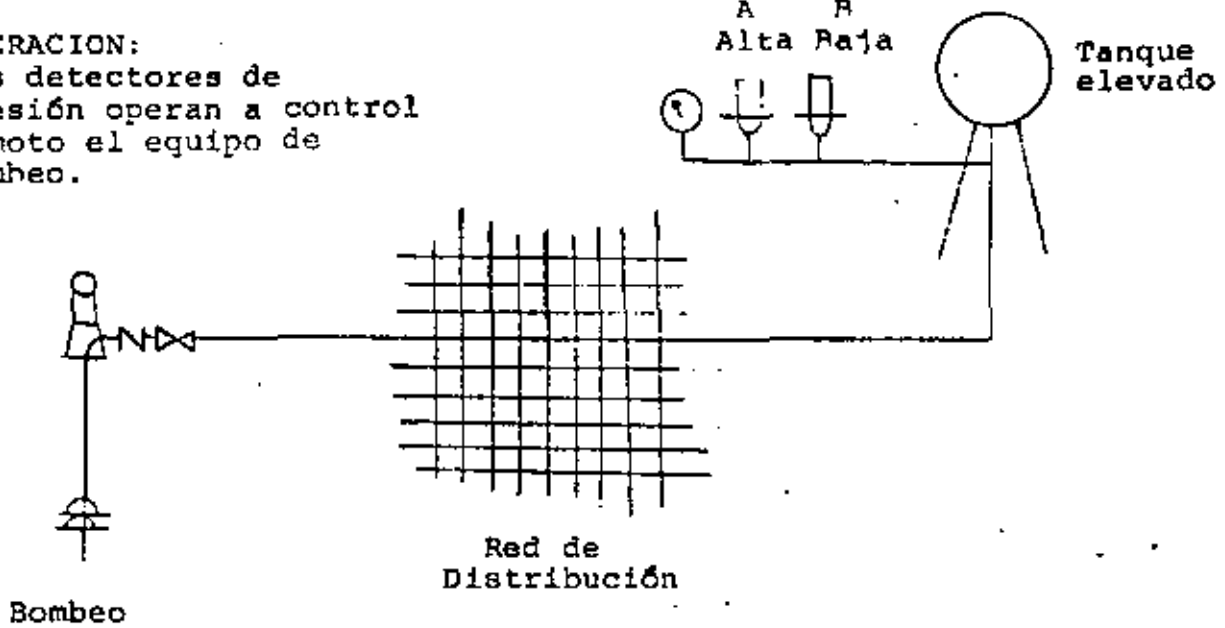
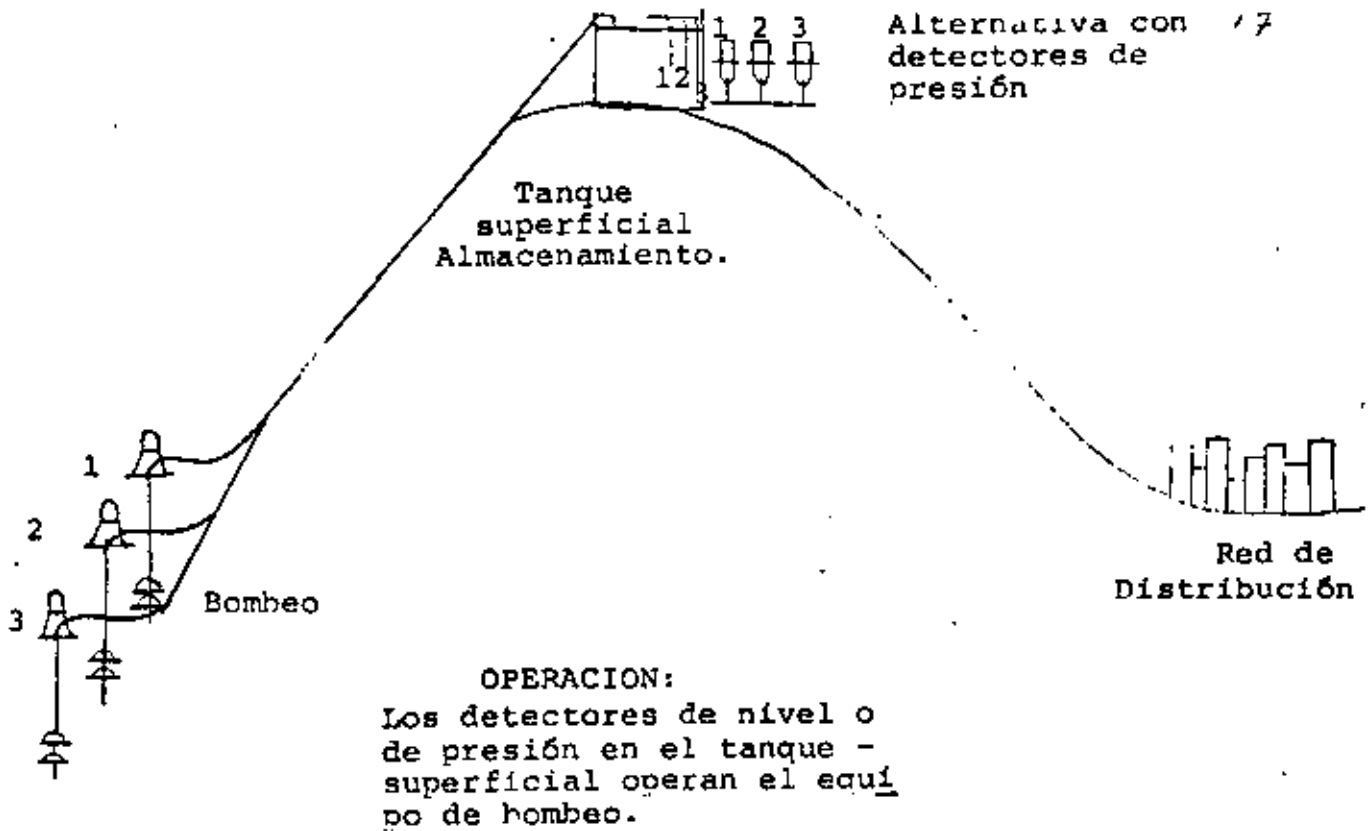


Fig. 10.2 Sistema bombeo-almacenamiento con tanque elevado y bombeo directo a través de la red.

Alternativa con detectores de presión 17



OPERACION:
Los detectores de nivel o de presión en el tanque - superficial operan el equipo de bombeo.

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

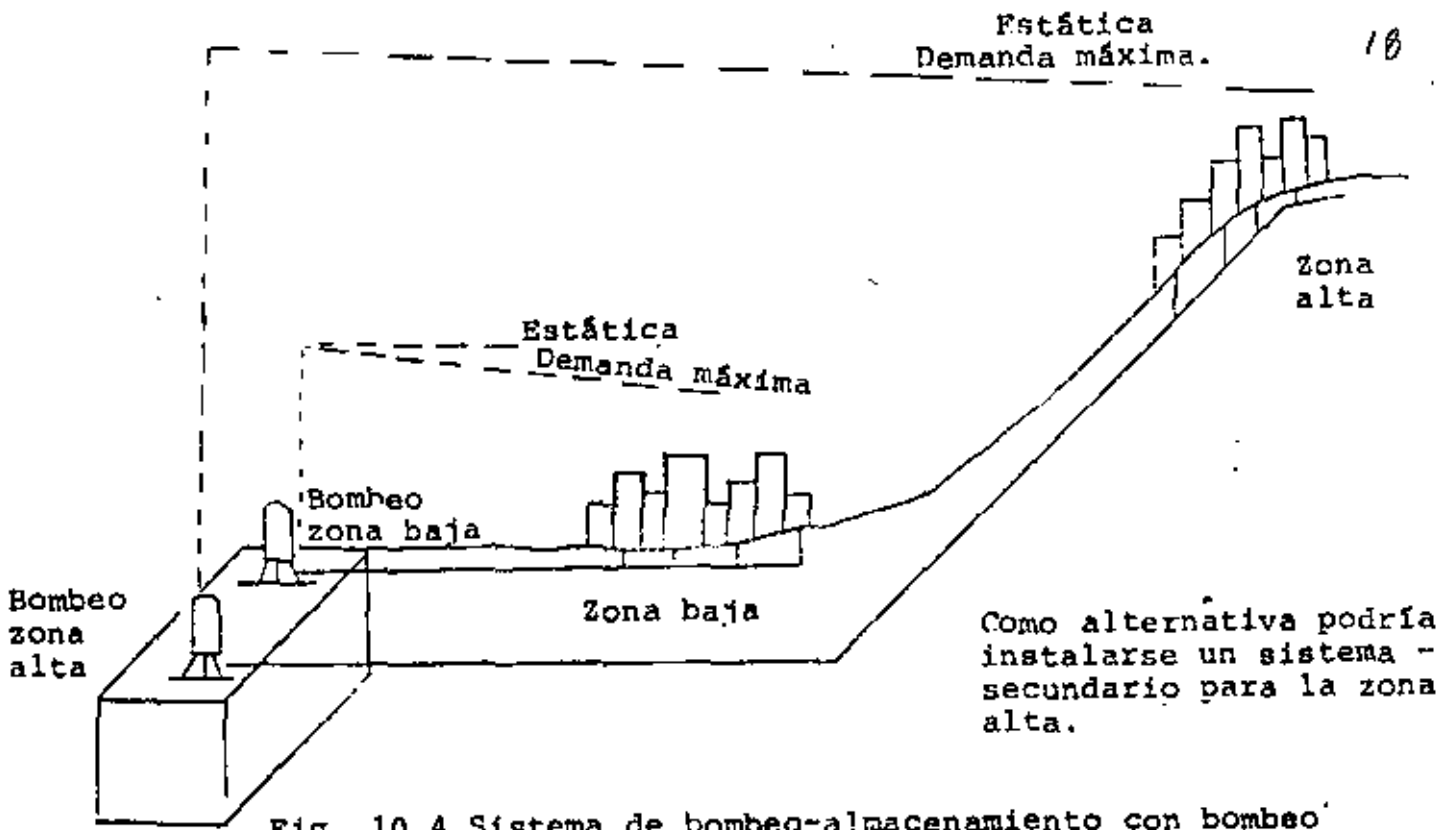


Fig. 10.4 Sistema de bombeo-almacenamiento con bombeo directo a la red de distribución.

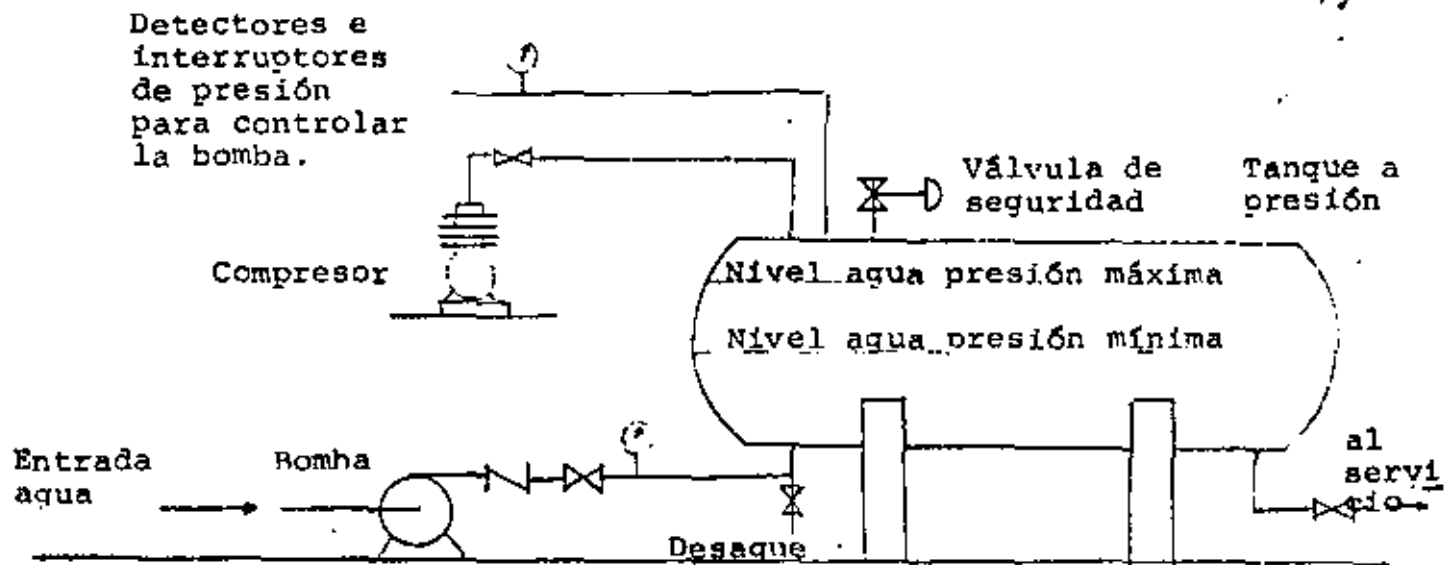


Fig. 10.5 Sistema hidroneumático.

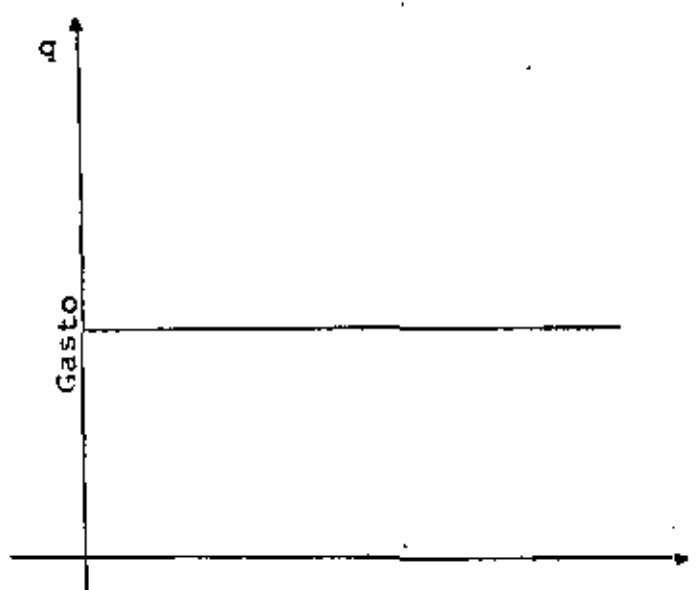


Fig. 10.6 Hidrograma para gasto uniforme

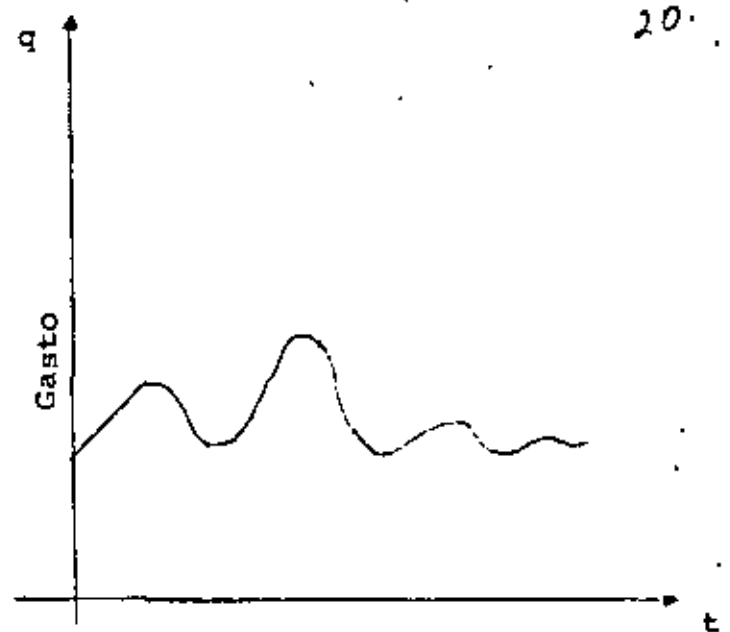


Fig. 10.7 Hidrograma para gasto variable

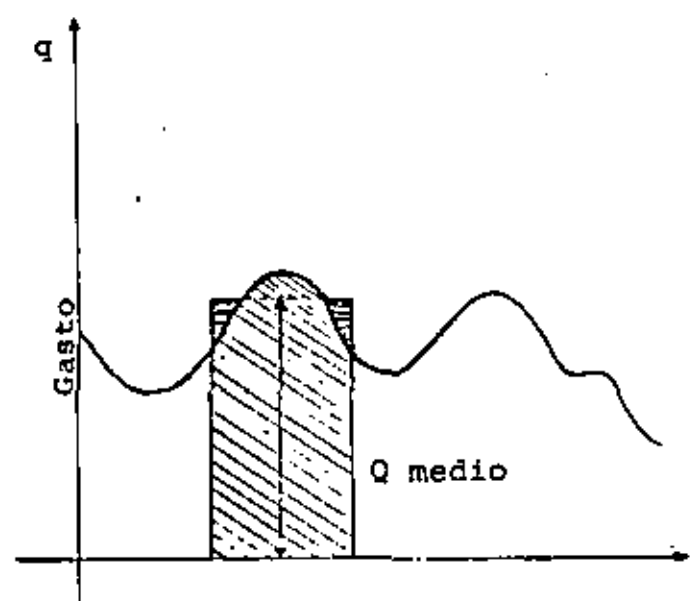


Fig. 10.8 Determinación del gasto medio entre dos tiempos para la sección considerada, mediante igualación de áreas.

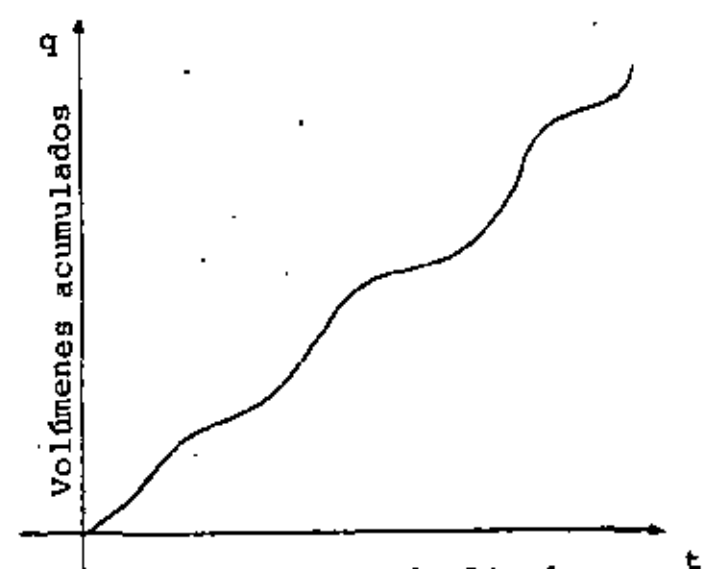


Fig. 10.9 Diagrama de Rippl o curva masa

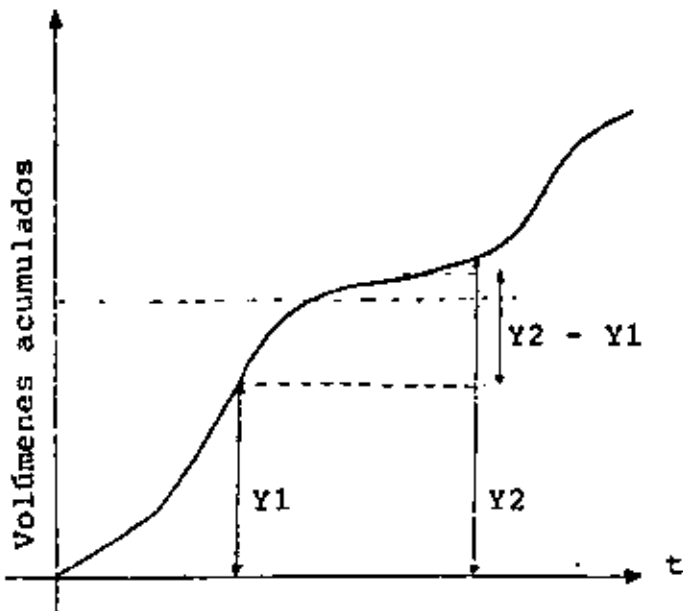


Fig. 10.10 Volumen escurrido en un intervalo de tiempo.

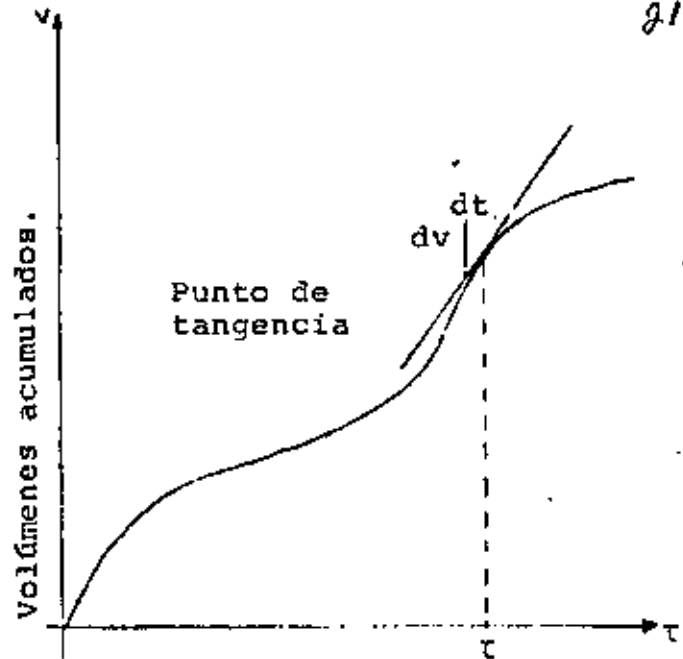


Fig. 10.11 La pendiente de la tangente en un instante de la curva masa representa el gasto en ese instante.

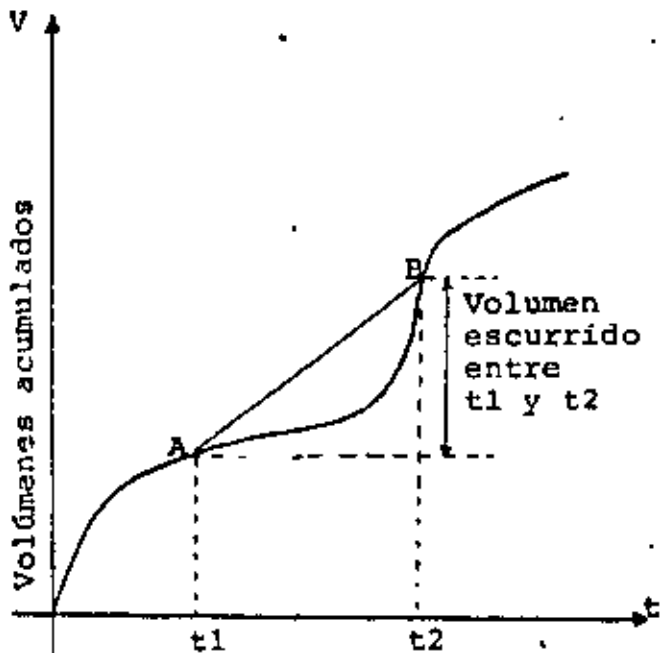


Fig. 10.12 La pendiente de la recta AB representa el gasto medio entre los instantes t_1 y t_2 .

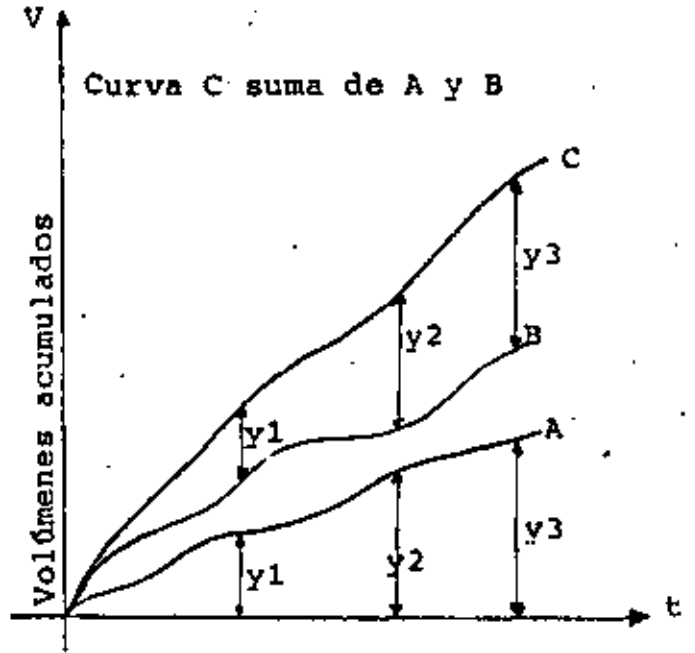


Fig. 10.13 Suma de curvas masa.

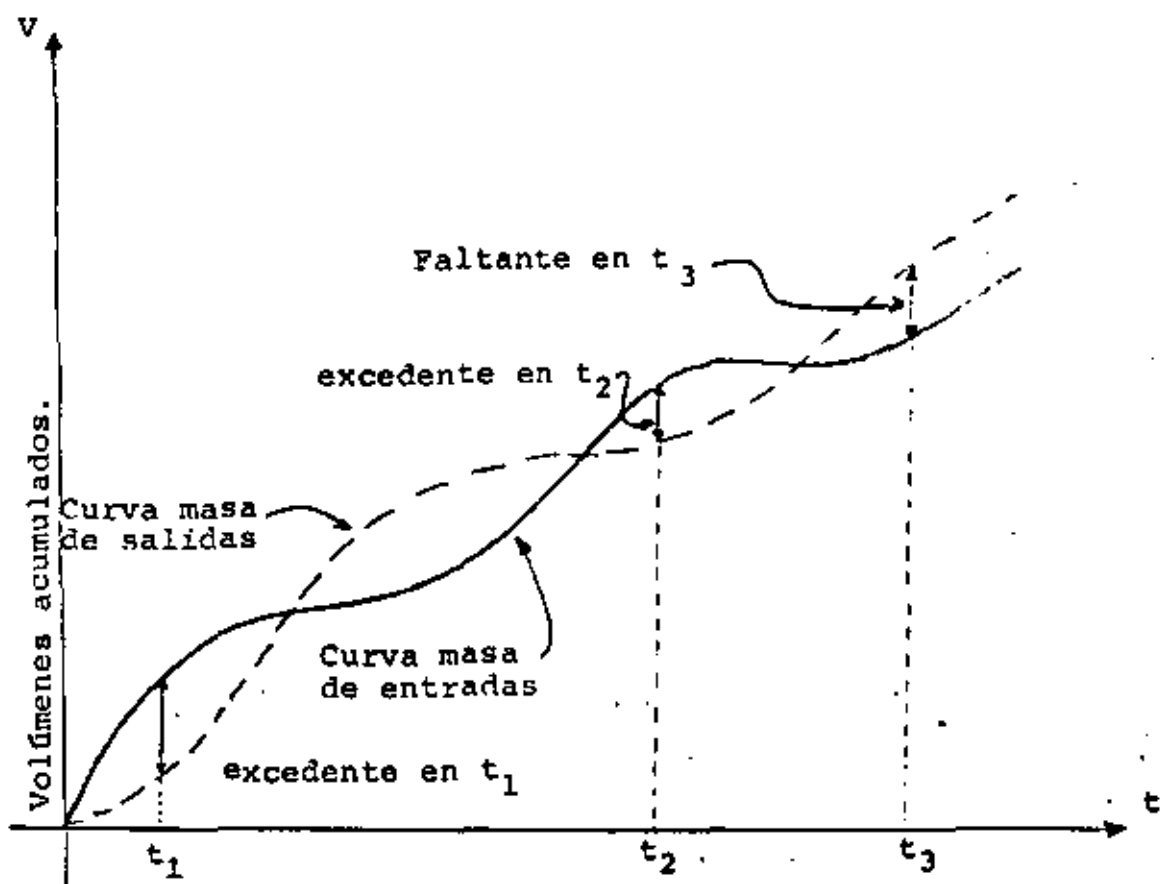


Fig. 10.14 Combinación de curvas masa de entradas y salidas



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam

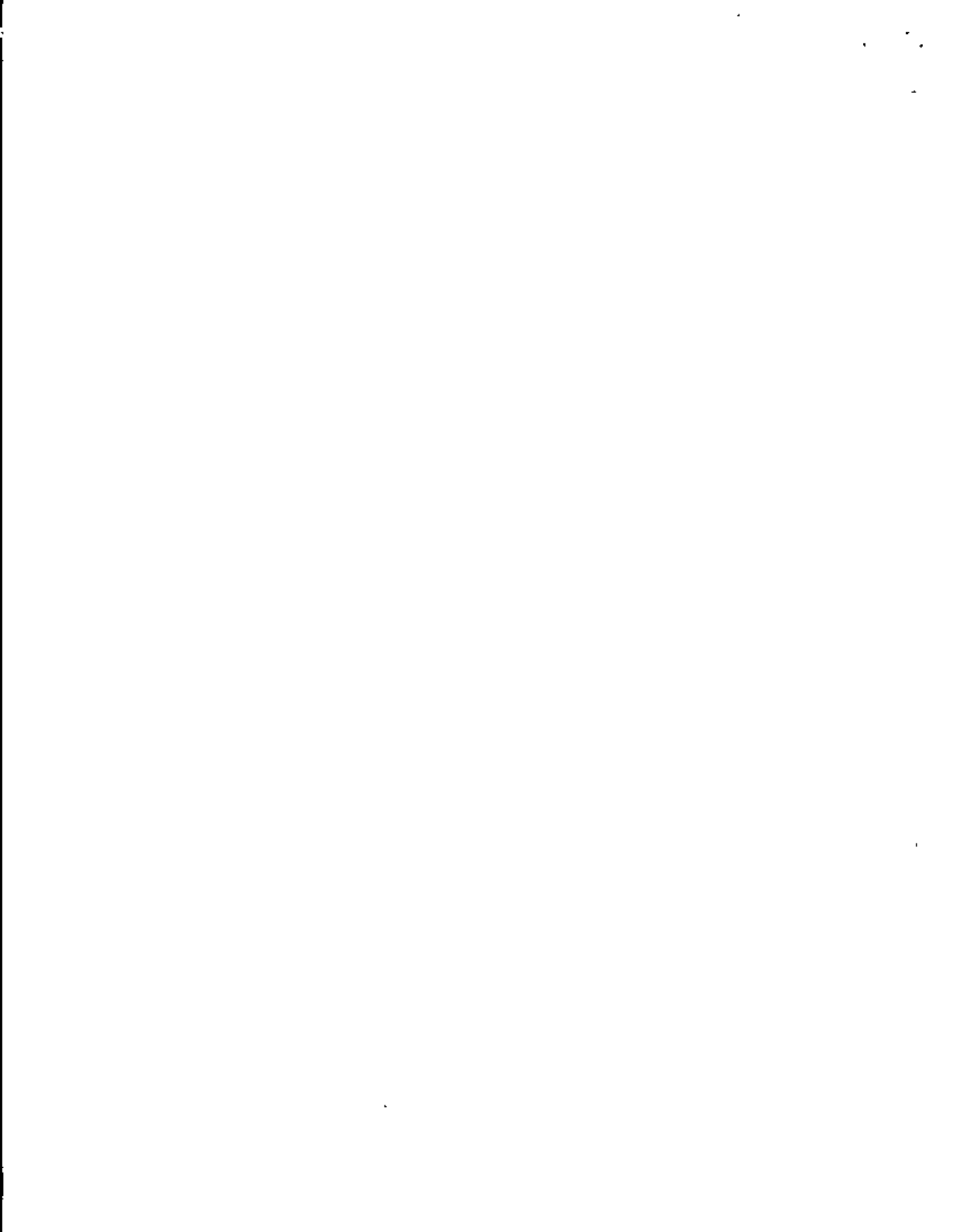


SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SELECCION Y APLICACION DE BOMBAS VERTICALES
DE BAJA CARGA

Dr. Carlos Farías de la Garza

AGOSTO, 1980



3.- A través de los años se han desarrollado una gran variedad de bombas, cada una para un fin específico.

En este programa discutiremos las bombas de hélice y de flujo mixto para cargas bajas.

Las bombas de carga baja están diseñadas para elevar -- grandes volúmenes de líquido contra una carga relativamente baja.

La configuración más común de una bomba de baja carga -- es semejante a la de una bomba de tipo turbina con el -- con el juego de tazones sumergido en el líquido a bombear. El juego de tazones está suspendido de un tubo de columna, el cual a su vez está soportado de un cabezal de descarga que sostiene el motor. Las bombas de baja carga pueden también ser construidas en posición horizontal o para ser instaladas en ángulo en casos especiales.

4.- La velocidad específica conocida simbólicamente como -- N_s es un término empleado por los diseñadores de bombas para correlacionar la capacidad de la bomba, la carga y la velocidad a la eficiencia óptima para clasificar los impulsores de las bombas con respecto a sus similitudes geométricas. Los valores para las bombas de baja -- carga varían de 5000 N_s a 13000 N_s .

La velocidad específica de una bomba determinada no cam

-blará por variación en la velocidad de operación dado -
que las dos están correlacionadas a la eficiencia óptima.

5.- Como su nombre implica la bomba de hélice utiliza una --
hélice semejante a las usadas en los barcos. El líquido -
entra a la bomba en forma paralela al eje de la flecha, -
a través del tazón de succión. La hélice al girar fuer--
za el líquido al través del tazón de descarga en una - -
dirección axial continua. Las venas del difusor del ta--
zón de descarga convierten la energía de velocidad en --
presión. Las aspas de la hélice actúan en forma semejan-
te al ala de un avión creando una presión diferencial.

6.- Esta figura muestra una bomba de flujo mixto. ¿ Cómo - -
actúa ?

Digamos que usted desea incrementar la capacidad de pre-
sión de la bomba de hélice. Es esencial que una parte -
de la energía sea impartida al líquido por fuerza centrí-
fuga. En este tipo de bomba el líquido no se mueve en --
forma recta axialmente con relación a la bomba,

Se mueve axialmente cuando pasa a través del impulsor; -
pero al mismo tiempo está girando alejándose del centro-
de rotación. Para diferenciar este diseño del de tipo de
flujo axial, se le denomina bomba de flujo mixto.

Ambos tipos de bombas pueden ser de dos pasos para ope-

-rar contra cargas mayores. Sin embargo, las ventajas del diseño deberán de ser superiores a las de las bombas de turbina. La carga desarrollada por las bombas de hélice y de flujo mixto es un multiplicador directo del número de tazones empleados y la eficiencia del tazón cambia en forma mínima. Por razones mecánicas el número de pasos es limitado. Hay dos factores de consideración para estos: -- Primero; el máximo diámetro de flecha disponible para -- transmitir la potencia, y segundo, el rango de presión de los tazones. Normalmente dos pasos es lo máximo que debe de considerarse.

- 7.- Las bombas de baja carga deben de ser utilizadas para cargas manométricas hasta de 6 metros, en las de tipo de -- hélice y hasta 15 metros en las de flujo mixto.

La capacidad varía de 50 a 63 litros por segundo hasta un rango actual de 4725 litros por segundo.

El método de instalación de succión vertical abierta requiere un mínimo de espacio horizontal y dado que el primer tazón deberá estar siempre sumergido, no requiere ser cebada.

- 8.- Las bombas de hélice y de flujo mixto suministran la máquina más eficiente de bombeo para su rango de carga de operación. Los pasos de agua a través de los tazones permiten a estas bombas manejar cierta cantidad de basura y -- aguas sucias siempre y cuando se utilice una coladera --

-apropiada.

Sin embargo estas bombas no son del tipo "INATASCABLE". No pueden manejar sólidos o tazas de madera como se muestra en la figura 8. Posteriormente discutiremos la capacidad de manejo de basura de estas bombas.

- 9.- Los requerimientos de potencia son al revés de lo que se considera normal para una bomba centrífuga o de turbina en el sentido de que la potencia disminuye al bajar la carga y se eleva al incrementar la carga de operación, como puede verse en la curva de la figura No. 9.

Dada la alta presión de cierre y la extremadamente alta potencia requerida a esta presión, no es recomendable utilizar estas bombas en un sistema adonde la bomba deba arrancar contra una válvula cerrada.

La operación al lado izquierdo de la línea de puntos es inestable; errática, ruidosa y puede destruir la bomba.

Jamás deberá operarse la bomba en este sector. Los fabricantes de bombas normalmente muestran en sus catálogos solamente la porción útil de la curva, o sea la porción situada a la derecha de la línea de puntos.

- 10.- Las aplicaciones para el control y transferencia de --

- Iíquido cuando los requerimientos de carga sean bajos, son muchos y muy variados. Tales como:

Control de drenaje e Inundaciones

Irrigación

Agua Primaria

Circulación de Condensado

Plantas de Tratamiento de Agua

Plantas de Papel

11.- Las actividades de control de inundaciones y de drenaje - generalmente requieren cargas bajas o medias. El agua --- siempre trae basura y ocasionalmente aguas negras. En un caso así la bomba de hélice o de flujo mixto está siempre cebada y el motor está suficientemente elevado para impedir que se inunde. El sistema puede ser totalmente automatizado ya sea con motores de velocidad constante o variable. La figura 11 muestra una instalación típica de control de inundación.

12.- La bomba de baja carga se adapta bien tanto a proyectos - pequeños o grandes de irrigación, ya sea elevando el agua de un canal a otro más elevado o abasteciendo toda el --- agua primaria de un río o canal a un sistema completo. No hay que olvidar también la posibilidad de bombear el agua que se acumula al final de un campo. Este servicio se llama: Rebombeo o Bombeo de Colas.

13.- La bomba de flujo mixto puede ser utilizada para abaste--

-cer agua primaria cuando la carga de operación cae en los límites de esta bomba.

- 14.- La circulación de condensado y de torres de enfriamiento requieren máxima confiabilidad y eficiencia. El espacio generalmente es vital. La bomba de flujo mixto representa generalmente la mejor solución para este tipo de aplicación.
- 15.- La bomba de baja carga efectuará la gran mayoría de las operaciones de recirculación y retrolavado de los filtros. Estas bombas pueden manejar casi cualquier líquido con excepción de lodos y aguas negras crudas. Si utilizamos un diseño de carcamo húmedo vertical, economizaremos espacio de piso y eliminaremos válvulas.
- 16.- Fábricas de papel y de materia química, tales como la que se muestra en la figura 16 general tal cantidad de residuos como efluentes de los molinos, salmuera, agua de desperdicio y líquidos semejantes.

Estos líquidos pueden ser manejados eficientemente, empleando métodos metalúrgicos para contrarrestar sus propiedades corrosivas. Una de las opciones de lubricación ofrecidas por los fabricantes pueden proteger la flecha y las chumaceras de desgaste por corrosión y abrasión.

- 17.- Todas las bombas de hélice y de flujo mixto tienen dos -

-enemigos comunes la arena y el sílice. Esto es por lo que este tipo de bombas debe de ser protegidas con collarines del tipo de "laberinto" que protegen las chumaceras de la campana de succión contra estos dos intrusos. Este tipo de fabricación es esencialmente útil - si el líquido a bombear contiene cabello, hilos o alambre que tienden a cortar la flecha del tazón. El collarín del tipo de laberinto previene esta acción abrasiva.

- 18.- El sistema de lubricación de aceite por gravedad es el normal para la lubricación de la flecha de la bomba, aunque hay otros tipos de lubricación. La chumacera del tazón de succión está empacada con grasa a prueba de agua y no requiere mayor atención hasta que la bomba no sea desmantelada para servicio. La chumacera inferior del cabezal de descarga y las chumaceras intermedias son lubricadas con agua, mientras que las flechas y las chumaceras del conector son lubricadas con aceite.

El aceite se abastece por gravedad desde un receptáculo de 4 litros a través de la línea de lubricación conectada a la chumacera al conector superior. Un vidrio de control permite su regulación.

En el tipo de flecha abierta lubricada por agua, las chumaceras del tazón se lubrican en la forma normal-

-con excepción de la chumacera superior del adaptador - de descarga que es lubricado por agua. El agua bombeada lubrica las chumaceras de Buna N. La longitud de la - - bomba es tal que no requieren prelubricación. Una válvula eliminadora de aire debe de suministrarse para descargar el aire que se encuentra arriba de la descarga - para permitir que el agua enfríe y lubrique la caja del estopero. La grasea además da lubricación adicional -- al buje del estopero.

- 19.- El sistema presurizado por lubricación de agua limpia - se muestra en la bomba de la izquierda de la figura 19.- La flecha será de acero inoxidable. El agua limpia deberá ser inyectada a una presión mayor que la presión de descarga de la bomba. La inyección al tubo de lubricación es en la posición del tubo normal de aceite así -- como a través de una línea especial que se extiende al cubo de la campana de succión. No existe un by-pass en la caja de descarga en este caso, para que todas las chumaceras estén a presión. Esto impide que el agua bombeada o cualquier sustancia extraña pueda entrar a las chumaceras.

En la bomba del centro presentamos un sistema de engrase a presión en el que cada chumacera está alimentada -- con una línea independiente de grasa. Se puede aplicar - la presión a la grasa ya sea en forma normal o automática como se requiera.

La bomba de la derecha muestra el sistema de aceite a presión que tiene dos líneas de inyección. Sin embargo, y esto debe recordarse, una unidad automática de aceite debe mantener una presión constante. No debe haber orificio de salida en la caja de descarga.

Este sistema es ideal para bombas de servicio pesado de operación continua manejando líquidos ya sea corrosivos o abrasivos. El caso de una bomba de desescamado en una planta metalúrgica es un buen ejemplo de esta aplicación. Esto garantiza una lubricación positiva en todo momento independiente del personal de mantenimiento.

El sistema puede tener una alarma que opere al requerirse aceite en el receptáculo. Si hubiera una fuga en el estopero ud puede confiar que será de aceite -- y no del líquido que se bombea.

20.- Antes de que ud. pueda seleccionar correctamente una bomba de baja carga tendrá que obtener cierta información, tal como:

- 1).- Es variable la capacidad de la bomba ?
- 2).- Carga estática
- 3).- Requerimientos para otras cargas
- 4).- Niveles máximos y mínimos en la succión y descarga de las bombas.
- 5).- Pérdidas por fricción en el sistema.
- 6).- Descripción del líquido a bombear.

- 7).- Ambiente físico en el que operará la bomba
- 8).- Condiciones de succión
- 9).- Características de la fuerza de propulsión
- 10).- Velocidad máxima de operación.

21.- En E.U.A. al hablar de capacidad lo expresan en galones por minuto (GPM). Pies cúbicos por minuto se abrevia -- como CFS. El gasto por día lo expresan en millones de galones por día (MGD). Toda capacidad se calcula a la velocidad normal de operación. Si la capacidad se expresa en otros términos que no sean GPM, deberá ser convertido a esta unidad para poder trabajar con las curvas oficiales del fabricante en E.U.A.

Además deberá ud. confirmar que la bomba operará correctamente tanto a la carga máxima como a la carga mínima del sistema.

Habrán casos en que con una carga extremadamente baja, -- tendrá ud. mucho mayor gasto, dadas las características de elevación en potencia al freno, no recomendamos por ningún caso el que se estrangule la descarga por medio de una válvula, a menos que tenga ud. un motor de propulsión de capacidad suficiente. Es preferible utilizar un retorno en el sistema que es más efectivo y previene el aumento exagerado que puede ocurrir en potencia.

Asegúrese de que su cliente especifique si habrá varia--

-ciones en sus requerimientos de capacidad.

22.- Carga estática es la distancia vertical a la que el agua será elevada.

Aunque la carga calculada se basa en los niveles normales de agua, es importante verificar que la bomba operará satisfactoriamente a los niveles máximo y mínimo que se pueda presentar. La carga máxima ocurrirá con bajo nivel de agua en la cisterna inferior y máximo nivel de agua en el tanque superior de descarga.

Si la bomba opera en estas condiciones con la descarga sumergida en el tanque de descarga puede presentarse una sobrecarga sobre el motor propulsor.

La carga mínima es obviamente el inverso de estas condiciones, o sea con un alto nivel de agua en la cisterna de succión y un bajo nivel de agua en el tanque de descarga. Debe entenderse sin embargo si el nivel de agua en la descarga está abajo al tubo de descarga, la carga real se calculará hasta la línea media del tubo de descarga.

Si la bomba descarga a un cabezal o a un tanque de presión, la presión en este punto deberá suministrarse a la carga estática.

23.- La carga manométrica para la cual deberá ser seleccio

-nada consiste de la suma de los siguientes elementos:

- 1).- Carga estática
- 2).- Fricción en el sistema más allá del centro medio de la descarga de la bomba
- 3).- Fricción en la columna de la bomba
- 4).- Fricción en el cabezal de descarga de la bomba
- 5).- Carga de velocidad.

Dado que ya estudiamos la carga estática, veamos los otros cuatro elementos:

- 24.- Normalmente encontrará ud. que hay un sistema de tubería de descarga más allá de la descarga de la bomba, el cliente suministrará la carga requerida después de ese punto. Si la fricción del sistema de tubería deberá de ser calculado, normalmente se hace utilizando la fórmula de William Hazen:

$$f = .2083 \left(\frac{100}{c} \right)^{1.85} \frac{1.85}{9} \frac{q^2}{d^{4.8655}}, \text{ en la cual}$$

f= Carga de fricción en pies de líquido por 100 pies de tubería.

d= Diámetro interior del tubo en pulgadas

q= Flujo en galones por minuto

c= Una constante correspondiente a la rugosidad de las paredes del tubo.

Dándole un valor de c= 100. Se pueden aceptar otras fórmulas siempre y cuando se consideren aumentos futuros debidos a corrosión u otras causas. Esto es impor-

-tante, ud. encontrará que un aumento en la carga requerirá un incremento en la potencia. También las pérdidas en válvulas, conexiones, curvas y codos, deberán considerarse. Aún una pequeña carga es importante si tenemos una carga manométrica de digamos 3 metros.

El Manual de fricción del Instituto de Normas Hidráulicas tiene completa información sobre curvas, ampliaciones bruscas, reducciones campana y otras.

25.- Como regla general puede ud. ignorar pérdidas en la columna a menos que su longitud sea mayor de 6 metros. La eficiencia es una excepción si se garantiza ésta a menos de 1%, las pérdidas en la columna deben de ser consideradas. La figura ilustra como se muestran las pérdidas en la columna en los catálogos.

26.- Las pérdidas en los codos para descargas arriba o abajo de la superficie pueden ser leídas en la gráfica No. 26.

27.- La velocidad se mide:

$$\frac{\text{gasto en pies cúbicos/segundo}}{\text{Área del conductor en pies}^2} = \frac{\text{G P M} \times .321}{\text{Área en pulgadas}^2}$$

$$\text{Carga de velocidad} = \frac{\text{Velocidad al cuadrado}}{2}$$

2 veces aceleración causada por gravedad.

Esto es la energía cinética en el agua debido a su --

- rato de flujo.

Ejemplo: 20,000 G P M fluyendo en un tubo de 30" - -
(29.02" de diámetro interior) tienen una velocidad de -
9.71 pies por segundo. La carga de velocidad es por - -
lo tanto:

$$\frac{9.71 \times 9.71}{2 \times 32.2} = 1.47 \text{ pies}$$

En una instalación de cárcamo húmedo la carga inferior es una medida estática y la carga de velocidad en la succión no afecta el valor. La carga de velocidad en la descarga se calcula del área adonde se lee la presión o al fina de la descarga si la línea media es la que determina la carga arriba. Este valor se adiciona para obtener la carga manométrica. La gráfica que se muestra en el grabado se muestra en los catálogos para varios diámetros de tubería.

28.- La suma de los elementos listados a la derecha de la bomba en la figura 28 se clasifican como:

Carga total

Carga dinámica total de campo

Carga total de la bomba o

Carga manométrica

Esta carga puede ser dada en metros, libras por pulgada cuadrada o kilogramo por centímetro cuadrado.

Se puede convertir de una a otra cuando es necesario. -

En los últimos años ha habido una mala interpretación o mala aplicación del término "Carga Manométrica". Esto es infortunado pues adonde el término ha sido usado, muchos lo han tomado como "Carga de laboratorio" - y por lo tanto cubriendo todas las pérdidas de la instalación. Los términos carga total del tazón o carga total de la instalación aclararían la duda. El nombre básico cuya dinámica total (TDH) se aplica a la operación del tazón, exclusivamente.

La carga de velocidad es una parte de la carga dinámica total y una función de flujo en el sistema. Esto es real ya sea de tazón o de campo. La carga de velocidad de una bomba de turbina puede ser una parte muy pequeña de la carga total de bombeo, y con frecuencia se le ignora. Pero en el caso de las bombas de baja carga la carga de velocidad puede ser hasta 10% ó 15% de la carga total de bombeo y por consiguiente es de máxima importancia al seleccionar la bomba.

29.- En la figura 29 vemos diversos tipos de potencia indicados. Potencia del tazón, es la fuerza aplicada a la flecha de la bomba, no incluye las pérdidas en el propulsor, en el balero axial o en la flecha de la columna. Las pérdidas en la flecha de columna pueden variar dependiendo en su diámetro, en las revoluciones por minuto y en su longitud, se suman a la unidad de bombeo para su operación en el campo.

Así la fuerza aplicable a la tuerca de ajuste se llama Potencia al Freno, o Potencia de Campo.

La fuerza eléctrica consumida por el motor es llamada Potencia Consumida. Si se empleara un motor de combustión interna se podría determinar la potencia consumida por la cantidad de combustible consumido.

- 30.- Las eficiencias mostradas en las curvas de operación -- corresponden a la eficiencia del tazón la cual es la relación entre la descarga del tazón y la demanda de potencia en caballos de fuerza requeridos en la flecha del tazón. Esta disminuirá cuando las pérdidas en la -- instalación se aumentan a la descarga de la bomba.

La eficiencia de la instalación o de campo es igual a la eficiencia del tazón multiplicada por la carga manométrica total, dividida por la carga manométrica total del tazón. Este cálculo no incluye las pérdidas en la columna, en la flecha y en el balero axial dado que estas generalmente no se toman en consideración a menos que la columna sea de una longitud mayor de 3 metros -- o más corta de lo normal.

La eficiencia total es igual a los pies/libra de líquido bombeado dividido por los pies/libra de energía aplicados al propulsor.

31.- Otros factores de interés general son:

1 Caballo de trabajo es igual a 33,000 pies/libra por minuto de potencia mecánica o 746 watts de fuerza --- eléctrica.

32.- Los motores diesel como regla general consumen .065 - galones de diesel (.25 litros) por caballo de potencia por hora. Los motores de gasolina consumen en las mismas condiciones .110 galones (.42 litros) de gasolina por caballo de potencia por hora.

33.- La cavitación ocurre cuando la presión de una corriente de líquido en movimiento se reduce a un valor igual - o menor a la presión de vapor del líquido.

tal situación es el resultado de un líquido inestable en un sistema en donde los diferenciales de presión -- pueden causar vacíos. Velocidades altas en una localización determinada pueden bajar la presión en forma -- semejante a una baja presión en la presión atmosférica o en aquellos casos en donde hay sumergencia insufi---ciente.

Para ayudar a evitar la cavitación, se da el NPSH requerido por la bomba así como la sumergencia mínima -- y los límites máximos de operación requeridos. La cavitación crea ruidos y, en casos extremos vibración.

Dadas las características de elevación de potencia al freno, especialmente en las bombas de hélice, asegúrese que el motor sea de capacidad suficiente para cubrir la demanda de fuerza requerida por la bomba sin exceder en ningún caso la potencia marcada en la placa. En algunos casos se puede sobrecargar el motor siempre y cuando no exceda el factor de servicio si los requerimientos de fuerza de la bomba a esta carga no son continuas.

34.- "SUMERGENCIA" se refiere a la distancia vertical entre el punto de succión de una bomba o succión sumergida, y la superficie libre del agua. Esta dimensión es estática y describe parcialmente el sistema. No debe confundirse sumergencia con NPSH. La altura del agua arriba de la succión de la bomba es requerida para evitar la formación de vórtices y para satisfacer los requerimientos de NPSH de la bomba.

Los catálogos de los fabricantes de bombas muestran una dimensión mínima requerida al nivel del mar y manejando agua no aerada. Dependiendo del diseño de la cisterna puede requerirse mayor sumergencia. Por otra parte bajo condiciones especiales para servicio intermitente, o usando sombrillas o supresores de vórtices, es posible operar una bomba con menor sumergencia, siempre y cuando se disponga de suficiente NPSHA. Al bombear agua fría a nivel del mar, dada la presión atmosférica de 33 pies de NPSHA, se requiere teóricamente una sumer-

-gencia de CERO y esto se muestra en las curvas de operacion. Si la carga de NPSHR es mayor de 33 pies la dife--
rencia debe de compararse por sumergencia adicional. Si--
esta diferencia es mayor que la sumergencia requerida --
por los vortices, y que sea especffica con el sombolo --
"S", debera usarse este valor.

A mayores alturas sobre el nivel del mar la presion atmos--
ferica de 33 pies (10.06 m.) se reduce una cantidad ---
equivalente de 1.16 pies (.35 m.) por cada 1000 pies de
elevacion (304.8 m.). Por lo tanto a una altura de - ---
10 000 pies (3048 m.) el NPSH disponible es solo de - --
21.4 pies (6.52 m.) en vez de 33 pies (10.06 m.). Ober--
ve sin embargo que el NPSH requerido no varfa.

Para temperaturas de agua arriba de 75° F o 23.9° C y para
otros lquidos, consulte una tabla de presiones de vapor.
Las presiones de vapor mayores que la del agua froa redu--
ciran proporcionalmente el NPSH disponible.

- 35.- El proporcionar sumergencia mayor garantiza la seguridad
de operacion de la bomba, pues reduce la posibilidad de -
formacion de vortices. Ademas los vortices pueden - - --
succionar materias extraoas flotando en el agua, lo que--
no siempre es deseable.

Ha habido quejas sobre el excesivo consumo de corrientes

- de bombas la cual puede ser directamente atribuido --
al efecto de "aspiradora" de los vórtices. Ciertamente --
los vórtices le mantendrán la superficie de agua limpia --
pero todo este material irá a la succión de la bomba. --
además es recomendable dejar espacio adicional entre la --
succión de la bomba y el fondo del Cárcamo en el caso --
de que haya arena o grava fina en el agua.

36.- Sólo hay una forma de obtener una operación óptima de --
una bomba de baja carga y esta es de utilizarla en un --
Cárcamo correctamente diseñado tal como se muestra en --
la figura 36. No siendo posible estudiar esto a fondo, --
recomendamos el libro del Instituto de Normas Hidráulicas --
como la mejor información. Sin embargo daremos algunos --
datos:

- 1).- Limite sus velocidades de entrada a la succión a --
1.5 pies por segundo (.46 m/seg) en bombas con carga --
hasta de 15 pies (4.57m.) .
- 2).- En bombas con cargas mayores las velocidades podrán --
ser hasta de 2 pies por segundo (.6 m/seg).
- 3).- El ancho de la fosa deberá tener un mínimo de 2 ve- --
ces el diámetro de la campana de succión, o mayor --
en caso de bombas de carga muy baja.
- 4).- La velocidad del agua en la sección transversal de --
la entrada del canal interior del agua deberá de ser --
de 1 pie por segundo, o menor (.3 m/seg).
- 5).- El agua no debe de fluir pasando una bomba para lle --
gar a otra.

6).- Las tolerancias entre las paredes y la campana de succión, no deberán de ser menores de $1/16$ de diámetro de la campana, utilizando una tolerancia mayor permitirá reducir la sumergencia.

37.- La distancia vertical de la parte inferior de la campana de succión, deberá ser dada por el fabricante y puede variar desde el 50% del diámetro de la campana hasta 5 veces este diámetro. Esta distancia se utiliza para evitar vórtices comprimidos. Esta condición permite que el agua gire verticalmente y así sólo permite la entrada de porción de la corriente de entrar a la campana.

38.- Algunas instalaciones usan un sifón para bajar la carga de la bomba y así ahorrar corriente eléctrica. Para desarrollar un sifón efectivo, el punto más alto de la línea debe de tener una velocidad de no menos de 5 pies por segundo en este punto elevado o carga de cebado. Además es necesario tener una pendiente brusca con una salida para garantizar que todo el aire es evacuado de la línea de descarga. La reducción en carga es igual a la distancia entre la línea media de la descarga del tubo y la línea media de la descarga de la bomba, menos las pérdidas por fricción en la línea de descarga.

El valor anterior está basado en una descarga libre. Si la descarga al tubo está abajo de la superficie del agua, se calculará la carga de la superficie libre del agua a

- la línea media de la descarga de la bomba, reduciendo también las pérdidas por fricción.

Además el propulsor o motor, debe de tener suficiente potencia para operar la bomba durante el tiempo de cebado. Pueden usarse temporalmente sobrecargas hasta de 25% cuando se utiliza un motor eléctrico.

Al usar un sifón en un sistema para aumentar la eficiencia no debe utilizarse un retorno o By-Pass, ya que esto rompería el sifón, a menos que la elevación va menor que el nivel de agua corriente abajo. Para utilizar un sifón debe usarse además una válvula combinada de eliminación de aire y rompedora de sifón. Instalen ésta en la posición superior del tubo inmediatamente antes de la reducción del tubo. Esto prevendrá la destrucción de la instalación al parar la bomba.

Esta válvula tiene que hacer varias funciones: eliminar el aire mientras se llena la línea de agua; permanecer cerrada bajo un vacío parcial mientras opera la bomba. La válvula más adecuada y práctica es la de velocidad de agua actuada por paletas.

El diseño del sistema debe de ser revisado para asegurarse que no se produzca cavitación en el punto de menor presión absoluta. Además hay que seleccionar tubo de suficiente fuerza para impedir que se colapse bajo vacío,

- en el caso de que la válvula quebradora de sifón no opere adecuadamente.

39.- No confunda las bombas de hélice y la de flujo-mixto -- con las de tipo Inatascable, para el manejo de aguas negras crudas.

Las dos primeras son del tipo de vena y difusor y nunca debe utilizarse para el manejo de aguas negras o de pulpa de papel. Sin embargo debemos ser realistas, las bombas de drenado y en ocasiones las bombas de irrigación -- tendrán que manejar algo de basura, hojas palos, musgo y materias similares. Además aspirarán algo de arena -- y otros materiales abrasivos en estas aplicaciones, la abrasión puede ser dañina a las bombas, desgastando los impulsores, flechas y chumaceras,

Si desea que las estaciones de bombeo tengan larga vida con un alto grado de confiabilidad. Esto se logrará si seguimos unas cuantas reglas de aplicación:

Los sólidos tales como hojas, musgo y raíces tienden a atascar las bombas, se adhieren tenazmente a los bordes de embate de las hélices e impulsores impidiendo el bombeo y reduciendo las áreas de flujo. Al reducir el área de paso la carga interna de la bomba aumenta con el consiguiente aumento en la potencia al freno. Esto muy especialmente en la bomba de hélice. La acción de una hélice es semejante al ala de un avión, de hecho el aspa-

- de la hélice es idéntica. Por lo tanto la basura tiene un efecto crítico sobre la eficiencia de la bomba. - La reacción de una bomba de flujo-mixto es menos severa por dos razones: Primero la potencia al freno no sube tan rápidamente al aumentar la carga de operación; Segundo, la acción de bombeo es parcialmente centrífuga - lo que tiende a dispersar la basura. En el caso que se espere tener condiciones severas, es preferible elegir la bomba de flujo-mixto.

40.- De gran importancia es el desgaste por abrasión causada por la arena, las sales cristalizadas, la escama de los molinos y otras. La abrasión aumentará gradualmente la tolerancia entre la hélice o el impulsor y el tazón. El desgaste será muy rápido al principio decreciendo después al aumentar las tolerancias al tamaño de las partículas que se bombean. En la gráfica adjunta se muestra el cambio relativo en operación de bombas de hélice y flujo-mixto al aumentar el canal de tolerancia. Si se conoce el tamaño aproximado de las partículas que se bombean, estas curvas pueden mostrar la variación en la operación de las bombas al desgastarse. De esta manera puede ud. seleccionar por anticipado las características de las bombas que ud. necesita.

Si se tiene una situación de limpieza adonde la presencia de abrasivos es temporal se recomienda el uso de una bomba de flujo-mixto. El asiento cónico del tazón per-

-lativamente pequeña para evitar una deceleración brusca del flujo del agua al salir del tazón. Una válvula de --
alivio o un tubo de control permiten hacer un retrolavado de la bomba cada vez que se detiene, limpiando así de basura y arenilla las aspas de los impulsores o de las --
hélices. El uso de una matraca para impedir rotación inversa ayuda aún más, dadas las características de aumento de potencia al freno al aumentar la carga, característica de las bombas de hélice muy especialmente, y de las de --
flujo-mixto, siempre deben arrancar estas bombas contra una carga cero, lo que ocurre cuando descarga contra tubo abierto. Por lo tanto se recomienda no usar válvulas de --
compuerta en la descarga, y en el caso de válvulas de cheque, deberán instalarse válvulas eliminadoras de aire o --
tubos de control.

43.-La gráfica 43, muestra una curva típica de velocidad-tanque es típica sólo para la bomba ya que representa el tanque sólo en un punto de la curva.

44.-Las coladeras de canasta u otras sólo deben utilizarse --
con agua limpia pues al cubrirse impiden el paso de entrada de agua de la bomba y la pueden dañar. En caso de --
aguas sucias, deberá utilizarse una rejilla que impida la entrada de sólidos y objetos extraños a la fosa pero que permita el paso de agua colada con libertad.

45.-Una bomba de hélice de provista de matraca para prevenir-

-mite que el impulsor sea elevado dejando mayores tolerancias para la operación inicial y posteriormente, para manejar agua clara, puede bajarse el impulsor a operar con las tolerancias adecuadas.

Si se espera tener un desgaste por abrasión, se recomienda el uso de anillos de desgaste en el tazón, para reducir el costo de las reparaciones requeridas. Además puede existir una acción electrofítica entre el impulsor de bronce y el tazón de hierro, aún en soluciones débiles.

Esto se soluciona con anillos de desgaste o utilizando materiales de construcción de mayor dureza.

41.- Como se ve en la gráfica 41 el efecto de desgaste es menor en el lado derecho de la curva. Esto sucede especialmente en aquellos casos en que la carga manométrica está casi totalmente formada por la carga estática, o sea, que permanece casi constante al reducirse el gasto. Considerando esto la mayor forma de seleccionar una bomba es escogiendo la para operar al lado derecho del puente más alto de eficiencia en la curva.

El desgaste aumenta con la velocidad del flujo y la velocidad de rotación de la flecha, por lo tanto, las bombas de mayor capacidad operando a menor velocidad, tendrán una vida más larga usadas en condiciones severas de abrasión o corrosión. Es conveniente tener una columna de descarga re

- rotación Inversa, puede alcanzar una velocidad en sentido inverso hasta del 175% de su velocidad de operación. La bomba de flujo-mixto alcanza solamente de 150% a 160%. Esto de ninguna manera perjudica a la bomba, pero es preferible utilizar el aditamento contra rotación Inversa. Otro aditamento de importancia es el relevador de tiempo que impide que la bomba arranque hasta que haya parado la corriente de retorno y la bomba se haya detenido, para evitar tensiones superficiales en la flecha.

46.- Las matracas de prevención de rotación inversa son especialmente útiles en los cabezales de ángulo recto accionados por motores de combustión interna.

47.- Se pueden calcular curvas de operación de bombas de hélice o de flujo-mixto a velocidades menores que las mostradas en las curvas usando las leyes convencionales de afinidad:

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1}$$

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

$$BHP_2 = BHP_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3$$

La eficiencia permanece igual en cualquier punto de gasto-carga, en casi todos los casos. Sin embargo notese

- que las velocidades mostradas en las curvas son las - -
máximas admisibles.

48.- Las bombas pueden seleccionarse entre las líneas de gasto-
carga mostradas en las curvas.

En el caso de las bombas de hélice se varía en fábrica el -
ángulo de incidencia de la hélice. En el caso de las bombas
de flujo-mixto se recorta el diámetro del impulsor Inmediao
to superior.

49.- Una vez determinados el gasto y la carga manométrica requereo
ridos se puede seleccionar la bomba adecuada. La selección
más económica, es la bomba más pequeña a la velocidad más-
alta.

Si la carga es suficientemente baja, la bomba de la hélice
es la indicada por ser más económica que la de flujo-mixto
y además generalmente es más eficiente.

50.- El ejemplo mostrado en la figura 50 es para una capacidad -
requerida de 8500 gpm (535.5 eps) a una carga estática de -
26 pies (7.92m).

51.- Las pérdidas por fricción en 90 pies de tubo de 20" - - --
son : 1.13 pies
La fricción en 2 codos de 30' de 20"
es : 0.50 pies

Esto anterior se encuentra en los manuales-
de pérdida por fricción y la carga de velo-
cidad tomada de la gráfica adecuada es:

1.37 pies

La pérdida en un codo de 20" es:

0.70 pies

Estas pérdidas sumadas a la carga estáti-
ca de:

26.00 pies

dan una carga total de:

29.70 pies

La bomba de hélice no puede dar ésta carga, por lo que se -
elige una bomba de flujo-mixto.

52.- La carga dinámica total de 9.05 m. (29.7 pies) fue calculada en la curva de la bomba 16 LM mostrada en el grabado -- No. 52 que como se verán caen entre las curvas A y B. Esta selección indica que el impulsor será adaptado a dar precisamente esta especificación. Si trazamos una línea en -- este punto paralela a la curva B, mostrará la variación en el impulsor modificado y así mismo la operación en la carga resultante.

Una revisión de los niveles de agua mostrados en los grabados anteriores nos indican que las cargas estáticas son -- respectivamente de 9.75 m. (32 pies) y 6.10 m. (20 pies).

Ahora bien, para encontrar la operación de estos 2 puntos, -- es necesario tabular las pérdidas arriba y abajo de éstas -- condiciones de carga, y después sustraer las pérdidas de -- la línea modificada del impulsor para obtener las cargas -- estáticas.

53.- Con un gasto de 378 eps (6000 gpm), las pérdidas por fricción del tubo corresponden a .18 m. (.58 pies); dos codos de 30° crean pérdidas por .09 m. (.30 pies); la carga de velocidad es .20 m. (.67 pies); y el cabezal de descarga representa .098 m. (.32 pies); lo que nos da un total de pérdidas de 0.57 m. (1.87 pies).

Elevando la capacidad a 535 eps (8500 gpm), las pérdidas -- en la tubería se elevará a .344 m. (1.13 pies); la pérdida

- en los dos codos de 30° a .15 m. (.50 pies); la carga velocidad a .42 m. (1.37 pies), y el cabezal de descarga nos da las pérdidas por 0.21 m. (.7 pies), lo que resulta en una carga total de 1.13 m. (3.7 pies).

La última columna muestra una capacidad de 567 eps (9000 gpm) con pérdidas por fricción en tubería de .38 m. (1.25 pies); pérdidas en codos de 30°, .18 m. (.6 pies); carga de velocidad .72 m. (2.35 pies) y pérdidas en el cabezal de descarga de .24 m. (.78 pies) o sea una pérdida total de 1.52 m. --- (4.98 pies).

54.- Ahora, debemos sustraer estas pérdidas de aquellas que aparecen abajo de la curva de carga-capacidad en la curva A. - Los resultados están representados por la curva que aparece directamente arriba de la curva de carga-capacidad B. - - - Observando con cuidado encontramos que a la carga estática de 9.75 m. (32 pies) la capacidad es de 498 eps (7900 gpm) con una carga dinámica total de 10.67 m. (35 pies) y una eficiencia de 85% a 6.10 m. (20 pies) de carga estática la capacidad es de 561 eps (8900 gpm) y la carga dinámica será de 7.62 m. (25 pies) con una eficiencia de 78%.

55.- La potencia al freno en el caso de la carga alta será:

$$\frac{35 \times 7900 \times 1}{3960 \times .85} = \frac{10.67 \times 498 \times 1}{76 \times .85} = 82.2 \text{ BHP}$$

La potencia al freno en el punto de diseño o sea de 7.92m. -

- (26 pies) de carga estática será:

$$\frac{29,7 \times 8500 \times 1}{3960 \times .825} = \frac{9,05 \times 535}{76 \times .825} = 77.3 \text{ BHP}$$

Y la potencia al freno a la carga estática baja de 6.10 m. (20 pies) es:

$$\frac{25 \times 8900 \times 1}{3960 \times .78} = \frac{7,62 \times 561}{76 \times .78} = 72.2 \text{ BHP}$$

Al nivel del mar y con corriente eléctrica adecuada, se puede considerar una sobrecarga permisible de 15%. O sea:

$$75 \times 1.15 = 86,25 \text{ HP.}$$

En este caso se puede seleccionar un motor eléctrico de 75 HP a 1170 RPM. En el caso de que las condiciones no permitan sobrecargar el motor, deberá utilizarse un motor de 100 HP.

En el caso de requerir una columna mayor de 3 m. (10 pies) es necesario añadir pérdidas de columna y de flecha a la potencia H.P. requerida. Estas pérdidas se muestran en el manual del fabricante.

36.- Basado en lo anterior, se utilizará un motor de 75 HP. o de 100 HP dependiendo en la disponibilidad del factor de servicio del motor.

Por último debemos determinar que la carga axial requerida por la bomba puede ser suministrada por el motor. En el caso de ser mayor esta carga axial de la que el motor puede proporcionar deberá solicitarse un motor adecuado para operar con una carga axial mayor.

- 57.- La gráfica que se muestra en el grabado 57, permite conociendo el gasto y la carga hacer una selección rápida del tipo de bomba (Hélice o flujo mixto), velocidad en RPM, más adecuada y potencia del motor basado en una eficiencia aproximada de 85%.

Para determinar el RPM, se convierte los Hertz a 60 ciclos por minuto a ciclos por segundo = $60 \text{ cpm} \times 60 \text{ seg} = 3600 \text{ c.p.s.}$ y esto se divide por los polos del motor entre 2 o sea:

$$\frac{60 \times 60}{\text{Polos} \div 2} = \text{RPM con motor de polos}$$

Ejemplo

$$\frac{60 \times 60}{10 \text{ Polos} \div 2} = 720 \text{ RPM en motor de 10 polos}$$

- 58.- En la gráfica anterior ya hemos determinado el diámetro de columna, el diámetro de cabezal de descarga y la potencia al freno de la bomba. En la tabla mostrada en el grabado No. 58, podemos determinar el diámetro de la flecha requerida por la bomba, conociendo la potencia del motor y su velocidad en RPM.

59.- En general se prefiere utilizar bombas de construcción normal; pero habrá casos en que el tipo de líquido a bombear o el tipo de instalación requerida, exija el uso de una bomba de material o diseño especial, es conveniente - en estos casos consultar al fabricante, para conocer su recomendación.



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ASPECTOS ECONOMICOS Y FINANCIEROS

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

AGOSTO, 1980

-Aspectos Económicos-Financieros del Bombeo.

1. Conceptos Generales.

1.1 Definición de proyecto.- Un proyecto se define como la asignación de recursos para la obtención de bienes y servicios, es decir, que aprovecha al máximo los recursos; por lo tanto implica la evaluación.

1.2 Evaluación de proyectos.- Evaluar un proyecto es hacer la comparación entre los beneficios y los costos del mismo.

Si los beneficios son mayores a los costos, el proyecto es bueno.

El problema básico de la evaluación de proyectos radica en encontrar la alternativa óptima de una serie de alternativas que lleven a un proyecto a producir los mismos beneficios a los menores costos.

1.2.1 Breve instructivo para evaluación de proyectos.

A.- Relación Beneficios - Costos.- Este coeficiente relaciona recursos utilizados con resultados obtenidos y para obtenerlos se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones;

- 1.- El tiempo de construcción del proyecto.
- 2.- La vida económica del proyecto (vida útil).
- 3.- La tasa de interés con que se descontarán tanto los beneficios como los costos.
- 4.- Costos del proyecto:
 - 4.1.- Costos de construcción.- Se determinan las cantidades

por invertir en cada uno de los años del período de construcción.

4.2.- Costos de operación.- Son los costos que se requieren para operar el proyecto. En sistemas de bombeo representan principalmente los costos de energía eléctrica consumida por los equipos de bombeo por lo que se puede separar de los costos de conservación y mantenimiento.

4.3.- Costos de conservación y mantenimiento.- Son aquellas cantidades anuales que se requieren para conservar y mantener operando el proyecto. (Debe incluir costos de operación de equipos especiales).

4.4.- Costos anuales por asistencia técnica.- Cuando el proyecto requiere asesoría técnica en alguna especialidad. En plantas de bombeo puede ser adiestramiento de personal en sistemas de control y señalización automática (uso de minicomputadoras y su equipo auxiliar).

4.5.- Otros costos que se requieran para operar el proyecto en particular (Investigaciones durante la operación, equipos muy especiales, etc.).

5.- Beneficios.

5.1.- Beneficios primarios.- Son los obtenidos a causa del proyecto directamente. En sistemas de bombeo representan

tañ: aumento de los caudales de agua entregada, aumento de dotación por persona, suministro a la población carente del servicio y con ello a la industria y demás sectores.

5.2.- Beneficios secundarios.- Son valores adicionales que se agregan por encima de los bienes o servicios producidos y que son debidos al proyecto. O sea, son los beneficios que se obtienen indirectamente pero que son causados por el proyecto. En nuestro caso podríamos citar por ejemplo, mejoramiento de la salud pública. _____

6.- Tanto los beneficios como los costos se determinan para cada año de la vida útil del proyecto.

7.- Una vez que se tienen los beneficios y los costos cuantificados, se hacen homogéneas las cantidades mediante la tasa de descuento elegida.

8.- Se divide la suma de los beneficios entre la suma de los costos totales, ambos actualizados, para determinar la relación beneficio - costo.

B.- Ocupación de la mano de obra.- Este coeficiente se utiliza para determinar la incidencia de los proyectos sobre la ocupación y servirá para orientar en la resolución de los pro

blemas de desempleo:

$$\text{Coeficiente de ocupación} = \frac{\text{Número de personas empleadas}}{\text{Capital}}$$

El número de personas deben ser las empleadas en un año.

El capital se refiere al capital anual equivalente que se obtiene multiplicando el costo del proyecto actualizado por el factor de recuperación del capital.

$$\text{Factor de recuperación del capital f.r.c.} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Siendo i = tasa de interés considerada por período.

n = número de períodos.

G.- Relación producto - capital.- Es la relación que existe entre el valor agregado por el proyecto y el capital. Esta relación expresa la productividad del capital desde un punto de vista social.

El valor agregado está representado por la suma de los siguientes conceptos:

Sueldos y salarios.

Cuota de conservación y mantenimiento.

Intereses.

Utilidades.

Seguros.

Pagos de rentas y arriendos.

El valor agregado debe ser el incremento debido al proyecto, es decir al valor agregado generado en las condiciones futuras debe restárse el generado en las condiciones actuales.

$$\text{Relación producto - capital} = \frac{\text{Valor agregado}}{\text{Capital}}$$

1.3 Valor presente.- Sea un capital C convertido a una tasa de interés i por período de conversión, durante n períodos de conversión. Digamos que cada período de conversión es de un año.

Al final del primer año se tendrá: $C_1 = C + Ci = C(1+i)$

Para el segundo año: $C_2 = C(1+i) + C(1+i)i = C(1+i)^2$

La sucesión de montos forma una progresión geométrica cuyo n -ésimo término es: $C_n = C(1+i)^n$.

El valor presente a la tasa anual i de un monto C_n con vencimiento en n años, es la suma C tal que invertida ahora a la tasa dada de interés alcanzaría el monto C_n después de n años.

Por lo que:

$$C = C_n \frac{1}{(1+i)^n}$$

$\frac{1}{(1+i)^n}$ es el factor de actualización simple (f.a.s.)

por el cual se multiplican los beneficios y los costos para hacerlos homogéneos a la tasa de descuento elegida. (Consideración 7 del inciso 1.2.1. anterior).

1.4.

Depreciación.- Significa la pérdida de valor que sufre la inversión en bienes percederios por causa de los años de servicio. Las causas de la depreciación pueden ser:

- Factores físicos: uso y desgaste.
- Factores funcionales: Insuficiencia y antigüedad.
- Sucesos eventuales: accidentes.

Hay varios métodos para calcular la depreciación. - Aquí recomendaremos el de Fondo de Amortización que es un método de interés compuesto y que consiste en apartar determinadas sumas anuales que colocadas a interés compuesto son suficientes para la reposición del costo del bien en el momento de su retiro de servicio.

Es necesario determinar el importe de la anualidad que, acumulada a un interés compuesto, iguale el monto del valor depreciable del material fijo en el momento del retiro. El cargo por depreciación consistirá en la anualidad periódica, más los intereses devengados por el fondo.

- Sí:
- C = costo del activo.
 - S = valor residual al final de su vida útil.
 - n = vida útil en años.
 - i = interés anual considerado.

$$\text{Factor del fondo de amortización f.f.a.} = \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

El cargo anual al fondo será;

$$D = (C-S) \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

Supongamos que un equipo de bombeo cuesta - - - - -
\$ 17,000.00 y que su valor residual es de \$ 850.00; su -
vida útil sea de 15 años y se asume un interés de 6 % anual.

Las tablas financieras muestran que para $i = 6\%$ y
 $n = 15$ f.f.a. = 0.04298.

$$D = (17\,000 - 850) \times 0.04298 = 693.85.$$

En la tabla 1 se construye el fondo cuyo saldo no es -
otra cosa que la depreciación acumulada.

2. Estudios económicos alternativos.

2.1 El análisis económico alternativo de un sistema de bombeo pre-
senta como principal problema el encontrar aquella combina- -
ción de los costos de equipo y conducción y de la energía con-
sumida por el proyecto durante su vida útil, tal que dé el cos-
to mínimo al volumen de agua entregada. En pequeñas plantas
de bombeo puede contar más el costo y la eficiencia de los e-
quipos que los costos de la conducción pero en sistemas gran-
des como por ejemplo acueductos con varias estaciones de re-

bombeo y cargas y longitudes apreciables, las inversiones en la conducción pueden significar la parte principal. En el caso de plantas pequeñas, el determinar el diámetro económico puede ser suficiente, eso sí, teniendo cuidado de aplicar correctamente todos los criterios de la hidráulica para dimensionar la estación y seleccionar sus componentes. En estos casos el análisis económico alternativo se reduce a un análisis de diámetro económico. En grandes sistemas de bombeo, el análisis económico de las alternativas debe tomar en cuenta además, las tasas de interés de los financiamientos tanto externos como locales que se consigan y las tarifas eléctricas que se esperan durante la explotación del proyecto. Estos conceptos de intereses y tarifas eléctricas pueden hacer variar el diámetro de la conducción alrededor del diámetro económico encontrado en un primer intento de cálculo exclusivamente hidráulico.

2.2

Análisis económico de un sistema de bombeo.- Se debe partir del supuesto de que los estudios de necesidades de abastecimiento, de factibilidad y de tipo socioeconómico han sido realizados.

Para ilustrar el análisis económico, consideremos un sistema de bombeo para un abastecimiento de agua potable. Dicho sistema está formado por los equipos de bombeo y todos sus

auxiliares, estructura de captación de la fuente de abastecimiento y una conducción incluidos sus tanques de regularización.

Técnicamente la solución al problema es simple pues - seleccionado el diámetro de la conducción, conoceremos las - - pérdidas de carga la cual, sumada a la carga estática, nos dará la carga dinámica de bombeo y puesto que se supone conocido el gasto, podremos dimensionar todos los elementos del sistema. Lo anterior se podrá efectuar para diferentes diámetros de la conducción siendo todos factibles desde el punto de vista técnico.

Para obtener la mejor alternativa desde el punto de vista técnico, económico y financiero será necesario conocer el costo para cada año de operación de cada una de ellas y durante toda su vida útil.

Para el análisis técnico de cada alternativa podemos seguir la secuencia que se propone a continuación.

2.2.1

Diseño de la conducción.- Para este tipo de estructuras el diámetro de la conducción se fija para tener una velocidad media entre 0.5 y 3.0 m/seg.

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{V}}$$

Donde:

D = Diámetro de la conducción.

V = Velocidad media.

Q = Gasto por conducir.

A = Area de la sección del conducto.

Para un valor de la velocidad, comprendida entre los límites fijados anteriormente, se obtendrá un diámetro el cual habrá que ajustarlo a uno comercial. Aquí se ve más claro que hay la posibilidad de trabajar con diferentes diámetros y por tanto diferentes potencias de bombeo.

Teniendo el diámetro comercial de la tubería se calcula su velocidad media:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Las pérdidas de energía en la tubería serán:

$$h_t = h_f + h_m$$

Donde:

h_t = Pérdidas totales de energía.

h_f = Pérdidas por fricción, valuadas con las fórmulas de Manning, Darcy u otras que prefiere aplicar el ingeniero proyectista. La fórmula de Manning se puede recomendar para casos de conducciones de pequeña longitud o cuando no se requiera mucha precisión en la evaluación de las pérdidas. En conducciones largas, las pérdidas por fricción se recomienda calcularlas con las fórmulas de Darcy o de Hazen - Williams por tener factores de fricción más reales.

Para la fórmula de Manning:

$$h_f = K L Q^2$$

$$K = \frac{10.3 n^2}{D^{16/3}}$$

Donde: Q = Gasto en m³/seg.

n = Coeficiente de fricción de Manning.

L = Longitud de la tubería en m.

D = Diámetro del tubo en m.

Los coeficientes de rugosidad que se recomiendan en la fórmula de Manning son:

| Tipo de tubería | n |
|---|-------|
| Asbesto cemento | 0.010 |
| Concreto liso | 0.012 |
| Concreto áspero | 0.016 |
| Acero galvanizado | 0.014 |
| Hierro fundido | 0.013 |
| Acero soldado sin revestimiento | 0.014 |
| Acero soldado con revestimiento interior a base de Epoxy | 0.011 |
| Plástico P.V.C. | 0.009 |

Para la fórmula de Darcy:

$$h_f = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Donde f = Coeficiente de fricción de Darcy.

h_m representa las pérdidas menores que se calcularán para cada caso o que pueden considerarse del 5 % al 10 % de h_f .

La carga dinámica de bombeo será:

$$H_D = H_E + h_t$$

Donde: H_D = Carga dinámica de bombeo.

H_E = Carga estática de bombeo.

Queda por determinar el espesor de la tubería, que dependerá del tipo de tubería seleccionada. Es necesario considerar todas las condiciones bajo las cuales la tubería pueda estar sujeta en el campo; presión interna, sobre presión debida al golpe de ariete, si la tubería va o no enterrada, etc.

2.2.2

Potencia de bombeo.- La potencia de bombeo está dada por la fórmula:

$$HP = \frac{\gamma Q H_D}{76 \eta}$$

- Donde: γ = Peso específico del agua que se toma unitario.
- Q = Gasto de bombeo en l.p.s.
- H_D = Carga dinámica total en m.c.a.
- η = Eficiencia de la bomba en decimales.
- 76 = Factor de transformación de $\frac{Kg \cdot m}{seg.}$ a HP

La potencia en KW consumida por la estación de bombeo será:

$$KW_{Totales} = \frac{HP_{bombeo}}{\eta_m} \times 0.746 + KW_A$$

- Donde η_m = Eficiencia del motor.
- KW_A = Potencia requerida por accesorios: alumbrado, bombas auxiliares, válvulas motorizadas, etc.

2.2.3 Costo promedio del m³ de agua.- Ya estamos en condiciones de computar las inversiones, los costos de operación y los volúmenes de agua para cada año de operación.

Para ilustrar el cálculo del costo promedio del m³ de agua, supongamos un sistema que será instalado para un caudal máximo de 4 m³/seg.

El sistema tendrá un costo de 1 180 millones de pesos, la construcción se hará en tres años, al cuarto año empieza la operación con una producción ascendente de acuerdo al aumento-

de población hasta que a los 15 años se bombea el 100 % -- del caudal instalado. El volúmen producido tiene una merma de 5 % por pérdidas en fugas y evaporación; la vida útil de todo el sistema es de 50 años para las obras civiles y 25 -- años para los equipos; se hace una reposición total a los 25 -- años.

El financimientto se hace con préstamo exterior y lo-- cal con una tasa combinada de 10.5 % anual.

En la tabla número 2 se desarrolla el cálculo para és-- te caso, como ejemplo de una alternativa hipotética y en la -- tabla número 3 se explica el cálculo de energía consumida -- por el sistema.

Bibliografía

Economics of water resources planning.
Douglas James - Robert Lee.
Mc. Graw - Hill.

Manual de Proyectos de desarrollo económico.
Naciones Unidas.

Manual de Administración financiera y contabilidad.
Organización Panamericana de la Salud.
Documento ES-11 de Mayo de 1971.

Tabla 1

EMPRESA DE AGUA Y ALCANTARILLADO

Cuadro de depreciación de un activo con un costo inicial de \$19,000, un valor residual de \$650 y una vida estimada de quince años usando el método de Fondo de Amortización con interés al 5%

| AÑOS | PAGO ANUAL | INTERESES | DEPRECIACION ACUMULADA | |
|------|------------|-----------|------------------------|----------|
| | | | INTERESES | SALDO |
| 1 | 693.85 | - | 693.85 | 693.85 |
| 2 | 693.85 | 41.63 | 735.48 | 1429.33 |
| 3 | 693.85 | 83.75 | 779.60 | 2108.93 |
| 4 | 693.85 | 132.55 | 826.40 | 2935.33 |
| 5 | 693.85 | 182.12 | 875.97 | 3911.30 |
| 6 | 693.85 | 234.67 | 928.52 | 5039.82 |
| 7 | 693.85 | 290.38 | 984.23 | 6324.05 |
| 8 | 693.85 | 349.44 | 1043.29 | 7767.34 |
| 9 | 693.85 | 412.04 | 1105.89 | 9373.23 |
| 10 | 693.85 | 478.39 | 1172.24 | 11145.47 |
| 11 | 693.85 | 548.72 | 1242.57 | 13088.04 |
| 12 | 693.85 | 623.28 | 1317.43 | 15205.17 |
| 13 | 693.85 | 702.31 | 1396.16 | 17501.33 |
| 14 | 693.85 | 786.07 | 1479.92 | 19981.25 |
| 15 | 693.85 | 874.87 | 1568.72 | 26649.97 |

TABLA N.º 2

COSTO PROMEDIO DEL m³ DE AGUA

Producción Local: 0 L/S ; Tasa de Interés: 10.5 % ; Costo de Energía Eléctrica: \$ 0.16 / kWh.

| AÑO | VOL. PROD. M ³ -DÍAS | VOL. VEND. M ³ -DÍAS | ENERGÍA ELECTR. CWS | COSTO DE ENERGÍA M.S. | INVERSIÓN M.S. | CAPEX MANT. M.S. | COSTOS TOT. M.S. | F. A. S. | INVERSIÓN ACTUALIZADA M.S. | VOL. PROD. ACT. M ³ -DÍAS |
|----------------|------------------------------------|------------------------------------|---------------------------|-----------------------------|-------------------|---------------------|---------------------|----------|----------------------------------|---|
| 1974 | | | | | 500.00 | | | 1.0000 | 500.00 | |
| 1975 | | | | | 354.00 | | | 0.9250 | 320.37 | |
| 1976 | | | | | 235.00 | | | 0.8100 | 190.22 | |
| 1977 | 62.875 | 65.431 | 208.544 | 40.34 | | 15.2 | 63.54 | 0.7412 | 47.00 | 51.05 |
| 1978 | 73.100 | 69.445 | 225.455 | 51.33 | | 15.2 | 65.58 | 0.6707 | 44.05 | 40.02 |
| 1979 | 73.095 | 74.179 | 303.773 | 50.04 | | 15.2 | 70.24 | 0.6070 | 42.03 | 47.23 |
| 1980 | 81.521 | 77.445 | 319.207 | 57.55 | | 15.2 | 72.79 | 0.5492 | 39.57 | 44.72 |
| 1981 | 85.440 | 82.118 | 340.065 | 61.33 | | 15.2 | 76.41 | 0.4971 | 37.98 | 42.97 |
| 1982 | 91.207 | 85.732 | 350.167 | 64.98 | | 15.2 | 80.03 | 0.4493 | 35.00 | 41.07 |
| 1983 | 96.895 | 91.105 | 379.856 | 69.37 | | 15.2 | 83.57 | 0.4071 | 34.02 | 39.02 |
| 1984 | 100.637 | 93.510 | 399.031 | 71.62 | | 15.2 | 87.02 | 0.3695 | 33.08 | 37.04 |
| 1985 | 106.623 | 101.252 | 423.909 | 76.50 | | 15.2 | 91.70 | 0.3354 | 30.57 | 35.85 |
| 1986 | 111.630 | 106.290 | 447.784 | 80.80 | | 15.2 | 95.80 | 0.3018 | 29.91 | 35.77 |
| 1987 | 112.197 | 112.267 | 475.362 | 85.57 | | 15.2 | 100.77 | 0.2731 | 27.62 | 32.29 |
| 1988 | 123.337 | 117.170 | 438.405 | 89.71 | | 15.2 | 104.91 | 0.2471 | 25.92 | 30.47 |
| 1989 | 129.467 | 123.013 | 526.106 | 94.70 | | 15.2 | 109.50 | 0.2236 | 24.57 | 28.95 |
| 1990 | 135.027 | 128.285 | 551.761 | 99.32 | | 15.2 | 114.52 | 0.2024 | 23.18 | 27.53 |
| 1991 a 2027 | | | | | | | | 1.6802 | 215.32 | 253.00 |
| | | | | | | | | SUMA | 1794.04 | 794.65 |
| 2002 | | | | | 250.00 | | | 0.6511 | 13.02 | |
| | | | | | | | | SUMA | 1812.06 | |

COSTO PROMEDIO DEL m³

$$\frac{1812.06}{739.05} = \$ 2.45$$

SIN TRATAMIENTO

T A B L A N° 3

1982

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local 0 L/Seg.

| Q(m ³ /seg) | PLANTA | M.W | GWH/AÑO (MWx8760) | M ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/M ³) |
|------------------------|--------|--------|----------------------|---------------------|---|
| 2.061 (1976) | 1 | 2.641 | | | |
| | 2 | 3.389 | | | |
| | 3 | 4.125 | | | |
| | 4 | 8.950 | | | |
| | 5 | 6.896 | | | |
| | 6 | 2.692 | | | |
| | | | 28.695 | 253.029 | 64.996 |
| 2.184 (1977) | 1 | 2.911 | | | |
| | 2 | 3.610 | | | |
| | 3 | 4.381 | | | |
| | 4 | 9.487 | | | |
| | 5 | 7.313 | | | |
| | 6 | 3.055 | | | |
| | | | 30.657 | 269.544 | 68.875 |
| 2.312 (1978) | 1 | 2.999 | | | |
| | 2 | 3.854 | | | |
| | 3 | 4.684 | | | |
| | 4 | 10.074 | | | |
| | 5 | 7.776 | | | |
| | 6 | 3.243 | | | |
| | | | 32.560 | 285.455 | 73.100 |

| Q(m ³ /seg) | PLANTA | M.W | GWH/AÑO (MWx8760) | M ³ /AÑO | KWH/m ³ (GWH/M ³) |
|------------------------|--------|--------|----------------------|---------------------|---|
| 2.476 (1979) | 1 | 3.224 | | | |
| | 2 | 4.146 | | | |
| | 3 | 5.000 | | | |
| | 4 | 10.767 | | | |
| | 5 | 8.301 | | | |
| | 6 | 3.465 | | | |
| | | | 34.903 | 305.773 | 78.023 |
| 2.585 (1980) | 1 | 3.384 | | | |
| | 2 | 4.354 | | | |
| | 3 | 5.236 | | | |
| | 4 | 11.245 | | | |
| | 5 | 8.672 | | | |
| | 6 | 3.618 | | | |
| | | | 36.509 | 319.607 | 81.621 |
| 2.741 (1981) | 1 | 3.614 | | | |
| | 2 | 4.654 | | | |
| | 3 | 5.573 | | | |
| | 4 | 11.922 | | | |
| | 5 | 9.202 | | | |
| | 6 | 3.830 | | | |
| | | | 38.815 | 340.055 | 86.440 |

T A B L A N º 1

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local 0 L/Seg.

| Q (m³/seg) | PLANTA | M W | GWH/AÑO (MWx8760) | Mm³/AÑO | KWH/m³ (GWH/Mm³) |
|-----------------|--------|--------|----------------------|---------|---------------------|
| 2.895 (1982) | 1 | 3.845 | | | |
| | 2 | 4.959 | | | |
| | 3 | 5.913 | | | |
| | 4 | 12.609 | | | |
| | 5 | 9.726 | | | |
| | 6 | 4.056 | | | |
| | | | 41.111 | 360.167 | 91.297 |
| 3.044 (1983) | 1 | 4.076 | | | |
| | 2 | 5.263 | | | |
| | 3 | 6.249 | | | |
| | 4 | 13.269 | | | |
| | 5 | 10.237 | | | |
| | 6 | 4.266 | | | |
| | | | 43.359 | 379.856 | 95.996 |
| 3.188 (1984) | 1 | 4.303 | | | |
| | 2 | 5.565 | | | |
| | 3 | 6.575 | | | |
| | 4 | 13.904 | | | |
| | 5 | 10.732 | | | |
| | 6 | 4.469 | | | |
| | | | 45.548 | 399.031 | 100.537 |

| Q (m³/seg) | PLANTA | M W | GWH/AÑO (MWx8760) | Mm³/AÑO | KWH/m³ (GWH/Mm³) |
|-----------------|--------|--------|----------------------|---------|---------------------|
| 3.381 (1985) | 1 | 4.614 | | | |
| | 2 | 5.979 | | | |
| | 3 | 7.021 | | | |
| | 4 | 14.762 | | | |
| | 5 | 11.395 | | | |
| | 6 | 4.747 | | | |
| | | | 48.510 | 429.999 | 106.623 |
| 3.548 (1986) | 1 | 4.892 | | | |
| | 2 | 6.351 | | | |
| | 3 | 7.415 | | | |
| | 4 | 15.504 | | | |
| | 5 | 11.974 | | | |
| | 6 | 4.984 | | | |
| | | | 51.120 | 447.734 | 111.890 |
| 3.748 (1987) | 1 | 5.234 | | | |
| | 2 | 6.912 | | | |
| | 3 | 7.892 | | | |
| | 4 | 16.399 | | | |
| | 5 | 12.556 | | | |
| | 6 | 5.269 | | | |
| | | | 54.272 | 475.369 | 116.197 |

T A B L A N° 3

345

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local O L/Seg.

| Q (m³/seg) | PLANTA | MW | KWH / AÑO (MW x 8760) | Mm³ / AÑO | KWH / m³ (KWH / Mm³) |
|-----------------|--------|--------|--------------------------|-----------|-------------------------|
| 3.911 (1988) | 1 | 5.522 | | | |
| | 2 | 7.205 | | | |
| | 3 | 8.295 | | | |
| | 4 | 17.133 | | | |
| | 5 | 13.238 | | | |
| | 6 | 5.502 | | | |
| | | | 56.895 | 498.405 | 123.337 |
| 4.106 (1989) | 1 | 5.275 | | | |
| | 2 | 7.691 | | | |
| | 3 | 8.727 | | | |
| | 4 | 18.008 | | | |
| | 5 | 13.919 | | | |
| | 6 | 5.780 | | | |
| | | | 60.061 | 526.106 | 129.487 |
| 4.282 (1990) | 1 | 6.208 | | | |
| | 2 | 8.151 | | | |
| | 3 | 9.243 | | | |
| | 4 | 18.209 | | | |
| | 5 | 14.544 | | | |
| | 6 | 6.033 | | | |
| | | | 62.988 | 551.761 | 135.037 |

SUMA KWH₁₄ = 55.648

SUMA KWH₁₄ = 55.648

SUMA KWH₃₅ = 36 x 4.066 = 147.096

SUMA KWH = 202.744

$\frac{202.744}{50} = 4.055$

KWH/m³ = 4.055

Compound Interest Tables

FORMULAS FOR CALCULATING COMPOUND INTEREST FACTORS

Single Payment-Compound Amount Factor $(1+i)^n$
 (F/P, i, n) f. i. c.
 (factor de interés compuesto)

Single Payment-Present Worth Factor $\frac{1}{(1+i)^n}$
 (P/F, i, n) f. a. s.
 (factor de actualización simple)

Sinking Fund Factor $\frac{i}{(1+i)^n - 1}$
 (A/F, i, n) f. f. a.
 (factor del fondo de amortización)

Capital Recovery Factor $\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$
 (A/P, i, n) f. r. c.
 (factor de recuperación del capital)

Uniform Series-Compound Amount Factor $(1+i)^n - 1$
 (F/A, i, n) f. i. c. s.
 (factor de interés compuesto de una serie)

Uniform Series-Present Worth Factor $\frac{1}{(1+i)^n - 1}$
 (P/A, i, n) f. a. c.
 (factor de actualización compuesto)

TABLE E-1

1% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor P/A | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0100 | 0.9901 | 1.00000 | 1.01000 | 1.000 | 0.990 | 1 |
| 2 | 1.0201 | 0.9803 | 0.49751 | 0.50751 | 2.010 | 1.970 | 2 |
| 3 | 1.0303 | 0.9706 | 0.33002 | 0.34002 | 3.030 | 2.941 | 3 |
| 4 | 1.0406 | 0.9610 | 0.24623 | 0.25623 | 4.060 | 3.952 | 4 |
| 5 | 1.0510 | 0.9515 | 0.19064 | 0.20064 | 5.101 | 4.835 | 5 |
| 6 | 1.0615 | 0.9420 | 0.16235 | 0.17235 | 6.152 | 5.755 | 6 |
| 7 | 1.0721 | 0.9327 | 0.13863 | 0.14863 | 7.214 | 6.729 | 7 |
| 8 | 1.0829 | 0.9235 | 0.12059 | 0.13059 | 8.298 | 7.652 | 8 |
| 9 | 1.0937 | 0.9143 | 0.10574 | 0.11674 | 9.369 | 8.555 | 9 |
| 10 | 1.1046 | 0.9053 | 0.09353 | 0.10553 | 10.462 | 9.471 | 10 |
| 11 | 1.1157 | 0.8963 | 0.08345 | 0.09645 | 11.567 | 10.398 | 11 |
| 12 | 1.1268 | 0.8874 | 0.07485 | 0.08835 | 12.683 | 11.355 | 12 |
| 13 | 1.1381 | 0.8787 | 0.06741 | 0.08141 | 13.809 | 12.341 | 13 |
| 14 | 1.1495 | 0.8700 | 0.06090 | 0.07590 | 14.947 | 13.354 | 14 |
| 15 | 1.1610 | 0.8613 | 0.05512 | 0.07112 | 16.097 | 14.395 | 15 |
| 16 | 1.1726 | 0.8528 | 0.05004 | 0.06694 | 17.258 | 15.471 | 16 |
| 17 | 1.1843 | 0.8444 | 0.04546 | 0.06326 | 18.430 | 16.582 | 17 |
| 18 | 1.1961 | 0.8360 | 0.04138 | 0.06008 | 19.615 | 17.728 | 18 |
| 19 | 1.2081 | 0.8277 | 0.03770 | 0.05730 | 20.811 | 18.909 | 19 |
| 20 | 1.2202 | 0.8195 | 0.03442 | 0.05492 | 22.019 | 20.124 | 20 |
| 21 | 1.2324 | 0.8114 | 0.03153 | 0.05293 | 23.239 | 21.373 | 21 |
| 22 | 1.2447 | 0.8034 | 0.02895 | 0.05125 | 24.472 | 22.656 | 22 |
| 23 | 1.2572 | 0.7954 | 0.02668 | 0.04987 | 25.716 | 23.974 | 23 |
| 24 | 1.2697 | 0.7876 | 0.02470 | 0.04870 | 26.973 | 25.327 | 24 |
| 25 | 1.2824 | 0.7798 | 0.02291 | 0.04771 | 28.243 | 26.715 | 25 |
| 26 | 1.2953 | 0.7720 | 0.02130 | 0.04687 | 29.526 | 28.139 | 26 |
| 27 | 1.3082 | 0.7644 | 0.01985 | 0.04615 | 30.821 | 29.599 | 27 |
| 28 | 1.3213 | 0.7568 | 0.01854 | 0.04554 | 32.129 | 31.095 | 28 |
| 29 | 1.3345 | 0.7493 | 0.01736 | 0.04503 | 33.450 | 32.628 | 29 |
| 30 | 1.3478 | 0.7419 | 0.01629 | 0.04462 | 34.785 | 34.198 | 30 |
| 31 | 1.3613 | 0.7346 | 0.01533 | 0.04430 | 36.133 | 35.805 | 31 |
| 32 | 1.3749 | 0.7273 | 0.01446 | 0.04407 | 37.494 | 37.449 | 32 |
| 33 | 1.3887 | 0.7201 | 0.01368 | 0.04393 | 38.869 | 39.130 | 33 |
| 34 | 1.4026 | 0.7130 | 0.01298 | 0.04388 | 40.258 | 40.848 | 34 |
| 35 | 1.4166 | 0.7060 | 0.01235 | 0.04390 | 41.660 | 42.603 | 35 |
| 40 | 1.4802 | 0.6717 | 0.00946 | 0.04304 | 48.856 | 52.835 | 40 |
| 45 | 1.5643 | 0.6391 | 0.00717 | 0.04271 | 56.951 | 64.595 | 45 |
| 50 | 1.6446 | 0.6080 | 0.00551 | 0.04251 | 64.403 | 77.198 | 50 |
| 55 | 1.7283 | 0.5785 | 0.00437 | 0.04253 | 72.372 | 90.587 | 55 |
| 60 | 1.8157 | 0.5504 | 0.00362 | 0.04274 | 81.670 | 104.855 | 60 |
| 65 | 1.9094 | 0.5237 | 0.00310 | 0.04310 | 90.917 | 120.027 | 65 |
| 70 | 2.0093 | 0.4983 | 0.00265 | 0.04351 | 100.676 | 136.167 | 70 |
| 75 | 2.1091 | 0.4741 | 0.00226 | 0.04392 | 110.913 | 153.337 | 75 |
| 80 | 2.2167 | 0.4511 | 0.00192 | 0.04432 | 121.672 | 171.608 | 80 |
| 85 | 2.3293 | 0.4292 | 0.00162 | 0.04472 | 132.979 | 191.057 | 85 |
| 90 | 2.4436 | 0.4084 | 0.00136 | 0.04513 | 144.865 | 211.751 | 90 |
| 95 | 2.5735 | 0.3886 | 0.00113 | 0.04554 | 157.354 | 233.753 | 95 |
| 100 | 2.7243 | 0.3697 | 0.00092 | 0.04595 | 170.481 | 257.129 | 100 |

TABLE E-2

1 1/2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/P | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0125 | 0.9877 | 1.00000 | 1.01250 | 1.000 | 0.989 | 1 |
| 2 | 1.0252 | 0.9755 | 0.49689 | 0.50939 | 2.012 | 1.963 | 2 |
| 3 | 1.0380 | 0.9634 | 0.32920 | 0.34170 | 3.038 | 2.927 | 3 |
| 4 | 1.0509 | 0.9515 | 0.24536 | 0.25786 | 4.076 | 3.878 | 4 |
| 5 | 1.0541 | 0.9398 | 0.19505 | 0.20756 | 5.127 | 4.818 | 5 |
| 6 | 1.0774 | 0.9282 | 0.16133 | 0.17403 | 6.191 | 5.746 | 6 |
| 7 | 1.0909 | 0.9167 | 0.13759 | 0.15009 | 7.268 | 6.663 | 7 |
| 8 | 1.1045 | 0.9054 | 0.11963 | 0.13213 | 8.359 | 7.568 | 8 |
| 9 | 1.1183 | 0.8942 | 0.10567 | 0.11817 | 9.463 | 8.462 | 9 |
| 10 | 1.1323 | 0.8832 | 0.09450 | 0.10700 | 10.582 | 9.346 | 10 |
| 11 | 1.1464 | 0.8723 | 0.08537 | 0.09787 | 11.714 | 10.218 | 11 |
| 12 | 1.1608 | 0.8615 | 0.07776 | 0.09026 | 12.860 | 11.079 | 12 |
| 13 | 1.1753 | 0.8509 | 0.07132 | 0.08382 | 14.021 | 11.930 | 13 |
| 14 | 1.1900 | 0.8404 | 0.06581 | 0.07831 | 15.196 | 12.771 | 14 |
| 15 | 1.2048 | 0.8300 | 0.06103 | 0.07353 | 16.386 | 13.601 | 15 |
| 16 | 1.2199 | 0.8197 | 0.05685 | 0.06935 | 17.591 | 14.420 | 16 |
| 17 | 1.2351 | 0.8096 | 0.05316 | 0.06566 | 18.811 | 15.230 | 17 |
| 18 | 1.2506 | 0.7996 | 0.04983 | 0.06238 | 20.046 | 16.030 | 18 |
| 19 | 1.2662 | 0.7896 | 0.04696 | 0.05946 | 21.297 | 16.819 | 19 |
| 20 | 1.2820 | 0.7800 | 0.04432 | 0.05682 | 22.563 | 17.599 | 20 |
| 21 | 1.2981 | 0.7704 | 0.04194 | 0.05444 | 23.843 | 18.370 | 21 |
| 22 | 1.3143 | 0.7609 | 0.03977 | 0.05227 | 25.143 | 19.131 | 22 |
| 23 | 1.3307 | 0.7515 | 0.03780 | 0.05030 | 26.457 | 19.882 | 23 |
| 24 | 1.3474 | 0.7422 | 0.03599 | 0.04849 | 27.788 | 20.624 | 24 |
| 25 | 1.3642 | 0.7330 | 0.03432 | 0.04682 | 29.135 | 21.357 | 25 |
| 26 | 1.3812 | 0.7240 | 0.03279 | 0.04529 | 30.500 | 22.081 | 26 |
| 27 | 1.3985 | 0.7150 | 0.03137 | 0.04387 | 31.881 | 22.796 | 27 |
| 28 | 1.4160 | 0.7062 | 0.03005 | 0.04255 | 33.279 | 23.503 | 28 |
| 29 | 1.4337 | 0.6975 | 0.02882 | 0.04132 | 34.695 | 24.200 | 29 |
| 30 | 1.4516 | 0.6889 | 0.02768 | 0.04018 | 36.129 | 24.889 | 30 |
| 31 | 1.4698 | 0.6804 | 0.02661 | 0.03911 | 37.581 | 25.569 | 31 |
| 32 | 1.4881 | 0.6720 | 0.02561 | 0.03811 | 39.050 | 26.241 | 32 |
| 33 | 1.5067 | 0.6637 | 0.02467 | 0.03717 | 40.539 | 26.905 | 33 |
| 34 | 1.5256 | 0.6555 | 0.02378 | 0.03628 | 42.045 | 27.560 | 34 |
| 35 | 1.5446 | 0.6474 | 0.02293 | 0.03545 | 43.571 | 28.208 | 35 |
| 40 | 1.6436 | 0.6084 | 0.01942 | 0.03192 | 51.450 | 31.327 | 40 |
| 45 | 1.7489 | 0.5718 | 0.01659 | 0.02919 | 59.916 | 34.235 | 45 |
| 50 | 1.8810 | 0.5373 | 0.01452 | 0.02702 | 68.332 | 37.013 | 50 |
| 55 | 1.9603 | 0.5050 | 0.01275 | 0.02525 | 78.422 | 39.603 | 55 |
| 60 | 2.1072 | 0.4746 | 0.01129 | 0.02379 | 88.375 | 42.015 | 60 |
| 65 | 2.2422 | 0.4450 | 0.01005 | 0.02256 | 99.377 | 44.321 | 65 |
| 70 | 2.3859 | 0.4191 | 0.00902 | 0.02152 | 110.872 | 46.470 | 70 |
| 75 | 2.5358 | 0.3939 | 0.00812 | 0.02062 | 123.103 | 48.459 | 75 |
| 80 | 2.7015 | 0.3702 | 0.00735 | 0.01985 | 136.119 | 50.387 | 80 |
| 85 | 2.8745 | 0.3479 | 0.00667 | 0.01917 | 149.968 | 52.170 | 85 |
| 90 | 3.0588 | 0.3269 | 0.00607 | 0.01857 | 164.705 | 53.846 | 90 |
| 95 | 3.2548 | 0.3072 | 0.00554 | 0.01804 | 180.368 | 55.421 | 95 |
| 100 | 3.4634 | 0.2887 | 0.00507 | 0.01757 | 197.072 | 56.901 | 100 |

TABLE E-3

1 1/2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/P | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0150 | 0.9852 | 1.00000 | 1.01500 | 1.000 | 0.975 | 1 |
| 2 | 1.0302 | 0.9707 | 0.49628 | 0.51138 | 2.015 | 1.936 | 2 |
| 3 | 1.0457 | 0.9563 | 0.32438 | 0.34138 | 3.035 | 2.871 | 3 |
| 4 | 1.0614 | 0.9421 | 0.24454 | 0.25944 | 4.071 | 3.854 | 4 |
| 5 | 1.0773 | 0.9283 | 0.19409 | 0.20907 | 5.112 | 4.783 | 5 |
| 6 | 1.0934 | 0.9145 | 0.16053 | 0.17553 | 6.210 | 5.697 | 6 |
| 7 | 1.1098 | 0.9010 | 0.13656 | 0.15156 | 7.325 | 6.598 | 7 |
| 8 | 1.1265 | 0.8877 | 0.11858 | 0.13358 | 8.453 | 7.486 | 8 |
| 9 | 1.1434 | 0.8746 | 0.10461 | 0.11961 | 9.559 | 8.361 | 9 |
| 10 | 1.1605 | 0.8617 | 0.09343 | 0.10843 | 10.703 | 9.222 | 10 |
| 11 | 1.1779 | 0.8489 | 0.08429 | 0.09929 | 11.867 | 10.071 | 11 |
| 12 | 1.1956 | 0.8364 | 0.07664 | 0.09168 | 13.041 | 10.908 | 12 |
| 13 | 1.2136 | 0.8240 | 0.07024 | 0.08424 | 14.237 | 11.732 | 13 |
| 14 | 1.2318 | 0.8118 | 0.06472 | 0.07792 | 15.450 | 12.541 | 14 |
| 15 | 1.2502 | 0.7999 | 0.05993 | 0.07294 | 16.682 | 13.343 | 15 |
| 16 | 1.2690 | 0.7880 | 0.05577 | 0.06877 | 17.932 | 14.131 | 16 |
| 17 | 1.2880 | 0.7764 | 0.05208 | 0.06508 | 19.201 | 14.908 | 17 |
| 18 | 1.3073 | 0.7649 | 0.04881 | 0.06181 | 20.489 | 15.673 | 18 |
| 19 | 1.3270 | 0.7536 | 0.04588 | 0.05888 | 21.797 | 16.426 | 19 |
| 20 | 1.3469 | 0.7425 | 0.04323 | 0.05623 | 23.124 | 17.169 | 20 |
| 21 | 1.3671 | 0.7315 | 0.04087 | 0.05387 | 24.473 | 17.900 | 21 |
| 22 | 1.3876 | 0.7207 | 0.03870 | 0.05170 | 25.838 | 18.621 | 22 |
| 23 | 1.4084 | 0.7100 | 0.03673 | 0.04973 | 27.219 | 19.331 | 23 |
| 24 | 1.4295 | 0.6995 | 0.03492 | 0.04792 | 28.614 | 20.020 | 24 |
| 25 | 1.4509 | 0.6892 | 0.03326 | 0.04626 | 30.023 | 20.700 | 25 |
| 26 | 1.4727 | 0.6790 | 0.03173 | 0.04473 | 31.514 | 21.359 | 26 |
| 27 | 1.4948 | 0.6690 | 0.03030 | 0.04332 | 32.987 | 22.008 | 27 |
| 28 | 1.5172 | 0.6591 | 0.02896 | 0.04200 | 34.481 | 22.727 | 28 |
| 29 | 1.5400 | 0.6494 | 0.02778 | 0.04078 | 35.999 | 23.376 | 29 |
| 30 | 1.5631 | 0.6398 | 0.02664 | 0.04164 | 37.539 | 24.016 | 30 |
| 31 | 1.5865 | 0.6303 | 0.02557 | 0.04057 | 39.102 | 24.636 | 31 |
| 32 | 1.6103 | 0.6210 | 0.02458 | 0.03958 | 40.683 | 25.267 | 32 |
| 33 | 1.6344 | 0.6118 | 0.02364 | 0.03864 | 42.289 | 25.879 | 33 |
| 34 | 1.6589 | 0.6028 | 0.02276 | 0.03776 | 43.933 | 26.482 | 34 |
| 35 | 1.6839 | 0.5939 | 0.02193 | 0.03693 | 45.592 | 27.076 | 35 |
| 40 | 1.8540 | 0.5513 | 0.01843 | 0.03343 | 54.268 | 29.916 | 40 |
| 45 | 1.9542 | 0.5117 | 0.01572 | 0.03072 | 63.614 | 32.552 | 45 |
| 50 | 2.1052 | 0.4730 | 0.01357 | 0.02857 | 73.653 | 35.000 | 50 |
| 55 | 2.2679 | 0.4409 | 0.01183 | 0.02683 | 84.320 | 37.271 | 55 |
| 60 | 2.4432 | 0.4093 | 0.01039 | 0.02539 | 96.215 | 39.320 | 60 |
| 65 | 2.6320 | 0.3799 | 0.00919 | 0.02419 | 108.803 | 41.355 | 65 |
| 70 | 2.8355 | 0.3527 | 0.00817 | 0.02317 | 122.154 | 43.155 | 70 |
| 75 | 3.0546 | 0.3274 | 0.00730 | 0.02230 | 136.993 | 44.842 | 75 |
| 80 | 3.2907 | 0.3039 | 0.00655 | 0.02155 | 152.711 | 46.427 | 80 |
| 85 | 3.5450 | 0.2821 | 0.00589 | 0.02089 | 169.655 | 47.841 | 85 |
| 90 | 3.8189 | 0.2619 | 0.00532 | 0.02032 | 187.930 | 49.210 | 90 |
| 95 | 4.1141 | 0.2431 | 0.00481 | 0.01981 | 207.605 | 50.452 | 95 |
| 100 | 4.42 | 0.2256 | 0.00437 | 0.01937 | 228.803 | 51.625 | 100 |

TABLE E-4
13% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|---------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0173 | 0.9828 | 1.0000 | 1.0173 | 1.000 | 0.983 |
| 2 | 1.0353 | 0.9439 | 0.49566 | 0.51316 | 2.018 | 1.949 |
| 3 | 1.0534 | 0.9050 | 0.32757 | 0.34507 | 3.053 | 2.898 |
| 4 | 1.0719 | 0.8660 | 0.24353 | 0.26103 | 4.105 | 3.851 |
| 5 | 1.0906 | 0.8269 | 0.19312 | 0.21062 | 5.178 | 4.748 |
| 6 | 1.1097 | 0.7878 | 0.15252 | 0.17702 | 6.269 | 5.649 |
| 7 | 1.1291 | 0.7486 | 0.11553 | 0.13303 | 7.379 | 6.555 |
| 8 | 1.1489 | 0.7094 | 0.08754 | 0.09504 | 8.508 | 7.468 |
| 9 | 1.1690 | 0.6702 | 0.06556 | 0.07106 | 9.656 | 8.388 |
| 10 | 1.1894 | 0.6310 | 0.05238 | 0.05688 | 10.823 | 9.314 |
| 11 | 1.2103 | 0.5918 | 0.04323 | 0.04673 | 12.015 | 9.927 |
| 12 | 1.2314 | 0.5526 | 0.03751 | 0.03931 | 13.225 | 10.740 |
| 13 | 1.2530 | 0.5134 | 0.03317 | 0.03467 | 14.457 | 11.538 |
| 14 | 1.2749 | 0.4742 | 0.02965 | 0.03116 | 15.710 | 12.322 |
| 15 | 1.2972 | 0.4350 | 0.02688 | 0.02768 | 16.984 | 13.093 |
| 16 | 1.3199 | 0.3958 | 0.02470 | 0.02520 | 18.282 | 13.850 |
| 17 | 1.3430 | 0.3566 | 0.02302 | 0.02352 | 19.602 | 14.595 |
| 18 | 1.3665 | 0.3174 | 0.02174 | 0.02224 | 20.945 | 15.327 |
| 19 | 1.3904 | 0.2782 | 0.02082 | 0.02132 | 22.311 | 16.046 |
| 20 | 1.4148 | 0.2390 | 0.02019 | 0.02069 | 23.702 | 16.753 |
| 21 | 1.4395 | 0.2007 | 0.01981 | 0.02011 | 25.116 | 17.448 |
| 22 | 1.4647 | 0.1624 | 0.01957 | 0.01987 | 26.555 | 18.130 |
| 23 | 1.4904 | 0.1241 | 0.01946 | 0.01976 | 28.021 | 18.801 |
| 24 | 1.5164 | 0.0858 | 0.01945 | 0.01975 | 29.511 | 19.461 |
| 25 | 1.5430 | 0.0475 | 0.01952 | 0.01982 | 31.027 | 20.109 |
| 26 | 1.5700 | 0.0092 | 0.01966 | 0.01996 | 32.570 | 20.745 |
| 27 | 1.5973 | 0.0000 | 0.01987 | 0.02017 | 34.140 | 21.372 |
| 28 | 1.6250 | 0.0000 | 0.02015 | 0.02045 | 35.738 | 21.997 |
| 29 | 1.6530 | 0.0000 | 0.02050 | 0.02080 | 37.363 | 22.622 |
| 30 | 1.6813 | 0.0000 | 0.02092 | 0.02122 | 39.017 | 23.246 |
| 31 | 1.7100 | 0.0000 | 0.02141 | 0.02171 | 40.700 | 23.870 |
| 32 | 1.7391 | 0.0000 | 0.02197 | 0.02227 | 42.412 | 24.494 |
| 33 | 1.7687 | 0.0000 | 0.02260 | 0.02290 | 44.154 | 25.118 |
| 34 | 1.8000 | 0.0000 | 0.02330 | 0.02360 | 45.927 | 25.742 |
| 35 | 1.8320 | 0.0000 | 0.02407 | 0.02437 | 47.731 | 26.367 |
| 40 | 2.0016 | 0.0000 | 0.02747 | 0.02777 | 57.234 | 28.554 |
| 45 | 2.1832 | 0.0000 | 0.03179 | 0.03209 | 67.590 | 30.966 |
| 50 | 2.3683 | 0.0000 | 0.03717 | 0.03747 | 78.903 | 33.541 |
| 55 | 2.5663 | 0.0000 | 0.04373 | 0.04403 | 91.290 | 36.335 |
| 60 | 2.7813 | 0.0000 | 0.05159 | 0.05189 | 104.875 | 39.364 |
| 65 | 3.0184 | 0.0000 | 0.06080 | 0.06110 | 119.670 | 42.641 |
| 70 | 3.2804 | 0.0000 | 0.07149 | 0.07179 | 135.701 | 46.176 |
| 75 | 3.5703 | 0.0000 | 0.08380 | 0.08410 | 152.992 | 49.987 |
| 80 | 3.8904 | 0.0000 | 0.09790 | 0.09820 | 171.574 | 54.080 |
| 85 | 4.2440 | 0.0000 | 0.11390 | 0.11420 | 191.499 | 58.465 |
| 90 | 4.6340 | 0.0000 | 0.13200 | 0.13230 | 212.811 | 63.162 |
| 95 | 5.0640 | 0.0000 | 0.15250 | 0.15280 | 235.570 | 68.200 |
| 100 | 5.5480 | 0.0000 | 0.17580 | 0.17610 | 269.840 | 73.610 |

TABLE E-5
2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|---------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0200 | 0.9804 | 1.00000 | 1.02000 | 1.000 | 0.980 |
| 2 | 1.0404 | 0.9612 | 0.47505 | 0.51505 | 2.020 | 1.942 |
| 3 | 1.0612 | 0.9423 | 0.32575 | 0.34575 | 3.060 | 2.834 |
| 4 | 1.0824 | 0.9236 | 0.24162 | 0.26262 | 4.122 | 3.685 |
| 5 | 1.1041 | 0.9052 | 0.19216 | 0.21216 | 5.204 | 4.513 |
| 6 | 1.1263 | 0.8880 | 0.15353 | 0.17353 | 6.308 | 5.321 |
| 7 | 1.1491 | 0.8718 | 0.12451 | 0.15451 | 7.434 | 6.110 |
| 8 | 1.1724 | 0.8566 | 0.10351 | 0.13551 | 8.582 | 6.880 |
| 9 | 1.1962 | 0.8424 | 0.08952 | 0.12252 | 9.752 | 7.632 |
| 10 | 1.2206 | 0.8292 | 0.08153 | 0.11353 | 10.954 | 8.368 |
| 11 | 1.2456 | 0.8170 | 0.07754 | 0.10854 | 12.188 | 9.088 |
| 12 | 1.2712 | 0.8058 | 0.07555 | 0.10555 | 13.454 | 9.792 |
| 13 | 1.2974 | 0.7956 | 0.07456 | 0.10356 | 14.752 | 10.480 |
| 14 | 1.3242 | 0.7864 | 0.07457 | 0.10257 | 16.082 | 11.152 |
| 15 | 1.3516 | 0.7782 | 0.07458 | 0.10258 | 17.444 | 11.808 |
| 16 | 1.3796 | 0.7710 | 0.07459 | 0.10259 | 18.838 | 12.448 |
| 17 | 1.4082 | 0.7648 | 0.07460 | 0.10260 | 20.264 | 13.072 |
| 18 | 1.4374 | 0.7596 | 0.07461 | 0.10261 | 21.722 | 13.680 |
| 19 | 1.4672 | 0.7554 | 0.07462 | 0.10262 | 23.212 | 14.272 |
| 20 | 1.4976 | 0.7522 | 0.07463 | 0.10263 | 24.734 | 14.848 |
| 21 | 1.5286 | 0.7490 | 0.07464 | 0.10264 | 26.288 | 15.408 |
| 22 | 1.5602 | 0.7468 | 0.07465 | 0.10265 | 27.874 | 15.952 |
| 23 | 1.5924 | 0.7446 | 0.07466 | 0.10266 | 29.492 | 16.480 |
| 24 | 1.6252 | 0.7424 | 0.07467 | 0.10267 | 31.142 | 17.092 |
| 25 | 1.6586 | 0.7402 | 0.07468 | 0.10268 | 32.824 | 17.688 |
| 26 | 1.6926 | 0.7380 | 0.07469 | 0.10269 | 34.538 | 18.268 |
| 27 | 1.7272 | 0.7358 | 0.07470 | 0.10270 | 36.284 | 18.832 |
| 28 | 1.7624 | 0.7336 | 0.07471 | 0.10271 | 38.062 | 19.380 |
| 29 | 1.7982 | 0.7314 | 0.07472 | 0.10272 | 39.872 | 19.912 |
| 30 | 1.8346 | 0.7292 | 0.07473 | 0.10273 | 41.714 | 20.428 |
| 31 | 1.8716 | 0.7270 | 0.07474 | 0.10274 | 43.588 | 20.928 |
| 32 | 1.9092 | 0.7248 | 0.07475 | 0.10275 | 45.494 | 21.412 |
| 33 | 1.9474 | 0.7226 | 0.07476 | 0.10276 | 47.432 | 21.880 |
| 34 | 1.9862 | 0.7204 | 0.07477 | 0.10277 | 49.402 | 22.332 |
| 35 | 2.0256 | 0.7182 | 0.07478 | 0.10278 | 51.404 | 22.768 |
| 40 | 2.1656 | 0.7130 | 0.07480 | 0.10280 | 60.448 | 24.192 |
| 45 | 2.3172 | 0.7078 | 0.07482 | 0.10282 | 70.534 | 25.608 |
| 50 | 2.4816 | 0.7026 | 0.07484 | 0.10284 | 81.672 | 27.016 |
| 55 | 2.6588 | 0.6974 | 0.07486 | 0.10286 | 93.872 | 28.416 |
| 60 | 2.8498 | 0.6922 | 0.07488 | 0.10288 | 107.144 | 29.808 |
| 65 | 3.0548 | 0.6870 | 0.07490 | 0.10290 | 121.498 | 31.192 |
| 70 | 3.2748 | 0.6818 | 0.07492 | 0.10292 | 136.944 | 32.568 |
| 75 | 3.5098 | 0.6766 | 0.07494 | 0.10294 | 153.492 | 33.936 |
| 80 | 3.7608 | 0.6714 | 0.07496 | 0.10296 | 171.152 | 35.296 |
| 85 | 4.0278 | 0.6662 | 0.07498 | 0.10298 | 189.934 | 36.648 |
| 90 | 4.3108 | 0.6610 | 0.07500 | 0.10300 | 209.848 | 37.992 |
| 95 | 4.6098 | 0.6558 | 0.07502 | 0.10302 | 230.904 | 39.328 |
| 100 | 4.9348 | 0.6506 | 0.07504 | 0.10304 | 253.112 | 40.656 |

TABLE E-6
249% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | n |
|-----|----------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/P | Single Payment Factor A/P | Uniform Series Factor A/P | | | |
| 1 | 1.0050 | 0.9756 | 1.03000 | 1.02500 | 1.000 | 0.976 | 1 |
| 2 | 1.0506 | 0.9518 | 0.49183 | 0.51883 | 2.025 | 1.927 | 2 |
| 3 | 1.0769 | 0.9236 | 0.32514 | 0.35014 | 3.076 | 2.836 | 3 |
| 4 | 1.1035 | 0.9060 | 0.24082 | 0.26582 | 4.153 | 3.762 | 4 |
| 5 | 1.1314 | 0.8839 | 0.19023 | 0.21523 | 5.256 | 4.646 | 5 |
| 6 | 1.1597 | 0.8623 | 0.15655 | 0.18155 | 6.388 | 5.508 | 6 |
| 7 | 1.1887 | 0.8413 | 0.13250 | 0.15750 | 7.547 | 6.349 | 7 |
| 8 | 1.2184 | 0.8207 | 0.11447 | 0.13947 | 8.736 | 7.170 | 8 |
| 9 | 1.2489 | 0.8007 | 0.10046 | 0.12546 | 9.955 | 7.971 | 9 |
| 10 | 1.2801 | 0.7812 | 0.08926 | 0.11426 | 11.203 | 8.752 | 10 |
| 11 | 1.3121 | 0.7621 | 0.08011 | 0.10511 | 12.483 | 9.514 | 11 |
| 12 | 1.3449 | 0.7436 | 0.07249 | 0.09749 | 13.796 | 10.258 | 12 |
| 13 | 1.3785 | 0.7254 | 0.06605 | 0.09105 | 15.140 | 10.983 | 13 |
| 14 | 1.4130 | 0.7077 | 0.06054 | 0.08554 | 16.519 | 11.691 | 14 |
| 15 | 1.4483 | 0.6905 | 0.05577 | 0.08077 | 17.932 | 12.381 | 15 |
| 16 | 1.4845 | 0.6736 | 0.05160 | 0.07660 | 19.380 | 13.055 | 16 |
| 17 | 1.5216 | 0.6572 | 0.04793 | 0.07293 | 20.865 | 13.712 | 17 |
| 18 | 1.5597 | 0.6412 | 0.04467 | 0.06967 | 22.386 | 14.353 | 18 |
| 19 | 1.5987 | 0.6255 | 0.04176 | 0.06676 | 23.946 | 14.979 | 19 |
| 20 | 1.6386 | 0.6103 | 0.03915 | 0.06415 | 25.545 | 15.589 | 20 |
| 21 | 1.6796 | 0.5954 | 0.03679 | 0.06179 | 27.183 | 16.183 | 21 |
| 22 | 1.7216 | 0.5809 | 0.03465 | 0.05965 | 28.861 | 16.763 | 22 |
| 23 | 1.7645 | 0.5667 | 0.03270 | 0.05770 | 30.584 | 17.332 | 23 |
| 24 | 1.8087 | 0.5529 | 0.03091 | 0.05591 | 32.349 | 17.885 | 24 |
| 25 | 1.8539 | 0.5394 | 0.02928 | 0.05428 | 34.158 | 18.424 | 25 |
| 26 | 1.9003 | 0.5262 | 0.02777 | 0.05277 | 36.012 | 18.951 | 26 |
| 27 | 1.9478 | 0.5134 | 0.02638 | 0.05138 | 37.912 | 19.464 | 27 |
| 28 | 1.9965 | 0.5009 | 0.02509 | 0.05009 | 39.860 | 19.963 | 28 |
| 29 | 2.0464 | 0.4887 | 0.02389 | 0.04889 | 41.856 | 20.454 | 29 |
| 30 | 2.0976 | 0.4767 | 0.02278 | 0.04778 | 43.903 | 20.930 | 30 |
| 31 | 2.1500 | 0.4651 | 0.02174 | 0.04674 | 46.000 | 21.395 | 31 |
| 32 | 2.2038 | 0.4538 | 0.02077 | 0.04577 | 48.150 | 21.849 | 32 |
| 33 | 2.2589 | 0.4427 | 0.01986 | 0.04486 | 50.354 | 22.292 | 33 |
| 34 | 2.3153 | 0.4319 | 0.01901 | 0.04401 | 52.613 | 22.724 | 34 |
| 35 | 2.3732 | 0.4214 | 0.01821 | 0.04321 | 54.928 | 23.145 | 35 |
| 40 | 2.6551 | 0.3724 | 0.01484 | 0.03984 | 67.403 | 25.103 | 40 |
| 45 | 3.0179 | 0.3292 | 0.01227 | 0.03727 | 81.516 | 26.833 | 45 |
| 50 | 3.4371 | 0.2907 | 0.01026 | 0.03525 | 97.484 | 28.362 | 50 |
| 55 | 3.9188 | 0.2572 | 0.00865 | 0.03365 | 115.551 | 29.714 | 55 |
| 60 | 4.4695 | 0.2273 | 0.00733 | 0.03233 | 135.992 | 30.909 | 60 |
| 65 | 5.0970 | 0.2007 | 0.00628 | 0.03128 | 159.118 | 31.965 | 65 |
| 70 | 5.8121 | 0.1776 | 0.00540 | 0.03040 | 185.254 | 32.890 | 70 |
| 75 | 6.6222 | 0.1569 | 0.00465 | 0.02965 | 214.803 | 33.721 | 75 |
| 80 | 7.5300 | 0.1387 | 0.00403 | 0.02903 | 248.383 | 34.452 | 80 |
| 85 | 8.5470 | 0.1226 | 0.00349 | 0.02849 | 286.279 | 35.096 | 85 |
| 90 | 9.7289 | 0.1084 | 0.00304 | 0.02804 | 329.154 | 35.666 | 90 |
| 95 | 10.4415 | 0.0958 | 0.00265 | 0.02765 | 377.654 | 36.169 | 95 |
| 100 | 11.8137 | 0.0846 | 0.00231 | 0.02731 | 432.549 | 36.614 | 100 |

TABLE E-7
3% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | n |
|-----|----------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/P | Single Payment Factor A/P | Uniform Series Factor A/P | | | |
| 1 | 1.0300 | 0.9709 | 1.00000 | 1.00000 | 1.000 | 0.971 | 1 |
| 2 | 1.0609 | 0.9426 | 0.45261 | 0.52261 | 2.030 | 1.913 | 2 |
| 3 | 1.0927 | 0.9151 | 0.32353 | 0.35353 | 3.071 | 2.829 | 3 |
| 4 | 1.1255 | 0.8885 | 0.23903 | 0.26903 | 4.134 | 3.717 | 4 |
| 5 | 1.1593 | 0.8626 | 0.18835 | 0.21835 | 5.229 | 4.580 | 5 |
| 6 | 1.1941 | 0.8375 | 0.15460 | 0.18460 | 6.468 | 5.417 | 6 |
| 7 | 1.2299 | 0.8131 | 0.13051 | 0.16051 | 7.862 | 6.230 | 7 |
| 8 | 1.2668 | 0.7894 | 0.11246 | 0.14246 | 9.422 | 7.020 | 8 |
| 9 | 1.3048 | 0.7664 | 0.09843 | 0.12843 | 10.157 | 7.786 | 9 |
| 10 | 1.3439 | 0.7441 | 0.08723 | 0.11723 | 11.064 | 8.530 | 10 |
| 11 | 1.3842 | 0.7224 | 0.07893 | 0.10893 | 12.038 | 9.253 | 11 |
| 12 | 1.4258 | 0.7014 | 0.07046 | 0.10046 | 13.192 | 9.954 | 12 |
| 13 | 1.4685 | 0.6810 | 0.06403 | 0.09503 | 13.618 | 10.635 | 13 |
| 14 | 1.5126 | 0.6611 | 0.05853 | 0.08853 | 14.035 | 11.296 | 14 |
| 15 | 1.5580 | 0.6419 | 0.05377 | 0.08377 | 14.599 | 11.938 | 15 |
| 16 | 1.6047 | 0.6232 | 0.04961 | 0.07961 | 15.157 | 12.561 | 16 |
| 17 | 1.6528 | 0.6050 | 0.04595 | 0.07595 | 15.702 | 13.165 | 17 |
| 18 | 1.7024 | 0.5874 | 0.04271 | 0.07271 | 16.344 | 13.754 | 18 |
| 19 | 1.7535 | 0.5703 | 0.03981 | 0.06981 | 17.017 | 14.324 | 19 |
| 20 | 1.8061 | 0.5537 | 0.03722 | 0.06722 | 17.670 | 14.877 | 20 |
| 21 | 1.8603 | 0.5375 | 0.03487 | 0.06487 | 18.406 | 15.415 | 21 |
| 22 | 1.9161 | 0.5219 | 0.03275 | 0.06275 | 19.237 | 15.937 | 22 |
| 23 | 1.9736 | 0.5067 | 0.03081 | 0.06081 | 20.163 | 16.444 | 23 |
| 24 | 2.0328 | 0.4919 | 0.02905 | 0.05905 | 21.186 | 16.936 | 24 |
| 25 | 2.0938 | 0.4776 | 0.02743 | 0.05743 | 22.319 | 17.413 | 25 |
| 26 | 2.1566 | 0.4637 | 0.02594 | 0.05594 | 23.563 | 17.877 | 26 |
| 27 | 2.2213 | 0.4502 | 0.02456 | 0.05456 | 24.919 | 18.327 | 27 |
| 28 | 2.2879 | 0.4371 | 0.02329 | 0.05329 | 26.399 | 18.764 | 28 |
| 29 | 2.3566 | 0.4243 | 0.02211 | 0.05211 | 27.914 | 19.188 | 29 |
| 30 | 2.4273 | 0.4120 | 0.02102 | 0.05102 | 29.466 | 19.600 | 30 |
| 31 | 2.5001 | 0.4000 | 0.02000 | 0.05000 | 31.157 | 20.000 | 31 |
| 32 | 2.5751 | 0.3883 | 0.01905 | 0.04905 | 32.990 | 20.389 | 32 |
| 33 | 2.6523 | 0.3770 | 0.01816 | 0.04816 | 34.967 | 20.766 | 33 |
| 34 | 2.7319 | 0.3660 | 0.01732 | 0.04732 | 37.090 | 21.132 | 34 |
| 35 | 2.8139 | 0.3554 | 0.01654 | 0.04654 | 39.361 | 21.487 | 35 |
| 40 | 3.2620 | 0.3066 | 0.01326 | 0.04326 | 71.401 | 23.115 | 40 |
| 45 | 3.7815 | 0.2644 | 0.01079 | 0.04079 | 92.720 | 24.519 | 45 |
| 50 | 4.3839 | 0.2281 | 0.00887 | 0.03887 | 112.797 | 25.730 | 50 |
| 55 | 5.0821 | 0.1968 | 0.00735 | 0.03735 | 136.072 | 26.774 | 55 |
| 60 | 5.8915 | 0.1697 | 0.00613 | 0.03613 | 163.653 | 27.675 | 60 |
| 65 | 6.8300 | 0.1464 | 0.00515 | 0.03515 | 194.333 | 28.451 | 65 |
| 70 | 7.9173 | 0.1261 | 0.00434 | 0.03434 | 230.594 | 29.121 | 70 |
| 75 | 9.1739 | 0.1069 | 0.00367 | 0.03367 | 272.651 | 29.702 | 75 |
| 80 | 10.6409 | 0.0895 | 0.00311 | 0.03311 | 321.363 | 30.201 | 80 |
| 85 | 12.3357 | 0.0811 | 0.00265 | 0.03265 | 377.857 | 30.631 | 85 |
| 90 | 14.3005 | 0.0699 | 0.00226 | 0.03226 | 443.340 | 31.003 | 90 |
| 95 | 16.5762 | 0.0601 | 0.00193 | 0.03193 | 519.272 | 31.323 | 95 |
| 100 | 19.2186 | 0.0520 | 0.00166 | 0.03166 | 607.288 | 31.599 | 100 |

TABLE E-8
3 1/2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0350 | 0.9662 | 1.00000 | 1.03500 | 1.000 | 0.966 |
| 2 | 1.0712 | 0.9335 | 0.42140 | 0.52640 | 2.034 | 1.920 |
| 3 | 1.1087 | 0.9019 | 0.32193 | 0.35693 | 3.106 | 2.802 |
| 4 | 1.1473 | 0.8714 | 0.23725 | 0.27225 | 4.215 | 3.673 |
| 5 | 1.1877 | 0.8420 | 0.18648 | 0.22148 | 5.362 | 4.515 |
| 6 | 1.2293 | 0.8135 | 0.15267 | 0.18767 | 6.550 | 5.329 |
| 7 | 1.2723 | 0.7860 | 0.12854 | 0.16554 | 7.779 | 6.115 |
| 8 | 1.3168 | 0.7594 | 0.11048 | 0.14548 | 9.052 | 6.874 |
| 9 | 1.3629 | 0.7337 | 0.09645 | 0.13145 | 10.368 | 7.608 |
| 10 | 1.4106 | 0.7089 | 0.08524 | 0.12024 | 11.731 | 8.317 |
| 11 | 1.4600 | 0.6849 | 0.07609 | 0.11109 | 13.142 | 9.002 |
| 12 | 1.5111 | 0.6618 | 0.06848 | 0.10348 | 14.602 | 9.663 |
| 13 | 1.5640 | 0.6394 | 0.06205 | 0.09706 | 16.113 | 10.303 |
| 14 | 1.6187 | 0.6173 | 0.05657 | 0.09157 | 17.677 | 10.921 |
| 15 | 1.6753 | 0.5969 | 0.05183 | 0.08683 | 19.296 | 11.517 |
| 16 | 1.7340 | 0.5767 | 0.04768 | 0.08268 | 20.971 | 12.094 |
| 17 | 1.7947 | 0.5572 | 0.04404 | 0.07904 | 22.705 | 12.651 |
| 18 | 1.8575 | 0.5384 | 0.04082 | 0.07582 | 24.500 | 13.190 |
| 19 | 1.9225 | 0.5202 | 0.03794 | 0.07294 | 26.357 | 13.710 |
| 20 | 1.9898 | 0.5026 | 0.03536 | 0.07036 | 28.280 | 14.212 |
| 21 | 2.0594 | 0.4856 | 0.03304 | 0.06804 | 30.269 | 14.693 |
| 22 | 2.1315 | 0.4692 | 0.03093 | 0.06593 | 32.329 | 15.167 |
| 23 | 2.2061 | 0.4533 | 0.02902 | 0.06402 | 34.460 | 15.620 |
| 24 | 2.2833 | 0.4380 | 0.02727 | 0.06227 | 36.667 | 16.058 |
| 25 | 2.3632 | 0.4231 | 0.02567 | 0.06067 | 38.950 | 16.482 |
| 26 | 2.4460 | 0.4088 | 0.02421 | 0.05921 | 41.313 | 16.890 |
| 27 | 2.5316 | 0.3950 | 0.02285 | 0.05785 | 43.759 | 17.285 |
| 28 | 2.6202 | 0.3817 | 0.02160 | 0.05660 | 46.291 | 17.667 |
| 29 | 2.7119 | 0.3687 | 0.02045 | 0.05545 | 48.911 | 18.036 |
| 30 | 2.8068 | 0.3563 | 0.01937 | 0.05437 | 51.623 | 18.392 |
| 31 | 2.9050 | 0.3442 | 0.01837 | 0.05337 | 54.429 | 18.736 |
| 32 | 3.0067 | 0.3326 | 0.01744 | 0.05244 | 57.335 | 19.069 |
| 33 | 3.1119 | 0.3213 | 0.01657 | 0.05157 | 60.341 | 19.390 |
| 34 | 3.2209 | 0.3105 | 0.01576 | 0.05076 | 63.453 | 19.701 |
| 35 | 3.3336 | 0.3000 | 0.01500 | 0.05000 | 66.674 | 20.001 |
| 40 | 3.9593 | 0.2526 | 0.01183 | 0.04683 | 84.550 | 21.355 |
| 45 | 4.7024 | 0.2127 | 0.00945 | 0.04445 | 105.782 | 22.495 |
| 50 | 5.5819 | 0.1791 | 0.00763 | 0.04263 | 130.998 | 23.456 |
| 55 | 6.6131 | 0.1508 | 0.00621 | 0.04121 | 160.947 | 24.264 |
| 60 | 7.8781 | 0.1259 | 0.00509 | 0.04009 | 196.517 | 24.945 |
| 65 | 9.3567 | 0.1049 | 0.00419 | 0.03919 | 238.763 | 25.518 |
| 70 | 11.1129 | 0.0920 | 0.00345 | 0.03845 | 285.938 | 26.000 |
| 75 | 13.1936 | 0.0758 | 0.00287 | 0.03787 | 348.530 | 26.437 |
| 80 | 15.6757 | 0.0638 | 0.00238 | 0.03738 | 419.307 | 26.749 |
| 85 | 18.6179 | 0.0557 | 0.00199 | 0.03699 | 503.367 | 27.037 |
| 90 | 22.1122 | 0.0521 | 0.00166 | 0.03666 | 603.205 | 27.279 |
| 95 | 26.2623 | 0.0481 | 0.00139 | 0.03639 | 721.751 | 27.484 |
| 100 | 31.1914 | 0.0421 | 0.00116 | 0.03616 | 862.652 | 27.655 |

TABLE E-9
4% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0400 | 0.9615 | 1.00000 | 1.04000 | 1.000 | 0.962 |
| 2 | 1.0816 | 0.9246 | 0.45020 | 0.53020 | 2.040 | 1.866 |
| 3 | 1.1249 | 0.8890 | 0.32035 | 0.36035 | 3.122 | 2.773 |
| 4 | 1.1699 | 0.8548 | 0.23549 | 0.27549 | 4.245 | 3.690 |
| 5 | 1.2167 | 0.8219 | 0.18463 | 0.22463 | 5.416 | 4.452 |
| 6 | 1.2653 | 0.7903 | 0.15076 | 0.19076 | 6.633 | 5.242 |
| 7 | 1.3159 | 0.7599 | 0.12261 | 0.16261 | 7.893 | 6.052 |
| 8 | 1.3686 | 0.7307 | 0.10053 | 0.14053 | 9.214 | 6.793 |
| 9 | 1.4233 | 0.7026 | 0.08449 | 0.12449 | 10.593 | 7.465 |
| 10 | 1.4802 | 0.6756 | 0.07229 | 0.11229 | 12.056 | 8.111 |
| 11 | 1.5393 | 0.6495 | 0.06245 | 0.10145 | 13.486 | 8.769 |
| 12 | 1.6010 | 0.6246 | 0.05455 | 0.09155 | 15.026 | 9.385 |
| 13 | 1.6653 | 0.6006 | 0.04814 | 0.08314 | 16.627 | 9.964 |
| 14 | 1.7317 | 0.5775 | 0.04267 | 0.07567 | 18.292 | 10.553 |
| 15 | 1.8009 | 0.5553 | 0.03794 | 0.06994 | 20.024 | 11.118 |
| 16 | 1.8730 | 0.5339 | 0.03382 | 0.06582 | 21.825 | 11.652 |
| 17 | 1.9479 | 0.5134 | 0.03020 | 0.06220 | 23.693 | 12.166 |
| 18 | 2.0258 | 0.4936 | 0.02709 | 0.05899 | 25.645 | 12.659 |
| 19 | 2.1063 | 0.4746 | 0.02436 | 0.05614 | 27.671 | 13.134 |
| 20 | 2.1911 | 0.4564 | 0.02193 | 0.05358 | 29.778 | 13.590 |
| 21 | 2.2783 | 0.4388 | 0.02023 | 0.05123 | 31.969 | 14.029 |
| 22 | 2.3690 | 0.4220 | 0.01880 | 0.04920 | 34.243 | 14.451 |
| 23 | 2.4647 | 0.4059 | 0.01757 | 0.04731 | 36.618 | 14.857 |
| 24 | 2.5653 | 0.3901 | 0.01653 | 0.04559 | 39.093 | 15.247 |
| 25 | 2.6658 | 0.3751 | 0.01560 | 0.04401 | 41.645 | 15.622 |
| 26 | 2.7725 | 0.3607 | 0.01477 | 0.04257 | 44.272 | 15.983 |
| 27 | 2.8854 | 0.3468 | 0.01402 | 0.04124 | 47.024 | 16.330 |
| 28 | 2.9987 | 0.3335 | 0.01330 | 0.04001 | 49.908 | 16.663 |
| 29 | 3.1187 | 0.3207 | 0.01263 | 0.03883 | 52.966 | 16.984 |
| 30 | 3.2434 | 0.3083 | 0.01200 | 0.03783 | 56.205 | 17.292 |
| 31 | 3.3731 | 0.2965 | 0.01140 | 0.03686 | 59.628 | 17.588 |
| 32 | 3.5081 | 0.2851 | 0.01083 | 0.03595 | 63.241 | 17.874 |
| 33 | 3.6484 | 0.2741 | 0.01030 | 0.03510 | 67.048 | 18.148 |
| 34 | 3.7943 | 0.2634 | 0.00979 | 0.03431 | 71.053 | 18.411 |
| 35 | 3.9461 | 0.2531 | 0.00930 | 0.03358 | 75.262 | 18.665 |
| 40 | 4.8010 | 0.2093 | 0.00752 | 0.03052 | 95.026 | 19.791 |
| 45 | 5.8412 | 0.1712 | 0.00626 | 0.02826 | 121.029 | 20.710 |
| 50 | 7.1057 | 0.1407 | 0.00535 | 0.02635 | 152.667 | 21.442 |
| 55 | 8.6464 | 0.1157 | 0.00463 | 0.02463 | 191.159 | 22.109 |
| 60 | 10.5196 | 0.0951 | 0.00400 | 0.02320 | 237.991 | 22.623 |
| 65 | 12.7937 | 0.0781 | 0.00343 | 0.02193 | 294.968 | 23.047 |
| 70 | 15.5716 | 0.0642 | 0.00292 | 0.02072 | 364.250 | 23.399 |
| 75 | 18.9433 | 0.0522 | 0.00246 | 0.01952 | 448.631 | 23.689 |
| 80 | 23.0500 | 0.0434 | 0.00204 | 0.01841 | 551.245 | 23.915 |
| 85 | 28.0416 | 0.0367 | 0.00168 | 0.01748 | 676.000 | 24.109 |
| 90 | 34.1193 | 0.0319 | 0.00136 | 0.01671 | 827.000 | 24.267 |
| 95 | 41.5111 | 0.0281 | 0.00109 | 0.01609 | 1012.000 | 24.398 |
| 100 | 50.5000 | 0.0242 | 0.00081 | 0.01561 | 1237.000 | 24.505 |

25
TABLE E-10
% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/P | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0450 | 0.9569 | 1.00000 | 1.04500 | 1.000 | 0.957 | 1 |
| 2 | 1.0920 | 0.9157 | 0.48900 | 0.35460 | 2.045 | 1.873 | 2 |
| 3 | 1.1412 | 0.8763 | 0.31877 | 0.26377 | 3.137 | 2.749 | 3 |
| 4 | 1.1925 | 0.8386 | 0.23174 | 0.21074 | 4.278 | 3.588 | 4 |
| 5 | 1.2462 | 0.8025 | 0.18279 | 0.22779 | 5.471 | 4.390 | 5 |
| 6 | 1.3023 | 0.7679 | 0.14888 | 0.19388 | 6.717 | 5.158 | 6 |
| 7 | 1.3609 | 0.7348 | 0.12470 | 0.16970 | 8.019 | 5.893 | 7 |
| 8 | 1.4221 | 0.7032 | 0.10661 | 0.15161 | 9.380 | 6.596 | 8 |
| 9 | 1.4859 | 0.6729 | 0.09257 | 0.13757 | 10.802 | 7.269 | 9 |
| 10 | 1.5530 | 0.6439 | 0.08158 | 0.12638 | 12.288 | 7.913 | 10 |
| 11 | 1.6229 | 0.6162 | 0.07225 | 0.11725 | 13.841 | 8.529 | 11 |
| 12 | 1.6959 | 0.5897 | 0.06467 | 0.10967 | 15.464 | 9.119 | 12 |
| 13 | 1.7722 | 0.5645 | 0.05828 | 0.10328 | 17.160 | 9.683 | 13 |
| 14 | 1.8519 | 0.5400 | 0.05282 | 0.09782 | 18.932 | 10.223 | 14 |
| 15 | 1.9353 | 0.5167 | 0.04811 | 0.09311 | 20.784 | 10.740 | 15 |
| 16 | 2.0224 | 0.4945 | 0.04402 | 0.08902 | 22.719 | 11.234 | 16 |
| 17 | 2.1134 | 0.4732 | 0.04042 | 0.08542 | 24.742 | 11.707 | 17 |
| 18 | 2.2085 | 0.4528 | 0.03724 | 0.08224 | 26.855 | 12.160 | 18 |
| 19 | 2.3079 | 0.4333 | 0.03441 | 0.07941 | 29.064 | 12.593 | 19 |
| 20 | 2.4117 | 0.4146 | 0.03183 | 0.07683 | 31.371 | 13.008 | 20 |
| 21 | 2.5202 | 0.3968 | 0.02960 | 0.07460 | 33.783 | 13.405 | 21 |
| 22 | 2.6337 | 0.3797 | 0.02755 | 0.07255 | 36.303 | 13.784 | 22 |
| 23 | 2.7522 | 0.3634 | 0.02568 | 0.07068 | 38.937 | 14.148 | 23 |
| 24 | 2.8760 | 0.3477 | 0.02399 | 0.06899 | 41.689 | 14.495 | 24 |
| 25 | 3.0054 | 0.3327 | 0.02244 | 0.06744 | 44.565 | 14.828 | 25 |
| 26 | 3.1407 | 0.3184 | 0.02102 | 0.06602 | 47.571 | 15.147 | 26 |
| 27 | 3.2820 | 0.3047 | 0.01972 | 0.06472 | 50.711 | 15.451 | 27 |
| 28 | 3.4297 | 0.2916 | 0.01852 | 0.06352 | 53.993 | 15.743 | 28 |
| 29 | 3.5840 | 0.2790 | 0.01741 | 0.06241 | 57.423 | 16.022 | 29 |
| 30 | 3.7453 | 0.2670 | 0.01639 | 0.06139 | 61.007 | 16.289 | 30 |
| 31 | 3.9139 | 0.2555 | 0.01544 | 0.06044 | 64.752 | 16.544 | 31 |
| 32 | 4.0900 | 0.2445 | 0.01456 | 0.05956 | 68.666 | 16.789 | 32 |
| 33 | 4.2740 | 0.2340 | 0.01374 | 0.05874 | 72.756 | 17.023 | 33 |
| 34 | 4.4664 | 0.2239 | 0.01298 | 0.05798 | 77.030 | 17.247 | 34 |
| 35 | 4.6673 | 0.2143 | 0.01227 | 0.05727 | 81.497 | 17.461 | 35 |
| 40 | 5.8164 | 0.1719 | 0.00934 | 0.05434 | 107.070 | 18.402 | 40 |
| 45 | 7.2482 | 0.1380 | 0.00720 | 0.05220 | 133.850 | 19.156 | 45 |
| 50 | 9.0236 | 0.1107 | 0.00560 | 0.05060 | 178.503 | 19.762 | 50 |
| 55 | 11.2563 | 0.0883 | 0.00439 | 0.04939 | 227.918 | 20.248 | 55 |
| 60 | 14.0274 | 0.0713 | 0.00345 | 0.04845 | 299.498 | 20.638 | 60 |
| 65 | 17.4507 | 0.0572 | 0.00273 | 0.04773 | 366.238 | 20.951 | 65 |
| 70 | 21.7841 | 0.0459 | 0.00217 | 0.04717 | 461.870 | 21.202 | 70 |
| 75 | 27.1470 | 0.0358 | 0.00172 | 0.04672 | 581.044 | 21.404 | 75 |
| 80 | 33.5301 | 0.0296 | 0.00137 | 0.04637 | 729.558 | 21.565 | 80 |
| 85 | 42.1385 | 0.0237 | 0.00109 | 0.04609 | 914.632 | 21.695 | 85 |
| 90 | 52.5371 | 0.0190 | 0.00087 | 0.04587 | 1145.262 | 21.799 | 90 |
| 95 | 65.4768 | 0.0153 | 0.00070 | 0.04570 | 1432.684 | 21.843 | 95 |
| 100 | 81.5685 | 0.0123 | 0.00056 | 0.04556 | 1790.836 | 21.830 | 100 |

TABLE E-11
5% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/P | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.0500 | 0.9524 | 1.00000 | 1.05000 | 1.000 | 0.952 | 1 |
| 2 | 1.1025 | 0.9070 | 0.45780 | 0.53720 | 2.050 | 1.859 | 2 |
| 3 | 1.1576 | 0.8638 | 0.31721 | 0.36721 | 3.153 | 2.723 | 3 |
| 4 | 1.2155 | 0.8227 | 0.23201 | 0.28201 | 4.310 | 3.546 | 4 |
| 5 | 1.2763 | 0.7835 | 0.18097 | 0.23097 | 5.526 | 4.329 | 5 |
| 6 | 1.3401 | 0.7462 | 0.14702 | 0.19702 | 6.802 | 5.076 | 6 |
| 7 | 1.4071 | 0.7107 | 0.12282 | 0.17282 | 8.142 | 5.786 | 7 |
| 8 | 1.4775 | 0.6768 | 0.10472 | 0.15472 | 9.549 | 6.463 | 8 |
| 9 | 1.5513 | 0.6446 | 0.09069 | 0.14069 | 11.027 | 7.103 | 9 |
| 10 | 1.6289 | 0.6139 | 0.07950 | 0.12950 | 12.578 | 7.722 | 10 |
| 11 | 1.7103 | 0.5847 | 0.07039 | 0.12039 | 14.207 | 8.305 | 11 |
| 12 | 1.7959 | 0.5568 | 0.06283 | 0.11283 | 15.917 | 8.863 | 12 |
| 13 | 1.8856 | 0.5303 | 0.05646 | 0.10646 | 17.713 | 9.394 | 13 |
| 14 | 1.9800 | 0.5051 | 0.05102 | 0.10102 | 19.599 | 9.899 | 14 |
| 15 | 2.0789 | 0.4810 | 0.04634 | 0.09634 | 21.579 | 10.380 | 15 |
| 16 | 2.1829 | 0.4581 | 0.04227 | 0.09227 | 23.657 | 10.833 | 16 |
| 17 | 2.2920 | 0.4363 | 0.03870 | 0.08870 | 25.840 | 11.274 | 17 |
| 18 | 2.4066 | 0.4155 | 0.03555 | 0.08555 | 28.132 | 11.690 | 18 |
| 19 | 2.5270 | 0.3957 | 0.03275 | 0.08275 | 30.539 | 12.083 | 19 |
| 20 | 2.6533 | 0.3769 | 0.03024 | 0.08024 | 33.066 | 12.452 | 20 |
| 21 | 2.7860 | 0.3589 | 0.02800 | 0.07800 | 35.719 | 12.801 | 21 |
| 22 | 2.9253 | 0.3418 | 0.02597 | 0.07597 | 38.505 | 13.133 | 22 |
| 23 | 3.0713 | 0.3256 | 0.02414 | 0.07414 | 41.430 | 13.449 | 23 |
| 24 | 3.2251 | 0.3101 | 0.02247 | 0.07247 | 44.502 | 13.754 | 24 |
| 25 | 3.3864 | 0.2953 | 0.02095 | 0.07095 | 47.727 | 14.041 | 25 |
| 26 | 3.5557 | 0.2812 | 0.01956 | 0.06956 | 51.113 | 14.315 | 26 |
| 27 | 3.7335 | 0.2678 | 0.01829 | 0.06829 | 54.669 | 14.573 | 27 |
| 28 | 3.9201 | 0.2551 | 0.01712 | 0.06712 | 58.403 | 14.818 | 28 |
| 29 | 4.1161 | 0.2429 | 0.01605 | 0.06605 | 62.323 | 15.041 | 29 |
| 30 | 4.3219 | 0.2314 | 0.01505 | 0.06505 | 66.439 | 15.242 | 30 |
| 31 | 4.5380 | 0.2204 | 0.01413 | 0.06413 | 70.761 | 15.423 | 31 |
| 32 | 4.7649 | 0.2099 | 0.01328 | 0.06328 | 75.299 | 15.583 | 32 |
| 33 | 5.0032 | 0.1999 | 0.01249 | 0.06249 | 80.064 | 15.723 | 33 |
| 34 | 5.2533 | 0.1904 | 0.01176 | 0.06176 | 85.067 | 15.843 | 34 |
| 35 | 5.5160 | 0.1813 | 0.01107 | 0.06107 | 90.320 | 15.944 | 35 |
| 40 | 7.0500 | 0.1420 | 0.00828 | 0.05828 | 120.800 | 17.159 | 40 |
| 45 | 8.9850 | 0.1113 | 0.00626 | 0.05626 | 159.700 | 17.774 | 45 |
| 50 | 11.4674 | 0.0872 | 0.00478 | 0.05478 | 209.348 | 18.255 | 50 |
| 55 | 14.6356 | 0.0683 | 0.00367 | 0.05367 | 272.713 | 18.603 | 55 |
| 60 | 18.6792 | 0.0535 | 0.00283 | 0.05283 | 353.364 | 18.829 | 60 |
| 65 | 23.8199 | 0.0419 | 0.00219 | 0.05219 | 456.798 | 19.101 | 65 |
| 70 | 30.4264 | 0.0329 | 0.00170 | 0.05170 | 593.529 | 19.343 | 70 |
| 75 | 38.8327 | 0.0258 | 0.00132 | 0.05132 | 766.654 | 19.455 | 75 |
| 80 | 49.5614 | 0.0202 | 0.00103 | 0.05103 | 971.259 | 19.536 | 80 |
| 85 | 63.2544 | 0.0158 | 0.00080 | 0.05080 | 1245.087 | 19.604 | 85 |
| 90 | 80.7304 | 0.0124 | 0.00063 | 0.05063 | 1594.607 | 19.652 | 90 |
| 95 | 103.0357 | 0.0097 | 0.00049 | 0.05049 | 2050.694 | 19.686 | 95 |
| 100 | 131.5013 | 0.0076 | 0.00038 | 0.05038 | 2610.025 | 19.714 | 100 |

TABLE E-12
5 1/2% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0550 | 0.9479 | 1.00000 | 1.05500 | 1.000 | 0.948 |
| 2 | 1.1130 | 0.8785 | 0.43663 | 0.54162 | 2.055 | 1.846 |
| 3 | 1.1742 | 0.8116 | 0.31565 | 0.37063 | 3.168 | 2.693 |
| 4 | 1.2388 | 0.7571 | 0.23029 | 0.28529 | 4.342 | 3.505 |
| 5 | 1.3070 | 0.7131 | 0.17918 | 0.21418 | 5.581 | 4.270 |
| 6 | 1.3788 | 0.6782 | 0.14518 | 0.16618 | 6.888 | 4.976 |
| 7 | 1.4547 | 0.6514 | 0.12096 | 0.12996 | 8.267 | 5.633 |
| 8 | 1.5347 | 0.6316 | 0.10286 | 0.10786 | 9.722 | 6.255 |
| 9 | 1.6191 | 0.6176 | 0.08884 | 0.09384 | 11.256 | 6.852 |
| 10 | 1.7081 | 0.6084 | 0.07767 | 0.08267 | 12.875 | 7.438 |
| 11 | 1.8021 | 0.5949 | 0.06857 | 0.07357 | 14.583 | 8.003 |
| 12 | 1.9012 | 0.5860 | 0.06103 | 0.06603 | 16.386 | 8.619 |
| 13 | 2.0056 | 0.4966 | 0.05468 | 0.06068 | 18.287 | 9.117 |
| 14 | 2.1161 | 0.4726 | 0.04928 | 0.05428 | 20.293 | 9.590 |
| 15 | 2.2325 | 0.4479 | 0.04463 | 0.04963 | 22.409 | 10.038 |
| 16 | 2.3553 | 0.4245 | 0.04038 | 0.04538 | 24.641 | 10.462 |
| 17 | 2.4848 | 0.4024 | 0.03704 | 0.04204 | 26.986 | 10.865 |
| 18 | 2.6215 | 0.3815 | 0.03419 | 0.03919 | 29.431 | 11.246 |
| 19 | 2.7656 | 0.3616 | 0.03165 | 0.03665 | 31.973 | 11.608 |
| 20 | 2.9173 | 0.3427 | 0.02938 | 0.03438 | 34.613 | 11.950 |
| 21 | 3.0762 | 0.3249 | 0.02736 | 0.03236 | 37.356 | 12.275 |
| 22 | 3.2425 | 0.3079 | 0.02557 | 0.03057 | 40.204 | 12.583 |
| 23 | 3.4162 | 0.2919 | 0.02400 | 0.02900 | 43.157 | 12.875 |
| 24 | 3.5974 | 0.2767 | 0.02264 | 0.02764 | 46.213 | 13.152 |
| 25 | 3.7861 | 0.2622 | 0.02148 | 0.02648 | 49.371 | 13.414 |
| 26 | 4.0211 | 0.2486 | 0.02050 | 0.02550 | 52.631 | 13.662 |
| 27 | 4.2634 | 0.2355 | 0.01968 | 0.02468 | 56.093 | 13.898 |
| 28 | 4.4774 | 0.2233 | 0.01899 | 0.02399 | 59.757 | 14.121 |
| 29 | 4.7241 | 0.2117 | 0.01841 | 0.02341 | 63.623 | 14.333 |
| 30 | 4.9840 | 0.2005 | 0.01793 | 0.02293 | 67.691 | 14.534 |
| 31 | 5.2581 | 0.1902 | 0.01753 | 0.02253 | 71.961 | 14.724 |
| 32 | 5.5473 | 0.1803 | 0.01720 | 0.02220 | 76.433 | 14.904 |
| 33 | 5.8524 | 0.1709 | 0.01693 | 0.02193 | 81.107 | 15.075 |
| 34 | 6.1742 | 0.1620 | 0.01672 | 0.02172 | 85.983 | 15.237 |
| 35 | 6.5138 | 0.1535 | 0.01656 | 0.02156 | 91.061 | 15.391 |
| 40 | 8.3133 | 0.1175 | 0.01532 | 0.02032 | 116.606 | 16.046 |
| 45 | 11.1266 | 0.0899 | 0.01433 | 0.01933 | 184.119 | 16.548 |
| 50 | 14.5420 | 0.0698 | 0.01346 | 0.01846 | 286.217 | 16.932 |
| 55 | 19.0058 | 0.0526 | 0.01270 | 0.01770 | 437.377 | 17.215 |
| 60 | 24.8398 | 0.0403 | 0.01202 | 0.01702 | 664.450 | 17.450 |
| 65 | 32.6646 | 0.0308 | 0.01143 | 0.01643 | 1000.000 | 17.622 |
| 70 | 42.4299 | 0.0236 | 0.01091 | 0.01591 | 1500.000 | 17.753 |
| 75 | 55.4542 | 0.0180 | 0.01044 | 0.01544 | 2250.000 | 17.854 |
| 80 | 72.4754 | 0.0138 | 0.01000 | 0.01500 | 3375.000 | 17.931 |
| 85 | 94.7238 | 0.0106 | 0.00968 | 0.01468 | 5062.500 | 17.990 |
| 90 | 123.800 | 0.0081 | 0.00945 | 0.01445 | 7500.000 | 18.035 |
| 95 | 161.801 | 0.0062 | 0.00929 | 0.01429 | 11062.500 | 18.069 |
| 100 | 211.4636 | 0.0047 | 0.00918 | 0.01418 | 16125.000 | 18.096 |

TABLE E-13
6% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|-----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0600 | 0.9434 | 1.00000 | 1.06000 | 1.000 | 0.943 |
| 2 | 1.1236 | 0.8903 | 0.42544 | 0.54344 | 2.060 | 1.853 |
| 3 | 1.1910 | 0.8356 | 0.31413 | 0.37413 | 3.159 | 2.673 |
| 4 | 1.2625 | 0.7921 | 0.22959 | 0.28859 | 4.375 | 3.465 |
| 5 | 1.3382 | 0.7473 | 0.17740 | 0.23740 | 5.617 | 4.212 |
| 6 | 1.4185 | 0.7050 | 0.14336 | 0.20336 | 6.975 | 4.917 |
| 7 | 1.5035 | 0.6651 | 0.11914 | 0.17914 | 8.394 | 5.542 |
| 8 | 1.5938 | 0.6274 | 0.10101 | 0.16101 | 9.897 | 6.110 |
| 9 | 1.6895 | 0.5919 | 0.08702 | 0.14702 | 11.491 | 6.622 |
| 10 | 1.7908 | 0.5584 | 0.07587 | 0.13587 | 13.181 | 7.170 |
| 11 | 1.8983 | 0.5268 | 0.06679 | 0.12679 | 14.973 | 7.627 |
| 12 | 2.0122 | 0.4970 | 0.05928 | 0.11928 | 16.870 | 8.024 |
| 13 | 2.1329 | 0.4688 | 0.05296 | 0.11296 | 18.882 | 8.383 |
| 14 | 2.2600 | 0.4423 | 0.04758 | 0.10758 | 21.015 | 8.725 |
| 15 | 2.3966 | 0.4173 | 0.04296 | 0.10296 | 23.276 | 9.072 |
| 16 | 2.5464 | 0.3936 | 0.03895 | 0.09895 | 25.673 | 9.406 |
| 17 | 2.6995 | 0.3714 | 0.03544 | 0.09544 | 28.213 | 9.727 |
| 18 | 2.8543 | 0.3503 | 0.03236 | 0.09236 | 30.900 | 10.028 |
| 19 | 3.0216 | 0.3305 | 0.02962 | 0.08962 | 33.750 | 10.319 |
| 20 | 3.2011 | 0.3118 | 0.02718 | 0.08718 | 36.786 | 10.590 |
| 21 | 3.3936 | 0.2942 | 0.02500 | 0.08500 | 39.993 | 10.844 |
| 22 | 3.6005 | 0.2775 | 0.02305 | 0.08305 | 43.372 | 11.082 |
| 23 | 3.8219 | 0.2619 | 0.02138 | 0.08138 | 46.926 | 11.303 |
| 24 | 4.0489 | 0.2470 | 0.01998 | 0.07998 | 50.656 | 11.510 |
| 25 | 4.2919 | 0.2330 | 0.01883 | 0.07883 | 54.565 | 11.705 |
| 26 | 4.5494 | 0.2198 | 0.01790 | 0.07800 | 58.656 | 11.888 |
| 27 | 4.8223 | 0.2074 | 0.01717 | 0.07727 | 62.932 | 12.059 |
| 28 | 5.1117 | 0.1955 | 0.01663 | 0.07663 | 67.400 | 12.218 |
| 29 | 5.4184 | 0.1846 | 0.01618 | 0.07608 | 72.064 | 12.366 |
| 30 | 5.7435 | 0.1741 | 0.01580 | 0.07560 | 76.928 | 12.505 |
| 31 | 6.0881 | 0.1643 | 0.01548 | 0.07518 | 81.996 | 12.635 |
| 32 | 6.4534 | 0.1550 | 0.01521 | 0.07481 | 87.272 | 12.757 |
| 33 | 6.8406 | 0.1462 | 0.01499 | 0.07449 | 92.759 | 12.871 |
| 34 | 7.2500 | 0.1379 | 0.01481 | 0.07421 | 98.461 | 12.978 |
| 35 | 7.6828 | 0.1301 | 0.01467 | 0.07397 | 104.383 | 13.078 |
| 40 | 10.2857 | 0.0972 | 0.01346 | 0.07266 | 154.762 | 13.045 |
| 45 | 13.7646 | 0.0727 | 0.01240 | 0.07160 | 212.744 | 13.475 |
| 50 | 18.4202 | 0.0543 | 0.01146 | 0.07074 | 290.316 | 13.762 |
| 55 | 24.6503 | 0.0406 | 0.01064 | 0.07004 | 394.172 | 13.991 |
| 60 | 32.9877 | 0.0300 | 0.00991 | 0.06948 | 533.128 | 14.161 |
| 65 | 44.1450 | 0.0227 | 0.00923 | 0.06893 | 719.043 | 14.259 |
| 70 | 59.0759 | 0.0169 | 0.00860 | 0.06840 | 967.932 | 14.285 |
| 75 | 79.0560 | 0.0126 | 0.00800 | 0.06790 | 1300.949 | 14.236 |
| 80 | 103.7960 | 0.0095 | 0.00750 | 0.06740 | 1746.000 | 14.209 |
| 85 | 141.5739 | 0.0071 | 0.00704 | 0.06694 | 2342.982 | 14.199 |
| 90 | 189.5645 | 0.0053 | 0.00662 | 0.06652 | 3140.000 | 14.199 |
| 95 | 253.5463 | 0.0039 | 0.00624 | 0.06614 | 4180.000 | 14.199 |
| 100 | 339.3021 | 0.0029 | 0.00588 | 0.06578 | 5600.000 | 14.199 |

TABLE E-14

7% Compound Interest Factors

| Year | Present Worth Factor P/F | Uniform Series | | | |
|------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 0.9346 | 1.00000 | 1.07000 | 1.000 | 0.935 |
| 2 | 0.8734 | 0.48309 | 0.55309 | 2.070 | 1.808 |
| 3 | 0.8163 | 0.31105 | 0.38105 | 3.215 | 2.624 |
| 4 | 0.7629 | 0.22523 | 0.29523 | 4.443 | 3.387 |
| 5 | 0.7130 | 0.17389 | 0.24389 | 5.751 | 4.100 |
| 6 | 0.6663 | 0.13980 | 0.20960 | 7.153 | 4.767 |
| 7 | 0.6227 | 0.11555 | 0.18555 | 8.654 | 5.389 |
| 8 | 0.5820 | 0.09747 | 0.16747 | 10.260 | 5.971 |
| 9 | 0.5439 | 0.08349 | 0.15349 | 11.978 | 6.515 |
| 10 | 0.5081 | 0.07235 | 0.14235 | 13.816 | 7.024 |
| 11 | 0.4731 | 0.06336 | 0.13336 | 15.784 | 7.499 |
| 12 | 0.4400 | 0.05690 | 0.12590 | 17.883 | 7.943 |
| 13 | 0.4100 | 0.05196 | 0.11964 | 20.141 | 8.358 |
| 14 | 0.3828 | 0.04834 | 0.11434 | 22.550 | 8.745 |
| 15 | 0.3624 | 0.04579 | 0.10979 | 25.129 | 9.102 |
| 16 | 0.3357 | 0.04386 | 0.10586 | 27.888 | 9.447 |
| 17 | 0.3166 | 0.04243 | 0.10243 | 30.840 | 9.783 |
| 18 | 0.2959 | 0.04141 | 0.09941 | 33.999 | 10.099 |
| 19 | 0.2765 | 0.04075 | 0.09675 | 37.379 | 10.396 |
| 20 | 0.2584 | 0.04039 | 0.09439 | 40.995 | 10.674 |
| 21 | 0.2415 | 0.04029 | 0.09229 | 44.865 | 10.936 |
| 22 | 0.2257 | 0.04041 | 0.09041 | 49.006 | 11.181 |
| 23 | 0.2109 | 0.04071 | 0.08871 | 53.436 | 11.412 |
| 24 | 0.1971 | 0.04119 | 0.08719 | 58.177 | 11.630 |
| 25 | 0.1842 | 0.04181 | 0.08581 | 63.249 | 11.834 |
| 26 | 0.1722 | 0.04256 | 0.08456 | 68.676 | 12.026 |
| 27 | 0.1609 | 0.04343 | 0.08343 | 74.484 | 12.207 |
| 28 | 0.1504 | 0.04439 | 0.08239 | 80.693 | 12.378 |
| 29 | 0.1406 | 0.04545 | 0.08145 | 87.347 | 12.539 |
| 30 | 0.1314 | 0.04659 | 0.08059 | 94.461 | 12.690 |
| 31 | 0.1228 | 0.04790 | 0.07980 | 102.073 | 12.832 |
| 32 | 0.1147 | 0.04937 | 0.07907 | 110.218 | 12.967 |
| 33 | 0.1072 | 0.05091 | 0.07841 | 118.933 | 13.094 |
| 34 | 0.1002 | 0.05250 | 0.07780 | 128.259 | 13.214 |
| 35 | 0.0937 | 0.05413 | 0.07723 | 138.237 | 13.328 |
| 40 | 0.0663 | 0.06901 | 0.07501 | 199.635 | 13.332 |
| 45 | 0.0476 | 0.09050 | 0.07350 | 285.749 | 13.006 |
| 50 | 0.0339 | 0.12046 | 0.07246 | 406.529 | 13.801 |
| 55 | 0.0242 | 0.16174 | 0.07174 | 575.929 | 13.940 |
| 60 | 0.0173 | 0.02123 | 0.07123 | 813.520 | 14.059 |
| 65 | 0.0123 | 0.00087 | 0.07087 | 1146.755 | 14.110 |
| 70 | 0.0089 | 0.00062 | 0.07062 | 1614.134 | 14.160 |
| 75 | 0.0063 | 0.00044 | 0.07044 | 2267.657 | 14.196 |
| 80 | 0.0045 | 0.00031 | 0.07031 | 3189.063 | 14.222 |
| 85 | 0.0032 | 0.00022 | 0.07022 | 4478.576 | 14.243 |
| 90 | 0.0023 | 0.00016 | 0.07016 | 6297.185 | 14.253 |
| 95 | 0.0016 | 0.00011 | 0.07011 | 8823.854 | 14.253 |
| 100 | 0.0012 | 0.00009 | 0.07008 | 12381.662 | 14.269 |

TABLE E-15

8% Compound Interest Factors

| Year | Single Payment | | Uniform Series | | | |
|------|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A |
| 1 | 1.0800 | 0.9259 | 1.00000 | 1.08000 | 1.000 | 0.926 |
| 2 | 1.1664 | 0.8573 | 0.48077 | 0.56077 | 2.080 | 1.781 |
| 3 | 1.2597 | 0.7918 | 0.30803 | 0.38303 | 3.256 | 2.577 |
| 4 | 1.3605 | 0.7350 | 0.22192 | 0.30192 | 4.506 | 3.312 |
| 5 | 1.4693 | 0.6866 | 0.17045 | 0.25046 | 5.867 | 3.993 |
| 6 | 1.5869 | 0.6302 | 0.13632 | 0.21632 | 7.336 | 4.623 |
| 7 | 1.7138 | 0.5835 | 0.11207 | 0.19207 | 8.923 | 5.206 |
| 8 | 1.8509 | 0.5403 | 0.09401 | 0.17401 | 10.637 | 5.747 |
| 9 | 1.9990 | 0.5002 | 0.08003 | 0.16003 | 12.488 | 6.247 |
| 10 | 2.1589 | 0.4632 | 0.06903 | 0.14903 | 14.487 | 6.710 |
| 11 | 2.3316 | 0.4289 | 0.06008 | 0.14008 | 16.645 | 7.139 |
| 12 | 2.5182 | 0.3971 | 0.05270 | 0.13270 | 18.977 | 7.536 |
| 13 | 2.7195 | 0.3677 | 0.04652 | 0.12652 | 21.495 | 7.905 |
| 14 | 2.9372 | 0.3405 | 0.04130 | 0.12130 | 24.215 | 8.244 |
| 15 | 3.1722 | 0.3152 | 0.03683 | 0.11683 | 27.152 | 8.559 |
| 16 | 3.4259 | 0.2919 | 0.03293 | 0.11298 | 30.324 | 8.851 |
| 17 | 3.7000 | 0.2703 | 0.02963 | 0.10963 | 33.750 | 9.122 |
| 18 | 3.9960 | 0.2502 | 0.02670 | 0.10670 | 37.450 | 9.372 |
| 19 | 4.3157 | 0.2317 | 0.02413 | 0.10413 | 41.446 | 9.603 |
| 20 | 4.6610 | 0.2145 | 0.02185 | 0.10185 | 45.762 | 9.816 |
| 21 | 5.0338 | 0.1987 | 0.01983 | 0.09983 | 50.423 | 10.017 |
| 22 | 5.4365 | 0.1859 | 0.01803 | 0.09803 | 55.457 | 10.201 |
| 23 | 5.8715 | 0.1750 | 0.01642 | 0.09642 | 60.893 | 10.371 |
| 24 | 6.3412 | 0.1657 | 0.01498 | 0.09498 | 66.765 | 10.529 |
| 25 | 6.8485 | 0.1580 | 0.01368 | 0.09368 | 73.106 | 10.675 |
| 26 | 7.3964 | 0.1522 | 0.01251 | 0.09251 | 79.954 | 10.810 |
| 27 | 7.9881 | 0.1252 | 0.01145 | 0.09145 | 87.351 | 10.935 |
| 28 | 8.6271 | 0.1159 | 0.01049 | 0.09049 | 95.339 | 11.051 |
| 29 | 9.3173 | 0.1073 | 0.00962 | 0.08962 | 103.966 | 11.153 |
| 30 | 10.0627 | 0.0994 | 0.00883 | 0.08883 | 113.283 | 11.252 |
| 31 | 10.8677 | 0.0920 | 0.00811 | 0.08811 | 123.346 | 11.350 |
| 32 | 11.7371 | 0.0852 | 0.00745 | 0.08745 | 134.214 | 11.435 |
| 33 | 12.6760 | 0.0789 | 0.00685 | 0.08685 | 145.951 | 11.514 |
| 34 | 13.6901 | 0.0730 | 0.00630 | 0.08630 | 158.627 | 11.587 |
| 35 | 14.7853 | 0.0676 | 0.00580 | 0.08580 | 172.317 | 11.655 |
| 40 | 21.7145 | 0.0463 | 0.00386 | 0.08386 | 239.057 | 11.925 |
| 45 | 31.9204 | 0.0313 | 0.00259 | 0.08259 | 336.506 | 12.103 |
| 50 | 46.9016 | 0.0213 | 0.00174 | 0.08174 | 475.770 | 12.233 |
| 55 | 68.9139 | 0.0145 | 0.00118 | 0.08118 | 668.923 | 12.319 |
| 60 | 101.2571 | 0.0099 | 0.00080 | 0.08080 | 935.211 | 12.377 |
| 65 | 148.7793 | 0.0067 | 0.00054 | 0.08054 | 1287.349 | 12.416 |
| 70 | 218.6064 | 0.0046 | 0.00037 | 0.08037 | 1770.060 | 12.441 |
| 75 | 321.2045 | 0.0031 | 0.00025 | 0.08025 | 2402.557 | 12.461 |
| 80 | 471.9548 | 0.0021 | 0.00017 | 0.08017 | 3286.935 | 12.474 |
| 85 | 693.4563 | 0.0014 | 0.00012 | 0.08012 | 4555.706 | 12.482 |
| 90 | 1018.9151 | 0.0010 | 0.00008 | 0.08008 | 6273.939 | 12.488 |
| 95 | 1497.1205 | 0.0007 | 0.00005 | 0.08005 | 8701.537 | 12.491 |
| 100 | 2199.7613 | 0.0005 | 0.00004 | 0.08004 | 12044.516 | 12.494 |

TABLE E-16
10% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-----|---|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | | |
| 1.1000 | 0.9091 | 1.00000 | 1.10000 | 1.000 | 0.909 | 1 | |
| 1.2100 | 0.8264 | 0.47619 | 0.57619 | 2.100 | 1.736 | 2 | |
| 1.3310 | 0.7513 | 0.30211 | 0.40211 | 3.310 | 2.487 | 3 | |
| 1.4641 | 0.6830 | 0.21547 | 0.31547 | 4.641 | 3.170 | 4 | |
| 1.6105 | 0.6209 | 0.16380 | 0.26380 | 6.105 | 3.791 | 5 | |
| 1.7716 | 0.5645 | 0.12961 | 0.22961 | 7.716 | 4.353 | 6 | |
| 1.9487 | 0.5132 | 0.10541 | 0.20541 | 9.487 | 4.868 | 7 | |
| 2.1436 | 0.4665 | 0.08744 | 0.18744 | 11.436 | 5.333 | 8 | |
| 2.3579 | 0.4241 | 0.07364 | 0.17364 | 13.579 | 5.759 | 9 | |
| 2.5937 | 0.3855 | 0.06275 | 0.16275 | 15.937 | 6.144 | 10 | |
| 2.8531 | 0.3505 | 0.05396 | 0.15396 | 18.531 | 6.495 | 11 | |
| 3.1384 | 0.3185 | 0.04676 | 0.14676 | 21.384 | 6.814 | 12 | |
| 3.4525 | 0.2897 | 0.04078 | 0.14078 | 24.523 | 7.103 | 13 | |
| 3.7975 | 0.2633 | 0.03575 | 0.13575 | 27.975 | 7.367 | 14 | |
| 4.1772 | 0.2394 | 0.03147 | 0.13147 | 31.772 | 7.606 | 15 | |
| 4.5950 | 0.2176 | 0.02782 | 0.12782 | 35.950 | 7.824 | 16 | |
| 5.0545 | 0.1978 | 0.02466 | 0.12466 | 40.545 | 8.022 | 17 | |
| 5.5599 | 0.1799 | 0.02193 | 0.12193 | 45.599 | 8.201 | 18 | |
| 6.1159 | 0.1635 | 0.01955 | 0.11955 | 51.159 | 8.365 | 19 | |
| 6.7275 | 0.1486 | 0.01746 | 0.11746 | 57.275 | 8.514 | 20 | |
| 7.4002 | 0.1351 | 0.01562 | 0.11562 | 64.002 | 8.649 | 21 | |
| 8.1403 | 0.1228 | 0.01401 | 0.11401 | 71.403 | 8.772 | 22 | |
| 8.9543 | 0.1117 | 0.01257 | 0.11257 | 79.543 | 8.885 | 23 | |
| 9.8497 | 0.1015 | 0.01130 | 0.11130 | 88.497 | 8.988 | 24 | |
| 10.8347 | 0.0923 | 0.01017 | 0.11017 | 98.347 | 9.077 | 25 | |
| 11.9182 | 0.0839 | 0.00916 | 0.10916 | 109.182 | 9.161 | 26 | |
| 13.1100 | 0.0763 | 0.00826 | 0.10826 | 121.100 | 9.237 | 27 | |
| 14.4210 | 0.0693 | 0.00745 | 0.10745 | 134.210 | 9.307 | 28 | |
| 15.8631 | 0.0630 | 0.00673 | 0.10673 | 148.631 | 9.370 | 29 | |
| 17.4494 | 0.0573 | 0.00608 | 0.10608 | 164.494 | 9.427 | 30 | |
| 19.1953 | 0.0521 | 0.00550 | 0.10550 | 181.943 | 9.479 | 31 | |
| 21.1153 | 0.0474 | 0.00497 | 0.10497 | 201.138 | 9.526 | 32 | |
| 23.2252 | 0.0431 | 0.00450 | 0.10450 | 222.252 | 9.569 | 33 | |
| 25.5477 | 0.0391 | 0.00407 | 0.10407 | 245.477 | 9.609 | 34 | |
| 28.1024 | 0.0356 | 0.00369 | 0.10369 | 271.024 | 9.644 | 35 | |
| 45.2593 | 0.0221 | 0.00226 | 0.10226 | 442.593 | 9.779 | 40 | |
| 72.8095 | 0.0137 | 0.00139 | 0.10139 | 718.905 | 9.863 | 45 | |
| 117.3909 | 0.0085 | 0.00086 | 0.10086 | 1163.909 | 9.915 | 50 | |
| 187.0591 | 0.0053 | 0.00053 | 0.10053 | 1820.591 | 9.947 | 55 | |
| 304.4816 | 0.0033 | 0.00033 | 0.10033 | 3034.816 | 9.967 | 60 | |
| 490.3707 | 0.0020 | 0.00020 | 0.10020 | 4893.707 | 9.980 | 65 | |
| 769.7470 | 0.0013 | 0.00013 | 0.10013 | 7697.470 | 9.987 | 70 | |
| 1271.8952 | 0.0008 | 0.00008 | 0.10008 | 12708.954 | 9.992 | 75 | |
| 2048.4002 | 0.0005 | 0.00005 | 0.10005 | 20474.002 | 9.995 | 80 | |
| 3298.9690 | 0.0003 | 0.00003 | 0.10003 | 32979.690 | 9.997 | 85 | |
| 5313.0226 | 0.0002 | 0.00002 | 0.10002 | 53120.226 | 9.998 | 90 | |
| 8338.6760 | 0.0001 | 0.00001 | 0.10001 | 83356.760 | 9.999 | 95 | |
| 1280.6123 | 0.0001 | 0.00001 | 0.10001 | 12796.123 | 9.999 | 100 | |

TABLE E-17
12% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|-------|----|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | | |
| 1 | 1.1200 | 0.8929 | 1.00000 | 1.12000 | 1.000 | 0.893 | 1 |
| 2 | 1.2544 | 0.7972 | 0.47170 | 0.59170 | 2.120 | 1.690 | 2 |
| 3 | 1.4049 | 0.7110 | 0.29635 | 0.41655 | 3.374 | 2.452 | 3 |
| 4 | 1.5735 | 0.6355 | 0.20923 | 0.32923 | 4.779 | 3.037 | 4 |
| 5 | 1.7623 | 0.5674 | 0.15741 | 0.27741 | 6.353 | 3.605 | 5 |
| 6 | 1.9738 | 0.5065 | 0.12323 | 0.24323 | 8.115 | 4.111 | 6 |
| 7 | 2.2107 | 0.4523 | 0.09912 | 0.21912 | 10.059 | 4.564 | 7 |
| 8 | 2.4760 | 0.4039 | 0.08130 | 0.20130 | 12.500 | 4.965 | 8 |
| 9 | 2.7731 | 0.3606 | 0.06768 | 0.18768 | 14.776 | 5.328 | 9 |
| 10 | 3.1058 | 0.3220 | 0.05698 | 0.17698 | 17.549 | 5.650 | 10 |
| 11 | 3.4785 | 0.2875 | 0.04842 | 0.16842 | 20.655 | 5.933 | 11 |
| 12 | 3.8960 | 0.2567 | 0.04144 | 0.16144 | 24.153 | 6.194 | 12 |
| 13 | 4.3635 | 0.2292 | 0.03568 | 0.15568 | 28.029 | 6.424 | 13 |
| 14 | 4.8871 | 0.2046 | 0.03037 | 0.15087 | 32.395 | 6.625 | 14 |
| 15 | 5.4736 | 0.1827 | 0.02682 | 0.14682 | 37.280 | 6.811 | 15 |
| 16 | 6.1304 | 0.1631 | 0.02339 | 0.14339 | 42.753 | 6.974 | 16 |
| 17 | 6.8660 | 0.1456 | 0.02046 | 0.14046 | 48.884 | 7.120 | 17 |
| 18 | 7.6900 | 0.1300 | 0.01794 | 0.13794 | 55.750 | 7.250 | 18 |
| 19 | 8.6128 | 0.1161 | 0.01576 | 0.13576 | 63.440 | 7.366 | 19 |
| 20 | 9.6453 | 0.1037 | 0.01388 | 0.13388 | 72.082 | 7.469 | 20 |
| 21 | 10.8038 | 0.0926 | 0.01224 | 0.13224 | 81.699 | 7.562 | 21 |
| 22 | 12.1003 | 0.0826 | 0.01081 | 0.13081 | 92.503 | 7.645 | 22 |
| 23 | 13.5523 | 0.0738 | 0.00956 | 0.12956 | 104.693 | 7.718 | 23 |
| 24 | 15.1786 | 0.0659 | 0.00846 | 0.12846 | 118.155 | 7.784 | 24 |
| 25 | 17.0031 | 0.0588 | 0.00750 | 0.12750 | 133.334 | 7.843 | 25 |
| 26 | 19.0401 | 0.0525 | 0.00665 | 0.12665 | 150.334 | 7.896 | 26 |
| 27 | 21.3249 | 0.0469 | 0.00590 | 0.12590 | 169.374 | 7.943 | 27 |
| 28 | 23.8839 | 0.0419 | 0.00524 | 0.12524 | 190.699 | 7.984 | 28 |
| 29 | 26.7499 | 0.0374 | 0.00466 | 0.12466 | 214.583 | 8.022 | 29 |
| 30 | 29.9599 | 0.0334 | 0.00414 | 0.12414 | 241.333 | 8.055 | 30 |
| 31 | 33.5551 | 0.0299 | 0.00369 | 0.12369 | 271.292 | 8.085 | 31 |
| 32 | 37.5917 | 0.0266 | 0.00328 | 0.12328 | 304.847 | 8.112 | 32 |
| 33 | 42.0915 | 0.0238 | 0.00292 | 0.12292 | 342.439 | 8.135 | 33 |
| 34 | 47.1425 | 0.0212 | 0.00260 | 0.12260 | 384.520 | 8.157 | 34 |
| 35 | 52.7996 | 0.0189 | 0.00232 | 0.12232 | 431.663 | 8.170 | 35 |
| 40 | 93.0510 | 0.0107 | 0.00130 | 0.12130 | 767.091 | 8.244 | 40 |
| 45 | 163.9876 | 0.0061 | 0.00074 | 0.12074 | 1352.230 | 8.283 | 45 |
| 50 | 289.0022 | 0.0035 | 0.00042 | 0.12042 | 2400.018 | 8.305 | 50 |
| e | | | | 0.12000 | | 8.333 | e |

TABLE E-18
Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| Compound Amount Factor E/F | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1.1500 | 0.8696 | 1.00000 | 1.15000 | 1.000 | 0.870 | 1 |
| 1.3225 | 0.7561 | 0.46512 | 0.61512 | 2.150 | 1.626 | 2 |
| 1.5209 | 0.6575 | 0.28793 | 0.43793 | 3.472 | 2.283 | 3 |
| 1.7490 | 0.5718 | 0.20026 | 0.35027 | 4.993 | 2.655 | 4 |
| 2.0114 | 0.4972 | 0.14832 | 0.29832 | 6.742 | 3.352 | 5 |
| 2.3131 | 0.4323 | 0.11424 | 0.25424 | 8.754 | 3.784 | 6 |
| 2.6600 | 0.3759 | 0.09016 | 0.24016 | 11.067 | 4.160 | 7 |
| 3.0590 | 0.3269 | 0.07285 | 0.22285 | 13.727 | 4.487 | 8 |
| 3.5179 | 0.2843 | 0.05957 | 0.20957 | 16.766 | 4.772 | 9 |
| 4.0450 | 0.2472 | 0.04925 | 0.19925 | 20.304 | 5.019 | 10 |
| 4.6524 | 0.2149 | 0.04107 | 0.19107 | 24.349 | 5.234 | 11 |
| 5.3503 | 0.1869 | 0.03448 | 0.18448 | 29.002 | 5.421 | 12 |
| 6.1520 | 0.1625 | 0.02911 | 0.17911 | 34.352 | 5.583 | 13 |
| 7.0757 | 0.1413 | 0.02469 | 0.17469 | 40.505 | 5.724 | 14 |
| 8.1371 | 0.1229 | 0.02102 | 0.17102 | 47.520 | 5.847 | 15 |
| 9.3576 | 0.1069 | 0.01795 | 0.16795 | 55.717 | 5.954 | 16 |
| 10.7613 | 0.0929 | 0.01537 | 0.16537 | 65.075 | 6.047 | 17 |
| 12.3755 | 0.0808 | 0.01319 | 0.16319 | 75.836 | 6.128 | 18 |
| 14.2318 | 0.0703 | 0.01134 | 0.16134 | 88.212 | 6.198 | 19 |
| 16.3665 | 0.0611 | 0.00976 | 0.15976 | 102.444 | 6.259 | 20 |
| 18.8215 | 0.0531 | 0.00842 | 0.15842 | 118.810 | 6.312 | 21 |
| 21.6447 | 0.0462 | 0.00727 | 0.15727 | 137.632 | 6.359 | 22 |
| 24.8915 | 0.0402 | 0.00628 | 0.15628 | 159.276 | 6.399 | 23 |
| 28.6252 | 0.0349 | 0.00543 | 0.15543 | 184.168 | 6.434 | 24 |
| 32.9190 | 0.0304 | 0.00470 | 0.15470 | 212.793 | 6.464 | 25 |
| 37.8569 | 0.0264 | 0.00407 | 0.15407 | 245.712 | 6.491 | 26 |
| 43.5353 | 0.0230 | 0.00353 | 0.15353 | 283.569 | 6.514 | 27 |
| 50.0556 | 0.0200 | 0.00306 | 0.15306 | 327.104 | 6.534 | 28 |
| 57.5755 | 0.0174 | 0.00265 | 0.15265 | 377.170 | 6.551 | 29 |
| 65.2118 | 0.0151 | 0.00230 | 0.15230 | 434.745 | 6.566 | 30 |
| 76.1435 | 0.0131 | 0.00200 | 0.15200 | 500.957 | 6.579 | 31 |
| 87.5651 | 0.0114 | 0.00173 | 0.15173 | 577.100 | 6.591 | 32 |
| 100.6928 | 0.0099 | 0.00150 | 0.15150 | 664.666 | 6.600 | 33 |
| 115.8048 | 0.0085 | 0.00131 | 0.15131 | 765.365 | 6.609 | 34 |
| 133.1755 | 0.0075 | 0.00113 | 0.15113 | 881.170 | 6.617 | 35 |
| 167.8255 | 0.0037 | 0.00056 | 0.15056 | 1779.090 | 6.642 | 40 |
| 198.7693 | 0.0019 | 0.00028 | 0.15028 | 3585.128 | 6.654 | 45 |
| 283.6574 | 0.0009 | 0.00014 | 0.15014 | 7217.716 | 6.661 | 50 |
| | | 0.15000 | | | 6.667 | ∞ |

TABLE E-19
20% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| Compound Amount Factor E/F | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1.2000 | 0.8333 | 1.00000 | 1.20000 | 1.000 | 0.833 | 1 |
| 1.4400 | 0.6944 | 0.45455 | 0.65455 | 2.200 | 1.523 | 2 |
| 1.7280 | 0.5767 | 0.27473 | 0.47473 | 3.640 | 2.106 | 3 |
| 2.0736 | 0.4823 | 0.18629 | 0.38629 | 5.368 | 2.589 | 4 |
| 2.4883 | 0.4019 | 0.13438 | 0.35438 | 7.442 | 2.991 | 5 |
| 2.9860 | 0.3349 | 0.10071 | 0.30071 | 9.930 | 3.326 | 6 |
| 3.5832 | 0.2791 | 0.07742 | 0.27742 | 12.916 | 3.605 | 7 |
| 4.2998 | 0.2326 | 0.06061 | 0.26061 | 16.499 | 3.837 | 8 |
| 5.1598 | 0.1938 | 0.04808 | 0.24808 | 20.799 | 4.031 | 9 |
| 6.1917 | 0.1615 | 0.03852 | 0.23852 | 25.959 | 4.192 | 10 |
| 7.4301 | 0.1346 | 0.03110 | 0.23110 | 32.150 | 4.327 | 11 |
| 8.9161 | 0.1122 | 0.02526 | 0.22526 | 39.591 | 4.439 | 12 |
| 10.6993 | 0.0935 | 0.02062 | 0.22062 | 48.497 | 4.533 | 13 |
| 12.8392 | 0.0779 | 0.01689 | 0.21689 | 59.196 | 4.611 | 14 |
| 15.4070 | 0.0649 | 0.01388 | 0.21388 | 72.035 | 4.675 | 15 |
| 18.4884 | 0.0541 | 0.01144 | 0.21144 | 87.442 | 4.730 | 16 |
| 22.1861 | 0.0451 | 0.00944 | 0.20944 | 105.931 | 4.775 | 17 |
| 26.6233 | 0.0376 | 0.00781 | 0.20781 | 128.117 | 4.812 | 18 |
| 31.9480 | 0.0313 | 0.00646 | 0.20646 | 154.740 | 4.844 | 19 |
| 38.3376 | 0.0261 | 0.00536 | 0.20536 | 186.683 | 4.870 | 20 |
| 46.0051 | 0.0217 | 0.00444 | 0.20444 | 225.026 | 4.891 | 21 |
| 55.2051 | 0.0181 | 0.00369 | 0.20369 | 271.031 | 4.909 | 22 |
| 66.2474 | 0.0151 | 0.00307 | 0.20307 | 326.237 | 4.925 | 23 |
| 79.4968 | 0.0126 | 0.00255 | 0.20255 | 392.434 | 4.937 | 24 |
| 95.3962 | 0.0105 | 0.00212 | 0.20212 | 471.931 | 4.948 | 25 |
| 114.4755 | 0.0087 | 0.00176 | 0.20176 | 567.377 | 4.956 | 26 |
| 137.3706 | 0.0073 | 0.00147 | 0.20147 | 681.853 | 4.964 | 27 |
| 164.8447 | 0.0061 | 0.00122 | 0.20122 | 819.223 | 4.970 | 28 |
| 197.8136 | 0.0051 | 0.00102 | 0.20102 | 984.653 | 4.975 | 29 |
| 237.3763 | 0.0042 | 0.00085 | 0.20085 | 1181.582 | 4.979 | 30 |
| 284.8516 | 0.0035 | 0.00070 | 0.20070 | 1419.253 | 4.982 | 31 |
| 341.8219 | 0.0029 | 0.00059 | 0.20059 | 1704.109 | 4.985 | 32 |
| 410.1863 | 0.0024 | 0.00049 | 0.20049 | 2045.931 | 4.988 | 33 |
| 492.2235 | 0.0020 | 0.00041 | 0.20041 | 2456.118 | 4.990 | 34 |
| 590.6682 | 0.0017 | 0.00034 | 0.20034 | 2948.341 | 4.992 | 35 |
| 1469.7716 | 0.0007 | 0.00014 | 0.20014 | 7343.858 | 4.997 | 40 |
| 3657.2620 | 0.0003 | 0.00005 | 0.20005 | 18281.310 | 4.999 | 45 |
| 9100.4382 | 0.0001 | 0.00002 | 0.20002 | 45497.191 | 4.999 | 50 |
| | | | 0.20000 | | 5.000 | ∞ |

TABLE E-20
25% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1.2500 | 0.8000 | 1.0000 | 1.2500 | 1.000 | 0.800 | 1 |
| 1.5625 | 0.6400 | 0.4444 | 0.6944 | 2.250 | 1.440 | 2 |
| 1.9531 | 0.5120 | 0.2623 | 0.5123 | 3.813 | 1.952 | 3 |
| 2.4414 | 0.4096 | 0.1734 | 0.4234 | 5.766 | 2.362 | 4 |
| 3.0518 | 0.3277 | 0.1218 | 0.3718 | 8.207 | 2.689 | 5 |
| 3.8147 | 0.2621 | 0.0882 | 0.3382 | 11.259 | 2.951 | 6 |
| 4.7684 | 0.2097 | 0.0663 | 0.3163 | 15.073 | 3.161 | 7 |
| 5.9605 | 0.1678 | 0.0504 | 0.3004 | 19.842 | 3.329 | 8 |
| 7.4506 | 0.1342 | 0.0387 | 0.2887 | 25.802 | 3.463 | 9 |
| 9.3132 | 0.1074 | 0.0307 | 0.2807 | 33.253 | 3.571 | 10 |
| 11.6415 | 0.0859 | 0.0234 | 0.2734 | 42.566 | 3.656 | 11 |
| 14.5529 | 0.0687 | 0.0184 | 0.2684 | 54.208 | 3.725 | 12 |
| 18.1899 | 0.0550 | 0.0145 | 0.2645 | 68.760 | 3.780 | 13 |
| 22.7374 | 0.0440 | 0.0115 | 0.2615 | 86.949 | 3.824 | 14 |
| 28.4217 | 0.0352 | 0.0092 | 0.2592 | 109.687 | 3.859 | 15 |
| 35.5271 | 0.0281 | 0.0072 | 0.2572 | 138.109 | 3.887 | 16 |
| 44.4089 | 0.0225 | 0.0057 | 0.2557 | 173.636 | 3.910 | 17 |
| 55.112 | 0.0180 | 0.0045 | 0.2545 | 218.045 | 3.928 | 18 |
| 67.889 | 0.0144 | 0.0036 | 0.2536 | 273.356 | 3.942 | 19 |
| 83.262 | 0.0115 | 0.0029 | 0.2529 | 342.945 | 3.954 | 20 |
| 101.4202 | 0.0092 | 0.0023 | 0.2523 | 429.681 | 3.963 | 21 |
| 122.853 | 0.0074 | 0.0018 | 0.2518 | 538.101 | 3.970 | 22 |
| 147.806 | 0.0059 | 0.0014 | 0.2514 | 673.626 | 3.976 | 23 |
| 176.7582 | 0.0047 | 0.0011 | 0.2511 | 843.033 | 3.981 | 24 |
| 210.6978 | 0.0038 | 0.0009 | 0.2509 | 1054.791 | 3.985 | 25 |
| 250.8722 | 0.0030 | 0.0007 | 0.2507 | 1319.489 | 3.988 | 26 |
| 298.0303 | 0.0024 | 0.0006 | 0.2506 | 1650.361 | 3.990 | 27 |
| 352.9879 | 0.0019 | 0.0004 | 0.2504 | 2063.952 | 3.992 | 28 |
| 416.7349 | 0.0015 | 0.0003 | 0.2503 | 2580.939 | 3.994 | 29 |
| 490.3936 | 0.0012 | 0.0003 | 0.2503 | 3227.174 | 3.995 | 30 |
| 575.2000 | 0.0010 | 0.0002 | 0.2502 | 4034.968 | 3.996 | 31 |
| 672.7574 | 0.0008 | 0.0002 | 0.2502 | 5044.710 | 3.997 | 32 |
| 794.7218 | 0.0006 | 0.0001 | 0.2501 | 6306.887 | 3.997 | 33 |
| 942.7523 | 0.0005 | 0.0001 | 0.2501 | 7884.609 | 3.998 | 34 |
| 1119.03 | 0.0004 | 0.0001 | 0.2501 | 9856.761 | 3.998 | 35 |
| 1326.1638 | 0.0003 | 0.0000 | 0.2500 | 12368.655 | 3.999 | 40 |
| 1567.8740 | 0.0002 | 0.0000 | 0.2500 | 15831.496 | 4.000 | 45 |
| 1849.9232 | 0.0001 | 0.0000 | 0.2500 | 20255.693 | 4.000 | 50 |
| | | | 0.2500 | | 4.000 | |

TABLE E-21
30% Compound Interest Factors

| Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1.3000 | 0.7692 | 1.0000 | 1.3000 | 1.000 | 0.769 | 1 |
| 1.6900 | 0.5917 | 0.4147 | 0.7347 | 2.300 | 1.351 | 2 |
| 2.1970 | 0.4552 | 0.2506 | 0.5506 | 3.990 | 1.816 | 3 |
| 2.8561 | 0.3501 | 0.1616 | 0.4616 | 6.187 | 2.166 | 4 |
| 3.7129 | 0.2693 | 0.1105 | 0.4105 | 9.043 | 2.436 | 5 |
| 4.8269 | 0.2072 | 0.0783 | 0.3783 | 12.756 | 2.645 | 6 |
| 6.2740 | 0.1594 | 0.0568 | 0.3568 | 17.583 | 2.802 | 7 |
| 8.1573 | 0.1226 | 0.0419 | 0.3419 | 23.858 | 2.925 | 8 |
| 10.6015 | 0.0943 | 0.0312 | 0.3312 | 32.015 | 3.019 | 9 |
| 13.7858 | 0.0725 | 0.0234 | 0.3234 | 42.619 | 3.092 | 10 |
| 17.9216 | 0.0558 | 0.0173 | 0.3173 | 56.405 | 3.147 | 11 |
| 23.2981 | 0.0429 | 0.0134 | 0.3134 | 74.327 | 3.190 | 12 |
| 30.2875 | 0.0330 | 0.0102 | 0.3102 | 97.625 | 3.223 | 13 |
| 39.3738 | 0.0254 | 0.0078 | 0.3078 | 127.913 | 3.249 | 14 |
| 51.1859 | 0.0193 | 0.0059 | 0.3059 | 167.286 | 3.268 | 15 |
| 66.5417 | 0.0150 | 0.0045 | 0.3045 | 218.472 | 3.283 | 16 |
| 86.5042 | 0.0116 | 0.0035 | 0.3035 | 285.014 | 3.295 | 17 |
| 112.4544 | 0.0089 | 0.0026 | 0.3026 | 371.518 | 3.304 | 18 |
| 146.1920 | 0.0068 | 0.0020 | 0.3020 | 483.973 | 3.311 | 19 |
| 193.0496 | 0.0053 | 0.0015 | 0.3015 | 636.165 | 3.316 | 20 |
| 247.0645 | 0.0040 | 0.0012 | 0.3012 | 820.215 | 3.320 | 21 |
| 321.1839 | 0.0031 | 0.0009 | 0.3009 | 1067.280 | 3.323 | 22 |
| 417.5391 | 0.0024 | 0.0007 | 0.3007 | 1388.464 | 3.325 | 23 |
| 542.8068 | 0.0018 | 0.0005 | 0.3005 | 1806.003 | 3.327 | 24 |
| 705.6410 | 0.0014 | 0.0004 | 0.3004 | 2348.803 | 3.329 | 25 |
| 917.3333 | 0.0011 | 0.0003 | 0.3003 | 3054.444 | 3.330 | 26 |
| 1192.5333 | 0.0008 | 0.0002 | 0.3002 | 3971.778 | 3.331 | 27 |
| 1550.2933 | 0.0006 | 0.0002 | 0.3002 | 5164.311 | 3.331 | 28 |
| 2015.3813 | 0.0005 | 0.0001 | 0.3001 | 6714.604 | 3.332 | 29 |
| 2619.9256 | 0.0004 | 0.0001 | 0.3001 | 8729.985 | 3.332 | 30 |
| 3405.9943 | 0.0003 | 0.0000 | 0.3000 | 11349.981 | 3.332 | 31 |
| 4427.7926 | 0.0002 | 0.0000 | 0.3000 | 14755.975 | 3.333 | 32 |
| 5756.1304 | 0.0002 | 0.0000 | 0.3000 | 19153.768 | 3.333 | 33 |
| 7483.9596 | 0.0001 | 0.0000 | 0.3000 | 24939.399 | 3.333 | 34 |
| 9727.8604 | 0.0001 | 0.0000 | 0.3000 | 32422.862 | 3.333 | 35 |
| | | | 0.3000 | | 3.333 | |

TABLE E-22

35% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.3500 | 0.7407 | 1.00000 | 1.35000 | 1.000 | 0.741 | 1 |
| 2 | 1.8225 | 0.5487 | 0.42553 | 0.77553 | 2.350 | 1.289 | 2 |
| 3 | 2.4604 | 0.4064 | 0.23966 | 0.58966 | 4.172 | 1.696 | 3 |
| 4 | 3.3215 | 0.3011 | 0.15076 | 0.50076 | 6.633 | 1.997 | 4 |
| 5 | 4.4840 | 0.2230 | 0.10046 | 0.45046 | 9.954 | 2.220 | 5 |
| 6 | 6.0534 | 0.1652 | 0.06926 | 0.41926 | 14.438 | 2.385 | 6 |
| 7 | 8.1722 | 0.1224 | 0.04880 | 0.39880 | 20.492 | 2.507 | 7 |
| 8 | 11.0324 | 0.0906 | 0.03489 | 0.38489 | 28.664 | 2.598 | 8 |
| 9 | 14.8937 | 0.0671 | 0.02519 | 0.37519 | 39.696 | 2.665 | 9 |
| 10 | 20.1066 | 0.0497 | 0.01832 | 0.36832 | 54.590 | 2.715 | 10 |
| 11 | 27.1439 | 0.0368 | 0.01339 | 0.36339 | 74.697 | 2.752 | 11 |
| 12 | 36.6442 | 0.0273 | 0.00982 | 0.35982 | 101.841 | 2.779 | 12 |
| 13 | 49.4697 | 0.0202 | 0.00722 | 0.35722 | 138.485 | 2.799 | 13 |
| 14 | 66.7841 | 0.0150 | 0.00532 | 0.35532 | 187.954 | 2.814 | 14 |
| 15 | 90.1585 | 0.0111 | 0.00393 | 0.35393 | 254.738 | 2.825 | 15 |
| 16 | 121.7139 | 0.0082 | 0.00290 | 0.35290 | 344.897 | 2.834 | 16 |
| 17 | 164.3138 | 0.0061 | 0.00214 | 0.35214 | 466.611 | 2.840 | 17 |
| 18 | 221.8236 | 0.0045 | 0.00159 | 0.35158 | 630.925 | 2.844 | 18 |
| 19 | 299.4619 | 0.0033 | 0.00117 | 0.35117 | 852.748 | 2.848 | 19 |
| 20 | 404.2736 | 0.0025 | 0.00087 | 0.35087 | 1152.210 | 2.850 | 20 |
| 21 | 543.7693 | 0.0018 | 0.00064 | 0.35064 | 1556.484 | 2.852 | 21 |
| 22 | 736.7886 | 0.0014 | 0.00048 | 0.35048 | 2102.253 | 2.853 | 22 |
| 23 | 994.6646 | 0.0010 | 0.00035 | 0.35035 | 2839.042 | 2.854 | 23 |
| 24 | 1342.7973 | 0.0007 | 0.00026 | 0.35026 | 3833.706 | 2.855 | 24 |
| 25 | 1812.7763 | 0.0006 | 0.00019 | 0.35019 | 5176.504 | 2.856 | 25 |
| 26 | 2447.2480 | 0.0004 | 0.00014 | 0.35014 | 6989.280 | 2.856 | 26 |
| 27 | 3303.7848 | 0.0003 | 0.00011 | 0.35011 | 9436.528 | 2.856 | 27 |
| 28 | 4460.1095 | 0.0002 | 0.00008 | 0.35008 | 12740.313 | 2.857 | 28 |
| 29 | 6021.1478 | 0.0002 | 0.00006 | 0.35006 | 17200.422 | 2.857 | 29 |
| 30 | 8128.5495 | 0.0001 | 0.00004 | 0.35004 | 23221.570 | 2.857 | 30 |
| 31 | 10973.5418 | 0.0001 | 0.00003 | 0.35003 | 31350.120 | 2.857 | 31 |
| 32 | 14814.2815 | 0.0001 | 0.00002 | 0.35002 | 42323.661 | 2.857 | 32 |
| 33 | 19999.2800 | 0.0001 | 0.00002 | 0.35002 | 57137.943 | 2.857 | 33 |
| 34 | 26999.0280 | 0.0000 | 0.00001 | 0.35001 | 77137.223 | 2.857 | 34 |
| 35 | 36448.6878 | | 0.00001 | 0.35001 | 104136.251 | 2.857 | 35 |
| e | | | 0.35000 | | | 2.857 | e |

TABLE E-23

40% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.4000 | 0.7143 | 1.00000 | 1.40000 | 1.000 | 0.714 | 1 |
| 2 | 1.9600 | 0.5102 | 0.41667 | 0.81667 | 2.400 | 1.224 | 2 |
| 3 | 2.7440 | 0.3644 | 0.22936 | 0.62936 | 4.360 | 1.559 | 3 |
| 4 | 3.8416 | 0.2603 | 0.14077 | 0.54077 | 7.104 | 1.849 | 4 |
| 5 | 5.3782 | 0.1859 | 0.09136 | 0.49136 | 10.946 | 2.015 | 5 |
| 6 | 7.5295 | 0.1328 | 0.06126 | 0.46126 | 16.324 | 2.168 | 6 |
| 7 | 10.5414 | 0.0949 | 0.04192 | 0.44192 | 23.853 | 2.263 | 7 |
| 8 | 14.7579 | 0.0678 | 0.02907 | 0.42907 | 34.395 | 2.331 | 8 |
| 9 | 20.6610 | 0.0484 | 0.02034 | 0.42034 | 49.153 | 2.379 | 9 |
| 10 | 28.9255 | 0.0346 | 0.01432 | 0.41432 | 69.814 | 2.414 | 10 |
| 11 | 40.4957 | 0.0247 | 0.01013 | 0.41013 | 98.739 | 2.438 | 11 |
| 12 | 56.6939 | 0.0176 | 0.00718 | 0.40718 | 139.235 | 2.456 | 12 |
| 13 | 79.3715 | 0.0126 | 0.00510 | 0.40510 | 195.929 | 2.469 | 13 |
| 14 | 111.1201 | 0.0090 | 0.00363 | 0.40363 | 275.300 | 2.478 | 14 |
| 15 | 155.5681 | 0.0064 | 0.00259 | 0.40259 | 386.420 | 2.484 | 15 |
| 16 | 217.7953 | 0.0046 | 0.00185 | 0.40185 | 541.988 | 2.489 | 16 |
| 17 | 304.9135 | 0.0033 | 0.00132 | 0.40132 | 759.784 | 2.492 | 17 |
| 18 | 426.8789 | 0.0023 | 0.00094 | 0.40094 | 1064.697 | 2.494 | 18 |
| 19 | 597.6304 | 0.0017 | 0.00067 | 0.40067 | 1491.576 | 2.496 | 19 |
| 20 | 836.6826 | 0.0012 | 0.00048 | 0.40048 | 2089.206 | 2.497 | 20 |
| 21 | 1171.3554 | 0.0009 | 0.00034 | 0.40034 | 2925.859 | 2.498 | 21 |
| 22 | 1639.8976 | 0.0006 | 0.00024 | 0.40024 | 4097.245 | 2.498 | 22 |
| 23 | 2295.8569 | 0.0004 | 0.00017 | 0.40017 | 5737.142 | 2.499 | 23 |
| 24 | 3214.1997 | 0.0003 | 0.00012 | 0.40012 | 8032.959 | 2.499 | 24 |
| 25 | 4499.8796 | 0.0002 | 0.00009 | 0.40009 | 11247.199 | 2.499 | 25 |
| 26 | 6299.8314 | 0.0002 | 0.00006 | 0.40006 | 15747.079 | 2.500 | 26 |
| 27 | 8819.7640 | 0.0001 | 0.00005 | 0.40005 | 22046.910 | 2.500 | 27 |
| 28 | 12347.6696 | 0.0001 | 0.00003 | 0.40003 | 30866.674 | 2.500 | 28 |
| 29 | 17286.7374 | 0.0001 | 0.00002 | 0.40002 | 43214.343 | 2.500 | 29 |
| 30 | 24201.4324 | 0.0000 | 0.00001 | 0.40001 | 60501.081 | 2.500 | 30 |
| 31 | 33892.0053 | | 0.00001 | 0.40001 | 84702.513 | 2.500 | 31 |
| 32 | 47414.8074 | | 0.00001 | 0.40001 | 118594.519 | 2.500 | 32 |
| 33 | 66408.7304 | | 0.00001 | 0.40001 | 166019.526 | 2.500 | 33 |
| 34 | 92972.2225 | | 0.00000 | 0.40000 | 232428.056 | 2.500 | 34 |
| 35 | 130161.1116 | | | 0.40000 | 325403.279 | 2.500 | 35 |
| e | | | | 0.40000 | | 2.500 | e |

43% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.4500 | 0.6927 | 1.000 00 | 1.450 00 | 1.000 | 0.690 | 1 |
| 2 | 2.1025 | 0.4756 | 0.408 16 | 0.858 16 | 2.450 | 1.165 | 2 |
| 3 | 3.0486 | 0.3250 | 0.219 66 | 0.669 66 | 4.552 | 1.493 | 3 |
| 4 | 4.4205 | 0.2262 | 0.131 56 | 0.581 56 | 7.601 | 1.720 | 4 |
| 5 | 6.4097 | 0.1560 | 0.083 18 | 0.533 18 | 12.022 | 1.876 | 5 |
| 6 | 9.2941 | 0.1076 | 0.054 26 | 0.504 26 | 18.431 | 1.983 | 6 |
| 7 | 13.4765 | 0.0742 | 0.036 07 | 0.486 07 | 27.725 | 2.057 | 7 |
| 8 | 19.5409 | 0.0512 | 0.024 27 | 0.474 27 | 41.202 | 2.109 | 8 |
| 9 | 28.3343 | 0.0353 | 0.016 46 | 0.466 46 | 60.743 | 2.144 | 9 |
| 10 | 41.0547 | 0.0243 | 0.011 23 | 0.461 23 | 89.077 | 2.168 | 10 |
| 11 | 59.5728 | 0.0168 | 0.007 68 | 0.457 68 | 130.162 | 2.185 | 11 |
| 12 | 86.3826 | 0.0116 | 0.005 27 | 0.455 27 | 189.735 | 2.196 | 12 |
| 13 | 125.2518 | 0.0080 | 0.003 62 | 0.453 62 | 276.115 | 2.204 | 13 |
| 14 | 181.6151 | 0.0055 | 0.002 49 | 0.452 49 | 401.367 | 2.210 | 14 |
| 15 | 263.3419 | 0.0038 | 0.001 72 | 0.451 72 | 582.982 | 2.214 | 15 |
| 16 | 381.8458 | 0.0026 | 0.001 18 | 0.451 18 | 846.324 | 2.216 | 16 |
| 17 | 553.6764 | 0.0018 | 0.000 81 | 0.450 81 | 1228.170 | 2.218 | 17 |
| 18 | 802.8505 | 0.0012 | 0.000 56 | 0.450 56 | 1761.846 | 2.219 | 18 |
| 19 | 1164.1047 | 0.0009 | 0.000 39 | 0.450 39 | 2584.677 | 2.220 | 19 |
| 20 | 1687.9513 | 0.0006 | 0.000 27 | 0.450 27 | 3748.782 | 2.221 | 20 |
| 21 | 2447.5301 | 0.0004 | 0.000 18 | 0.450 18 | 5436.734 | 2.221 | 21 |
| 22 | 3518.9187 | 0.0003 | 0.000 13 | 0.450 13 | 7884.264 | 2.222 | 22 |
| 23 | 5115.9521 | 0.0002 | 0.000 09 | 0.450 09 | 11433.182 | 2.222 | 23 |
| 24 | 7461.6015 | 0.0001 | 0.000 06 | 0.450 06 | 16579.115 | 2.222 | 24 |
| 25 | 10819.3222 | 0.0001 | 0.000 04 | 0.450 04 | 24040.716 | 2.222 | 25 |
| 26 | 15688.0173 | 0.0001 | 0.000 03 | 0.450 03 | 34850.038 | 2.222 | 26 |
| 27 | 22747.6250 | 0.0000 | 0.000 02 | 0.450 02 | 50548.056 | 2.222 | 27 |
| 28 | 32984.0563 | | 0.000 01 | 0.450 01 | 73295.681 | 2.222 | 28 |
| 29 | 47826.8816 | | 0.000 01 | 0.450 01 | 106279.737 | 2.222 | 29 |
| 30 | 69348.9733 | | 0.000 01 | 0.450 01 | 154106.618 | 2.222 | 30 |
| ∞ | | | 0.450 00 | | | 2.222 | ∞ |

50% Compound Interest Factors

| n | Single Payment | | Uniform Series | | | | n |
|----|----------------------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------|----|
| | Compound Amount Factor F/P | Present Worth Factor P/F | Sinking Fund Factor A/F | Capital Recovery Factor A/P | Compound Amount Factor F/A | Present Worth Factor P/A | |
| 1 | 1.5000 | 0.6667 | 1.000 00 | 1.500 00 | 1.000 | 0.667 | 1 |
| 2 | 2.2500 | 0.4444 | 0.400 00 | 0.930 00 | 2.500 | 1.111 | 2 |
| 3 | 3.3750 | 0.2963 | 0.210 53 | 0.710 53 | 4.750 | 1.407 | 3 |
| 4 | 5.0625 | 0.1975 | 0.123 08 | 0.623 08 | 8.125 | 1.605 | 4 |
| 5 | 7.5938 | 0.1317 | 0.075 83 | 0.575 83 | 13.188 | 1.737 | 5 |
| 6 | 11.3906 | 0.0878 | 0.048 12 | 0.548 12 | 20.781 | 1.824 | 6 |
| 7 | 17.0859 | 0.0585 | 0.031 08 | 0.531 08 | 32.172 | 1.883 | 7 |
| 8 | 25.6289 | 0.0390 | 0.020 30 | 0.520 30 | 49.258 | 1.922 | 8 |
| 9 | 38.4434 | 0.0260 | 0.013 35 | 0.513 35 | 74.867 | 1.948 | 9 |
| 10 | 57.6650 | 0.0173 | 0.008 82 | 0.508 82 | 113.330 | 1.965 | 10 |
| 11 | 86.4976 | 0.0116 | 0.005 85 | 0.505 85 | 170.995 | 1.977 | 11 |
| 12 | 129.7463 | 0.0077 | 0.003 88 | 0.503 88 | 257.493 | 1.985 | 12 |
| 13 | 194.6195 | 0.0051 | 0.002 53 | 0.502 58 | 387.239 | 1.990 | 13 |
| 14 | 291.9293 | 0.0034 | 0.001 72 | 0.501 72 | 581.859 | 1.993 | 14 |
| 15 | 437.8939 | 0.0023 | 0.001 14 | 0.501 14 | 873.788 | 1.995 | 15 |
| 16 | 656.8408 | 0.0015 | 0.000 76 | 0.500 76 | 1311.682 | 1.997 | 16 |
| 17 | 985.2613 | 0.0010 | 0.000 51 | 0.500 51 | 1968.523 | 1.998 | 17 |
| 18 | 1477.8919 | 0.0007 | 0.000 34 | 0.500 34 | 2933.784 | 1.999 | 18 |
| 19 | 2216.8378 | 0.0005 | 0.000 23 | 0.500 23 | 4431.676 | 1.999 | 19 |
| 20 | 3325.2567 | 0.0003 | 0.000 15 | 0.500 15 | 6648.513 | 1.999 | 20 |
| 21 | 4987.8851 | 0.0002 | 0.000 10 | 0.500 10 | 9973.770 | 2.000 | 21 |
| 22 | 7481.8276 | 0.0001 | 0.000 07 | 0.500 07 | 14961.655 | 2.000 | 22 |
| 23 | 11222.7415 | 0.0001 | 0.000 04 | 0.500 04 | 22443.483 | 2.000 | 23 |
| 24 | 16834.1122 | 0.0001 | 0.000 03 | 0.500 03 | 33666.224 | 2.000 | 24 |
| 25 | 25251.1683 | 0.0000 | 0.000 02 | 0.500 02 | 50500.337 | 2.000 | 25 |
| ∞ | | | | 0.500 00 | | 2.000 | ∞ |



centro de educación continua
división de estudios de posgrado
facultad de ingeniería unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO

M. EN I. ALBERTO ALDAMA RODRIGUEZ

AGOSTO, 1980



GOLPE DE ARLETE EN SISTEMAS DE BOMBEO

1 INTRODUCCION.

En la operación de una planta hidroeléctrica es usual que ocurran perturbaciones del flujo establecido en sus conductos de alimentación y desfogue. Esto se debe fundamentalmente a las variaciones de gasto en las máquinas producidas por la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de consumo, o bien por el arranque o paro lento ó brusco de las mismas.

Perturbaciones semejantes pueden presentarse en los conductos de descarga de un sistema de bombeo por diversas condiciones de operación. La interrupción brusca del transporte de líquido puede ocurrir debido a un proceso rápido de regulación de los órganos de cierre o por la interrupción repentina de energía eléctrica al motor y, en forma eventual, hasta por un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema. Esta serie de perturbaciones en un sistema hidráulico lleva el nombre genérico en la literatura técnica de golpe de ariete.

2 DESCRIPCION DEL FENOMENO.

Considérese una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L y con fricción despreciable, la cual es alimentada por un recipiente que contiene una gran masa de agua (véase fig. 1a.).

Para modificar el régimen del escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo inferior de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación sino en forma gradual. Esto produce fuertes oscilaciones de la velocidad y de la presión del líquido fluyente, las cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total de la válvula, la energía cinética del agua en la sección B es rechazada y -- transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de la presión hidrostática original que existe en el conducto para el régimen establecido. A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de de formación de las paredes del conducto y del líquido en la ve-- cindad de la sección B. La conversión de energía cinética a -- energía elástica de deformación crea una onda de presión posi-- tiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad a -- próxima a la del sonido.

En la zona del conducto, aguas abajo del frente de onda, se modifican totalmente las condiciones originales. Por efec-- to del aumento de presión Δh , las paredes del conducto se defor-- man y el líquido ocupa el espacio libre a gran presión; la por-- ción líquida se comprime, con el consecuente incremento de su densidad y, por último, su velocidad se reduce a cero (véase - figura 1b). La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características origina-- les del escurrimiento, velocidad v_0 y carga de presión hidrostá-- tica h_0 .

Este estado de deformación se extiende a lo largo del tu-- bo con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que éste llega al depósito, la totalidad de la tubería se - encuentra deformada y llena de líquido en reposo, bajo una car-- ga de presión adicional uniforme a lo largo del tubo (véase fi-- gura 1c).

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar las presiones más allá de la sección A de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en ella registraría en cualquier instante, la presión

correspondiente a la carga h_0 . El líquido contenido en el depósito actúa a manera de pantalla que refleja íntegramente la onda de presión y el líquido almacenado en el espacio producido por la deformación de las paredes del tubo, empieza a expandirse por efecto de la sobrepresión producida por el frente de onda y fluye hacia el depósito con una velocidad V_0 idéntica a la original pero en dirección opuesta (esto puede ser comprendido si se piensa en términos de la conservación de energía mecánica, ya que en esta descripción no se han considerado los efectos disipativos ocasionados por la fricción). Esto alivia las presiones nuevamente a los valores de la carga hidrostática h_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección a la válvula, facilitando el retorno de las paredes del conducto a su estado original (véase fig. 1d).

En el instante $t = \frac{2L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática h_0 y el líquido se mueve con velocidad V_0 hacia el depósito (véase fig. 1e). Esta primera serie de eventos se llama fase directa o golpe directo.

El líquido continúa fluyendo hacia el depósito con la consecuente caída de la carga de presión por debajo de la hidrostática h_0 y con una magnitud igual a la producida al iniciarse el fenómeno. Esto ocasiona una onda de presión, ahora de carácter negativo, que se transmite hacia el depósito con la misma rapidez que la positiva y que contrae las paredes del conducto anulando la velocidad del líquido en la zona aguas abajo del frente de onda (véase fig. 1f).

En el instante $t = \frac{3L}{a}$ en que el frente de onda negativa alcanza el depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de la hidrostática, el conducto se ha contraído a menos del diámetro inicial y el agua se ha expandido con densidad menor que la original (ver fig. 1g) y con velocidad igual a cero.

Cuando se ha producido la reflexión de la onda en el depósito, el líquido trata de recuperar nuevamente el espacio ocupado por las paredes del tubo en su nuevo estado de deformación y fluye del depósito a la válvula con velocidad v_0 . Esto incrementa las presiones nuevamente al valor de h_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda en dirección a la válvula, retornando las paredes del conducto a su estado original (véase fig. 1h).

En el instante $t = \frac{4L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el tubo se encuentra con las mismas características antes de realizarse el cierre de la misma (ver fig. 1h). A esta segunda serie de eventos se le llama fase inversa o contragolpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos antes descrita y de no ser por la disipación de energía en la forma de calor producida por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por tiempo indefinido. Obsérvese que la duración de las fases directa ó inversa es idéntica e igual al intervalo de tiempo $\tau = \frac{2L}{a}$. Este intervalo de tiempo se usa en la literatura técnica indistintamente con los términos: "período del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" ó "tiempo de reflexión". En adelante se usará el último término.

Una secuencia de eventos similar se observaría al cerrar la válvula A del sistema de bombeo mostrado en la figura 2, contra el flujo proporcionado por la bomba con velocidad de rotación constante. La primera onda de presión generada viaja de la válvula A hacia la bomba.

Si en el sistema hidráulico mostrado en la figura 2 se abre la válvula B, se observa una serie de eventos semejantes pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y --

que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar con una onda de presión positiva.

Con el cierre de la válvula B del sistema hidráulico mostrado en la figura 2 se observa una serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de perturbaciones ilustradas en la figura 3. De este modo, se invierte el orden de los eventos con respecto a los ocurridos al cerrar la válvula del sistema hidráulico de la figura 1, ya que el fenómeno se inicia con la fase inversa para continuar con la fase directa. El golpe de ariete producido por el paro de la bomba por falta de energía eléctrica, tiene una secuencia de eventos similar ya que tanto el cierre de la válvula B como el paro, impiden que el flujo siga teniendo un suministro de energía.

3 ECUACIONES FUNDAMENTALES.

A continuación se presenta la deducción de las ecuaciones diferenciales que rigen el fenómeno de golpe de ariete.

3.1 Ecuación de movimiento.

Haciendo referencia a la fig. 4 y considerando que la variable x representa la coordenada espacial, medida a lo largo de una tubería y t el tiempo; puede aplicarse la segunda ley de Newton, a un tramo de longitud diferencial, asumiendo que el flujo es unidimensional. Para tal efecto, se considerará que la velocidad media del mismo en una sección determinada es V y que la presión en la misma, p . Por otra parte, se considerará que el área de la sección referida es A y que el ángulo de inclinación de la tubería con respecto a la horizontal en la misma, θ . La segunda ley de Newton establece que la suma de fuerzas es igual a la masa por la aceleración; de donde, considerando el tramo de tubería en cuestión como volumen de control, se puede escribir:

$$pA - \left[pA + \frac{\partial (pA)}{\partial x} dx \right] + \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) \frac{\partial A}{\partial x} dx -$$

$$\tau_0 \pi D dx + \gamma A \text{ sen } \theta dx = \rho A dx \frac{dv}{dt}$$

donde:

τ_0 , esfuerzo constante de fricción.

D, diámetro de la tubería.

γ , peso específico del líquido fluyente.

ρ , densidad del líquido fluyente.

Despreciando el término que contiene a $(dx)^2$ y simplificando, se obtiene:

$$\frac{\partial p}{\partial x} A + \tau_0 \pi D - \rho g A \text{ sen } \theta + \rho A \frac{dv}{dt} = 0 \quad (1)$$

donde:

g , es la aceleración de la gravedad.

La presión en un flujo se puede expresar como:

$$p = \rho g (H - Z)$$

siendo H la carga piezométrica y Z la cota, ambas de la sección donde esté medida la presión. De la ecuación (2) se obtiene:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right)$$

(asumiendo que la variación longitudinal de la densidad es des

preciable) pero

$$\frac{\partial z}{\partial x} = -\text{sen } \theta, \text{ entonces:}$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \text{sen } \theta \right)$$

La ecuación de fricción de Darcy-Weisbach establece que:

$$\Delta H = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Si se hace un balance de fuerzas en un flujo permanente - puede llegarse a:

$$\Delta H \frac{\pi D^2}{4} = \tau_w \pi D L$$

de donde, considerando la relación (4),

$$\tau_w = \frac{\rho f V |V|}{8}$$

(el valor absoluto de V se incluye en la fórmula anterior para tomar apropiadamente el signo de τ).

La aceleración de $\frac{dV}{dt}$ puede expresarse como:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \quad (6)$$

recordando el desarrollo de una derivada total, ya que V es una función de x y t .

Sustituyendo las ecuaciones (3), (5) y (6) en la (1), se obtiene:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad (7)$$

que es la ecuación de movimiento para flujo transitorio en una tubería.

3.2 Ecuación de continuidad.

El principio de conservación de masa para flujo transitorio establece que la suma del flujo neto a través de la frontera de un volumen de control y el cambio en el tiempo de la masa dentro del propio volumen de control debe ser nula. Considerando esto para la fig. 5, se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho AV) dx + \frac{\partial}{\partial t} (\rho A dx) = 0 \quad (8)$$

Dado que dx no depende del tiempo, si se expanden las derivadas de productos de la ecuación (8), puede llegarse a:

$$\frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

Recordando la definición de derivada total, la ecuación anterior puede escribirse como:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

El primer término de la ecuación (9) toma en cuenta los efectos de deformación elástica del tubo y el segundo, los de compresibilidad del líquido.

El módulo de compresibilidad volumétrica de un líquido es así definido por:

$$K = \frac{dp}{d\rho/\rho}$$

de donde:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{K}$$

dividiendo ambos miembros entre dt,

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (10)$$

Ahora bien, si se considera que el tubo sufre un incremento de diámetro ΔD , el incremento correspondiente de área será:

$$\Delta A = \frac{(D + \Delta D)^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D \Delta D}{2} + \frac{(\Delta D)^2}{4}$$

Despreciando la pequeña cantidad $(\Delta D)^2$, se tiene que:

$$\Delta A = \frac{\pi D \Delta D}{2}$$

Por otra parte, en términos de la deformación circunferencial (lateral) total unitaria, $\Delta \epsilon_t$, puede escribirse que:

$$\Delta D = \Delta \epsilon_t D$$

de donde:

$$\Delta A = \frac{\pi D \Delta \epsilon_t D}{2}$$

o sea:

$$\frac{\Delta A}{A} = 2 \Delta \epsilon_t$$

Dividiendo entre Δt y haciendo $\Delta t \rightarrow 0$ se llega a :

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = 2 \frac{d\epsilon_t}{dt} \quad (11)$$

La Ley de Hooke para materiales elásticos establece que:

$$\Delta\sigma = E\Delta\epsilon$$

donde:

$\Delta\sigma$, incremento de esfuerzo normal.

E , módulo de elasticidad.

$\Delta\epsilon$, incremento de deformación unitaria.

Si se piensa en términos de esfuerzos axiales, σ_1 , y laterales, σ_2 , puede escribirse que:

$$\Delta\sigma_1 = E\Delta\epsilon_1, \Delta\sigma_2 = E\Delta\epsilon_2 \quad (12)$$

El incremento de deformación total lateral se puede expresar como:

$$\Delta\epsilon_t = \Delta\epsilon_2 - \mu\Delta\epsilon_1$$

donde: μ es el módulo de Poisson. O sea, considerando las relaciones (12),

$$\Delta\epsilon_t = \frac{1}{E} (\Delta\sigma_2 - \mu\Delta\sigma_1)$$

Dividiendo entre Δt y haciendo $\Delta t \rightarrow 0$, se obtiene:

$$\frac{d\epsilon_t}{dt} = \frac{1}{E} \frac{d}{dt} (\sigma_2 - \mu\sigma_1) \quad (13)$$

Considerando que el tubo sea de pared delgada, la fórmula de esfuerzos correspondiente es:

$$\Delta\sigma_2 = \frac{D\Delta p}{2e}$$

siendo e el espesor de la tubería.

De donde:

$$\frac{d\sigma_2}{dt} = \frac{D}{2e} \frac{dp}{dt} \quad (14)$$

Una expresión similar puede obtenerse para $\Delta\sigma_1$, solo si se consideran las condiciones de apoyo de la tubería. En función de éstas, pueden definirse tres casos:

- a) El tubo sólo está apoyado en su extremo aguas arriba.
- b) El tubo está impedido de deformación axial en toda su longitud.
- c) El tubo tiene juntas de expansión en toda su longitud.

Así pues, para el caso (a), se tiene que la fuerza axial actuante es $\Delta p \frac{\pi D^2}{4}$ y el área que la resiste, $\pi D e$ de donde:

$$\Delta\sigma_1 = \frac{D \Delta p}{4e} \quad \text{ó sea} \quad \frac{d\sigma_1}{dt} = \frac{D}{4e} \frac{dp}{dt} \quad (15)$$

Sustituyendo las expresiones (14) y (15) en la (13) y el resultado en la (11), se llega a:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) \quad (16a)$$

Para el caso (b) $\epsilon_1 = 0$ y $\Delta\sigma_1 = \mu \Delta\sigma_2$. Entonces procediendo en forma análoga al caso (a),

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} \left(1 - \mu^2 \right) \quad (16b)$$

Finalmente, para el caso (c), $\Delta\sigma_1 = 0$, ésto es:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} \quad (16c)$$

Las fórmulas (16a), (16b) y (16c) pueden ser escritas en forma general como:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} c_1 \quad (17)$$

siendo $c_1 = 1 - \frac{\mu}{2}$ para el caso (a)

$c_1 = 1 - \nu^2$ para el caso (b)

$c_1 = 1$ para el caso (c).

Sustituyendo las expresiones (10) y (17) en la ecuación (*),

$$\left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} c_1 \right) \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

Es conveniente expresar las constantes de la ecuación anterior como:

$$a^2 = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} c_1 \right)}}$$

(que es precisamente el cuadrado de la celeridad de las ondas de presión).

Entonces:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (18)$$

Ahora, tomando en cuenta la expresión (2),

$$\frac{dp}{dt} = v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) + \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial z}{\partial t} \right)$$

Considerando que ρ varía con x y t en forma mucho menos -- importante que H . Además si el tubo no se mueve $\frac{\partial z}{\partial t} = 0$. Entonces :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = v g \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \text{Sen } \theta \right) + g \frac{\partial H}{\partial t}$$

De donde la expresión (18) queda como:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + v \text{Sen } \theta = 0 \quad (19)$$

que constituye la ecuación de continuidad, que junto con la de movimiento rigen el fenómeno de golpe de ariete.

4 CELERIDAD DE LAS ONDAS DE PRESION.

De acuerdo con lo anteriormente expuesto, la celeridad de las ondas de presión se puede calcular como:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{k} + \frac{D}{Ee} c_1 \right)}} \quad (20)$$

En el apartado anterior, se encontraron los valores de c_1 para tubos de pared delgada con diferentes condiciones de apoyo. Para tubos de acero de calidad normal el valor de a es del -- orden de 1,000 m/s .

En caso de que los tubos sean de pared gruesa ($D/e < 25$), se deben utilizar los siguientes valores:

Caso a):

$$c_1 = \frac{2e}{D} (1 + \mu) + \frac{D}{D+e} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right)$$

Caso b):

$$c_1 = \frac{2c}{D} (1 + \mu) + \frac{D(1-\mu^2)}{D+e}$$

Caso c):

$$c_1 = \frac{2e}{p} (1 + \mu) + \frac{D}{D+e}$$

En el caso de tubos de concreto armado, el material es heterogéneo. Por ese motivo es necesario calcular el espesor de una sección de acero equivalente, mediante la expresión:

$$e = es \left(1 + \frac{1}{n} \frac{ec}{es} \right)$$

donde:

ec, espesor del tubo de concreto.

es, espesor de una placa circular equivalente de -- acero con área igual a la del refuerzo del concreto.

n, relación del módulo de elasticidad del acero al del concreto.

El espesor e, así obtenido se sustituye en la fórmula (20) para calcular la celeridad correspondiente.

Para túneles circulares excavados en roca no revestidos, -

se utiliza la expresión:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{K} + \frac{2}{E_R} (1 + \mu_R) \right)}}$$

donde: E_R y μ_R representan el módulo de rigidez y la relación de Poisson de la roca.

Finalmente, para un túnel excavado en roca con revestimiento de concreto y camisa interior de acero, la celeridad se puede calcular como:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{K} + \frac{2R_1}{E_s e} (1 - K) \right)}}$$

siendo:

$$K = \frac{R_1 / e}{\frac{R_1}{e} + \frac{E_s}{E_c} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2R_1 R_2} + \frac{E_s}{E_R} (1 + \mu_R)}$$

donde:

E_s , módulo de elasticidad del acero.

E_c , módulo de elasticidad del concreto.

e , espesor de la camisa de acero.

R_1 y R_2 , radios interior y exterior del revestimiento de concreto.

y los demás términos ya habían sido definidos.

5 SOLUCION DE LAS ECUACIONES FUNDAMENTALES.

En este escrito se presentan tres métodos de solución de las ecuaciones de golpe de ariete, que son:

- a) Método algebraico (desarrollo en cadena de Allievi).
- b) Método gráfico.
- c) Método de características.

5.1 Método algebraico (desarrollo en cadena de Allievi).

Si se considera una tubería horizontal ($\theta = 0$) con fricción nula ($f = 0$), las ecuaciones fundamentales (7) y (19) pueden simplificarse. Si en adición a esto se considera que en la ecuación (7) el término $v \frac{\partial v}{\partial x}$ es pequeño comparado con $\frac{\partial v}{\partial t}$ y en la (19), el término $v \frac{\partial H}{\partial x}$ es despreciable comparado con $\frac{\partial H}{\partial t}$, se obtienen las siguientes expresiones:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (7a)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (19a)$$

Si la ecuación (19a) se multiplica por $\frac{g}{a^2}$ y se deriva con respecto a t , restando el resultado a la ecuación (7a) derivada con respecto a x , puede obtenerse:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} \quad (21)$$

En forma similar, puede obtenerse:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (22)$$

La ecuación (21), en términos de presiones puede escribirse como:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (21a)$$

Las ecuaciones (21a) y (22) son conocidas con el nombre de ecuaciones de onda.

Riemann demostró que la solución general de las ecuaciones (21a) y (22) es:

$$p_t = p_o + \phi\left(t - \frac{x}{a}\right) + \psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (23)$$

$$V_t = V_o - \frac{g}{\gamma a} \left[\phi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (24)$$

en que p_o representa la presión en la sección para el régimen establecido y V_o la velocidad en régimen establecido, la cual es idéntica en todas las secciones para diámetro constante en la tubería.

Para valuar p_t y V_t sería necesario determinar las funciones ϕ y ψ , no sólo sus argumentos; sin embargo, la valuación de p_t y V_t se hace a través de relaciones en las cuales se eliminan las funciones ϕ y ψ , con el auxilio de ciertos artificios que se discutirán posteriormente.

Por lo pronto, se puede hacer una interpretación sencilla del significado físico de ϕ y ψ . En efecto, si por alguna razón pudiera justificarse que $\psi = 0$, de (23) y (24), se obtendría:

$$p_t = p_o + \phi(t - \frac{x}{a}) = p_o + \frac{a}{g} (\frac{V_o}{x} - \frac{V_t}{x})$$

Si se realiza una maniobra de cierre $V_o > V_t$ (V_o , la velocidad antes de iniciar el cierre de la válvula, será siempre mayor que la velocidad en los instantes posteriores), deberá tenerse que $p_t > p_o$ lo cual indica - que ϕ aumenta el valor de la presión al disminuir la velocidad y por tanto representa la fase directa del fenómeno.

Un razonamiento análogo haría ver que ψ produce un efecto opuesto - al de ϕ y por tanto representa la fase inversa.

Si se analiza una maniobra de apertura, el orden se invierte, de modo que ϕ representa la fase inversa y ψ la directa.

Por otra parte, si se considera la sección A al principio de la tubería, la presión en ésta no cambia, puesto que no cambia el nivel en el recipiente que alimenta la tubería. Así, en cualquier instante, para la sección A ($X_A = L$), deberá tenerse:

$$p_o - p_o = \phi(t - \frac{L}{a}) + \psi(t + \frac{L}{a}) = 0$$

lo que significa que, independientemente de cuáles sean las funciones ϕ y ψ , si sus argumentos difieren en:

$$(t + \frac{L}{a}) - (t - \frac{L}{a}) = \frac{2L}{a}$$

su suma es cero. El cociente $\frac{2L}{a} = T$ es el tiempo de reflexión de la onda de presión, de suerte que puede establecerse que el - valor de ϕ , que ocurre un intervalo de tiempo T después que - se haya presentado una cierta ϕ , es el simétrico del valor de la última, ésto es:

$$\phi\left(t + \frac{x}{a} - \frac{2L}{a}\right) + \psi\left(t + \frac{x}{a}\right) = 0 \quad (25)$$

De suerte que las ecuaciones (23) y (24) llamadas de Allie vi, se pueden también escribir:

$$p_x = p_0 + \phi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \phi\left(t - \frac{2L - x}{a}\right)$$

$$v_x = v_0 - \frac{g}{\gamma a} \left[\phi\left(t - \frac{x}{a}\right) + \phi\left(t - \frac{2L - x}{a}\right) \right]$$

De acuerdo con lo antes expuesto, cuando se efectúa una maniobra de cierre, en un principio solo existe la onda de presión positiva (fase directa) ó sea $\phi\left(t - \frac{x}{a}\right)$. Ahora bien, para un instante determinado $\phi\left(t - \frac{x}{a}\right)$ solo es función de x . Después de que ha transcurrido un cierto intervalo de tiempo dt , del argumento de ϕ se convierte en $t + dt - \frac{x + dx}{a}$. No obstante, dado que ϕ viaja con una celeridad a , entonces la distancia que ha recorrido es $dx = a dt$, de donde $x = at + \text{const.}$ y que la función ϕ viaja en la dirección x según transcurre el tiempo, pero sin variar su magnitud, una conclusión similar se puede obtener para la función ψ , considerando que $x = -at + \text{const.}$

Con base en lo que acaba de exponerse, puede justificarse las suposiciones anteriores en relación a que:

$$v \frac{\partial v}{\partial x} < < \frac{\partial v}{\partial t} \quad (26)$$

$$v \frac{\partial H}{\partial x} < < \frac{\partial H}{\partial t} \quad (27)$$

En efecto, dado que $x = \pm at + \text{const.}$ entonces:

$$v \frac{v}{x} = \pm \frac{v}{a} \frac{v}{t} \quad v \frac{H}{x} = \pm \frac{v}{a} \frac{H}{t}$$

Dado que por lo general $\frac{v}{a}$ es menor que $\frac{1}{100}$, se comprueba la validez de las relaciones (26) y (27).

Para la sección B en el origen de la tubería (véase fig. 6) ($X_B = 0$) y haciendo que un instante cualquiera sea $t_i = iT$, de modo que $t_{i-1} = (i-1)T = iT - T$; de (23) y (24) resulta:

$$P_{B^i} = P_{B^0} + \phi(t_i) + \psi(t_i) \quad (28)$$

$$P_{B^{i-1}} = P_{B^0} + \phi(t_i - T) + \psi(t_i - T) \quad (29)$$

$$\frac{\gamma_B}{g} (V_{B^0} - V_{B^i}) = \phi(t_i) - \psi(t_i) \quad (30)$$

$$\frac{\gamma_B}{g} (V_{B^0} - V_{B^{i-1}}) = \phi(t_i - T) - \psi(t_i - T) \quad (31)$$

Si se suman (28) y (29), se resta (31) de (30) se igualan ambos resultados y se tiene en cuenta (25), se obtiene:

$$P_{B^i} + P_{B^{i-1}} - 2P_{B^0} = \frac{\gamma_B}{g} (V_{B^{i-1}} - V_{B^i}) \quad (32)$$

o, si se dividen ambos miembros entre , se obtiene la fórmula clásica de Allievi:

$$h_{B^i} + h_{B^{i-1}} - 2h_{B^0} = \frac{a}{g} (V_{B^{i-1}} - V_{B^i}) \quad (33)$$

Si se conoce la Ley de cierre de la válvula, puede calcularse V_i y la fórmula (33) permite determinar h_i "en cadena". En efecto, si se hace $i = 1$, se tendrá:

$$h_{B^1} - h_{B^0} = \frac{a}{g} (V_{B^1} - V_{B^2})$$

Si después $i = 2$:

$$h_{B^2} + h_{B^1} - 2h_{B^0} = \frac{a}{g} (V_{B^1} - V_{B^2}), \text{ etc.}$$

Es más, si se hace $i = 0,5$, con $h_{B^{0,5}} = h_0$ y $V_{B^{0,5}} = V_0$ se tendrá:

$$h_{B^{1,5}} - h_{B^{0,5}} = \frac{a}{g} (V_{B^0} - V_{B^{0,5}})$$

para $i = 1,5$; $h_{B^{1,5}} + h_{B^{0,5}} - 2h_{B^0} = \frac{a}{g} (V_{B^{0,5}} - V_{B^{1,5}}), \text{ etc.}$

Con lo cual puede saberse, en cualquier instante, la magnitud de la presión en el órgano de cierre.

En ocasiones puede resultar cómodo calcular con la fórmula de Allievi, expresada en términos adimensionales. Así, pueden definirse los parámetros siguientes:

$$\text{Presión relativa: } \zeta^2 = \frac{h_{B^i}}{h_{B^0}} \quad (34)$$

$$\text{Característica de la tubería: } \epsilon = \frac{V_{B^0}}{2gh_{B^0}} \quad (35)$$

Con una válvula como la mostrada en la figura 7 (válvula -

de aguja), para un instante cualquiera se podrá escribir:

$$S_{V_1} = s_1 C_v \sqrt{2gh_0} \quad (36)$$

De este modo, antes de iniciarse la maniobra de cierre, para $i = 0$ se tiene:

$$S_{V_1} = s_0 C_v \sqrt{2gh_0} \quad (37)$$

Si se divide (36) entre (37), se obtiene:

$$\frac{V_{B_i}}{V_{B_0}} = \eta \sqrt{\frac{h_{B_i}}{h_{B_0}}} = \eta \zeta_i \quad (38)$$

en que $\zeta_i = \frac{S_i}{S_0}$, es el llamado factor de cierre de la válvula, el cual vale 1, cuando la válvula está totalmente abierta, y cero cuando está totalmente cerrada.

La Ley de variación de η respecto a t se conoce con el nombre de "Ley de cierre".

Al reemplazar (34), (35) y (38) en (33) resulta:

$$\zeta_{B_i}^2 + \zeta_{B_{i-1}} - 2 = 2\zeta \left(\eta_{i-1} \zeta_{B_{i-1}} - \eta_i \zeta_{B_i} \right) \quad (39)$$

La ecuación (39) es la expresión adimensional de (33) y para el cálculo de las oscilaciones de presión en la válvula es necesario conocer la ley de cierre.

En muchos problemas de la práctica, la Ley de cierre o apertura de la válvula es o se puede considerar semejante a una ley lineal; es decir, el factor de cierre η_i varía lineal-

mente con t_i .

Considérese, por ejemplo, que se realiza un cierre total lineal y que el tiempo de cierre es τ (véase fig. 8); entonces η_i será:

$$\eta_i = \left| \frac{\tau - t_i}{\tau} \right| = 1 - \frac{t_i T}{\tau T}$$

con

$$\theta = \frac{\tau}{T}$$

$$i = \frac{t_i}{T}$$

Se tendrá entonces:

$$\eta_i = 1 - \frac{i}{\theta} \quad (40)$$

que es la ley de un cierre lineal.

Si ocurre un cierre con $\tau \leq T$, se dice que el cierre es rápido y θ queda comprendido entre los valores 0 y 1, con $\eta_0 = 1$ y $\eta_i = 0$. De (39) resulta entonces para $i = 1$, con $\zeta_0 = 1$.

$$\zeta_i^2 - 1 = 2$$

Reemplazando en esta ecuación los términos adimensionales dados por (34) y (35), resulta:

$$h_1 - h_0 = \frac{a}{g} v_0 \quad (41)$$

La ecuación (41) se conoce con el nombre de ecuación de Joukowsky y permite determinar la máxima sobrepresión que ocurriría en la sección inmediata a la válvula, si el tiempo de

cierre τ fuera menor que el tiempo de reflexión T .

En el caso de una apertura lineal, se produce el cambio de $\eta_0 = 0$ a $\eta = 1$, en que η representa el factor de apertura para el gasto que se desca tener en la tubería. Siendo entonces η_i la relación del área de apertura de la válvula al área total de la misma, se tendrá (fig. 9):

$$\eta_i = \frac{t_i T}{T} = \frac{i}{\theta} \quad (42)$$

Allievi demostró que cualquiera que sea el tiempo de apertura, la máxima depresión en una apertura lineal se presenta siempre al final de la primera fase o sea, para $i = 1$ ($t_i = T$). Por tanto $\eta_1 = \frac{1}{\theta}$ que, sustituida en (39) para $i = 1$ con $\zeta_0 = 1 = 0$, resulta:

$$\zeta_1 = -\zeta + \sqrt{\left(\frac{\zeta}{\theta}\right)^2 + 1} \quad (43)$$

expresión que permite calcular dicho máximo. Con la ecuación (39) Allievi calculó un ábaco con el cual se puede determinar la máxima sobrepresión y el instante en que ocurre para una ley de cierre o apertura lineal, utilizando los parámetros adimensionales ζ y θ . Dicho ábaco se muestra en las figuras (10, a-b-c, y es de utilidad para hacer estudios preliminares.

Del diagrama de una ley de cierre lineal, si $\zeta < 1$ y $\theta > 3.5$, el valor máximo de ζ ocurre siempre al final de la primera fase.

Si $\zeta > 1$, el máximo valor de ζ ocurre en alguna de las fases posteriores.

La ecuación en cadena de Allievi (33) permite determinar las oscilaciones de presión en la sección próxima a la válvula; sin embargo, en secciones cualesquiera, estas se pueden determinar mediante una generalización de dicha ecuación.

Si se suman las ecuaciones (23) y (24), se obtiene:

$$p_t - p_o + \frac{\gamma_a}{g} (v_o - v_t) = 2\phi(t - \frac{x}{a}) \quad (44)$$

y si se resta la segunda de la primera, se tendrá:

$$p_t - p_o - \frac{\gamma_a}{g} (v_o - v_t) = 2\psi(t + \frac{x}{a}) \quad (45)$$

Las ecuaciones (44) y (45) son válidas para cualquier sección de una tubería de característica única; así, por ejemplo, considerando que (44) se aplica a dos secciones C y D (de coordenadas XC y XD) para los instantes h e i, respectivamente, resulta:

$$p_{t_h} - p_{o_c} + \frac{\gamma_a}{g} (v_{o_c} - v_{t_h}) = 2\phi(t_h - \frac{x_c}{a}) \quad (46)$$

$$p_{t_i} - p_{o_d} + \frac{\gamma_a}{g} (v_{o_d} - v_{t_i}) = 2\phi(t_i - \frac{x_d}{a}) \quad (47)$$

Para poder igualar (46) y (47) es necesario que ϕ adopte el mismo valor en las secciones C y D y para que esto suceda, los argumentos deben ser iguales, es decir:

$$t_h - \frac{x_c}{a} = t_i - \frac{x_d}{a} \quad (48)$$

o bien, si se dividen ambos miembros de (48) entre T y se uti-

liza la notación antes usada, con $aT = 2L$, se obtiene:

$$h = i - \frac{x_D - x_C}{2L} \quad (49)$$

Esto significa que, para que ϕ se presente con la misma intensidad en C y D, es necesario que transcurra un intervalo de tiempo $\frac{x_D - x_C}{2L}$.

De este modo, si se igualan (46) y (47), con $\frac{p}{\gamma} = h$ y $v_C^o = v_D^o$, se obtiene:

$$h_C^h - h_D^i - (h_C^o - h_D^o) = \frac{g}{g} (v_C^h - v_D^i) \quad (50)$$

Si se aplica (45) a las mismas secciones C y D, pero ahora para los instantes j e i, respectivamente y se hacen razonamientos análogos, se tendrá:

$$h_C^j - h_D^i - (h_C^o - h_D^o) = \frac{g}{g} (v_C^j - v_D^i) \quad (51)$$

Se debe, además, cumplir:

$$j = i + \frac{x_D - x_C}{2L} \quad (52)$$

A las ecuaciones (50) y (51) se les conoce como ecuaciones conjugadas del golpe de ariete o ecuaciones de Angus, y permiten el cálculo de la carga de presión en un punto D para el instante j, si se conoce la misma en un punto C para instantes i y j antes y después de i y la variación de las velocidades en ambas secciones a lo largo del tiempo.

En caso de que fuera posible conocer la variación de la velocidad sólo en una sección (por ejemplo en la C), se puede eliminar v_i si se suman (50) y (51), con lo que se obtiene una ecuación única que es:

$$h_C + h_D - 2h_i - 2\left(\frac{h_C - h_D}{C}\right) = \frac{a}{g} (v_C - v_D) \quad (53)$$

En el caso más general, se conocen las oscilaciones de presión en la sección B de la válvula a partir de las ecuaciones de Allievi; de este modo, con las ecuaciones (50) y (51) se pueden conocer las oscilaciones de presión de una sección cualquiera de la tubería.

Así, por ejemplo, considérese que C coincide con B y que el punto D se encuentra a la mitad de la tubería ($X = \frac{L}{2}$).

Los instantes h y j, de acuerdo con (49) y (52), serían:

$$h = i - \frac{L/2}{2L} = i - 1/4$$

$$j = i + 1/4$$

Si corresponde al instante 1, entonces $h = 0.75$ y $j = 1.25$; por tanto, de (53) resulta:

$$2h_D = h_{B0.75} + h_{D1.25} - 2\left(\frac{h_{B0.75} - h_{D1.25}}{B}\right) = \frac{a}{g} (v_{B0.75} - v_{D1.25})$$

5.2 Método gráfico.

5.2.1 Interpretación geométrica de las condiciones de frontera. La aplicación analítica de las ecuaciones en cadena de Allievi a sistemas hidráulicos más complejos conduce generalmente a cálculos numéricos extremadamente complicados.

Schnyder y Bergeron idearon una interpretación geométrica simple de las ecuaciones de Allievi, que dió origen al método gráfico que lleva su nombre y que permite una solución más rápida de aquellos problemas, cuya solución analítica es, a menudo, prácticamente imposible.

Si se designa con S el área de la sección transversal de la tubería y se recuerda la definición de gasto, la ecuación (33) se puede escribir:

$$h_i + h_{i-1} - 2h_0 = \frac{a}{gS} (Q_{i-1} - Q_i) \quad (54)$$

Obsérvese que las dimensiones del coeficiente del segundo miembro de (54) son:

$$\left[\frac{a}{gS} \right] = \left[\frac{LT^{-1}}{LT^{-2}L^2} \right] = \left[\frac{L}{L^3T^{-1}} \right] = \left[\frac{h}{Q} \right] = [\nu] \quad (55)$$

Por otra parte, el gasto en el punto B de la figura 243, para un instante cualquiera, será función de la carga h_i en ese instante y del cierre representado por el factor adimensional η_i , que varía entre los límites 0 y 1, de acuerdo con la ley de cierre correspondiente, ésto es:

$$Q_i = f(\eta_i, h_i) \quad (56)$$

ecuación que para el caso de una tubería cuyo gasto esté controlado por una válvula que descarga libremente, tomará la forma:

$$Q_i = K\eta_i \sqrt{h_i} \quad (57)$$

Debe hacerse notar que, si bien es cierto que para cada valor de Q_i varios pares de valores de h_i y h_i que satisfacen la ecuación (57), para un instante dado, h_i estará obligada por la ley de cierre; por lo cual, sólo lo existirá un valor de h_i que satisfaga dicha relación. De este modo, la ecuación (57) representa una familia de parábolas cuyo parámetro es h_i , en un plano coordinado en donde las abscisas representan los valores de Q_i y las ordenadas los valores de h_i .

La posición relativa de una parábola respecto de otra dependerá de la Ley de cierre, tal como se representa en la figura 11.

El número θ de parábolas dependerá del tiempo de cierre τ de manera que, si se elige como intervalo de tiempo a T se tendrá:

$$\theta = \frac{\tau}{T}$$

La parábola h_0 y subsecuentes corresponderá con el eje vertical en el caso de que se trate de una maniobra de cierre. Así, por ejemplo, en la figura el cierre de la válvula se hace en cuatro intervalos de tiempo.

En el mismo sistema coordinado, el cociente $\mu = \frac{h}{Q}$ representa la pendiente de rectas cuyo ángulo de inclinación depende de las escalas que se elijan en los dos ejes coordinados $Q-h$.

5.2.2 Cierre total lento ($\tau > T$). En la figura 12 se ha representado el cierre total de una válvula de aguja que se efectúa en un tiempo $\tau = 4T$, lo cual da lugar a cuatro parábolas, de modo que las parábolas de h_i en adelante se confunden con el eje vertical.

El punto de intersección B de la recta $h = h_0$ con la parábola h_0 representa las condiciones en régimen establecido, antes de que ocurra cualquier maniobra en la válvula, es decir, sus coordenadas son (Q_{B_0}, h_{B_0}) .

Ahora bien para $i=1$, la ecuación (54) tomará la forma:

$$\frac{h_{B_1} - h_{B_0}}{B_1 - B_0} = \frac{a}{gS} (Q_{B_0} - Q_{B_1}) \quad (58)$$

De acuerdo con lo antes dicho, Q_{B_1} necesariamente será la abscisa de alguno de los puntos de la curva η_1 ; sin embargo, sólo existe un punto B, que con B_0 define un segmento $B B_0$ de pendiente $\frac{a}{gS}$ lo que significa que B debe quedar en la intersección de la recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ que pasa por B_0 , pues de acuerdo con (58), deberá tenerse:

$$\frac{h_{B_1} - h_{B_0}}{B_1 - B_0} = \frac{a}{gS} (\text{abscisa de } B_0 - \text{abscisa de } B)$$

El punto B (Q_{B_1}, h_{B_1}) representa las condiciones en la sección de la válvula B_1 para el instante 1.

Para $i=2$, de (54) se obtiene:

$$\frac{h_{B_2} - h_{B_0}}{B_2 - B_0} = \frac{h_{B_1} - h_{B_0}}{B_1 - B_0} + \frac{a}{gS} (Q_{B_1} - Q_{B_2}) \quad (59)$$

Esta expresión muestra que para calcular h_{B_2} debe restarse el incremento $(h_{B_1} - h_{B_0})$ al valor original h_{B_0} , para después sumar la proyección vertical de un segmento $B_2 B_1$, cuya proyección horizontal sea la diferencia $Q_{B_1} - Q_{B_2}$ y su pendiente sea nuevamente $\frac{a}{gS}$. Además, deberá cumplirse que Q_{B_2} sea la abscisa de un punto de la curva η_2 , según lo que antes se ha asentado. Tal interpretación corresponde a uno de los dos trazos siguientes:

a) Por B_0 se pasa una recta de pendiente a/gS , hasta intersectar a la vertical que pasa por B_1 ; con esto se determina un punto B_1 , de coordenadas $(Q_{B_1}, (h_{B_0} - (h_{B_1} - h_{B_0})))$ y a partir de éste, se traza una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_2 , en donde se determina un punto B_2 , cuya abscisa es Q_{B_2} y cuya ordenada será:

Entonces $h_B = (h_{B1} - h_{B0}) + \frac{a}{gS} (Q_{B1} - Q_{B2})$.
 Esto es, de acuerdo con (59) será h_{B2} .

b) Sin embargo, resulta más sencillo, aunque obviamente equivalente, pasar por B_1 una recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ hasta determinar un punto A, sobre la recta $h=h_0$, para después levantar por ese punto una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_2 , con lo cual queda definido el punto $B_2(Q_2, h_2)$.

Con razonamientos análogos se podrán determinar los restantes puntos $B_i(Q_i, h_i)$ que permitan resolver gráficamente la ecuación de Allievi. En el caso particular de la maniobra de cierre representada en la figura 12, las parábolas $\eta_4, 5, 6, \dots$ se confunden con el eje vertical. Para determinar B_4 se traza por B_3 una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar la recta $h=h_0$ y por la intersección correspondiente, se traza otra recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_4 , o sea el eje vertical, en cuya intersección estará B_4 . Para determinar B_5 , por B_4 se traza una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar $h=h_0$, y a partir de ese punto se trazará una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_5 , o sea el eje vertical, con lo que se obtiene el punto B_5 , el cual queda por debajo de la recta $h=h_0$ y cuyas coordenadas representan las condiciones en el instante 5. Para determinar B_6 se repiten los mismos trazos indicados para volver nuevamente al punto 4. Esto significa que las condiciones para el instante 6 son idénticas a las del instante 4. Análogamente, las condiciones de 7 son iguales a las de 5 y así sucesivamente. Se observa entonces que, a partir del instante $t=\tau$, la carga de presión oscilará entre dos valores simétricos al de h_0 , si no se hace intervenir el efecto amortiguador de la fricción.

Finalmente, se podrá dibujar la curva oscilaciones de presión-tiempo, como se muestra en la figura 249, en la cual

pueden distinguirse dos zonas perfectamente definidas; la primera con una duración $t=r$ llamada "zona de excitación" y la segunda de duración indefinida y que sigue de la anterior llamada "zona pendular".

Obsérvese, además que el máximo de la carga de presión puede ocurrir al terminar cualquiera de las fases dentro de la zona de excitación, pues esto depende de la pendiente de las rectas y del número de parábolas, o sea de θ .

5.2.3 Cierre total rápido ($t < T$). En la figura 13 se muestran los diagramas $(h-Q)$ y $(h-t)$ para el caso de un cierre total rápido, o sea, con una duración menor que el intervalo T . Al principiar el cierre con el instante $t = 0$, la presión en B se incrementará hasta alcanzar un máximo en el instante $t = T$. Dicho máximo quedará representado por la ordenada del punto de intersección con el eje vertical de la recta que se inicia en B, y cuya pendiente es $\frac{h}{gS}$, es decir:

$$h_T = h_0 + \frac{h}{gS} Q_0$$

lo cual queda comprobado con la ecuación (41).

Esta carga de presión permanece constante hasta el instante $t = T$ en el que la onda reflejada llega nuevamente a la válvula, la presión empieza a disminuir y se inicia el movimiento pendular.

Si la tubería fuera horizontal, el punto B, (Q_0, h_0) representa, además, las condiciones en el punto A a la entrada de la tubería en el instante $t = 0.5 T$, pues la perturbación en A tarda en presentarse un intervalo de tiempo $0.5 T$. Asimismo, $A_{1.5}$ representa las condiciones en A para el instante $t = 1.5 T$.

Para un instante cualquiera t , tal que $0 < t < \tau$, será necesario trazar la parábola correspondiente y su intersección M , con la recta del golpe de ariete que se inicia en B_0 , representa las condiciones en la válvula para ese instante.

5.2.4 Cierre parcial lento. En el caso de efectuar un cierre parcial lento, se dibujarán sobre el plano $Q-h$ las parábolas hasta la η_c correspondiente al cierre parcial -- (η_c es el grado final de apertura de la válvula).

El trazo de las rectas del golpe de ariete será idéntico al mostrado en la figura 12 hasta alcanzar la curva η_c . A partir de esta curva, la intensidad de la presión disminuye de una fase a la otra, con una amortiguación que depende de la pendiente de las rectas (véase fig. 14) y puede o no ser acompañada de ondas negativas de reflexión.

5.2.5 Presión en cualquier sección de la tubería. En la práctica, es de importancia conocer sólo el incremento máximo de presión que toma lugar generalmente en la válvula. Sin embargo, para ilustrar la flexibilidad y propiedades generales de la solución gráfica, se mostrará aquí el método usado para determinar la carga de presión en cualquier sección D de la tubería, comprendida entre la válvula y la entrada, en el caso de un cierre total lento.

Nuevamente designese con S el área de la sección transversal de una tubería de característica única y eje horizontal y considérese que el punto C coincide con B ($h_D = h_B$). La ecuación (53) se transforma en:

$$2h_{D,J} = h_{B,h} + h_J + \frac{a}{gS} (Q_{B,J} - Q_{B,h}) \quad (60)$$

Supóngase ahora que en el plano $Q - h$ (fig. 15) se conocen los puntos B y B . La ecuación de la recta de pendiente $\mu = \frac{a}{gS}$ que pasa por B es:

$$h = h_B + \frac{a}{gS}(Q - Q_B) \quad (61)$$

y de la ecuación de la recta que pasa por B y tiene pendiente $-\mu$ es:

$$h = h_{B'} + h_{B'} + \frac{a}{gS}(Q_{B'} - Q) \quad (62)$$

Si se suman (61) y (62) se obtendrá la ordenada de la intersección de las dos rectas anteriormente citadas:

$$2h = h_B + h_{B'} + \frac{a}{gS}(Q_{B'} - Q_B) \quad (63)$$

ecuación que, comparada con (61), muestra que la intersección de las rectas mencionadas es precisamente el punto (Q_D, h_D) , que resuelve el problema.

Así por ejemplo, en la figura 16, se muestra el trazo de las rectas del golpe de ariete para la tubería horizontal mostrada, correspondiente a un cierre total lento, con un tiempo de cierre $\tau = 3T$. Con el fin de determinar las cargas de presión para un punto D , situado a la mitad de la tubería, se han trazado también las parábolas intermedias $\eta_{0.5}$, $\eta_{1.5}$ y $\eta_{2.5}$.

El punto B_0 (C_0, h_0) representa las condiciones iniciales en el origen B de la tubería. Por ese punto se pasa una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$. Las intersecciones de esta recta con las parábolas $\eta_{0.5}$ y $\eta_{1.5}$ determinan los puntos $B_{0.5}$ y B_1 ,

respectivamente, cuyas ordenadas representan a su vez las cargas de presión $h_{0.5}$ y h_1 .

Por el punto $B_{0.5}$ se hace pasar una recta de pendiente $\frac{n}{gS}$ hasta cortar a la recta $h=h_0$ y desde esa intersección se lleva una recta de pendiente $-\frac{n}{gS}$ hasta cortar la parábola $\eta_{1.5}$. Esa intersección determina el punto cuya ordenada representa la presión $h_{B1.5}$.

En forma análoga se pueden determinar los restantes puntos $B_{2.5}$, $B_{3.5}$ y los puntos B_2 , B_3 , etc.

Ahora bien, para el punto D en el centro de la tubería, puesto que $X_D = \frac{L}{2}$, con $x_C = x_B = 0$, de (49) y (52) resulta:

$$h = i - \frac{L/2}{2L} = i - 0.25$$

$$j = i + 0.25$$

de suerte que, si $i = 1.25$, $h = 1$ y $j = 1.5$ y de (60) podría escribirse:

$$2h_{D1.25} = h_{B1} + h_{B1.5} + \frac{n}{gS} (Q_{B1.5} - Q_{B1})$$

De modo que si por B_2 se pasa una recta de pendiente μ y por $B_{1.5}$ una recta de pendiente $-\mu$, la intersección de ambas determinará el punto $D_{1.25}$ cuya ordenada será $h_{B1.25}$.

En forma similar, con ayuda de $B_{1.25}$ y B_2 , se puede determinar $D_{1.75}$ y así sucesivamente. Conviene observar que para obtener $D_{0.75}$ se requeriría emplear los puntos B_1 y $B_{0.5}$.

si bien la intersección de la recta de pendiente $-\mu$, que pasa por B_1 , con la recta de pendiente $+\mu$, que pasa por $B_{0.5}$, es precisamente $B_{0.5}$; esto es, coinciden $D_{0.75}$ con $B_{0.5}$. De modo semejante se puede hacer ver que coinciden B_0 y $D_{0.25}$.

De acuerdo con este razonamiento, para el punto A en el arranque de la tubería, $\frac{XA}{2L} = \frac{L}{2L} = 0.5$, de modo que los puntos B_j , auxiliares en la determinación de A_1 , se calcularán para los instantes $B_{i-0,5}$ y $B_{i+0,5}$. En particular - para determinar A_1 , se deberá buscar la intersección de la recta de pendiente $+u$, que pasa por $B_{0,5}$, con la recta de pendiente $-u$, que pasa por $B_{1,5}$. Si se recuerda como se determina $B_{1,5}$ a partir de $B_{0,5}$, la intersección A_1 está sobre la recta $h = h_0$; esto es, en el instante $t_1 = T$, la carga en A sigue siendo h_0 , de acuerdo con las discusiones de los primeros párrafos.

En forma análoga se pueden determinar las presiones en otros puntos de la tubería, utilizando el número de parábolas que fuese necesario. En el caso de que la tubería no sea de eje horizontal, se considerara como si esta lo fuera, con una carga h_0 igual a la que tiene la tubería real en la válvula y a los valores de h , calculados con el método anterior, deberá restarse la carga de posición de la sección D en estudio.

5.2.6 Golpe de ariete en una tubería larga y una corta. - Considérense dos tuberías de secciones transversales idénticas (celeridades iguales) pero de longitudes tales que la tubería corta tenga una longitud L_c igual a la mitad de la larga; es decir:

$$L_1 = 2 L_c$$

Por tanto, el tiempo de reflexión T_1 de la tubería larga será el doble del de la corta: $T_1 = \frac{2L_1}{a} = 2 \frac{2L_c}{a} = 2T_c$.

Si se realiza una maniobra de cierre cuya duración sea la misma en las dos tuberías, por ejemplo: $r = 3T_1 = 6T_c$ y si la carga h_0 es igual en ambas, para la tubería larga resultarán tres parábolas y para la corta seis, como se muestra en la figura 17.

Si para las dos tuberías se hace el trazo geométrico descrito, se encuentra que las oscilaciones de presión son mayores en la tubería larga que en la corta. Por tanto, a medida que una tubería es más corta, los efectos del golpe de ariete se dejarán sentir con menor intensidad.

5.2.7 Apertura total lenta ($\tau > T$). El análisis gráfico de los efectos de golpe de ariete que resultan de la apertura de una válvula, no presentan ninguna dificultad. Un ejemplo de apertura total lenta se muestra en la figura 18 para un tiempo $\tau = 3T$, en los puntos A, B y C de una tubería de eje horizontal.

El método es idéntico al descrito para un cierre, con la circunstancia de que el punto de coordenadas $(0, h_0)$ representa el punto B₀ en las condiciones iniciales y a los puntos A_{0,5} y C_{0,25}. Este último queda localizado a la mitad de la tubería y además, la recta que pasa por B₀ tiene pendiente negativa, hasta intersectar la parábola η_1 en el punto B₁, para después continuar con una recta de pendiente positiva hasta intersectar la recta $h = h_0$ en el punto A_{1,5} y así sucesivamente. La carga de presión en la sección C quedará determinada, en cada instante, por la intersección de las rectas de pendiente negativa y positiva que pasan por los puntos A₁ y B₁, respectivamente, o sea, a través de A₁ y B₁, A_{1,5} y B_{1,5}, A₂ y B₂, etc., se obtienen los puntos C_{1,25}, C_{1,75}, C_{2,25}, etc., que dan la carga de presión en C para los 1,25T, 1,75T, 2,25T, etc.

Obsérvese que en el caso de una apertura siempre existe amortiguación.

5.2.8 Apertura brusca ($\tau < T$). En el análisis se diferencian los dos casos representados en la figura 19. Para $t = 0$ el grado de apertura de la válvula es $\eta_0 = 0$ (válvula totalmente cerrada) y en el instante $t = \tau \leq T$, $\eta_1 = 1$ (válvula totalmente

abierta). Dependiendo sobre todo de la pendiente $+p$ de las rectas del golpe de ariete, la carga de presión $h_2 - h_0$ puede ser positiva o negativa.

5.2.9 Análisis de golpe de ariete incluyendo la pérdida -- por fricción.

El método gráfico maneja la hipótesis de que la carga de velocidad y las pérdidas hidráulicas son despreciables -- en comparación con los cambios de la carga de presión. Esta suposición se justifica para la mayoría de las tuberías donde ocurren cambios bruscos de la carga. Sin embargo, en ocasiones es necesario incluir el efecto de estas pérdidas en los cálculos del golpe de ariete.

Existen varios métodos para tomar en cuenta la pérdida por fricción en el tubo en la solución gráfica. Todos ellos son aproximados pero suficientemente seguros en la determinación del incremento máximo de presión en uno de los extremos del conducto.

Se expondrán aquí solo dos de los métodos:

1. En el problema presentado en la figura 12, supóngase que la pérdida por fricción en la longitud L del tubo, de acuerdo con cualquiera de las fórmulas clásicas, es:

$$h_f = k_f \frac{SV_f^2}{S} = K_f Q_f^2 \quad (64)$$

Esta ecuación corresponde a una parábola en el plano $Q-h$. Según el método de Schnyder, la pérdida por fricción en el tubo se resta de las características del sistema h_0 para el punto A a la entrada del tubo y la curva resultante (curva R_c) -- es usada para el diagrama de las oscilaciones, como se muestra en la figura 20a. El trazo de las rectas del golpe de ariete será el mismo que el mostrado en la figura 12 con la única diferencia que en lugar de apoyarse sobre la recta $h=h_0$, ahora se apoya sobre la parábola trazada.

2. En el segundo método se supone que toda la pérdida por fricción está concentrada en la válvula en el punto B. Esto hace que las presiones en todo el sistema de curvas (parábolas $\eta_0, \eta_1, \eta_2, \dots$ figura 20b) se desplazan hacia arriba lo necesario para producir los mismos gastos (curva $\eta'_0, \eta'_1, \eta'_2$). Usando este nuevo sistema de curvas el diagrama se completa siguiendo el mismo procedimiento señalado en la figura 12. Este método es en esencia el usado por Bergeron.

Para un flujo establecido o un gasto inicial dado en el tubo, si la válvula se cierra bruscamente o en un tiempo $t < T$, el incremento de presión será el mismo, con o sin fricción.

Sin embargo, para una carga fija la velocidad inicial será más pequeña y las presiones iniciales en la válvula serán más pequeñas, si se incluye el efecto de fricción.

Para un cierre de válvula en un tiempo mayor que T , una cierta cantidad de energía será consumida por la fricción en el tubo durante cada viaje de la onda de presión.

La suposición hecha de que toda la pérdida por fricción se concentre en alguno de los extremos del tubo (en lugar de repartirla a lo largo del tubo); introduce un error en la determinación de los incrementos de presión en cualquier punto intermedio. El incremento de presión en ambos extremos del tubo se ve poco afectado por esta aproximación.

5.2.10 Análisis de tuberías de característica múltiple. La solución en cadena de Allievi es válida únicamente para tuberías de característica única; esto es, tuberías de diámetro, espesor y propiedades elásticas constantes. En el caso de tuberías de característica múltiple, la solución analítica con las ecuaciones de Angus y la solución gráfica basada en esas mismas ecuaciones, conducen a menudo a cálculos o diagramas extremadamente complicados. Sin embargo, se pueden realizar

cálculos aproximados cuando se desee determinar la magnitud del golpe de ariete en la proximidad de la válvula por la introducción del concepto de celeridad y velocidad media.

Considérese una tubería que tiene n tramos de longitudes y áreas L_i y S_i , respectivamente y una tubería imaginaria de características tales que su velocidad media sea v_m y que en esta el líquido tenga la misma energía cinética que en la tubería real; de modo que para el régimen establecido se cumpla:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} (L_1 S_1 + L_2 S_2 + \dots) v_m^2 \\ = \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} (L_1 S_1 v_1^2 + L_2 S_2 v_2^2 + \dots) \end{aligned}$$

y por el principio de continuidad:

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 = \dots = Q$$

por lo cual la velocidad media es:

$$v_m = \sqrt{\frac{Q \sum_{i=1}^n L_i v_i}{\sum_{i=1}^n L_i S_i}} \quad (65)$$

Con esta velocidad media se puede definir la "característica medida" de la tubería, cuyo valor es:

$$\epsilon_m = \frac{a_m v_m}{2g h_p} \quad (66)$$

en que a_m representa la "celeridad media" de la onda de presión la cual se puede calcular considerando que el tiempo de translación de la onda es el mismo en la tubería real y en la imagi-

naría. Esto es:

$$\frac{l_1}{a_1} + \frac{l_2}{a_2} + \dots + \frac{l_n}{a_n} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{a_m}$$

y por tanto:

$$a_m = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{a_i}} \quad (67)$$

Con estos conceptos podrá entonces resolverse el problema bien sea con la solución analítica o con la gráfica.

5.2.10 Golpe de ariete en las líneas de descarga de estaciones de bombeo.

Generalidades.- El golpe de ariete en las estaciones de bombeo puede presentarse debido a diversas condiciones de operación, capaces de producir cambios sustanciales de la presión en las conducciones de descarga. La interrupción brusca o gradual del transporte de líquido puede ocurrir debido a procesos rápidos de regulación o por la interrupción repentina de la energía eléctrica al motor y, eventualmente, aun debido a un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema.

Una de las condiciones de operación más frecuentes es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro instantáneo de cualquier otro motor que proporcione la potencia a la bomba. Cuando esto sucede, la única energía que permite girar a la bomba es la energía cinética de los elementos rotatorios del conjunto bomba-motor. Puesto que esta energía es muy pequeña en comparación con la requerida para mantener el flujo contra la altura de descarga, la velocidad angular de la bomba decrece rápidamente con lo cual el gasto en la tube

ría también decrece, generándose ondas de presión que, partiendo de la bomba, viajan por la tubería hasta la salida, en donde se reflejan.

La disminución de la velocidad angular de la bomba llega hasta un límite en que ya no puede seguir alimentando el líquido contra la carga existente de modo que, de no tenerse una válvula de control en la bomba, el flujo a través de ella cambia de sentido aunque ésta todavía gire en el sentido original, iniciándose con ello la llamada "zona de disipación de energía". A partir de este instante, la velocidad de la bomba cae más rápidamente y pasa a través de la velocidad cero, terminando con ello la zona de disipación de energía e iniciándose la "zona de operación de turbina"

A medida que la velocidad de rotación de la bomba se aproxima a la de desbuche, el flujo invertido a través de ella se reduce rápidamente y produce un nuevo incremento de presión en la bomba y a lo largo de la tubería.

La magnitud de las oscilaciones de presión, engendradas en el curso de este proceso, dependen de la inercia del motor y de la bomba, pues en el caso de que esta sea muy pequeña o despreciable, se puede considerar la anulación instantánea del gasto, incrementando considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Otras condiciones de operación, que también pueden producir golpe de ariete en las líneas de descarga de las estaciones de bombeo, son por ejemplo: el cambio en la carga de bombeo, la operación de válvulas de control y el arranque y parada de las bombas.

En la determinación de las condiciones hidráulicas a que están sujetas la bomba y la tubería de descarga, se deben considerar tres conceptos que son:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga.

b) La inercia del conjunto bomba-motor.

c) Las características, velocidad de operación, par-motor, altura de descarga y gasto de la bomba.

El golpe de ariete en la tubería de descarga. En la figura 21 se muestra un sistema depósito-tubería a presión-bomba, en el cual se considera que el origen de referencia se encuentra en la sección 0 de entrada a la tubería de descarga.

De acuerdo con el fenómeno descrito, al ocurrir cualquiera de las condiciones de operación, se producen ondas de presión que parten desde la bomba hacia la salida, con lo cual su dirección, al igual que en el caso estudiado en la introducción de este capítulo, coincide con la del eje X, si bien ahora la dirección de la velocidad en régimen establecido coincide con la dirección de la celeridad de la onda inicial. Esto modifica las ecuaciones de Allievi como sigue:

$$p_{t,x} = p_{o,x} + \phi\left(t - \frac{x}{a}\right) + \psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (68)$$

$$v_{t,x} = v_{o,x} + \frac{g}{\gamma_B} \left[\phi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (69)$$

y por tanto, la solución en cadena (54) a la forma:

$$\frac{h_{i,B}}{B} + \frac{h_{i-1,B}}{B} - \frac{2h_{o,B}}{B} = - \frac{n}{gS_B} (Q_{i-1,B} - Q_{i,B}) \quad (70)$$

Esta es la ecuación general que rige el fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

Como antes, los valores de Q_i dependen de la ley con que se modifique el gasto en la tubería a través del tiempo.

Asimismo, las ecuaciones de Angus (50) y (51) se modifican a la forma:

$$\frac{h_c}{c} - \frac{h_i}{D} - \left(\frac{h_c}{c} - \frac{h_o}{D} \right) = \frac{n}{gS} \left(\frac{Q_i}{D} - \frac{Q_c}{c} \right) \quad (71)$$

$$\frac{h_c}{c} - \frac{h_i}{D} - \left(\frac{h_c}{c} - \frac{h_o}{D} \right) = \frac{n}{gS} \left(\frac{Q_c}{c} - \frac{Q_i}{D} \right) \quad (72)$$

y que permiten el cálculo de las presiones en puntos intermedios de la tubería.

Ecuación de inercia del conjunto bomba-motor.- Después de la falla de la alimentación de potencia a la bomba, esta sigue efectuando trabajo en detrimento de su energía cinética, con una velocidad angular ω que disminuye gradualmente.

El trabajo ΔT_i efectuado por la bomba en un intervalo de tiempo $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$ puede expresarse, por una parte, en función de la disminución ΔE_i de la energía cinética del sistema rotatorio, cuya velocidad disminuye de ω_{i-1} a ω_i y por otra, en términos de la potencia y de la eficiencia de la bomba; de manera que, designando con I al momento de inercia del sistema rotatorio, se puede escribir:

$$\Delta T_i = \frac{I}{2} (\omega_{i-1}^2 - \omega_i^2) = \int_{t_{i-1}}^{t_i} \frac{\gamma Q h}{\eta} = \frac{\gamma Q_{ik} h_{ik}}{\eta_{ik}} \Delta t_i \quad (73)$$

en donde h_{ik} , Q_{ik} , η_{ik} representan los valores medios de la altura de descarga, el gasto y la eficiencia de la bomba en el intervalo Δt_i ; ésto es, en el instante:

$$t_{ik} = \frac{t_i + t_{i-1}}{2} = t_{i-1} + \frac{t_i}{2}$$

si se llama:

$$E_{ik} = \frac{\gamma Q_{ik} h_{ik}}{\eta_{ik}} \quad (74)$$

reemplazando (74) en (73), resulta:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta \tau_i}{E_{ik}} \quad (75)$$

Con (75) se puede obtener el intervalo de tiempo necesario para alcanzar los valores medios Q_{ik} y h_{ik} . El cálculo de $\Delta \tau_i$ exige también el conocimiento de los valores ω_{i-1} y ω_i . Con el fin de evitar una solución por tanteos y facilitar el cálculo, en (74) se puede hacer el valor medio E_{ik} igual al valor del instante anterior E_{i-1} , con lo cual se puede escribir:

$$E_{i-1} = \frac{\gamma Q_{i-1} h_{i-1}}{\eta_{i-1}} \quad (76)$$

y despejando (74) resulta:

$$\omega_i = (\omega_{i-1}^2 - \frac{2\Delta t_i}{I} E_{i-1})^{1/2} \quad (77)$$

Si n_i representa la velocidad angular de la bomba en rpm, se tendrá que:

y el momento de inercia es: $I = \frac{WR^2}{g}$

en que W es el peso de las partes rotatorias y R el radio de giro de las mismas.

Curvas características de la bomba. Las curvas características de la bomba es un dato usualmente proporcionado por el fabricante. Dichas curvas son típicas, como las mostradas en la figura 22 y son: la curva-gasto, potencia-gasto y eficiencia-gasto, para la velocidad de operación normal de la bomba.

Para la solución de (77) es necesario, además, tener las curvas características para las distintas velocidades de operación en un diagrama carga-gasto y además las curvas de eficiencia de los distintos pares de valores de Q y h . Estas curvas se muestran en la figura 25 y se pueden obtener a partir de las curvas características de la bomba, para la velocidad de operación normal (figura 22), utilizando las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas, como sigue:

Existen dos leyes de similitud que, para dos máquinas que poseen el mismo diámetro, pueden escribirse:

$$Q_e = k_1 n_e \quad h_e = k_2 n_e \quad (78)$$

donde Q_e , escala de gastos.

n_e , escala de velocidades de rotación.

h_e , escala de cargas.

k_1, k_2 , constantes.

o bien, de estas dos expresiones puede deducirse una única, que es:

$$h_e = \frac{k_2 Q_e^2}{k_1^2}$$

y que por la definición de escalas:

$$\frac{h}{h_o} = c \left(\frac{Q}{Q_o} \right)^2 \quad (79)$$

Para aprovechar las propiedades expresadas por estas ecuaciones, se puede trazar por un punto cualquiera A (fig. 23), de la curva conocida (curva-carga-gasto de la fig. 22 para la velocidad de operación normal) una parábola de tipo (79). La magnitud de n_o (o de $\omega_o = \frac{2\pi n_o}{60}$) se divide en

diez partes iguales, de modo que los puntos correspondientes a $n = 0.9n_o$, $0.8n_o$, etc., se encontrarán sobre la parábola trazada y sus ordenadas respectivas serán:

$$h = (0.9)^2 h_A$$

$$h = (0.8)^2 h_A$$

El mismo proceso se reitera con otra parábola que pase por otro punto cualquiera de la curva n_o , obteniéndose una familia de parábolas. La unión de los puntos correspondientes al mismo valor de h da por resultado la familia de curvas mostrada en la figura 24.

Las curvas de eficiencia de la bomba sólo pueden obtenerse experimentalmente y son proporcionadas por los fabricantes. En ese caso, las curvas de velocidad de operación y las de eficiencia se muestran en un solo diagrama en la figura 25.

En el caso de que sólo se disponga de la curva de eficiencia para la velocidad de operación normal, según Mattyus se puede considerar que la eficiencia, η , es la misma en puntos homólogos de las curvas características correspondientes

a las distintas velocidades de operación de la bomba; es decir, que en todos los puntos que quedan sobre una misma parábola de la figura 24, la bomba posee la misma eficiencia que la que se tiene en el punto A, para la velocidad de operación normal. Esta hipótesis se cumple sólo aproximadamente, sobre todo en el caso de bombas de gran tamaño.

Las características de la bomba mostradas en la figura 25 son válidas para la zona de operación normal de la bomba. Cuando falla la potencia, estas características son adecuadas para determinar las presiones mínimas en todos los puntos en la línea de descarga y para determinar la posición de posibles puntos de separación de la columna de agua.

Sin embargo, una vez invertido el flujo a través de la bomba, se requieren características adicionales para la zona de disipación de energía para el cual la bomba gira todavía en la dirección original con el flujo invertido y además, para la zona de operación como turbina, en la cual el flujo y la rotación son las contrarias al sentido original. Las características para estas dos últimas zonas de operación sólo pueden ser obtenidas experimentalmente para cada bomba y un ejemplo de ellas se muestra en las figuras 26 y 27.

Golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía.- Considérese la instalación de una planta de bombeo, como la mostrada en la figura 21, constituida por un sistema de tres bombas y considérese también que ocurre una falla de la energía eléctrica suministrada al conjunto.

La solución simultánea de las ecuaciones del golpe de ariete y de inercia se puede hacer gráficamente sobre el diagrama de características de la bomba, tal como se muestran en la fig. 28. El punto de partida en la solución corresponde a

B_0 y está localizado sobre el diagrama $h-Q$ con coordenadas (Q_0, h_0) sobre la curva n_0 y representa las condiciones normales de operación.

Sus características sustituidas en (76) proporcionan:

$$E_0 = \frac{\gamma Q_0 h_0}{\eta_0} \quad (80)$$

Haciendo $\Delta t = T = \frac{2T}{a}$, de (77) para el primer instante, se tendría:

$$\omega_1 = (\omega_0^2 - \frac{2T}{l} E_0) \quad (81)$$

con

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \quad (82)$$

A partir de B_0 se traza una recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ hasta intersectar la curva de valor ω_1 en el punto B_1 .

Se repite el mismo cálculo ahora para ω_2 utilizando los valores de l y se traza, a partir de l , una recta de pendiente negativa $(l - l')$ hasta la recta $h = h_0$ y otra de pendiente positiva hasta intersectar la curva de valor ω_2 y así sucesivamente.

En el caso de que se quiera obtener puntos B para instantes comprendidos entre 0 y l , podrán localizarse en la intersección de la recta $B - B_0$ y las curvas de velocidad ω_1 cuyos valores se obtienen de (77) para los intervalos de tiempos Δt inferiores a T correspondientes. Los valores para varios de estos puntos se muestran en la tabla siguiente y la solución gráfica en la figura 28.

| Punto | ω_i |
|-------------|-----------------|
| B_0 | ω_0 |
| $B_{0,125}$ | $0,863\omega_i$ |
| $B_{0,25}$ | $0,755\omega_i$ |
| $B_{0,375}$ | $0,668\omega_i$ |
| $B_{0,5}$ | $0,592\omega_i$ |
| $B_{0,625}$ | $0,528\omega_i$ |
| $B_{0,75}$ | $0,472\omega_i$ |
| $B_{0,875}$ | $0,425\omega_i$ |
| B_1 | $0,383\omega_i$ |
| $B_{1,125}$ | $0,35 \omega_i$ |

En la solución gráfica se pueden usar las ecuaciones de Angus (71) y (72) para obtener puntos intermedios como el C, mostrado en la figura 20 y, finalmente, en el ejemplo se encuentran los siguientes resultados:

Máxima depresión en $B=0,92 h_0$
 Máxima depresión en $C=0,69 h_0$
 Máxima sobrepresión en $B=0,61 h_0$
 Máxima sobrepresión en $C=0,35 h_0$

Con el fin de determinar en forma aproximada las depresiones y sobrepresiones máximas que ocurren en una bomba, en el caso de falla de potencia y de no tener válvulas de control, Parmakian preparó una serie de gráficas que se reproducen en la figura 266 a,b,c,d. Estas gráficas representan el resultado de un gran número de soluciones del golpe de ariete para una serie de características de bombas y proporcionan un método conveniente para obtener las condiciones límites transitorias en la bomba y en el centro de la tubería.

Aunque dichas gráficas son teóricamente aplicables a un tipo particular de bombas, operando con su carga estática -- antes de fallar la potencia, son útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de des--

carga en un sistema de bombeo.

El incremento de presión por encima de la carga normal y la caída de presión por debajo de la misma están dadas en por ciento de la carga normal en términos de dos parámetros 2ϵ y K adimensionales, que son:

$$2\epsilon = \frac{aV_0}{gh_0} \quad (83)$$

en que V_0 es la velocidad original de la tubería y h_0 la carga estática de bombeo.

$$K = \frac{450g^2 h_0 Q_0}{\pi^2 W R^2 n_0 n_0^2} T = \frac{450 E_0 T}{\pi^2 I n_0^2} \quad (84)$$

en que I es el momento de inercia del conjunto bomba-motor expresado en kgm. seg^2 , n_0 la velocidad angular normal de la bomba en rpm y $T = \frac{2L}{a}$ en seg.

Conviene recordar que en los anteriores resultados no se ha incluido el efecto de fricción en la tubería y que las oscilaciones de presión, calculadas para puntos distintos del de la bomba, corresponden al caso de una tubería de eje horizontal. Para obtener el valor correcto de la carga de presión en cada instante, deberá restarse la diferencia de niveles entre la bomba y el punto en cuestión.

Interrupción brusca de energía cuando existe válvula de retención en la tubería. Para una tubería con una válvula de retención en el lado de la descarga, el flujo normal de la bomba -- conserva la válvula abierta. Sin embargo, al fallar la potencia, en el instante en que el flujo se invierte, la válvula de retención cierra bruscamente.

El análisis de golpe de ariete en este caso es idéntico al descrito en el inciso anterior, hasta que se alcanza el gasto cero. En este momento, la válvula de retención cierra bruscamente y los efectos del golpe continúan en la forma de un movimiento pendular, tal como se muestra en la figura 30.

Generalmente, en este caso se alcanzan sobre-presiones mayores que en el estudiado en el inciso anterior.

Golpe de ariete sin incluir el efecto de inercia y con válvula de retención en la tubería. En el caso de que la inercia del conjunto bomba-motor sea de importancia secundaria, la solución gráfica del golpe de ariete con válvula de retención en la tubería se simplifica todavía más a la forma mostrada en la figura 31. En este caso, la recta del golpe de ariete que parte de B_1 en la figura 30, intersecta antes al eje vertical h que a la curva u_1 , lo cual significa que el tiempo t , necesario para que la válvula de retención se cierre y deje de influir la inercia de la bomba, es menor que el período T . Se tendría así, que para los instantes inferiores a T ($j < 1$), la carga de presión se puede calcular a partir de (70) como sigue:

$$h_{\frac{j}{B}} = h_{\frac{0}{B}} - \frac{a}{gS} \left(\frac{Q_0}{B} - \frac{Q_j}{B} \right) \quad (85)$$

Esta ecuación representa a la recta mostrada en la fig. 31 de inclinación μ y que pasa por el punto B_0 (Q_0, h_0) que corresponde al inicio mismo del fenómeno.

La presión mínima estará dada por la ecuación (85) con $Q=0$; ésto es:

$$h_{\frac{j}{B}} = h_{\frac{0}{B}} - \frac{a}{gS} Q_0$$

y corresponde como se ve en la figura 31 al punto B_1 . Un instante después la dirección del escurrimiento se invierte;

en este momento se cierra la válvula de retención y la presión vuelve a incrementarse a lo largo de las rectas de pendiente negativa y positiva, con lo cual se determina la presión máxima h_2 .

Dependiendo fundamentalmente de la inclinación de la recta B_0-B_1 , esta puede intersectar el eje de los gastos antes que el eje de las cargas (fig. 32). Esto significa que la presión ha caído a la presión de succión de la bomba, no pudiendo disminuir por debajo de ésta, de modo que la válvula de retroceso permanecería abierta y el flujo persistiría a través de la bomba. Al final del primer intervalo T , sólo una parte ΔQ del gasto original ha disminuido y el flujo continúa con un gasto Q_1 en la misma dirección y la válvula de retroceso abierta. La construcción del resto del diagrama es evidente de la figura. Nótese que se obtendrá un incremento de presión mayor si la bomba opera a un gasto original Q_0 más bajo, ocurriendo un máximo si el punto B_1 coincide con el origen.

Cierre de una válvula contra la carga de bombeo. Pueden presentarse dos casos: uno para el cual la válvula se encuentra colocada en la vecindad de la bomba, del lado de la descarga, y otro en el que la válvula se encuentre en la vecindad del depósito, al final de la tubería.

Se empezará con el primer caso para el cual se supone una válvula como en la figura 33. Dicha válvula trabajará, en cualquier instante, con la carga H contra la que puede suministrar el gasto Q_1 , para la velocidad normal de operación y que se obtiene de la curva característica de la bomba.

De este modo, en un instante cualquiera, del teorema de Bernoulli, se tendrá:

$$H_i + \frac{v_i^2}{2g} = h_i + \frac{v_i^2}{2g} + \Delta h_i$$

y por tanto:

$$h_i = H_i - \Delta h_i = H_i - \frac{K Q_i^2}{S^2 2g}$$

en que Δh_i es la pérdida de carga en la válvula y K el coeficiente de pérdida que es función del factor de cierre $\phi_i = \frac{S_i}{S_0}$, que a su vez depende de la ley de cierre. Finalmente, para cada valor de ϕ se podrá dibujar una curva del tipo:

$$h_i = H_i - \frac{K(\phi_i) Q_i^2}{S^2 2g}$$

como se muestra en la figura 34. Dada la ley de cierre, se pueden trazar dichas curvas y aplicar el método gráfico como se indica en dicha figura.

En el caso de que la válvula se encuentre en el extremo aguas abajo, en la proximidad del depósito, las curvas son -- del tipo dado por la ecuación (57).

Supóngase, por ejemplo, que la válvula C es cerrada en un tiempo $\tau=3T$ contra la carga de bombeo, mientras la bomba sigue girando (véase fig. 35).

Las características del sistema para el punto C, con la válvula cerrada en los intervalos de tiempo $T, 2T, 3T$, son ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , respectivamente. Las características de las oscilaciones de presión $A_{0,3}, C_1, A_{1,3}, C_2, A_{2,3}, C_3$ se dibujan de la manera usual, presentándose la máxima presión en C_1 .

En ese instante se cierra la válvula de control en A, y se inicia el movimiento pendular.

Si la válvula en C se cierra en un tiempo, $\tau < T$, las características de las oscilaciones serán $A_{0,3}, C_1, A_{1,3}, C_2$ que se muestran con líneas de puntos.

Arranque de una bomba. Los efectos del golpe de ariete debidos al arranque normal de una bomba generalmente son despreciables. Sin embargo, estos efectos pueden ser disminuidos usando válvulas de control apropiadas o equipo especial de arranque, asegurándose que todo el aire de las líneas de descarga sea removido. Si hay una válvula de control sobre el lado de la descarga, la bomba se arranca hasta que alcance la velocidad normal de operación todavía con la válvula cerrada, y posteriormente se abre. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables; por el contrario si esta es brusca (como en el caso de una válvula de retroceso), es decir, con $\tau < T$, ocurre una sobrepresión si las bombas arrancan bruscamente. Este efecto se muestra en la fig. 36.

Golpe de ariete en la tubería de succión.- En todos los ejemplos anteriores se ha concentrado la atención al golpe de ariete exclusivamente en la tubería de descarga. Sin embargo, cualquier cambio de gasto en la tubería de descarga se presenta -- también en la tubería de succión y consecuentemente golpe de ariete en esta tubería y en la carcasa de la bomba, que mecánicamente son las partes más vulnerables de toda la instalación. Por otra parte, dada la longitud generalmente corta de la tubería de succión, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables y es poco frecuente que ocurra una falla en ellos.

En aquellos casos en que la longitud de la tubería de succión sea grande, se pueden hacer los mismos estudios del golpe de ariete de una tubería de descarga cualquiera, cuyas condiciones de frontera son fijadas por las características del sistema las cuales son comunes a la tubería de descarga de la bomba.

Evidentemente si el objeto del estudio es la determinación del máximo incremento de presión, no hay necesidad de dibujar un diagrama del golpe de ariete para la tubería de succión. Este máximo será igual al que se presente en la tubería de descarga,

reducido tan solo por la pérdida de carga a través de la carcasa de la bomba, en el caso de que no se haya previsto una válvula de retención.

Separación de la columna de agua. Los cambios positivos y negativos de presión, obtenidos de las soluciones del golpe de ariete antes estudiadas, se pueden dibujar sobre el perfil de la línea de descarga, como se muestra en la figura 37, con lo cual se determinan las presiones límites para las cuales deberá diseñarse la tubería. Puede ocurrir que la presión mínima, en algún punto a lo largo de la línea de descarga de la bomba, alcance la presión de vaporización del agua. En ese caso, la solución del golpe de ariete obtenida ya no es válida, pues si la condición de presión por debajo de la atmosférica dentro del tubo persiste por un período suficiente y es del orden de la presión de vaporización del líquido, las partículas líquidas de la columna se separan por el cambio de fase de líquido a vapor.

Esta separación de la columna ocurrirá sólo en aquéllos instantes en que se presentan oscilaciones negativas de presión y deberá evitarse mediante el empleo de cámaras de aire, válvulas de alivio o momentos de inercia mayores en el conjunto bomba-motor, ya que pueden crear altas presiones cuando el fenómeno se invierte.

Dispositivos de alivio. Los incrementos de presión en las líneas de descarga de sistemas de bombeo solo pueden disminuirse mediante una reducción gradual de la velocidad dentro del tubo lo que puede lograrse por cualquiera de los medios siguientes:

- a) Mediante el diseño de sistemas de tuberías con velocidades originales bajas.
- b) Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una de retención.

c) Con válvulas de alivio que, en el caso de que se manejen con un control positivo, se conocen con el nombre de supresores de oscilación.

d) Por válvulas de retención especiales, o con una válvula de paso alrededor de éstas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después que se haya cerrado la válvula de retención.

e) Por el uso de dispositivos especiales como las cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente los más caros y solo se justifican en circunstancias especiales.

f) Cuando la separación de la columna de agua dentro de la tubería es inevitable, es necesario instalar válvulas que permitan la entrada de aire al interior del tubo para amortiguar el choque que se presenta después de que ocurre el fenómeno.

Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería.- Para realizar el cálculo de los efectos del golpe de ariete, cuando se desee la instalación de una válvula especial como las antes señaladas, es necesario tener las curvas características de las mismas.

Una de las más usadas es el llamado supresor de oscilaciones, que consiste de una válvula especial de alivio de capacidad adecuada, dispuesta de tal modo que se abra a una magnitud prefijada en condiciones que produzcan una oscilación antes de que se cierre la válvula de retención, para cerrar lentamente una vez que esto ocurra. El manejo del supresor de oscilación puede ser hidráulico, mecánico o eléctrico y un método de operación se ilustra en la figura 38, con el diagrama del golpe de ariete para una válvula de alivio con válvula de retención y supresor de oscilación.

La curva característica del supresor de oscilación corresponde a la parábola V. El supresor se abre en un instante entre T y 1,5 T. La oscilación de presión de B₀ a B₁ se traza en la forma normal correspondiendo a la falla de potencia con inercia despreciable en el sistema.

Los puntos B₂ y B₃ se determinan con las intersecciones de rectas de pendiente negativa y positiva apoyadas sobre la parábola V. De este modo, el incremento de presión es eliminado -- prácticamente y una vez que este se ha amortiguado totalmente -- en el punto D, el supresor de oscilación se cierra lentamente -- de modo que el punto final del sistema se mueve de D a D'.

Cámara de aire.- Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión en la línea de descarga de una instalación de bombeo es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 39 y que generalmente se instala aguas abajo de la bomba.

La porción inferior de la cámara contiene agua, mientras que la superior contiene aire a presión. Cuando ocurre la falla de potencia, tanto la carga desarrollada por la bomba como el gasto decrecen rápidamente, lo cual permite que el aire comprimido dentro de la cámara desaloje el agua hacia la tubería a través del orificio en el fondo de la cámara. De esta forma se reducen los cambios de velocidad y los efectos del golpe de ariete en la línea de descarga. Cuando la bomba funciona normalmente, el contenido de aire en la cámara se comprime bajo la presión de trabajo y almacena energía en forma análoga a lo que acontece con un resorte comprimido.

Cuando falla la energía, la presión disminuye y el aire comprimido se expande, presionando gradualmente el contenido de agua de la cámara, la cual fluye hacia el exterior y alimenta así a la tubería. Con esto, el escurrimiento en la tubería decrece paulatinamente y el ritmo de la caída de presión disminuye.

Una vez que la velocidad angular de la bomba disminuye hasta el punto en que ya no puede mantener el flujo contra la altura de descarga, la válvula de retención colocada del lado de la descarga se cierra, con lo cual el paro de la bomba es más lento y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte en dirección al depósito y al interior de la cámara. Por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

Las cámaras de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire comprimido que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que éstas tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura 40.

Esta estrangulación es del tipo llamado orificio diferencial y, para el flujo de la tubería a la cámara proporciona una pérdida de carga 2,5 veces mayor que para el flujo de la cámara a la tubería y produce así una mejor amortiguación.

La ecuación de la pérdida de carga producida por el estrangulamiento es semejante a la (64):

$$h_0 = C_0 Q_1^2 \quad (86)$$

en que C_0 es el coeficiente de pérdida por estrangulamiento, el cual depende de su forma.

Una vez que ocurre la interrupción de potencia al motor de la bomba, la carga de presión en el lado de la descarga es mantenida inicialmente por la cámara de aire, mientras que la velocidad de la bomba y el gasto caen rápidamente. Esto hace que la válvula de retención cierre casi inmediatamente después de la falla de la energía, por lo cual se puede suponer que esto sucede simultáneamente y que el flujo en la tubería sólo es pro

porcionado por la cámara de aire. Con esta suposición se eliminan las características de la bomba de los cálculos del golpe de ariete, pero introduce una onda de presión brusca correspondiente a la caída instantánea de la carga a través del orificio de estrangulación en la base de la cámara.

El fenómeno de compresión y expansión del volumen de aire contenido en la cámara se puede suponer (según Parmakian), como un término medio entre un proceso adiabático y un isotérmico. Es decir, en cualquier instante se cumple que:

$$H_i V_i^{1.2} = H_0 V_0^{1.2} = \text{Constante} \quad (87)$$

en que H_i representa la carga de presión absoluta en el instante i , o sea:

$$H_i = h_i + \frac{P_{atm}}{\gamma} \quad (88)$$

y V_i el volumen de aire en la cámara en el instante i o bien, si se expresa (88) en los términos adimensionales siguientes:

$$H_i^* = \frac{H_i}{H_0} \quad V_i^* = \frac{V_i}{V_0} \quad (89)$$

se puede escribir:

$$H_i^* V_i^{*1.2} = 1 \quad (90)$$

La ecuación (90) se representa por la gráfica mostrada en la figura 41.

El volumen de aire en cualquier instante i , en términos del volumen en el instante $i-1$, es:

$$V_i = V_{i-1} - \int_{i-1}^i Q dt \quad (91)$$

en que A es el área de la sección transversal de la cámara.

Para intervalos de tiempo pequeños, la variación del gasto Q puede suponerse lineal, por lo que el volumen de aire en la cámara es entonces:

$$V_i = V_{i-1} - \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2} \right) \Delta t, \quad (92)$$

en que el intervalo de tiempo $\Delta t = t_i - t_{i-1}$. Por comodidad en el uso del método gráfico del golpe de ariete, es conveniente elegir Δt como una fracción del tiempo de reflexión de la onda T ; o sea que $\Delta t = \frac{2L}{a} \delta$. Así si se sustituye en (92), ésta se puede escribir:

$$\frac{V_i}{V_0} = \frac{V_{i-1}}{V_0} - \frac{(Q_{i-1} + Q_i)}{2V_0 Q_0} Q_0 \frac{2L\delta}{a} \quad (93)$$

y con el parámetro adimensional $Q_i^* = \frac{Q_i}{Q_0}$, se puede escribir:

$$V_i^* = V_{i-1}^* - \frac{(Q_{i-1}^* + Q_i^*) 2\delta}{\frac{2V_0 a}{Q_0 L}} \quad (94)$$

En esta ecuación el término $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$ es también adimensional como puede observarse fácilmente. Toda vez que los cambios del volumen de aire en la cámara se definen en términos de presiones absolutas, es preferible definir la característica de la tubería en términos de cargas de presión absoluta, esto es:

$$E^* = \frac{H V_0}{2gH_0} \quad (95)$$

Esta característica de la tubería representa además la pendiente de las rectas del golpe de ariete en un plano $Q^* - H^*$, -- siendo por supuesto válidos los métodos de solución antes descritos.

El procedimiento gráfico para la solución del problema de -

cámara de aire es como sigue:

Sobre un plano coordenado $Q^* - H^*$ se dibuja la parábola de pérdida por estrangulamiento. El punto de coordenadas $Q^* = 1$, $H^* = 1$, representa al punto B_0 , B'_0 y A_1 (véase fig. 39 y 42) es el punto de partida.

La suposición del cierre instantáneo de la válvula de retención causa un cambio del gasto en la tubería que sigue la recta de pendiente positiva g . La posición del punto B_1 se puede calcular por tanteos y para esto se supone un primer valor de Q_1^* y con la fórmula (94) se calcula el volumen para el instante 1, para $\delta = 1$ con la fórmula:

$$v_1^* = v_0^* - \frac{2(Q_0^* + Q_1^*)}{\frac{V_0^* a}{Q_0^* L}} = v_0^* - \frac{(1 + Q_1^*)}{\frac{V_0^* a}{Q_0^* L}}$$

en que V_0^* tiene que ser inicialmente supuesto o fijado de antemano. Con V_1^* se obtiene de la gráfica de la figura 41 el valor de H^* que tendrá que ser el mismo supuesto para el punto en cuestión, de lo contrario se repite el mismo procedimiento.

Para calcular el punto B_2 se repite el procedimiento por tanteos y así sucesivamente.

Para puntos correspondientes a instantes intermedios, δ será igual al valor del instante para el que se desea calcular. Por ejemplo, si $i = 0,5$ (o sea el punto $B'_{0,5}$), entonces $\delta = 0,5$.

Los valores de la carga de presión en el punto B' de la base de la cámara se pueden calcular en cada instante, restando la magnitud de la pérdida por estrangulamiento Δh_g correspondiente al gasto Q del instante en cuestión (línea de puntos).

Por otra parte, de las ecuaciones (94) y (95) se observa que existen dos parámetros básicos en la determinación del golpe

de ariete en una línea de descarga con cámara de aire y que son $2\epsilon^*$ y $\frac{2V_{oB}}{Q_o L}$

Los resultados de un gran número de soluciones de cámaras de aire se muestran en la figura 43 a, b, c, d,

En estas figuras, las oscilaciones de presión en la línea de descarga adyacente a la cámara y en la mitad de la tubería, se han dibujado contra los parámetros básicos antes mencionados.

Para los valores mostrados en estos diagramas, dados por Parmakian, se han hecho las siguientes suposiciones:

- a) La cámara de aire está localizada cerca de la bomba.
- b) La válvula de retención en la bomba cierra inmediatamente después de la falla de potencia.
- c) La relación presión-volumen para el aire comprimido en la cámara de aire, es : $H^* V^{1,2} = \text{cte.}$
- d) La relación de la pérdida de carga total para el mismo gasto entrando o saliendo de la cámara es 2,5:1; $K H_o^*$ es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y por estrangulamiento en el orificio diferencial cuando un flujo invertido igual a Q_o pase al interior de la cámara.

Para asegurar que el aire no entre a la línea de descarga cuando ocurra la oscilación mínima, el volumen total que deberá tener la cámara de aire deberá ser mayor que V' dado por la siguiente expresión:

$$V' = V_o \left(\frac{H_o^*}{H_{\min}^*} \right)^{1/1,2} = \frac{V_o H_o^*}{H_{\min}^*} \quad (96)$$

en que $H^*_{\min} = H_o^*$ menos la mínima oscilación adyacente a la bomba.

Ejemplos numéricos:

Golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía. Supóngase un sistema de bombeo con una tubería de acero soldado, con las siguientes características:

$$N_{\text{Koz}} = 38; D = 0,60 \text{ m}; e = 0,6 \text{ cm}; L = 200 \text{ m}$$

y que transporta un gasto $Q_0 = 0,500 \text{ m}^3/\text{s}$,
contra una carga estática $h_0 = 150 \text{ m}$ (véase fig. 21).

Sea además el conjunto bomba-motor tal que:

$$I = \frac{WH^2}{g} = 18 \text{ Kg.ms}^2$$

Las curvas características de la bomba, para la velocidad normal de operación se muestran en la figura 44.

$$\text{De los datos de la tubería } S = \frac{\pi D^2}{4} = 0,283 \text{ m}^2$$

Velocidad del agua en condiciones normales

$$v_0 = \frac{Q_0}{S} = 1,77 \text{ m/s}$$

Por otra parte, la pérdida de carga por fricción según la fórmula de Kozeny vale:

$$h_f = \left(\frac{1}{8,86 \log D + N} \right) \frac{L}{S^2 D} Q^2 \quad (97)$$

$$h_f = 3,21 Q^2$$

y en condiciones normales, $h_{f_0} = 3,21 Q_0^2 = 0,80 \text{ m}$.

Por tanto, la carga que debe vencer la bomba es:

$$h_0 = h_{st} + h_f = 150,80 \text{ m}$$

Ahora bien, por tratarse de una tubería de pared delgada, la celeridad de las ondas de presión de acuerdo con (27), vale:

$$a = \frac{9900}{\sqrt{0,5 \frac{0,6}{0,006} + 48}} = 1,000 \text{ m/s}$$

El tiempo de reflexión de las ondas será entonces:

$$T = \frac{2L}{a} = \frac{400}{1000} = 0,4 \text{ seg.}$$

Súpongase ahora que repentinamente falta la corriente -- eléctrica que alimenta el motor de la bomba.

Para calcular el golpe de ariete que se produce en estas condiciones, se empleará el método descrito en la sección 5.2. 5.

Para ello, la parábola de pérdidas de carga, según la ecuación (64) queda tabulada en la siguiente forma:

| Q | Q ² | h _r |
|-----|----------------|----------------|
| 0 | 0 | 0 |
| 0,1 | 0,01 | 0,0321 |
| 0,2 | 0,04 | 0,1284 |
| 0,3 | 0,09 | 0,2889 |
| 0,4 | 0,16 | 0,5136 |
| 0,5 | 0,25 | 0,8000 |

Para obtener las curvas de operación a partir de la conocida para h₀, se procede como se indicó anteriormente, ésto es, por un punto A de la curva (45) se traza una parábola de la -- forma:

$$\frac{h}{h_0} = c \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2$$

A continuación se divide la abscisa del punto A en partes iguales, con lo que los puntos de la parábola para estas -- abscisas serán las correspondientes a las curvas Q - h para --

$$n = \frac{n_0}{p}, \quad n = \frac{2n_0}{p}, \quad n = \frac{3n_0}{p}, \quad \text{etc.}$$

Uniendo los puntos correspondientes a la misma n en cada parábola, se obtienen las curvas $Q-h$ para dichos valores.

A continuación se trazan en el mismo plano las curvas $Q-h$ que se obtuvieron en la figura 46 y la parábola de pérdidas (ecuación 97), como se muestran en la figura 46.

Para convertir la velocidad de la bomba de rpm a rad/seg se emplea la relación

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

De acuerdo con el método, a partir del punto B_0 (46), se traza la recta de Allievi, cuya pendiente según ecuación (55) vale:

$$\frac{a}{gS} = \frac{1,000}{9.8(0.283)} = 361$$

hasta cortar la curva $Q-b$ correspondiente a ω_1 , que, de acuerdo con (77) para $\Delta t = T$, vale:

$$\omega_1 = (150^2 - \frac{0.8}{1.8} E_0)^{\frac{1}{2}}$$

y de (80)

$$E_0 = \frac{1,000 \times 0.500 \times 150.8}{0.80} = 94,100$$

en donde:

$$\omega_1 = (22,500 - 4,200)^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_1 = 135 \text{ rad/seg}$$

Siguiendo el método, a partir del punto B_1 obtenido en el párrafo anterior, se traza la recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta cortar la parábola de pérdidas (punto $A_{1,s}$). Por este punto se traza una recta de pendiente $+\frac{a}{gS}$ hasta cortar a la curva correspondiente ω_2 , que se calcula a partir del punto B_1 y -

las ecuaciones (77) y (80).

En la ecuación (80) se necesitan ahora los valores de Q_1 , b_1 y η_1 .

Para tener Q_1 y b_1 bastará proyectar el punto B_1 sobre los ejes (fig. 46).

Para el cálculo de η_1 se seguirá el método de Mattyus, -- que supone la misma eficiencia en puntos homólogos de las curvas $Q - h$ para distintas n (sobre la misma parábola de la fig. (46)). Para poder trabajar más fácilmente con las parábolas de la figura 45, se pasa la curva n_0 al punto $Q - \sqrt{h}$ de la figura 47, en el que las parábolas de la figura 45 serán rectas que pasan por el origen. A continuación se lleva el punto B_1 (figura 46) al mismo plano $Q - \sqrt{h}$ (fig.47). Uniendo este punto 1 con el origen y prolongando la recta así obtenida hasta cortar la curva n_0 , se obtiene el punto homólogo al 1 perteneciente a la curva n_0 , pero en el plano $Q - \sqrt{b}$ (punto 1') el cual, referido a la curva n_0 , da el valor de η_1 buscado.

Ya conocidas Q_1 , b_1 y η_1 se calcula w_2 en la siguiente -- forma, de (76):

$$E_1 = \frac{1,000 \times 0,430 \times 125}{0,79} = 68,000$$

y de (77):

$$\omega_2 = (135 - \frac{0,8}{18} 68,000)^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_2 = 123 \text{ rad/seg.}$$

En igual forma se obtiene el punto B_1 a partir del punto B_2

$$E_2 = \frac{1,000 \times 0,256 \times 118}{0,69} = 45,400$$

$$\omega_3 = (123^2 - \frac{0.8}{18} 45.400)^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_3 = 114 \text{ rad/seg}$$

Al continuar en igual forma para obtener el punto B se observa en la figura 47 que con la recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ que parte del punto B₄, se corta al eje vertical h, por lo cual se unirá ahora con trazo continuo los puntos B₁, B₂, y B₃ - prolongándose ese trazo hasta cortar el eje vertical h. A partir de este punto B se traza la recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$, como se indica en la figura 46, ya que en ese instante se cierra la válvula de retroceso.

De la figura 46 se obtiene una carga de presión mínima $h_{\min} = 108 \text{ m}$ y una carga de presión máxima $h_{\max} = 192 \text{ m}$, debidas al golpe de ariete.

La sobrepresión debida al golpe de ariete es entonces el 28% de la carga de presión de funcionamiento normal de la tubería y debió tenerse en cuenta al dimensionar la misma. Así, de acuerdo con la fórmula para tubos delgados:

$$\sigma = \frac{\Delta p D}{2} = \frac{19.2 \times 60}{2 \times (0.6)} = 960 \text{ Kg/cm}^2$$

es el esfuerzo máximo a que estará sujeta la tubería de descarga teniendo en cuenta el efecto del golpe de ariete.

Cámara de aire.- Considérese una instalación de bombeo como la mostrada en la figura 39 para la cual se desea determinar el tamaño de una cámara de aire tal, que impida que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba exceda a $0.43 H_0^*$ y además, que la depresión máxima en el centro del tubo no exceda a $0.21 H_0^*$.

Los datos del problema son:

$$\begin{aligned}
 h_{st} &= 60 \text{ m} \\
 h_f &= 0,920 \text{ m} \\
 h_o &= 60,92 \text{ m} \\
 Q_o &= 2,86 \text{ m}^3/\text{s} \\
 S &= 1,84 \text{ m}^2 \\
 v_o &= 1,55 \text{ m/s} \\
 a &= 900 \text{ m/s} \\
 H_o &= 60,92 + 10,33 = 71,25 \text{ m} \\
 2c^* &= ? \\
 L &= 610 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Diferencia entre el nivel de succión y el punto medio de la tubería = 53,5 m.

De las gráficas mostradas en la figura 43 se encuentra que las condiciones de presión antes señaladas se satisfacen con $K = 0,3$ y para:

$$\frac{v_o a}{Q_o L} = 21$$

como se puede comprobar fácilmente de la figura 42. De esta figura se obtiene que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba es de $0,27 H_o^*$, la máxima depresión adyacente a la bomba es $0,32 H_o^*$.

Para la instalación mostrada, la pérdida por fricción para el gasto normal de bombeo Q_o asciende a 0,92 m. El orificio diferencial requerido en la cámara de aire debe entonces proporcionar para un flujo Q_o contra la carga, una pérdida que deberá ser:

$$h_o = KH_o - h_f = 0,3 \times 71,25 - 0,92 = 20,46 \text{ m}$$

Además, con $2 \frac{V_o R}{Q_o L} = 21$ se puede calcular el volumen inicial de aire comprimido dentro de la cámara y que es:

$$V_o = \frac{21 \times 2,86 \times 610}{900 \times 2} = 20,3 \text{ m}^3$$

y el volumen mínimo que deberá poseer la cámara de aire V' , se puede determinar de la ecuación (96):

$$V' = \frac{V_o H_o^*}{H_{\min}^*} = \frac{V_o H_o^*}{(1-0,32)H_o^*} = \frac{20,3}{0,68} = 29,7 \text{ m}^3$$

5.3 Método de Características.

5.3.1 Desarrollo del método.

Las ecuaciones de movimiento y de continuidad (7) y (19), forman un sistema de ecuaciones diferenciales parciales - que pueden ser transformadas en cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias por medio del método de características. En efecto, si por las razones expuestas en el inciso 5.1 se desprecian los términos no lineales $v \frac{\partial v}{\partial x}$ y $v \frac{\partial H}{\partial x}$ y se considera que $\theta = 0$, puede escribirse:

$$L_1 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + r \frac{v|v|}{2D} = 0 \quad (98)$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (99)$$

Las ecuaciones (98) y (99) pueden combinarse linealmente - utilizando una constante desconocida λ ,

$$L = L_1 + \lambda L_2 = \lambda \left(\frac{g}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right) + \left(\frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) + \dots \quad (100)$$

$$\dots r \frac{v|v|}{2D} = 0$$

Ahora bien, recordando que:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t}$$

la expresión (100) se convierte en la ecuación diferencial ordinaria:

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (101)$$

siempre y cuando se cumpla que:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \lambda \frac{H^2}{g} \quad (102)$$

La solución de la ecuación (102) lleva a obtener dos valores reales para :

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (103)$$

que sustituidos en (102) implican que:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (104)$$

Por tanto, considerando (103) en (101) y los valores correspondientes de (104), se obtiene el siguiente sistema de cuatro ecuaciones diferenciales ordinarias:

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (105)$$

c^+

$$\frac{dx}{dt} = + a \quad (106)$$

$$- \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (107)$$

c^-

$$\frac{dx}{dt} = - a \quad (108)$$

La solución de las ecuaciones anteriores, que implica conocer H y V como funciones de x y t , es la misma que la de las ecuaciones (98) y (99). Sin embargo, debe hacerse notar que, de acuerdo con el desarrollo efectuado, la ecuación (105) es válida solo en la dirección dada por la expresión (106), -

así como la (107), en la dirección (108). En un plano xt , - las direcciones (106) y (108) representan rectas, como las - mostradas en la figura 48. Estas rectas son líneas caracte- rísticas a lo largo de las cuales son válidas las ecuaciones (105) y (107).

Ahora bien, la solución de las ecuaciones (105) y (107) (en correspondencia con sus direcciones características), pue- de efectuarse si se expresan en términos de diferencias fini- tas. En efecto, considérese el tubo mostrado en la figura 49, el cual se ha dividido en N tramos de longitud Δx . De acuerdo con las ecuaciones (106) y (108), puede calcularse un interva- lo de tiempo $\Delta t = \Delta x/a$. La ecuación (105) sería válida por -- ejemplo, en la dirección AP mostrada en la figura 49 y la (106) en la dirección BP. Suponiendo conocidas las características de los puntos A y B (H_A, V_A y H_B, V_B), las ecuaciones en cues- tión proporcionarían un sistema de dos ecuaciones que permiti- ría determinar la carga piezométrica y la velocidad en el pun- to P (H_P, V_P).

Las ecuaciones (105) y (106) pueden ser escritas en térmi- nos del gasto, ya que $Q=VA$. Si se considera ésto y la ecua- ción (105) se multiplica por $adt/g = dx/g$ y se integra a lo - largo de la línea AP, se obtiene:

$$\int_{H_A}^{H_P} dh + \frac{a}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q|dx = 0 \quad (109)$$

Para integrar el último término de la ecuación (109), es necesario hacer una aproximación y suponer que es válido hacer $Q = Q_A$, lo cual se cumple de mejor modo mientras más pequeños sean Δx y Δt . Así la ecuación (109) puede escribirse como:

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f X}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0 \quad (110)$$

Algo similar puede hacerse con la ecuación (107), de tal suerte que se obtiene:

$$H_P - H_B - \frac{a}{gA} (Q_P - Q_B) - \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_B |Q_B| = 0 \quad (111)$$

Si, con el objeto de generalizar estos resultados y de acuerdo con la notación de la figura 49, se hace $P_i = P$, $A = i - 1$, $B = i + 1$ (a fin de que estos puntos representen cualesquiera de la tubería, en función del valor de i), las ecuaciones (110) y (111) pueden escribirse como

$$H_{P_i} = C_P - BQ_{P_i} \quad (112)$$

$$H_{P_i} = C_M + BQ_{P_i} \quad (113)$$

siendo:

$$C_P = H_{i-1} + BQ_{i-1} - RQ_{i-1} |Q_{i-1}|$$

$$C_M = H_{i+1} - BQ_{i+1} + RQ_{i+1} |Q_{i+1}|$$

(constantes, ya que son funciones de valores conocidos de H y Q) y,

$$B = \frac{a}{gA}$$

$$R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2}$$

Las ecuaciones (112) y (113) forman un sistema en términos de H_{P_i} y Q_{P_i} , cuya solución es:

$$H_{P_i} = \frac{C_P + C_M}{2}$$

$$Q_{P_i} = \frac{C_P - C_M}{2B}$$

Generalmente el cálculo del flujo transitorio comienza con los valores para flujo establecido permante. Así para $t = 0$ H y Q son conocidas para todas las secciones i del tubo. A partir de éstos y de acuerdo con el procedimiento plantado, pueden cal

cularse todos los valores de dichas variables para $t = \Delta t$ e $i = 2, \dots, N$, ésto es, los puntos anteriores (más adelante se tratará el caso de las fronteras $i = 1$ e $i = N + 1$).

Esta secuencia se puede aplicar reiteradamente para $t = 2\Delta t, 3\Delta t, \dots$ hasta cuando se desee interrumpirla (tanto el método de características como las condiciones de frontera que se presentan a continuación, se aplican por lo general por medio de programas para computadora).

5.3.2 Condiciones de frontera. En la frontera $i = 1$ solo se dispone de la ecuación (112) y en la frontera $i = NS = N + 1$, solo de la (113) como se observa en la figura 50. Por tal motivo, es necesario contar, en cualquier frontera, con una relación adicional entre H y Q , a fin de poderlas determinar. A continuación se tratan las condiciones de frontera más frecuentes en una estación de bombeo.

Tanque de carga constante.

Si en el extremo inicial de un tubo la carga H_{p1} es conocida y constante a lo largo del tiempo, entonces de la ecuación (113) (característica negativa) se puede despejar el gasto:

$$Q_{p1} = \frac{H_{p1} - C_M}{B}$$

Algo similar puede hacerse para el extremo final.

Tapa ciega.

En una tapa ciega se cumple que para todo instante de tiempo el gasto es nulo. Si se supone que está colocada en el extremo final de un tubo, entonces $Q_{pNS} = 0$ y, de (112) (característica positiva), se tiene que $H_{pNS} = C_p$.

Válvula en el extremo final de un tubo.

Considerando que el plano horizontal de referencia (PHR) se tiene en el eje de la válvula, es posible utilizar la siguiente ecuación de orificio para calcular el gasto que sale por ella:

$$Q_{PNs} = C_d A_v \sqrt{2gH_{PNs}} \quad (114)$$

donde:

C , coeficiente de descarga.

A , área de la válvula (de acuerdo con la abertura)

Para flujo establecido es válida la ecuación 114, de tal suerte que:

$$Q_o = (C_d A_v)_o \sqrt{2g H_o} \quad (115)$$

Si se divide la ecuación (114) entre la (115) y se despeja Q_{PNs} , se obtiene:

$$Q_{PNs} = \frac{Q_o}{\sqrt{H_o}} \tau \sqrt{H_{PNs}} \quad (116)$$

siendo: $\tau = \frac{C_d A_v}{(C_d A_v)_o}$ el grado de abertura de la válvula.

Si la ecuación (116), se combina con la (112) (característica positiva), puede obtenerse:

$$Q_{PNs} = -BC_v + \sqrt{(BC_v)^2 + 2C_v C_p}$$

siendo $C_v = \frac{(C_p T)^2}{2gH_o}$ el valor de H_{PNs} puede obtener-

se de (112), sustituyendo el valor de Q_{PNs} .

Bomba centrífuga en el extremo inicial de una tubería.

Si se coloca una bomba centrífuga con velocidad de rotación constante en el extremo inicial de una tubería, se dispone de una relación entre H y Q a través de la curva característica. Dicha relación se puede manejar en forma tabular o por medio de la ecuación:

$$H_p = H_s + a_1 Q_p + a_2 Q_p^2 \quad (117)$$

donde se ha considerado que el PHR se ha tomado en el nivel de succión y H_s , a_1 y a_2 dependen de la forma de la curva característica.

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (113) (característica negativa) y (117), se obtiene:

$$Q_{p1} = \frac{1}{2a_2} \left[B - a_1 - \sqrt{(B - a_1)^2 + 4a_2 (C_M - H_s)} \right]$$

una vez que Q_{p1} es conocido H_{p1} se determina de (113) ó (117).

Redes de tubos.

Con mucha frecuencia las tuberías en una estación de bombeo están dispuestas de tal manera que forman una red. El tratamiento de redes mediante los métodos algebraico y gráfico -- antes expuestos, es sumamente complicado. Una de las principales ventajas del método de características es poder manejar cualquier arreglo de tuberías con cierta facilidad, por complicado que sea. Para tal efecto, se considera la aplicación de la ecuación de continuidad en todos los nudos de la red, considerando además que la carga en el mismo es única para todos los tramos que llegan a salir de él. Así que, haciendo referencia a la fig. 51, puede escribirse que:

$$H_P = H_{P_1, NS} = H_{P_2, NS} = H_{P_3, 1} = H_{P_4, 1} \quad (\text{igualdad de carga}).$$

$$Q_{P_1, NS} = -\frac{H_P}{B_1} + \frac{C_{P1}}{B_1} \quad (\text{característica positiva}).$$

$$Q_{P_2, NS} = -\frac{H_P}{B_2} + \frac{C_{P2}}{B_2} \quad (\text{característica positiva}).$$

$$- Q_{P_3, 1} = -\frac{H_P}{B_3} + \frac{C_{M3}}{B_3} \quad (\text{característica negativa}).$$

$$- Q_{P_4, 1} = -\frac{H_P}{B_4} + \frac{C_{M4}}{B_4} \quad (\text{característica negativa}).$$

$$\Sigma Q_P = 0 = -H_P \Sigma \frac{1}{B} + \frac{C_{P1}}{B_1} + \frac{C_{P2}}{B_2} + \frac{C_{M3}}{B_3} + \frac{C_{M4}}{B_4} \quad (\text{ecuación de continuidad}).$$

de donde:

$$H_P = \frac{C_{P1}/B_1 + C_{P2}/B_2 + C_{M3}/B_3 + C_{M4}/B_4}{\Sigma (1/B)} \quad (118)$$

conocida H_P , los gastos en las tuberías se calculan de las ecuaciones características correspondientes.

Ahora bien, cuando se manejan sistemas complejos de tuberías es necesario que el incremento de tiempo Δt , sea igual para todos los tubos. En general, para un tubo j , con longitud L_j , número de tramos N_j y celeridad a_j , puede escribirse -- que:

$$\Delta t = \frac{L_j}{a_j N_j} \quad (119)$$

En general, esta relación no puede ser cumplida (con único) en todos los tubos. Sin embargo, dadas las incertidumbres en el cálculo de las celeridades, es posible modificarlas hasta en $\pm 15\%$, a fin de cumplir con la ecuación 119.

Tubos cortos.

Si en una red de una planta de bombeo existen tubos suma-

mente cortos, la aplicación de (119) puede obligar a tener un t muy pequeño, lo cual resulta antieconómico desde el punto de vista computacional.

En este caso entonces, el tubo puede ser tratado como incomprensible y el tubo como inelástico, aproximación justificable, ya que los efectos de un golpe de ariete en tubos muy cortos son despreciables según se expuso antes.

Tratando entonces la masa líquida como un sólido, la ecuación de movimiento aplicada al segmento mostrado en la fig. 52 es:

$$F_1 - F_2 - F_f = \frac{\gamma A_2 L_2}{g} \frac{dV}{dt} \quad (120)$$

siendo F_1 y F_2 las fuerzas de presión en ambos extremos del tubo 2 y F_f la fuerza de fricción que actúa en toda su longitud.

Si la ecuación (120) se expresa en términos de diferencias finitas, se puede escribir:

$$\begin{aligned} \gamma A_2 \left(\frac{H_{P_{1,1},NS} + H_{1,1,NS}}{2} - \frac{H_{P_{1,1}} + H_{1,1}}{2} - \frac{f_2 L_2}{2gD_2 A_2^2} Q_2 |Q_2| \right) &= \dots \\ \dots &= \frac{\gamma A_2 L_2 (Q_{P_2} - Q_2)}{g A_2 \Delta t} \end{aligned}$$

Esto es:

$$H_{P_{1,1},NS} - H_{P_{1,1}} = C_1 + C_2 Q_{P_2} \quad (121)$$

siendo:

$$\begin{aligned} C_1 &= H_{1,1} - H_{1,1,NS} + \frac{f_2 L_2}{g D_2 A_2^2} Q_2 |Q_2| \\ C_2 &= \frac{2L_2}{g A_2 \Delta t} \end{aligned}$$

Si la ecuación (121) se resuelve simultáneamente con las ecuaciones (112) (característica positiva para el tubo 1) y -

(113) (característica negativa para el tubo 3), se pueden encontrar los valores de $H_{P1,NS}$, $H_{P1,1}$ y Q_{P2} .

Válvula en línea.

Si se coloca una válvula entre dos tubos, como se muestra en la fig. 33, debe manejarse la ecuación de orificio con las ecuaciones características correspondientes, previendo además la posibilidad de inversión del flujo.

Para flujo positivo, la ecuación de orificio es:

$$Q_{P2,w} = Q_{P1,NS} = \frac{Q_o \tau}{\Delta H_o} \sqrt{H_{P1,NS} - H_{P2,1}} \quad (122)$$

siendo ΔH_o la diferencia de cargas en flujo permanente y Q_o el gasto correspondiente. Si la ecuación (122) se combina con las ecuaciones (112) para el tubo 1 y (113) para el 2, se puede obtener:

$$Q_{P1,NS} = -C_v(B_1 + B_2) + \sqrt{C_v^2(B_1 + B_2)^2 + 2C_v(C_{P1} - C_{M2})} \quad (123)$$

siendo:

$$C_v = \frac{(Q_o \tau_o)^2}{2H_o}$$

Para flujo negativo la ecuación de orificio es:

$$Q_{P2,1} = Q_{P1,NS} = \frac{Q_o \tau}{\Delta H_o} \sqrt{H_{P2,1} - H_{P1,NS}} \quad (124)$$

Resolviendo simultáneamente la ecuación (124) con la (112) y (113), se llega a:

$$Q_{P1,NS} = C_v(B_1 + B_2) - \sqrt{C_v^2(B_1 + B_2)^2 - 2C_v(C_{P1} - C_{M2})} \quad (125)$$

El flujo negativo solo es posible si $C_{P1} - C_{M2} < 0$. Así que la ecuación (123) se usa si $C_{P1} - C_{M2} > 0$, y la (125), si $C_{P1} - C_{M2} < 0$. Conocido el gasto, las cargas se pueden calcular con las ecuaciones características que correspondan.

Arranque de una bomba.

Considérese una bomba centrífuga colocada entre dos tubos, como la mostrada en la fig. 54. Durante el arranque de una bomba, en general se supone que la velocidad de rotación crece desde cero hasta la velocidad de diseño, N_R , en forma lineal. El tiempo de arranque para esta aproximación se toma como un tercio del tiempo real de arranque. Haciendo $\alpha = \frac{N}{N_R}$, donde N es la velocidad de rotación en cualquier instante, puede escribirse, tomando en cuenta las relaciones de similitud para una bomba con tamaño fijo, que:

$$\frac{H}{\alpha^2} = \text{const.} \quad \frac{Q}{\alpha} = \text{const.}$$

Así, durante el arranque α varía de 0 a 1, y la curva característica de la bomba (fig. 54), puede ser escrita como:

$$H_{P2,1} - H_{P1,NS} = \alpha^2 H_S + a_1 \alpha Q_{P1,NS} + a_2 Q_{P1,NS}^2 \quad (126)$$

Si la ecuación (126) se combina con las ecuaciones (112) y (113) se obtiene:

$$Q_{P1,NS} = Q_{P2,1} = \frac{B_1 + B_2 - a_1 \alpha}{2a_2} \left(1 - \left[1 - \frac{4a_2(\alpha^2 H_S + C_{P1} - C_{M2})}{(B_1 + B_2 - a_1 \alpha)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right)$$

Conocido el gasto es posible encontrar las cargas por medio de las ecuaciones (112) y (113).

Cámara de aire.

Como antes se había comentado, en una cámara de aire puede suponerse que se desarrolla una expansión de aire que sigue un

proceso que se encuentra entre el isotérmico y el adiabático. La relación politrópica para gases establece que:

$$H_A v_P^n = C$$

donde: $H_A = H_P - z + H_{at}$ es la carga absoluta (fig.55), v_p es el volumen del gas y $n = 1.2$ para el caso que nos ocupa. Si se supone que v_p es el volumen de gas después de un cierto Δt y v_{el} - volumen anterior, puede escribirse para la cámara mostrada en la fig. 55, que:

$$(H_{P4} + H_{atm} - z) \left(v - \frac{Q_{P3} + Q_3}{2} \Delta t \right)^n = C \quad (127)$$

como se muestra en la figura, la cámara está unida al conducto mediante un conector, que se tratará como tubo corto, de donde, de acuerdo con la ecuación (121):

$$H_P - H_{P4} = C_1 + C_2 Q_{P3} \quad (128)$$

siendo:

$$C_1 = H_4 - H + \frac{f_3 L_3}{8 D_3^5 A_3^2} Q_3 |Q_3|$$

La ecuación de continuidad en la unión es:

$$Q_{P1,NS} = Q_{P3} + Q_{P2,1} \quad (129)$$

Utilizando las ecuaciones (112), (113), (127), (128) y (129), se pueden conocer $Q_{P1,NS}$, $Q_{P2,1}$, Q_{P3} , H_P y H_{P4} . Después de cada incremento de tiempo debe calcularse v_p .

Paro brusco de una bomba.

El paro de una bomba puede presentarse durante la operación normal de una estación de bombeo, debido a que se requiere proporcionar menos gasto a la línea de descarga. Asimismo,

un paro no previsto puede presentarse por alguna falla en el motor acoplado a la bomba. Si en una planta de bombeo existen varias bombas, la situación más desfavorable, en términos del golpe de ariete producido, es la que se presenta cuando, siendo los motores eléctricos, sucede una suspensión en el suministro de energía eléctrica. A continuación se analizará la condición de frontera referida al paro de una bomba.

En general, en una bomba la carga dinámica total es el incremento de energía por unidad de peso del flujo:

$$H_B = \frac{v_d^2}{2g} + \frac{p_d}{\gamma} + z_d - \left(\frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma} + z_s \right)$$

donde:

H_B , carga dinámica total de la bomba.

$\frac{v^2}{2g}$, carga de velocidad.

$\frac{p}{\gamma}$, carga de presión.

z , carga de posición.

d y s subíndices referidos a la descarga y succión de la bomba.

Ahora bien, si se supone que las relaciones de similitud son válidas para condiciones transitorias, puede escribirse, para dos máquinas similares (subíndices 1 y 2):

$$\frac{H_{B1}}{(N_1 D_1)^2} = \frac{H_{B2}}{(N_2 D_2)^2} \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}$$

donde:

Q , gasto.

N , velocidad de rotación (rpm)

D , longitud característica de la bomba.

Si se trata de la misma bomba operando en dos situaciones distintas, entonces $D_1 = D_2$ y

$$\frac{H_{B1}}{N_1^2} = \frac{H_{B2}}{N_2^2} \quad \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} \quad (130)$$

La potencia de una bomba es:

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{\eta} = T \omega \quad (131)$$

siendo η la eficiencia, T el par motor y ω la velocidad de rotación (rad/seg).

En la teoría de similitud se supone que la eficiencia se mantiene constante, así que:

$$\frac{T_1 N_1}{Q_1 H_{B1}} = \frac{T_2 N_2}{Q_2 H_{B2}} \quad (132)$$

Si se combinan las ecuaciones (130) con la (132), se obtiene:

$$\frac{T_1}{N_1^2} = \frac{T_2}{N_2^2} \quad \frac{H_{B1}}{Q_1} = \frac{H_{B2}}{Q_2} \quad \frac{T_1}{Q_1} = \frac{T_2}{Q_2} \quad (133)$$

Si se trabaja con características adimensionales:

$$h = \frac{H_B}{H_{BR}} \quad \beta = \frac{T}{T_R} \quad v = \frac{Q}{Q_R} \quad \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (134)$$

donde el subíndice R significa el punto de mayor eficiencia, las curvas características de una bomba para cualquier velocidad de rotación, pueden ser expresados en términos de:

$$h/\alpha^2 \quad \text{vs.} \quad v/\alpha \quad (\text{carga contra gasto}) \quad (135)$$

$$\beta/\alpha^2 \quad \text{vs.} \quad v/\alpha \quad (\text{par motor contra gasto}) \quad (136)$$

En general los fabricantes proporcionan la curva carga contra gasto, la de par motor contra gasto se puede obtener de la de potencia al freno contra gasto, ya que $P = T\omega$.

Las relaciones (135) y (136) son difíciles de manejar, ya que h , β y α pueden adquirir el valor cero durante un fenómeno transitorio. Por tal motivo es más conveniente usar las relaciones.

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad \text{vs.} \quad \pi + \tan^{-1}(v/\alpha) \quad (137)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad \text{vs.} \quad \pi + \tan^{-1}(v/\alpha) \quad (138)$$

o haciendo $x = \pi + \tan^{-1}(v/\alpha) \quad (139)$

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (140)$$

$$WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (141)$$

De acuerdo con esto las curvas WH y WB correspondientes a una bomba con una velocidad específica ($N\sqrt{Q}/H^{3/4}$) de 1800 (en unidades inglesas), se muestran en la fig. 56. En la aplicación del método de características por medio de computadora, conviene almacenar WH y WB en forma tabular, tomando $\Delta x = \frac{\pi}{44}$, lo cual proporciona 89 valores para cada una.

Haciendo referencia a la fig. 6.3 (y suponiendo que $V_s = V_d$) la ecuación de balance de carga al final de un intervalo de tiempo Δt , puede ser escrita como:

$$H_{Ps} + H_B = H_{Pd} \quad (142)$$

donde:

H_{Ps} , carga piezométrica en la succión.

H_{Pd} , carga piezométrica en la descarga.

Ahora bien, de (112) (característica positiva) para el tubo de succión, se puede escribir:

$$H_{Ps, N+1} = C_{P,N} - B_s Q_{Ps, N+1} \tag{143}$$

siendo:

$$C_{P,N} = H_{s,N} + B_s Q_{s,N} - R_s Q_{s,N} |Q_{s,N}|$$

$$B_s = \frac{a_s}{gA_s}$$

$$R_s = \frac{f\Delta x_s}{2gD_s A_s^2}$$

y, de la ecuación (113) (característica negativa) para el tubo de descarga.

$$H_{Pd,1} = C_{M,2} - B_d Q_{Pd,1} \tag{144}$$

siendo:

$$C_{M,2} = H_{d,2} - B_d Q_{d,2} + R_d Q_{d,2} |Q_{d,2}|$$

$$B_d = \frac{a_d}{gA_d}$$

$$R_d = \frac{f\Delta x_d}{2gD_s A_s^2}$$

Además, por continuidad:

$$Q_{Ps, N+1} = Q_{Pd,1} \tag{145}$$

De la ecuación (140):

$$H_B = H_R \cdot h = H_R (\alpha^2 + v^2) \text{WH}(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha}) \tag{146}$$

La curva WH como función de $x = \pi + \tan^{-1} v/\alpha$, puede ser reemplazada por una línea recta que la aproxime en la vecindad de x . Haciendo referencia a la fig. 58, un valor aproximado de x se puede obtener por extrapolación de α y v de cálculos

para intervalos de tiempo anteriores, de tal suerte que puede definirse:

$$I = \text{valor entero} \left(\frac{x}{\Delta x} + 1 \right)$$

entonces:

$$(I-1)\Delta x, W_H(I) \qquad I\Delta x, W_H(I+1)$$

son dos puntos a lo largo de los que se puede trazar la recta de aproximación $W_H = A_0 + A_1 x$, siendo:

$$A_1 = \left[W_H(I+1) - W_H(I) \right] / \Delta x$$

$$A_0 = W_H(I+1) - I \cdot A_1 \cdot \Delta x$$

como puede verificarse.

Entonces,

$$H_B = H_R (\alpha^2 + v^2) \left| A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right| \quad (147)$$

Sustituyendo (143), (144), (145) y (147) en (142) y simplificando, puede obtenerse:

$$F1 = H_{PM} - B_{SQ} v + H_R (\alpha^2 + v^2) \left| A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right| = 0 \quad (148)$$

siendo:

$$H_{PM} = C_{P,N} - C_{M,2}$$

$$B_{SQ} = (B_S + B_d) Q_R$$

y considerando que $Q_{d,1} = Q_{S,N+1} = v \cdot Q_H$

la ecuación (148) sólo contiene dos incógnitas: α y v .

La ecuación de inercia de una bomba se puede escribir como:

$$T = - \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (149)$$

la cual es equivalente a la ecuación (73). En efecto ya que, de (73):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[- \frac{WR^2}{g} \frac{\omega^2}{2} \right] &= \frac{YQH_B}{\eta} \\ - \frac{WR^2}{g} \omega \frac{d\omega}{dt} &= \frac{YQH_B}{\eta} \\ - \frac{WR^2}{g} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{YQH_B}{\eta} \frac{1}{\omega} = \frac{P}{\omega} = T \end{aligned}$$

Si T se representa como $\frac{T_0 + T_P}{2}$, siendo T_0 el valor de par motor desbalanceado al inicio de Δt y T_P el desconocido al final del mismo, y se considera que:

$$W = N_H \frac{2\pi}{60} \alpha \quad \beta_0 = \frac{T_0}{TR} \quad \beta = \frac{T_P}{TR}$$

la ecuación (149), en términos de diferencias finitas, se puede escribir como:

$$B + \beta_0 - C_{31} (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (150)$$

Siendo α_0 , velocidad adimensional al principio de Δt y

$$C_{31} = \frac{WR^2}{2} \frac{NR}{TR} \frac{\pi}{15\Delta t}$$

de la ecuación (141),

$$\beta = (\alpha^2 + v^2) WB(x) = (\alpha^2 + v^2) \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] \quad (151)$$

donde B_0 y B_1 se calculan en forma similar que A_0 y A_1 .

Sustituyendo (151) en (150), se obtiene:

$$F_2 = (\alpha^2 + v^2) \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] + \dots \quad (152)$$

$$\dots B_0 - C_1 (\alpha_0 - \alpha) = 0$$

que tiene como incógnitas sólo a v y α .

La solución simultánea de las ecuaciones (148) y (152), proporciona los valores de v y α y por tanto, de $Q_{PS,N+1} = Q_{Pa,1}$ y N . Conocidas éstas se pueden calcular $H_{PS,N+1}$, $H_{Pa,1}$ y T_P y con las ecuaciones (143), (144) y (150).

Ahora bien, el sistema de ecuaciones formado por (148) y (152) es no lineal. La solución del mismo puede efectuarse a través del método iterativo de Newton-Raphson:

$$F_1 + \frac{\partial F_1}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} \Delta \alpha = 0$$

$$F_2 + \frac{\partial F_2}{\partial v} \Delta v + \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} \Delta \alpha = 0$$

de donde:

$$\Delta \alpha = \frac{F_2 / \frac{\partial F_2}{\partial v} - F_1 / \frac{\partial F_1}{\partial v}}{\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} / \frac{\partial F_1}{\partial v} - \frac{\partial F_2}{\partial \alpha} / \frac{\partial F_2}{\partial v}} \quad (153)$$

$$\Delta v = - F_1 / \frac{\partial F_1}{\partial v} - \Delta \alpha \frac{\partial F_1}{\partial \alpha} / \frac{\partial F_1}{\partial v} \quad (154)$$

Las derivadas son:

$$\frac{\partial F_1}{\partial v} = - B_0 Q + H_R \left\{ 2v \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] + A_1 \alpha \right\}$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha} = H_H \left\{ 2\alpha \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] - v A_1 \right\}$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} = 2v \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] + \alpha B_1$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha} = 2\alpha \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] - v B_1 + C_{21}$$

los valores Δv y $\Delta \alpha$ proporcionan correcciones a valores supuestos de v y α . como aproximación inicial se puede tomar:

$$v = 2 v_0 - v_{00}$$

$$\alpha = 2 \alpha_0 - \alpha_{00}$$

siendo v_{00} y α_{00} los valores de v ya un Δt antes de v_0 y α_0 .

El procedimiento iterativo termina cuando se alcanza --- cierta tolerancia.

$$|\Delta v| + |\Delta \alpha| < 0.0002$$

Despues de que ésto sucede, los valores de A_0 , A_1 , B_0 y B_1 deben ser comprobados.

Se calcula:

$$II = \text{valor entero} \left[\left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) / \Delta x + 1 \right]$$

si es igual a I la solución es correcta, en caso contrario, se hace $I = II$ y se procede en igual manera hasta lograr la igualdad.



B I B L I O G R A F I A .

1. Brown, John G.: Hydroelectric engineering practice, Vol. 1. Civil Engineering. Londres: Plackie & Son, 1958. 1189 págs.
2. Bergeron, L.: Du Coup de Belier en Hydraulique au Coup de Foudre en Electricite. París: Dunod, 1950. 336 págs.
3. Jaeger, Charles: Engineering fluid mechanics. Londres: Blackie & Son, 1956. 529 págs.
4. Kozeny, J.: Hydraulik. Viena: Springer, 1953 588 págs.
5. Moreno, A.: "Algunos efectos del golpe de ariete en sistemas de bombeo". Tesis profesional. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 1960.
6. Parmakian, John: Waterhammer Analysis. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 161 páginas.
7. Rich, George Rollo: Hydraulic Transients. 2a. edición Nueva York: Dover Publications, Inc. 1963. 409 págs.
8. Rouse, Hunter: Engineering Hydraulics. Proceedings of the Fourth Hydraulics Conference, Iowa Institute of Hydraulic Research. Nueva York: John Wiley & Son, Inc., 1950. 1039 págs.

9. Schlag, A.: *Hydraulique Générale*. París: Dunod, 1957, 243 págs.
10. Sánchez, J. L.: "Teoría del golpe de ariete". *Ingeniería Civil*, México, 1955.
11. Stepanoff, Alexey J.: *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., - 1948. 428 págs.
12. Stucky, A.: *Druckwasserschlosser von Wasserkraftanlagen*. Berlín: Springer, 1962. 181 págs.
13. Volk, W.: *Absperrorgane in Rohrleitungen*. Berlín: Springer, 1959. 178 págs.
14. Wechmann: *Hydraulik*. Berlín: Technic, 1959. 306 págs.
15. Sotelo A. G.: *Golpe de Ariete en estaciones de bombeo*, Cap. 11 de "Bombas para agua potable", pp-222-269. Washington: OMS, 1966.
16. Wylie, E. B. y Streeter, V. L.: *Fluid Transients*. Nueva York: McGraw-Hill, 1978. 384 págs.
17. Streeter, V. L. y Wylie, E. B.: *Fluid Mechanics*, Nueva York: McGraw-Hill, 1975. 752 págs.

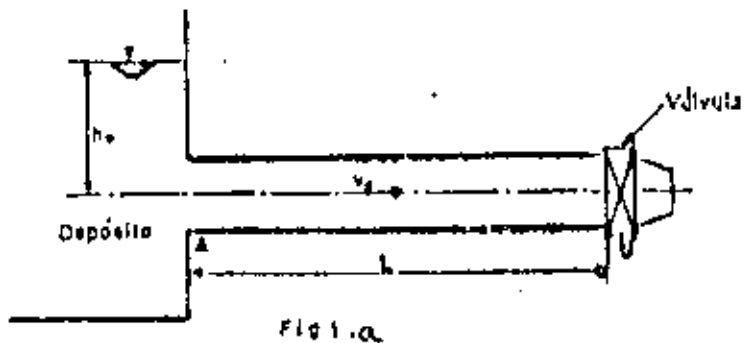


Fig. 1.a

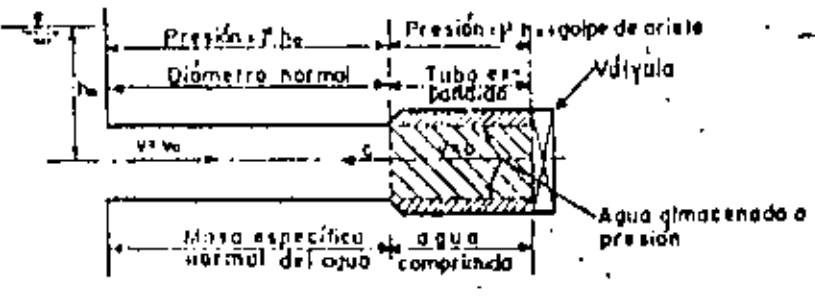


Fig. 1.b - Fase directa. Frente de onda positiva hacia el depósito.

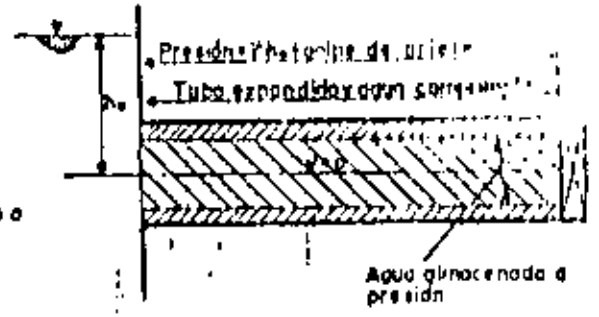


Fig. 1.c - Fase directa. Frente de onda positiva llegando al depósito.

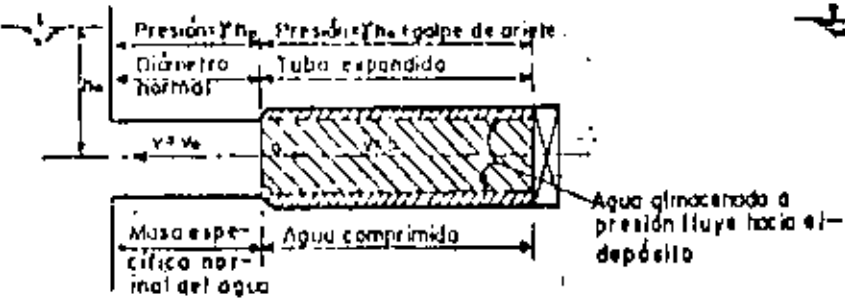


Fig. 1.d - Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

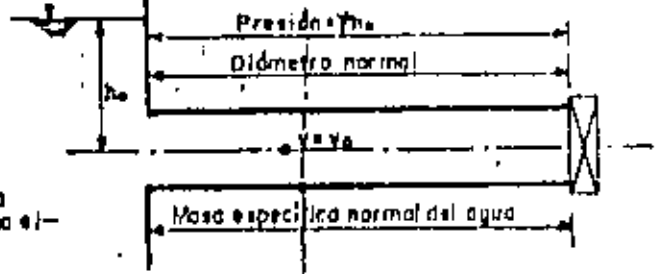


Fig. 1.e - Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula.

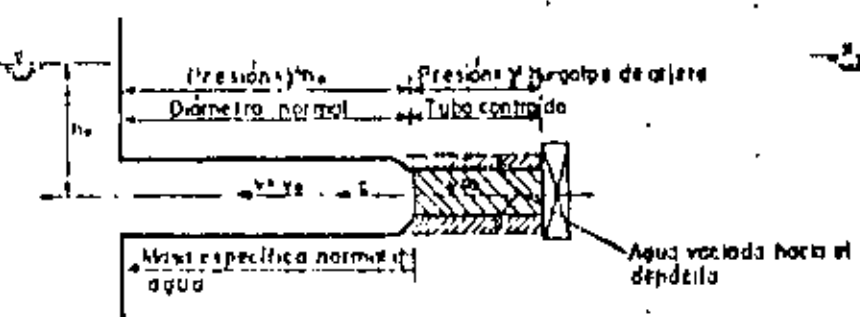


Fig. 1.f - Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito.

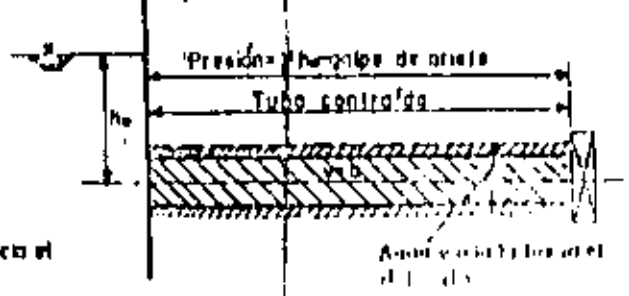


Fig. 1.g - Fase inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito.

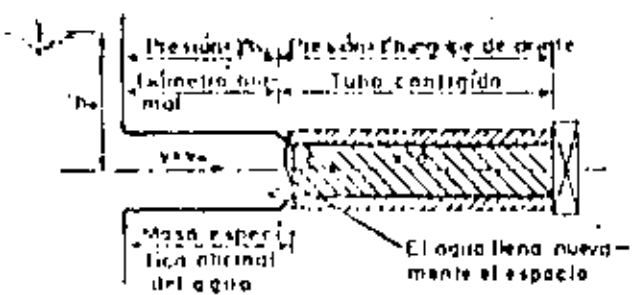


Fig. 1.h - Fase inversa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

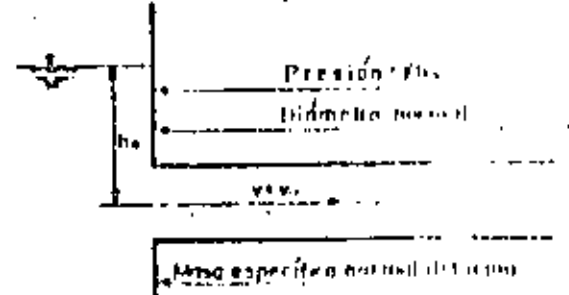


Fig. 1.i - Fase inversa. Frente de onda negativa llegando a la válvula.

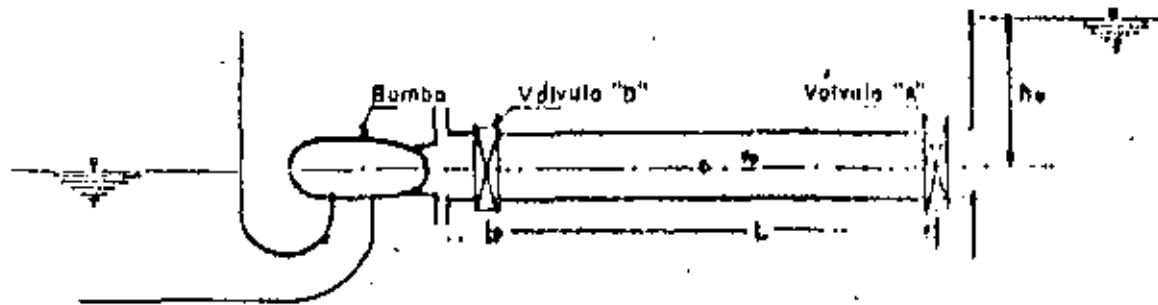


Fig. 2 - Sistema de bombeo

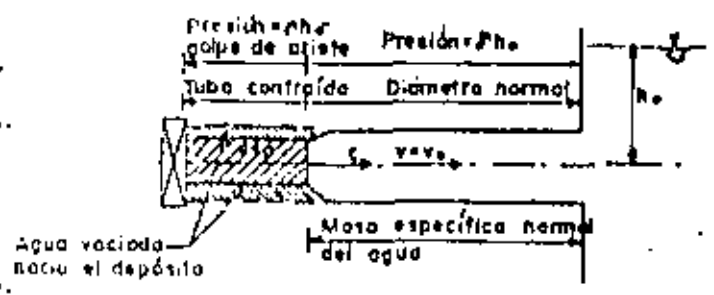


Fig. 3.1 - Fase inversa. Frente de onda negativa hacia el depósito

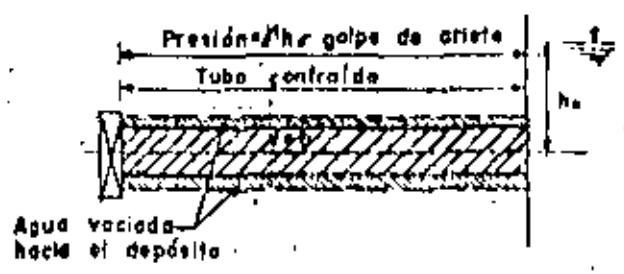


Fig. 3.2 - Fase Inversa. Frente de onda negativa llegando al depósito $L = 2$

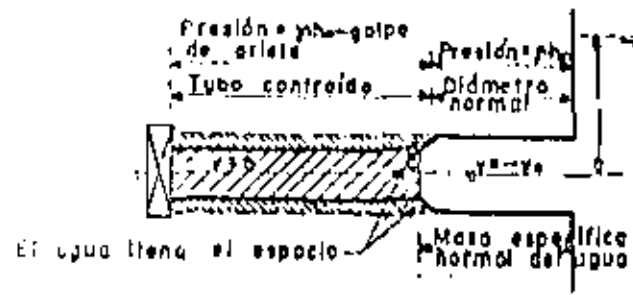


Fig. 3.3 - Fase Inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

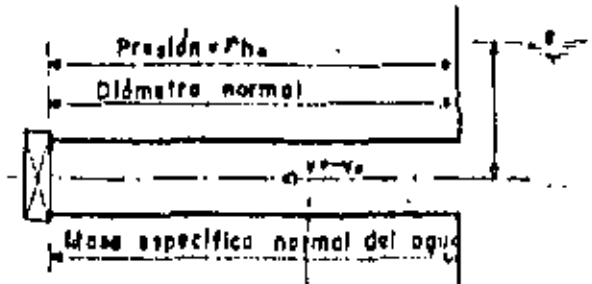


Fig. 3.4 - Fase Inversa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

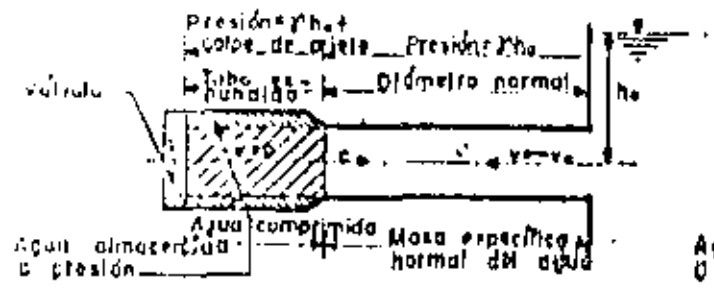


Fig. 3.5 - Fase directa. Frente de onda positiva hacia el depósito.

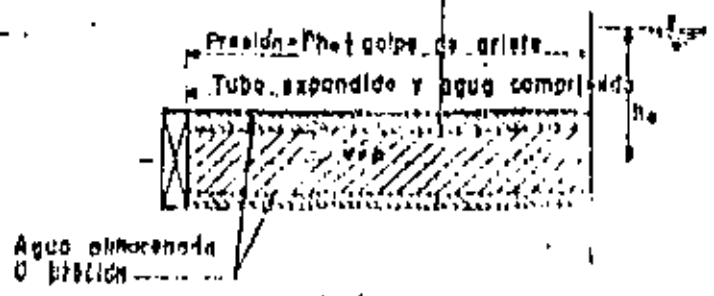


Fig. 3.6 - Fase directa. Frente de onda positiva llegando a la válvula.

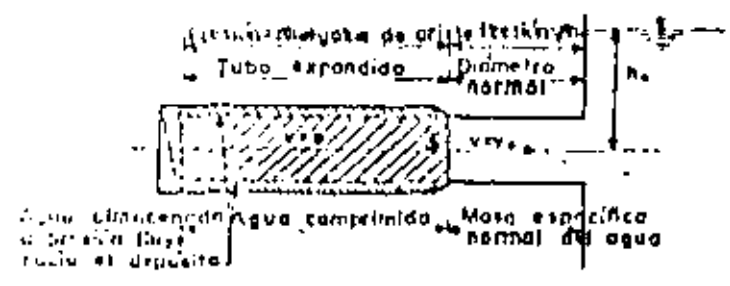


Fig. 3.7 - Fase directa. Frente de onda negativa hacia la válvula.

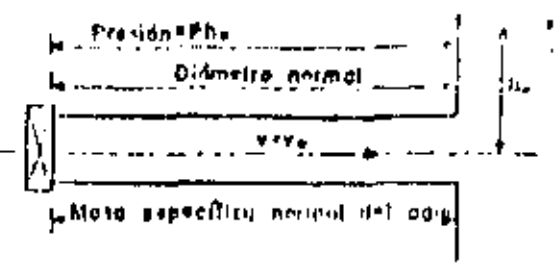


Fig. 3.8 - Fase directa. Frente de onda negativa llegando a la válvula.

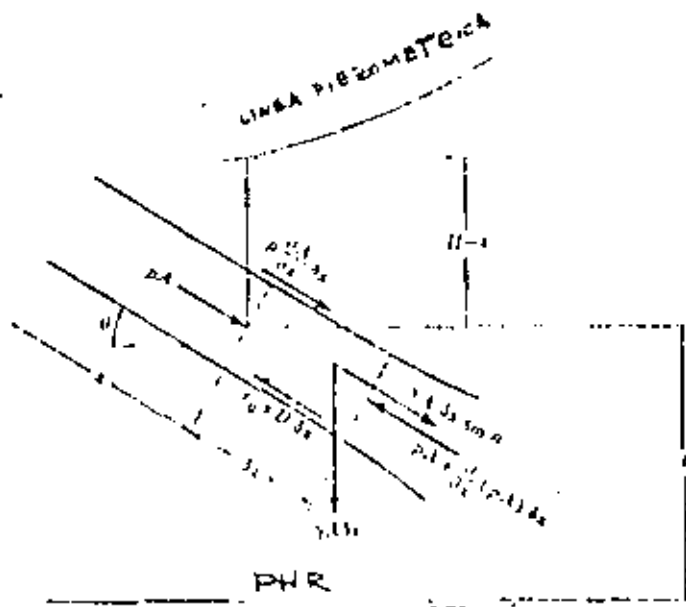


FIG. 4. NOTACION PARA LA ECUACION DE MOVIMIENTO

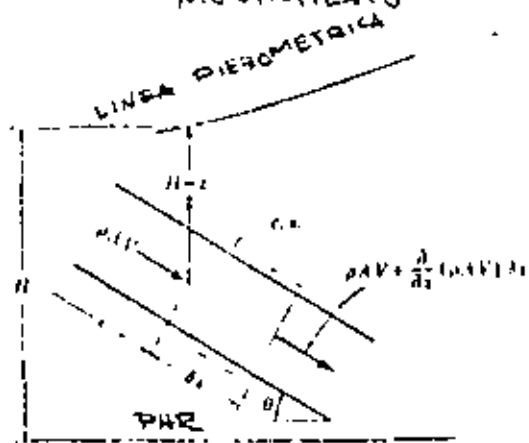


FIG. 5. NOTACION PARA LA ECUACION DE CONTINUIDAD

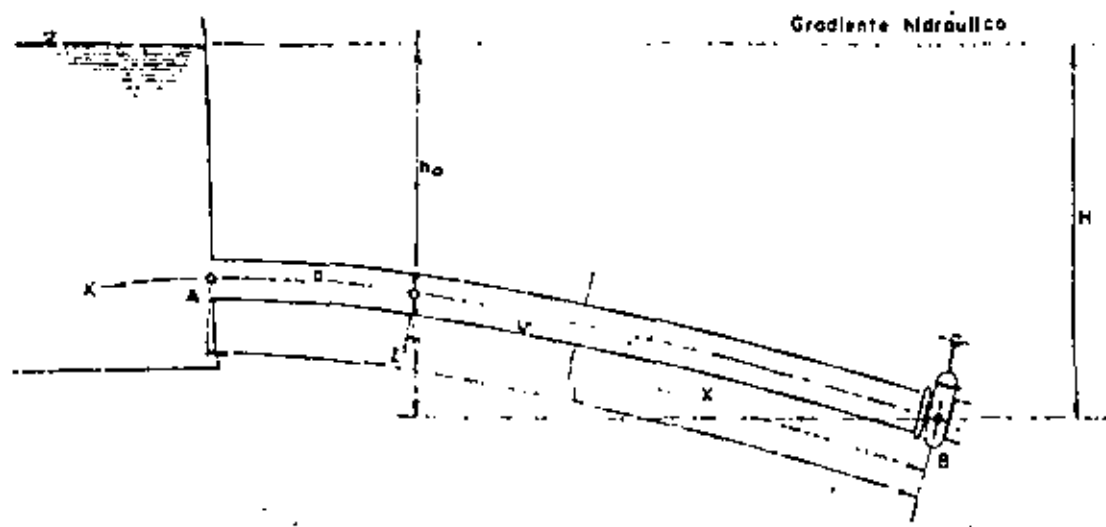


Fig. 6. Ilustración de las notaciones utilizadas en la teoría.

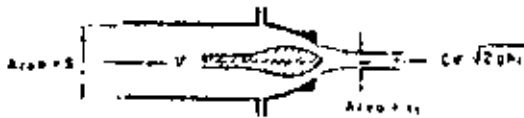


Fig. 7 Válvula de aguja.

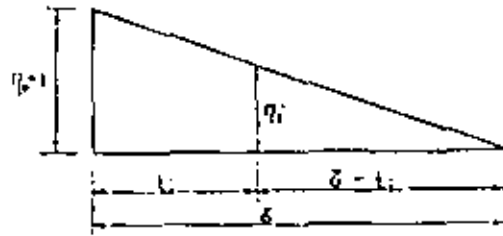


Fig. 8 Ley de cierre lineal.

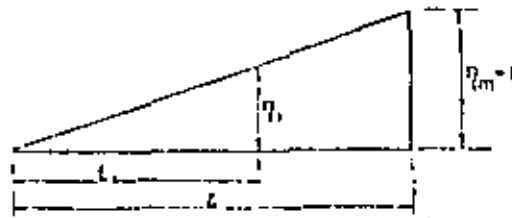
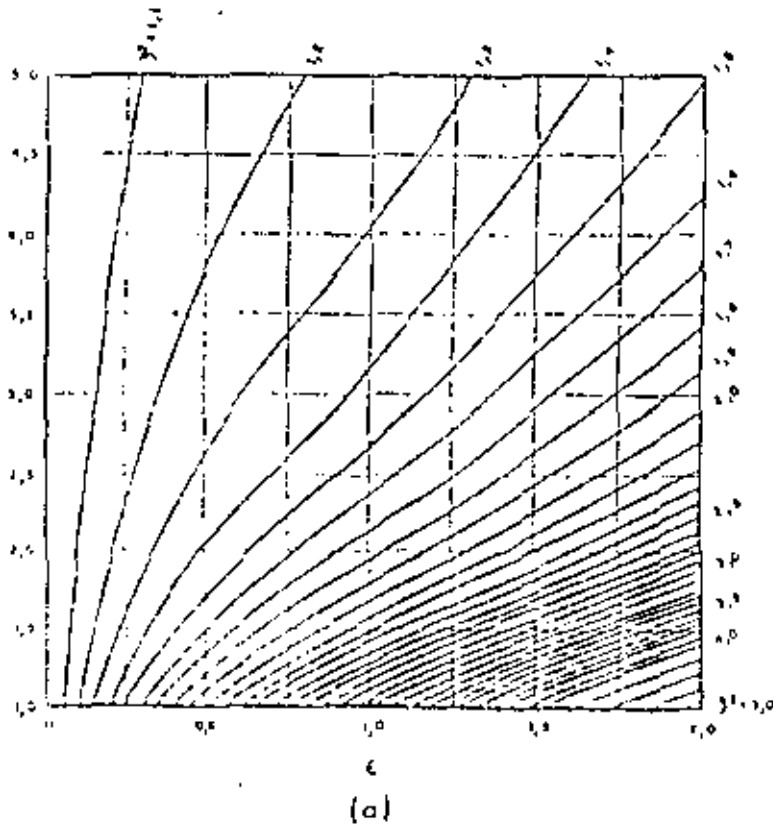
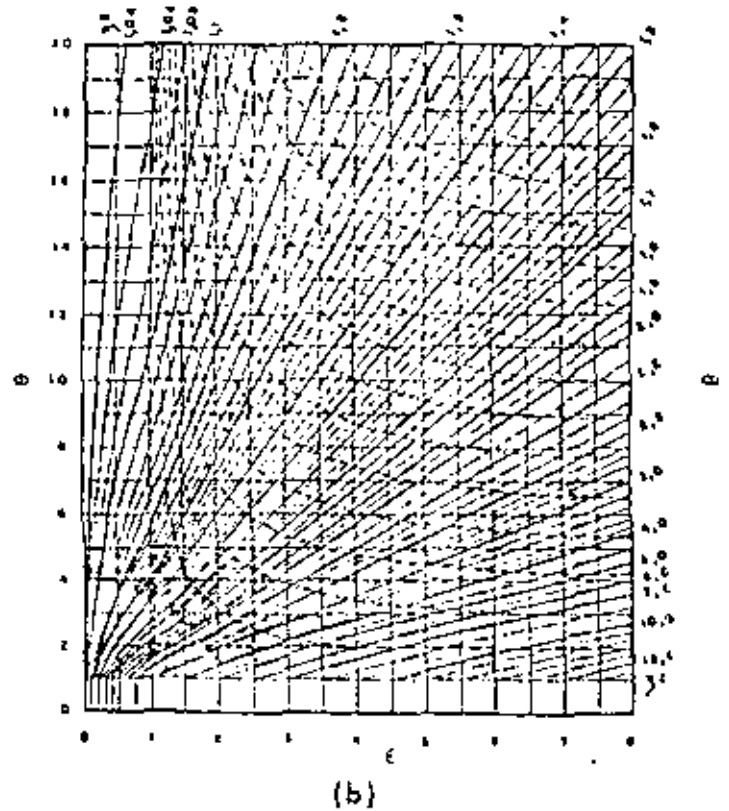


Fig. 9 Ley de apertura lineal.



(a)



(b)

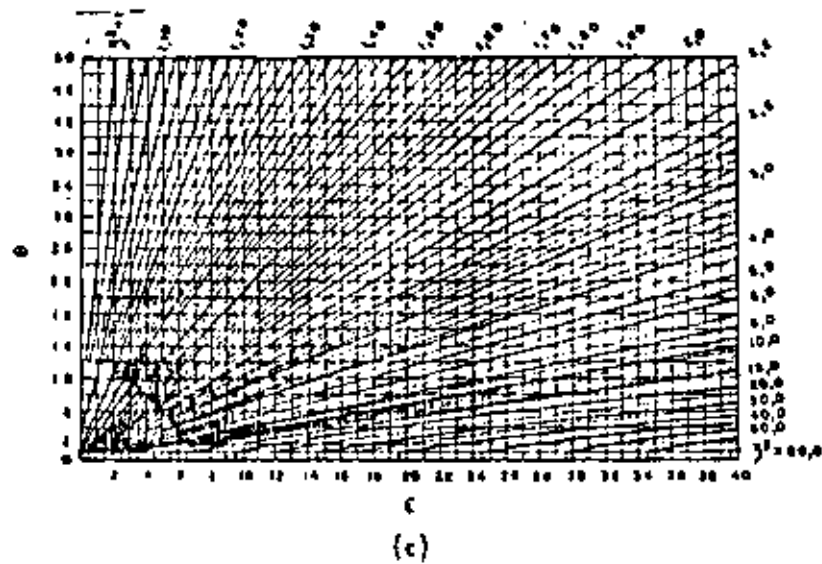


Fig. 10 - c. Representación máxima con ley de apertura lineal.

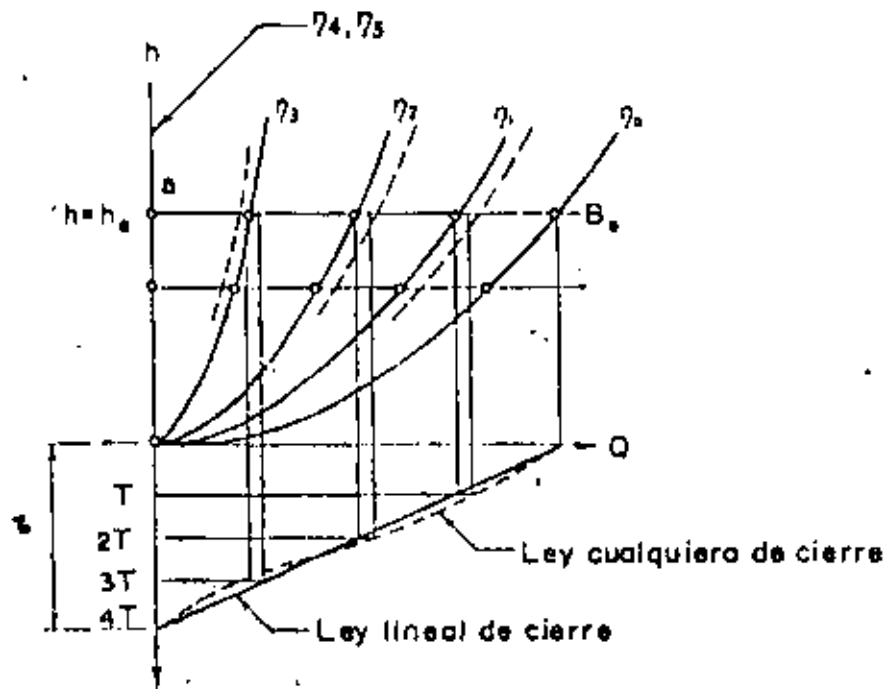


Fig. 11. Condiciones de frontera para la solución gráfica.

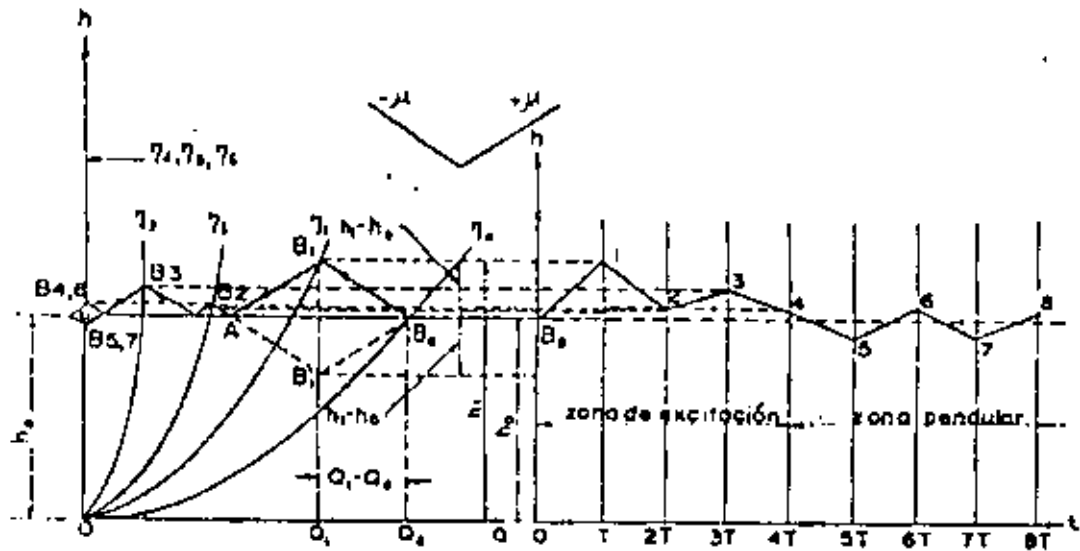


Fig. 12. Solución gráfica de un cierre súal lento.

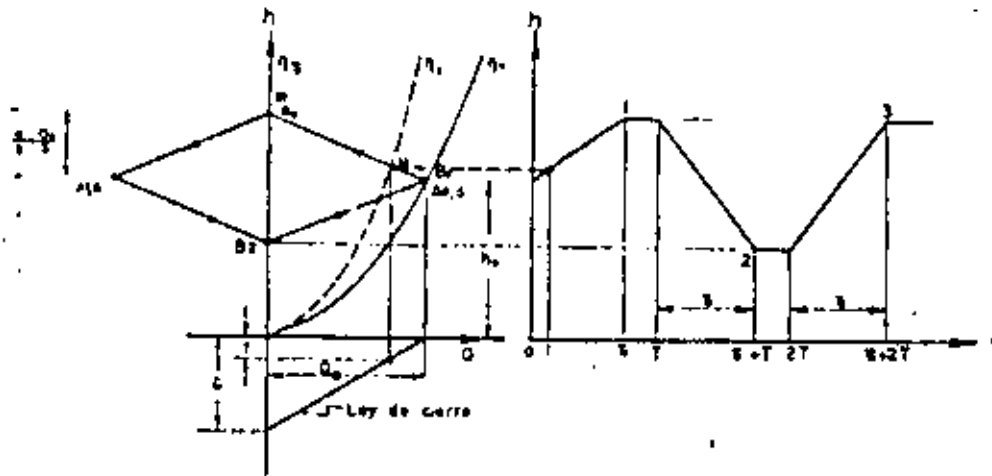


Fig. 13. Solución gráfica de un cierre total rápido.

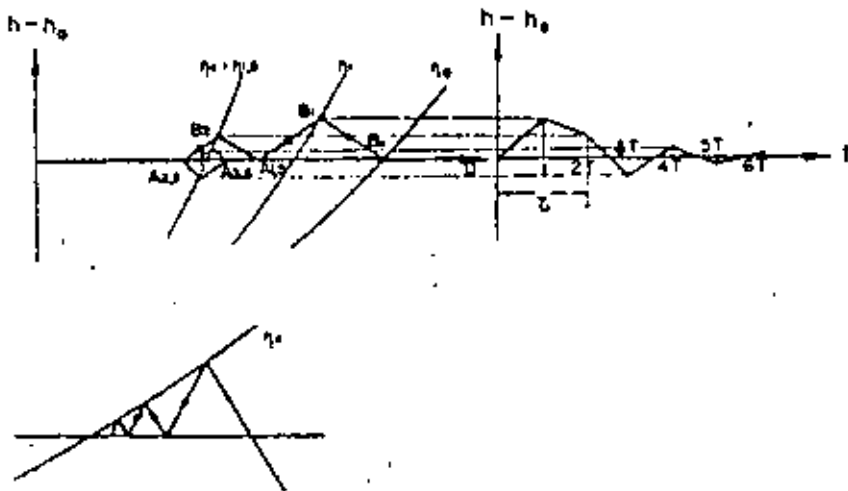


Fig. 14. Solución gráfica de un cierre parcial lento.

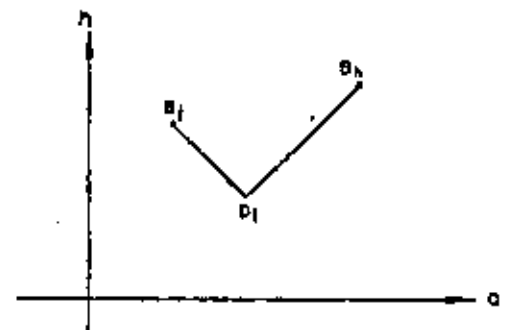


Fig. 15. Condiciones de frontera para una sección intermedia de la tubería.

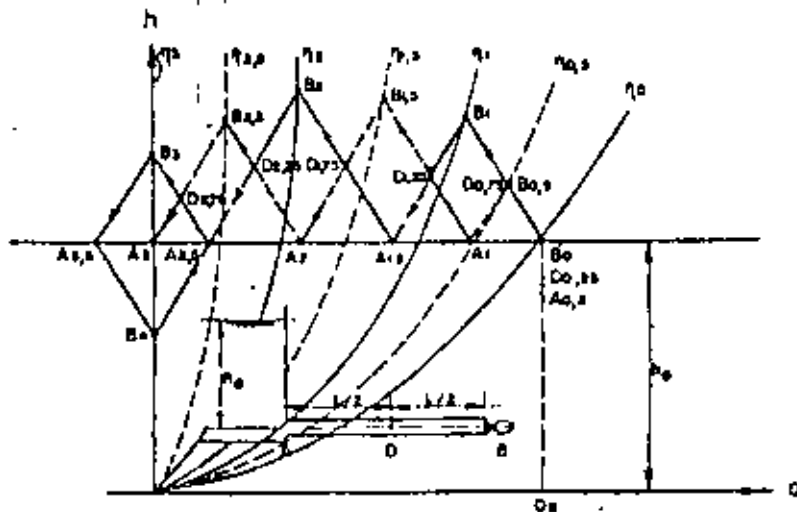


Fig. 16. Solución gráfica de las presiones en la sección a la mitad de la tubería para un cierre total lento.

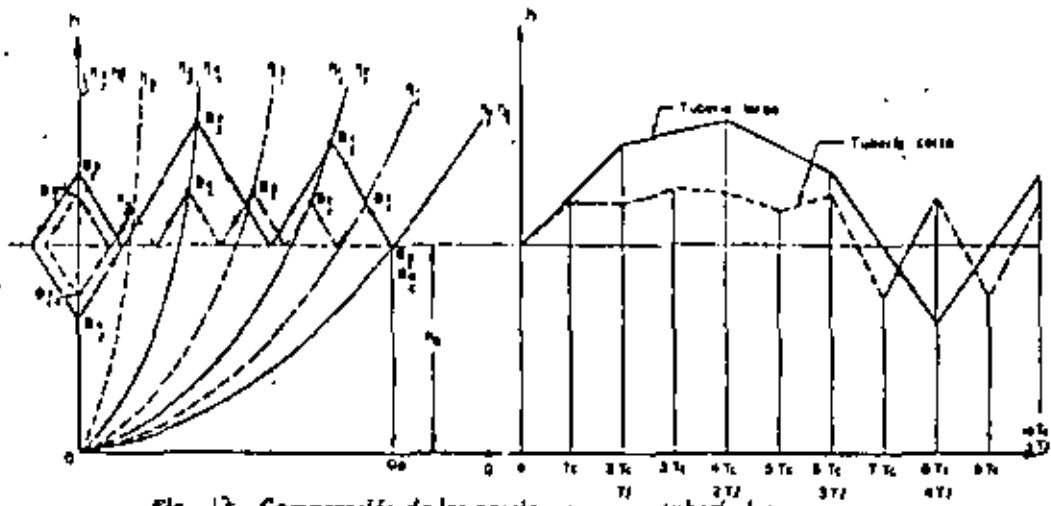


Fig. 17. Comparación de las presiones en una tubería larga y una corta.

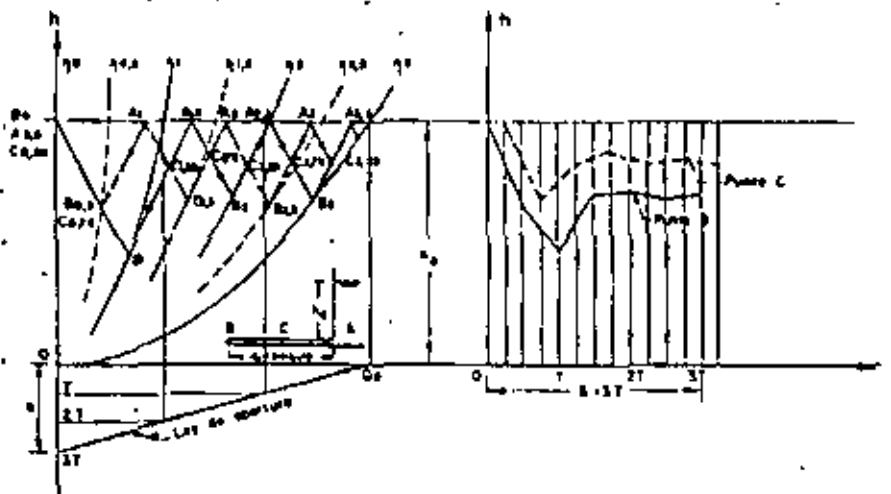


Fig. 18. Solución gráfica de una apertura total lenta.

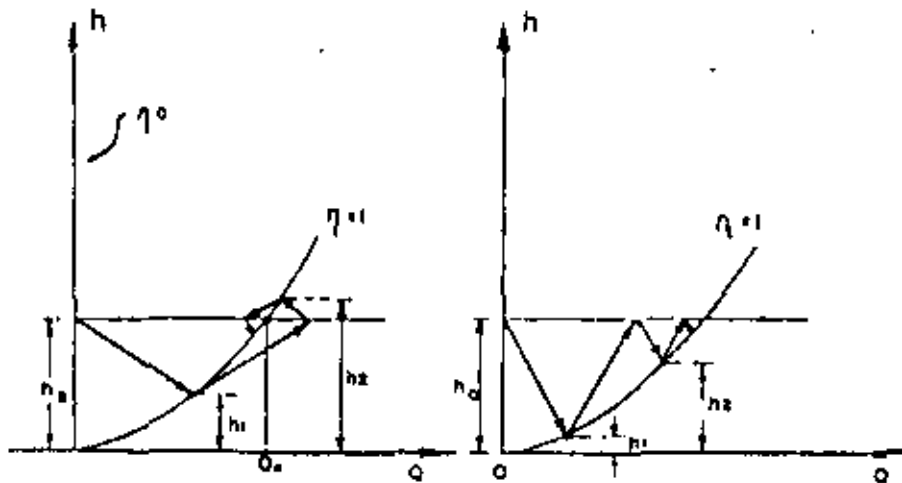


Fig. 19. Solución gráfica de una apertura total brusca.

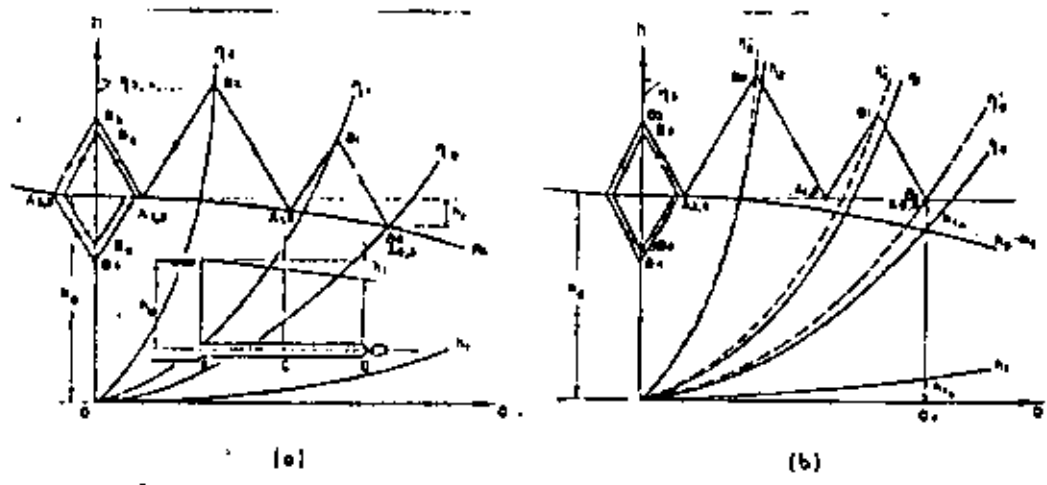


Fig. 20 -a, b. Inclusion de las pérdidas de carga por fricción en la solución gráfica.

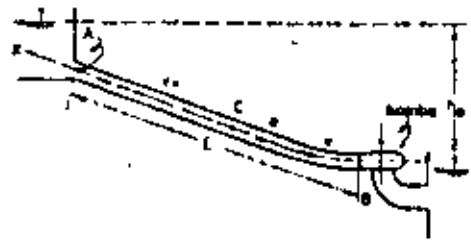


Fig. 21. Golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

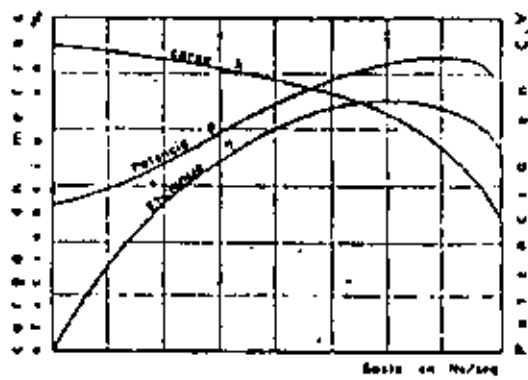


Fig. 22. Curvas características de una bomba.

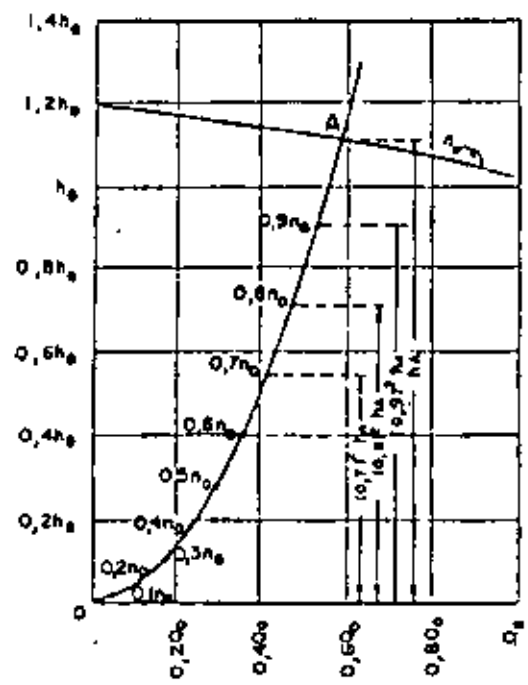


Fig. 23. Procedimiento para obtener las curvas características Q-h de una bomba para velocidades de operación distintas de la normal.

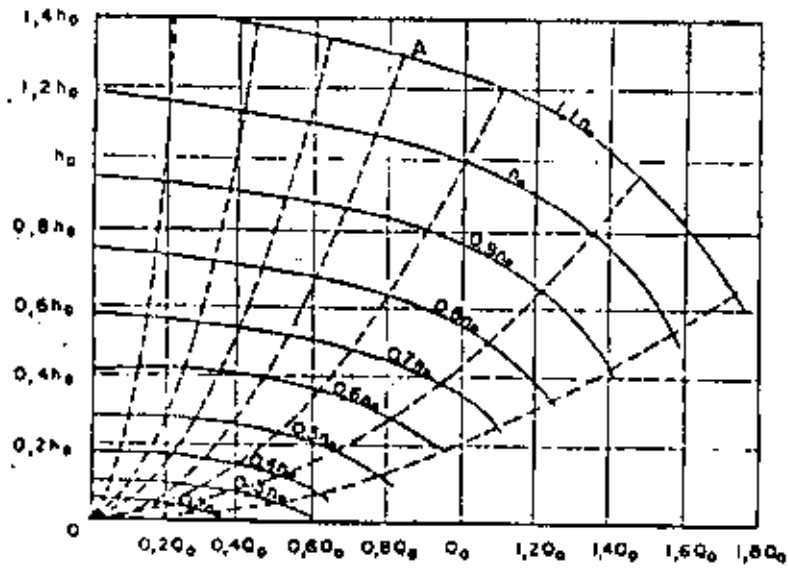


Fig. 24. Curvas Q-h de una bomba para distintas velocidades de operación.

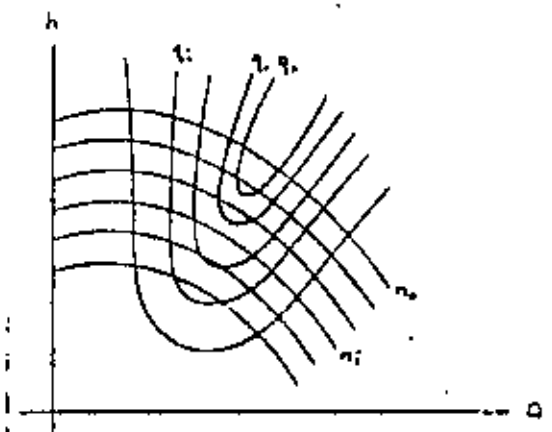


Fig. 25. Curvas características de una bomba para distintas velocidades de operación.

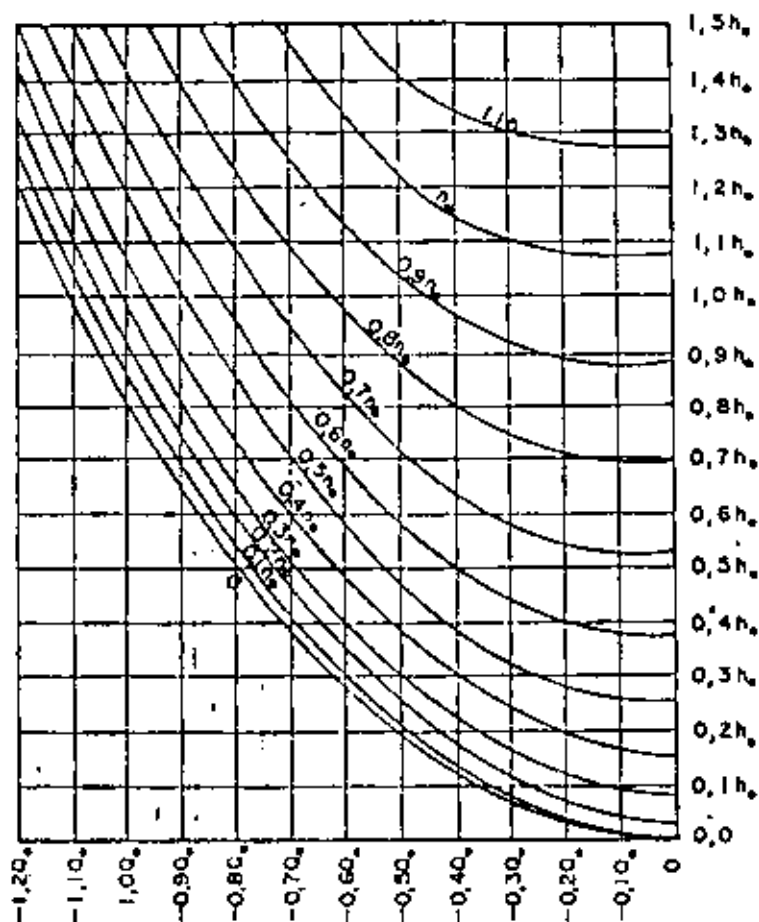


Fig. 26. Curvas características de una bomba en la zona de disipación de energía.

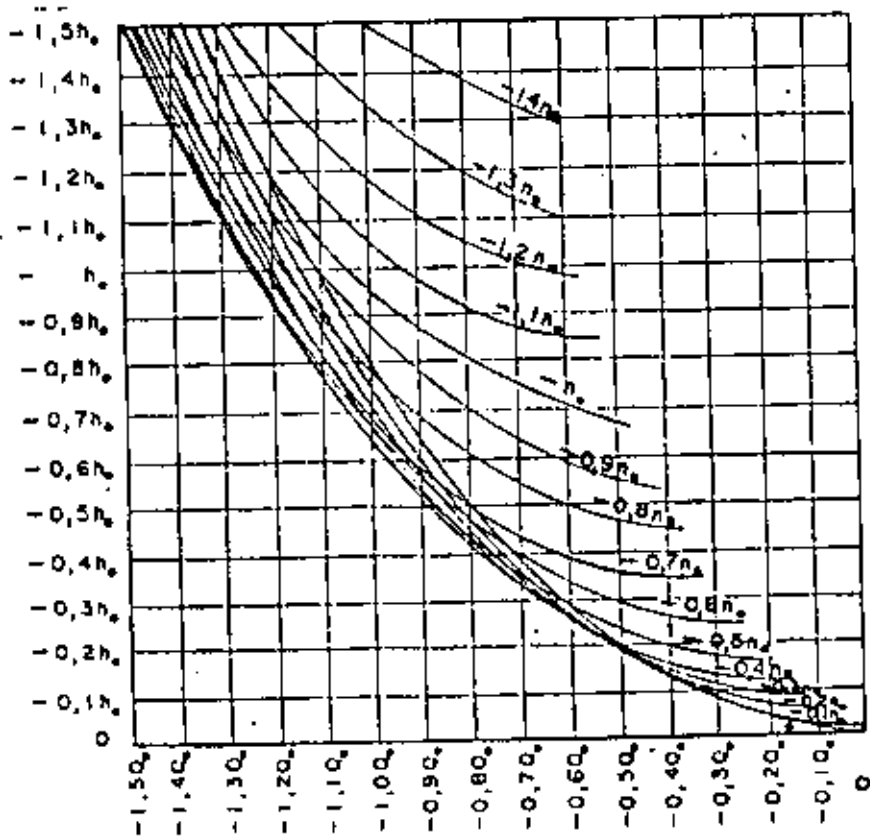


Fig. 27. Curvas características de una bomba en la zona de operación como turbina.

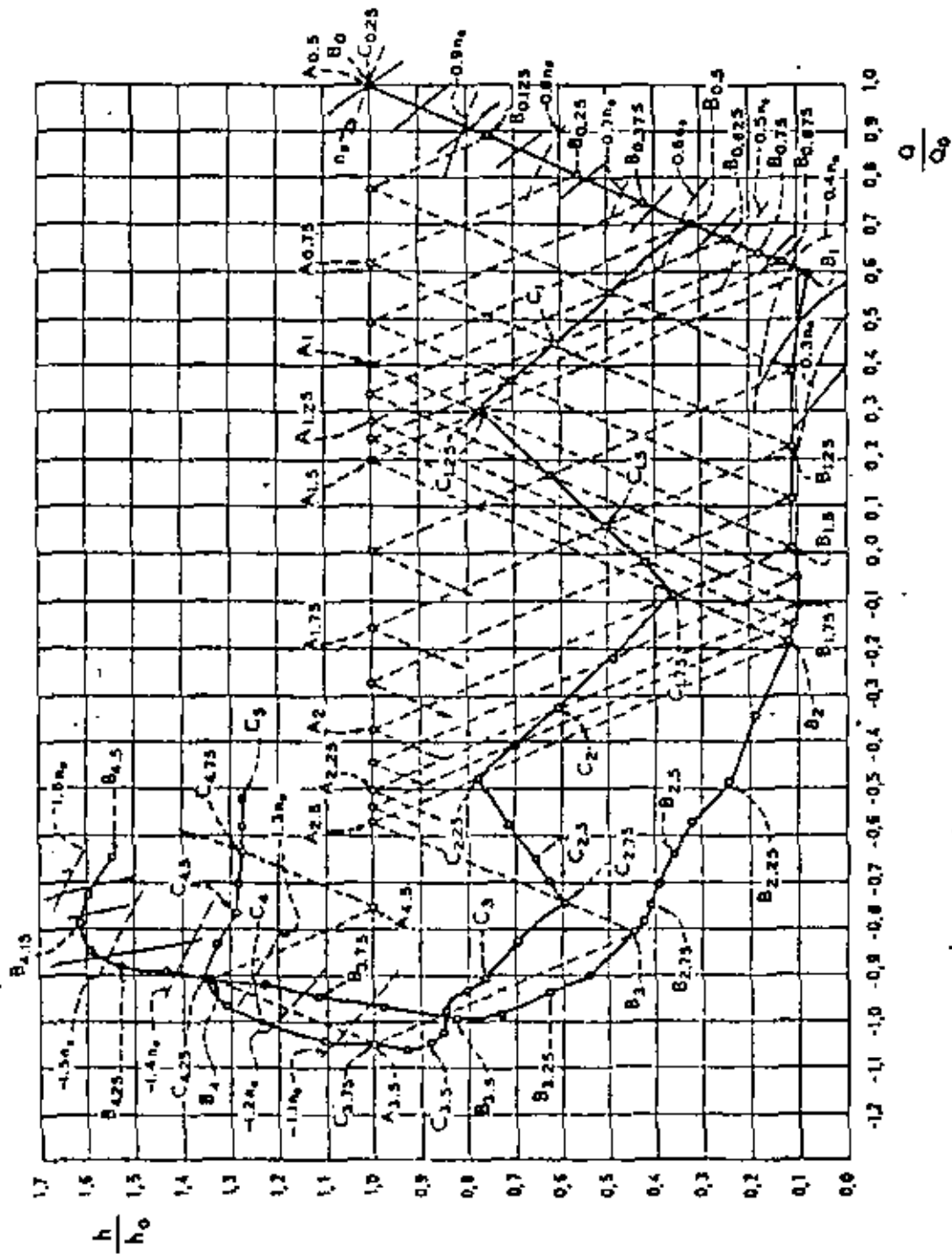
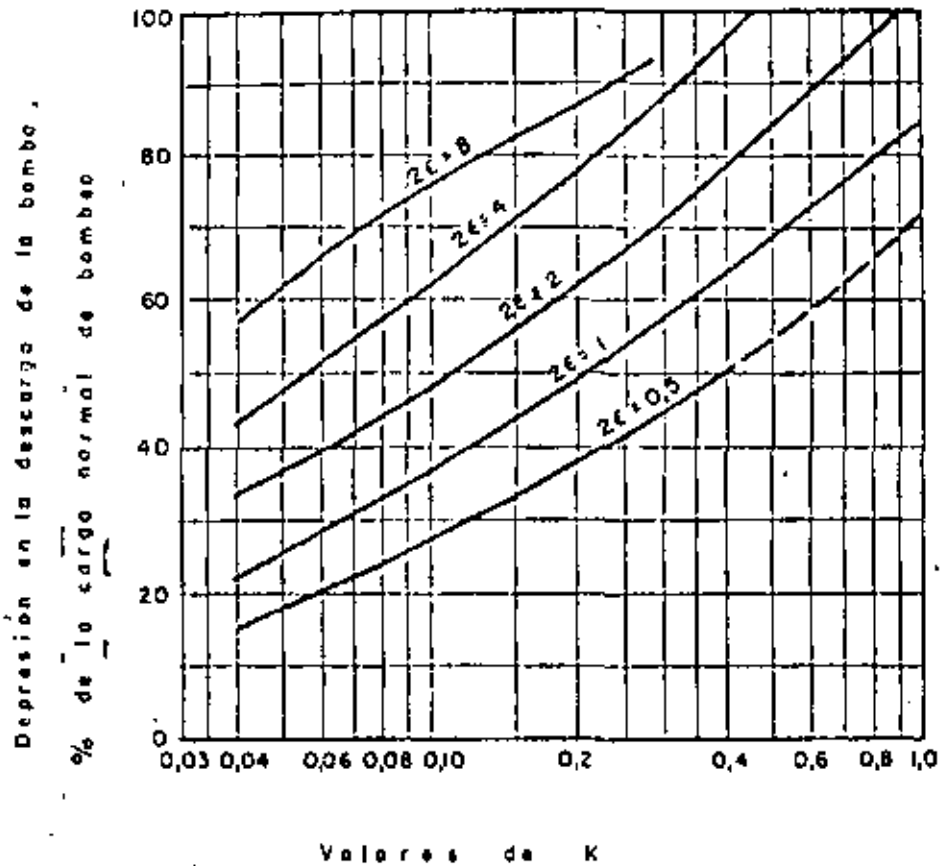
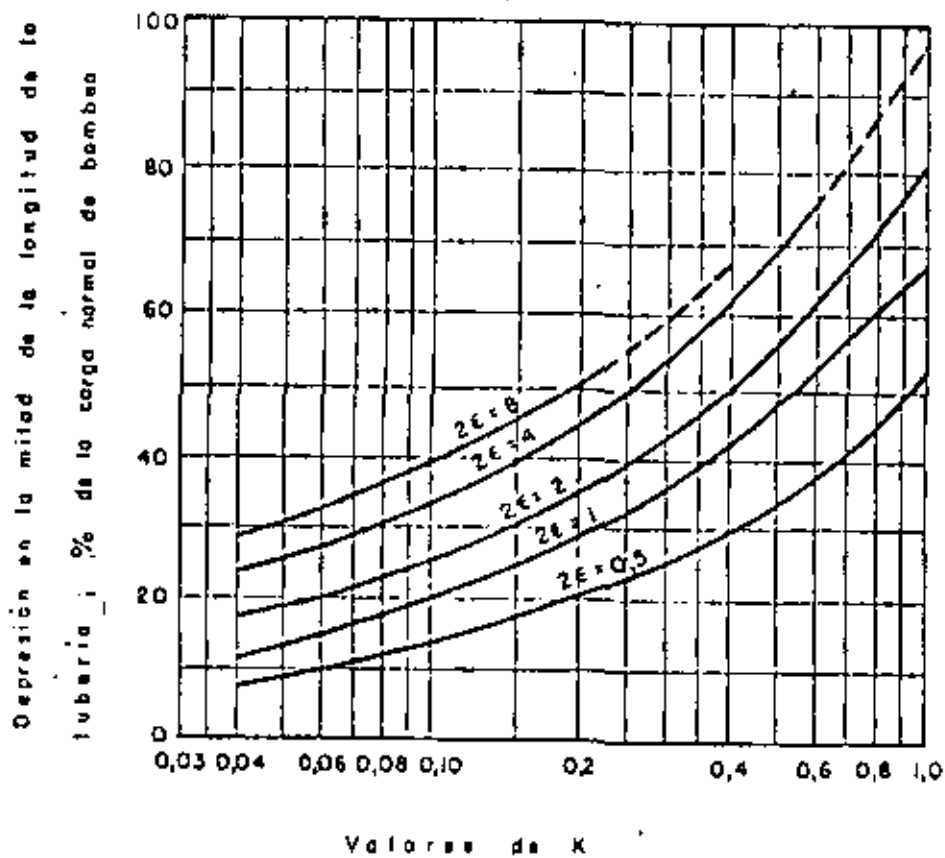


Fig. 26. Golpe de arrete en una burlita por efecto de una interrupción brusca de energía.



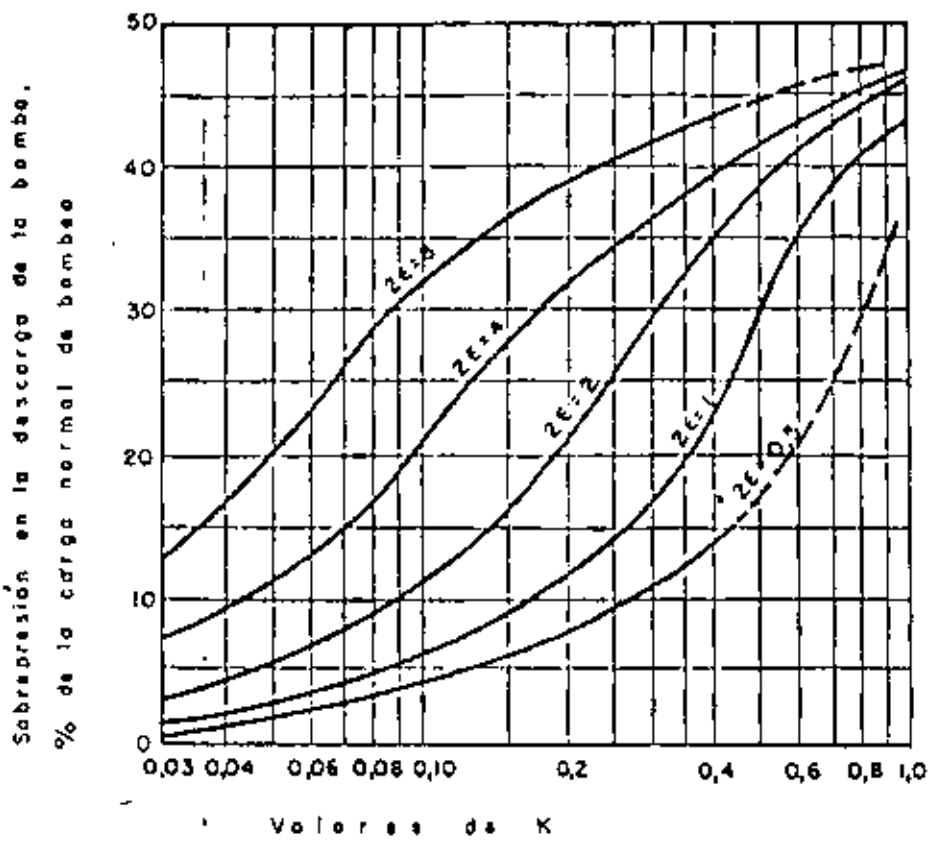
(a)

Fig. 24-a. Depresión en la descarga de la bomba.



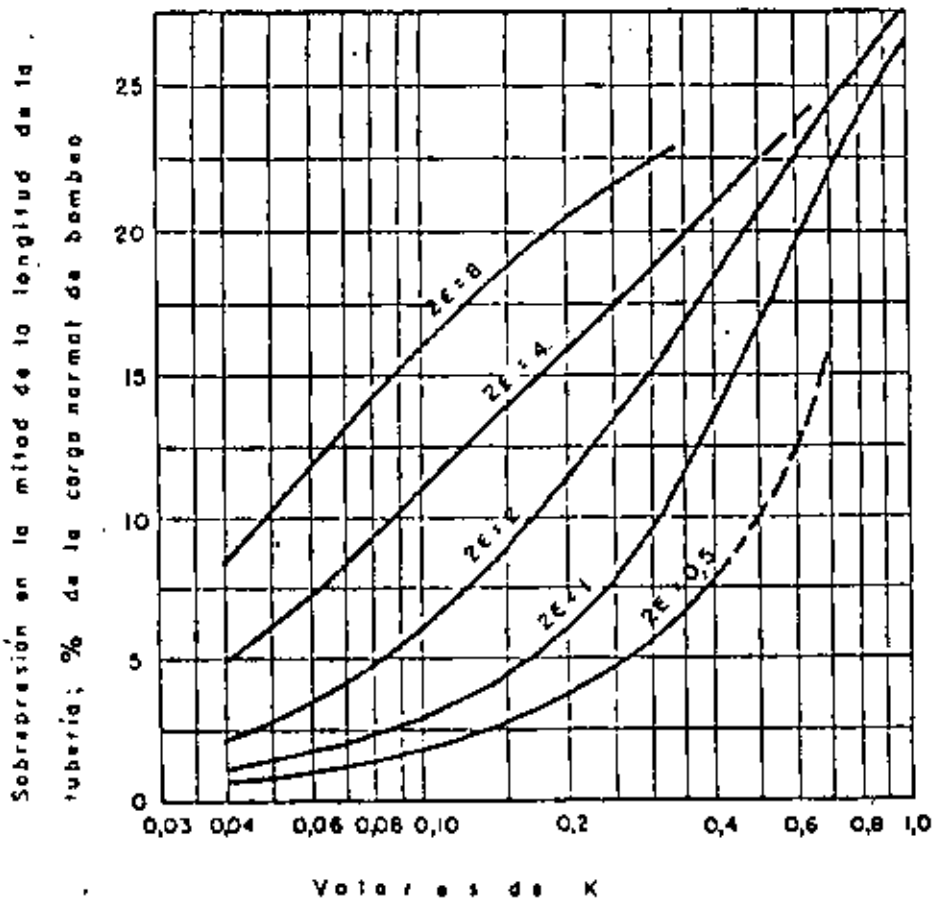
(b)

Fig. 24-b. Depresión en la mitad de la longitud de la tubería.



(c)

Fig. 29-c. Sobrepresión en la descarga de la bomba.



(d)

Fig. 29-d. Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería.

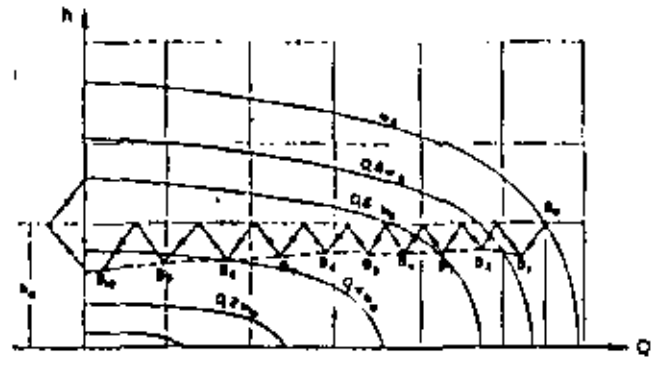


Fig. 30. Golpe de ariete en una bomba con válvula de retención, por efecto de una interrupción brusca de energía.

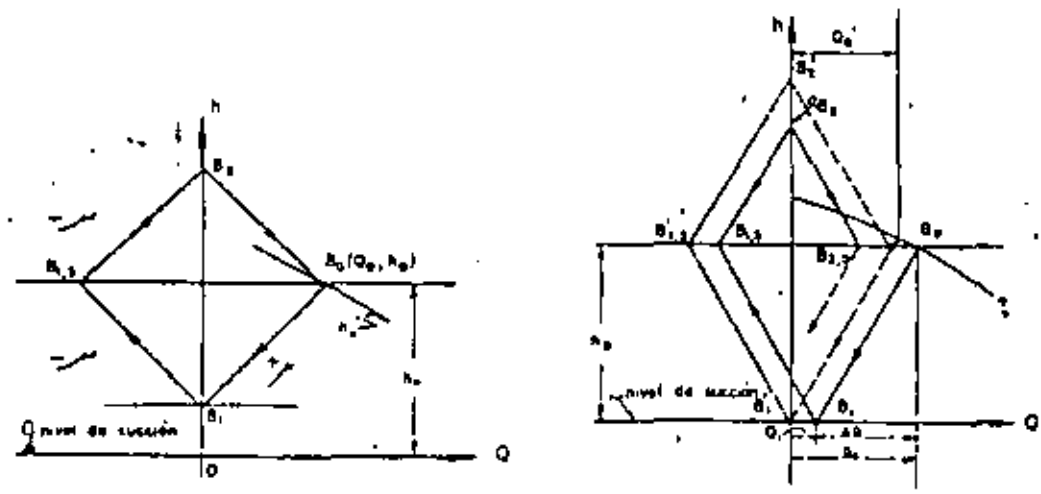


Fig. 31 y 32 Golpe de ariete en una bomba con válvula de retención, sin incluir el efecto de inercia del rotor.

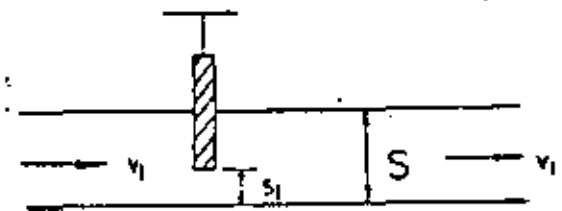


Fig. 33 Sistema de bomba con válvula a la entrada de la tubería de descarga.

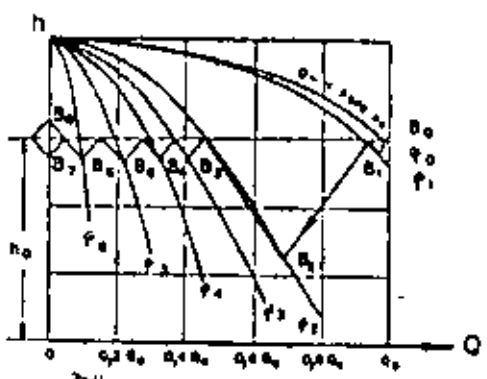


Fig. 34. Colpe de arista por efecto del cierre de una válvula a la entrada de la tubería de descarga de una bomba.

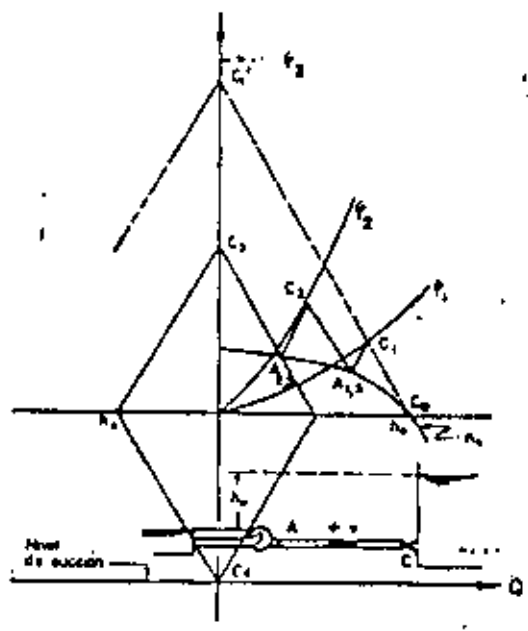


Fig. 35. Colpe de arista por efecto del cierre de una válvula a la salida de la tubería de descarga de una bomba.

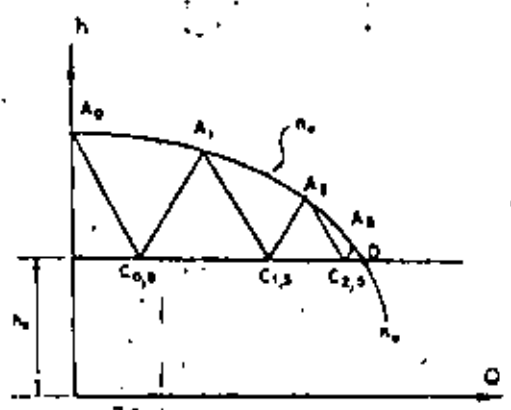


Fig. 36. Arranque de una bomba.

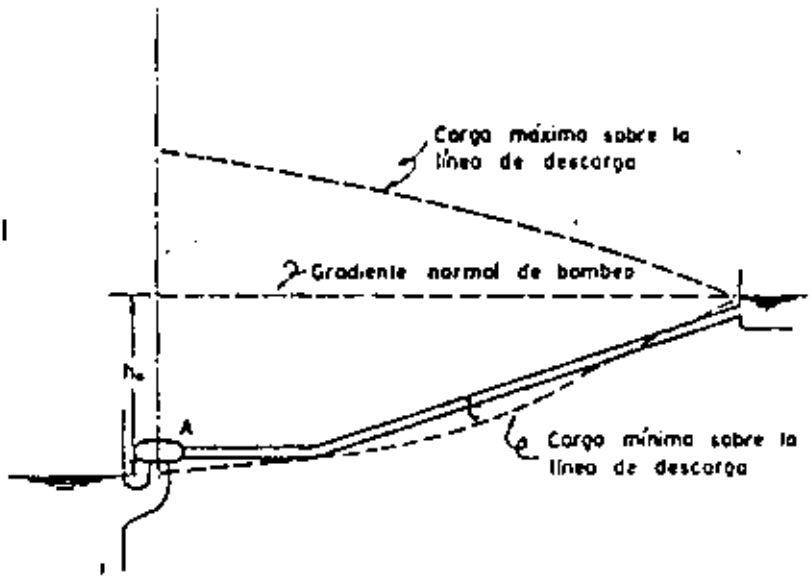


Fig. 37. Separación de la columna de agua en un sistema de bombeo.

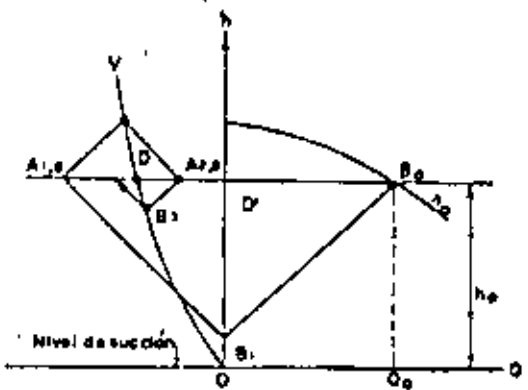


Fig. 38. Golpe de arista con válvula de alivio en la tubería de descarga de una bomba.

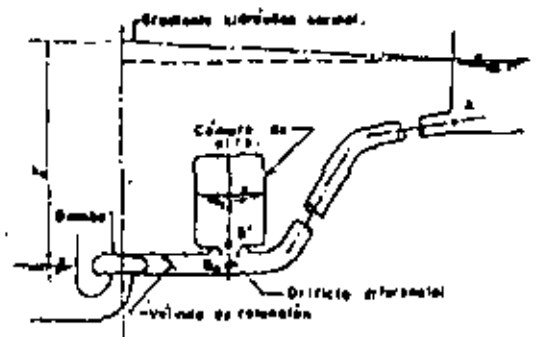


Fig. 39 Instalación de bombas con cámara de aire.

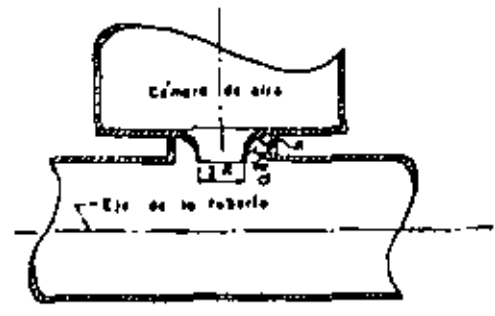


Fig. 40 Forma del estrangulamiento recomendado para una cámara de aire.

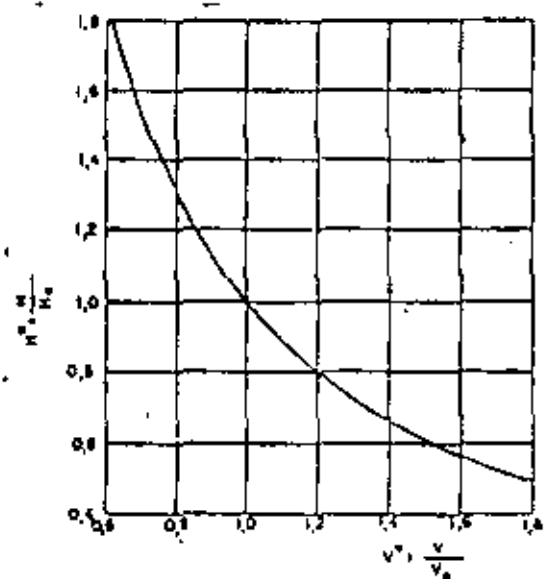


Fig. 41 Ley del proceso de expansión del aire en la cámara.

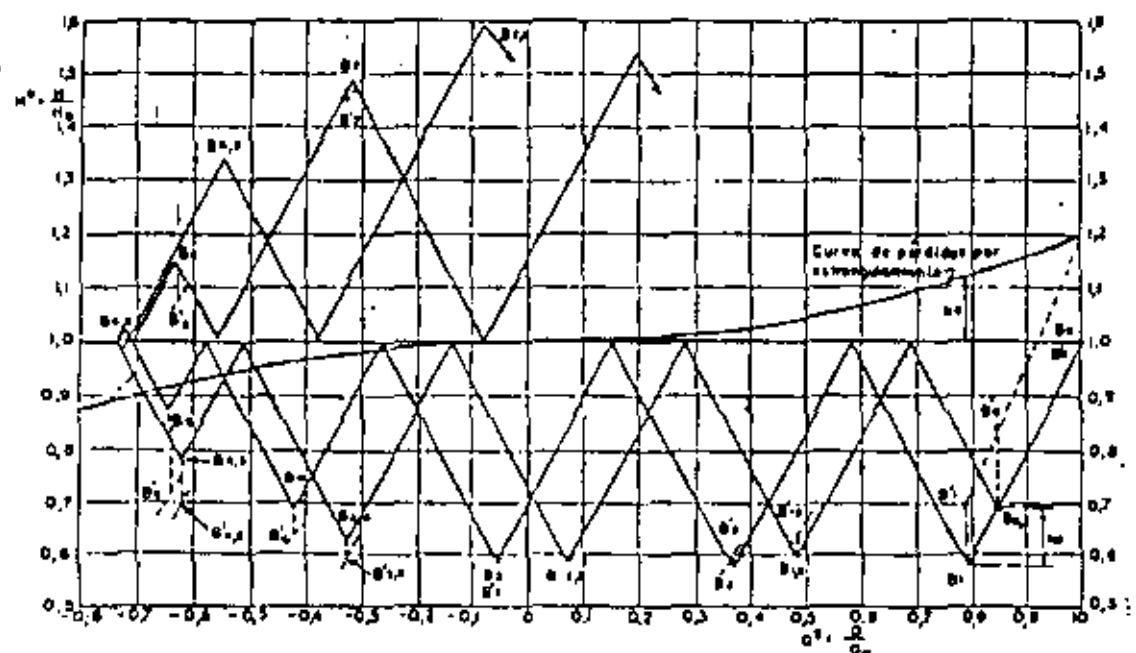
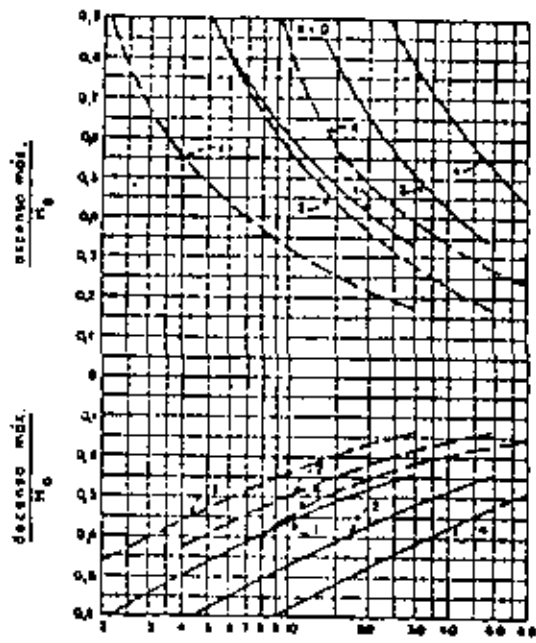
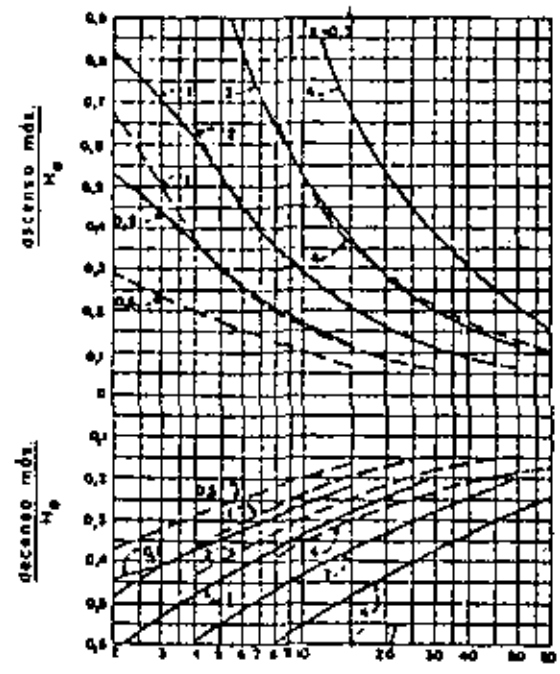


Fig. 42 Golpe de ariete en una planta de bombas con cámara de aire.



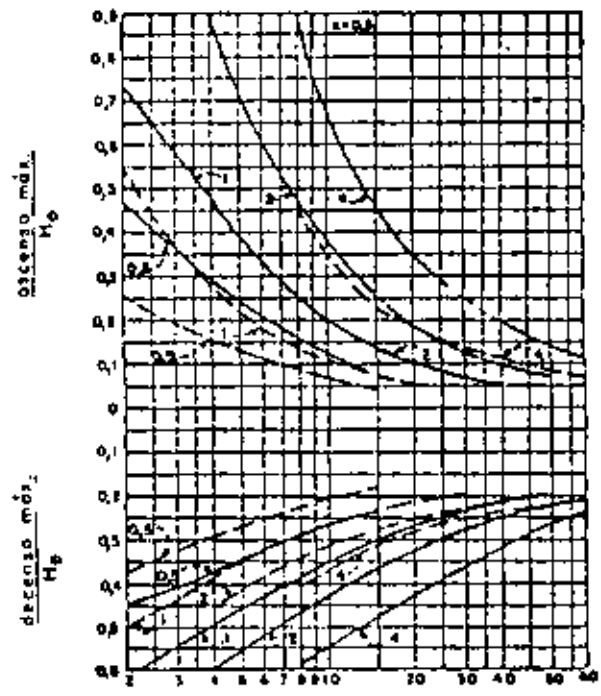
Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

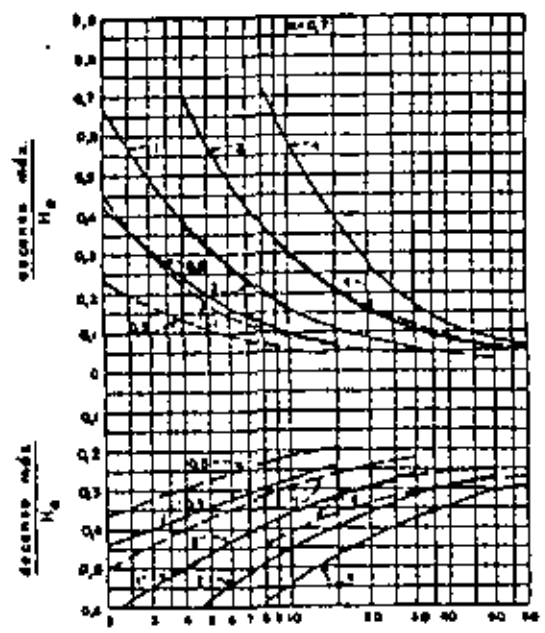
Fig. 43a. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0$.

Fig. 43b. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.3$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 43c. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.5$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 43d. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0.7$.

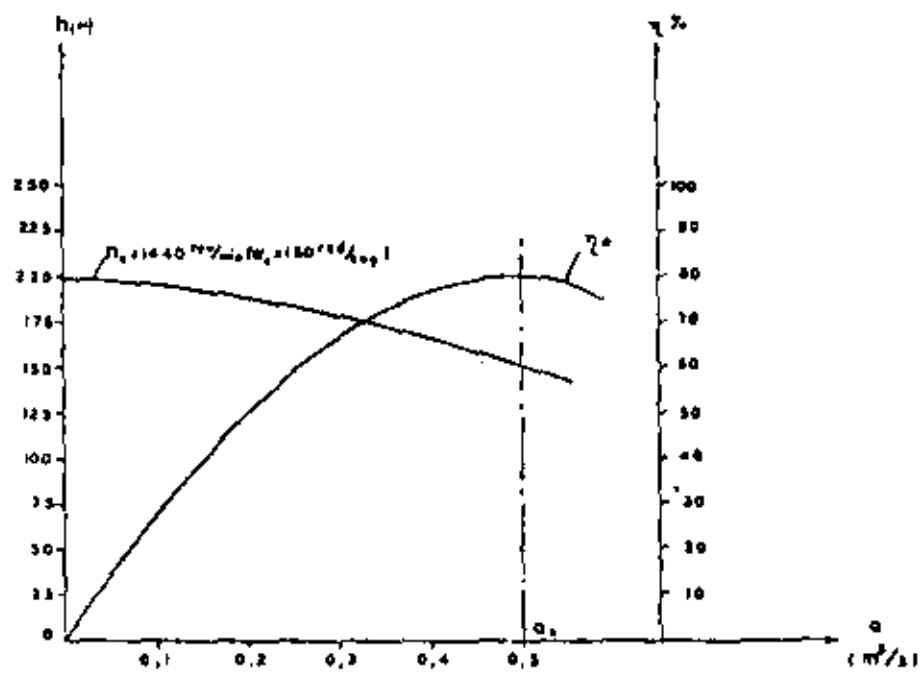


Fig. 44. Curvas características para la velocidad normal de operación de la bomba del ejemplo numérico.

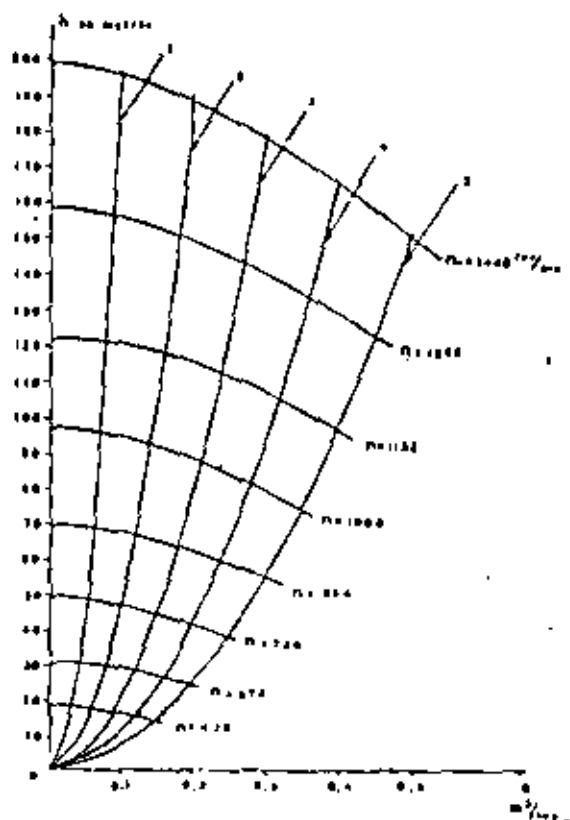


Fig. 45. Curvas Q-h para diferentes velocidades de operación de la bomba del ejemplo numérico.

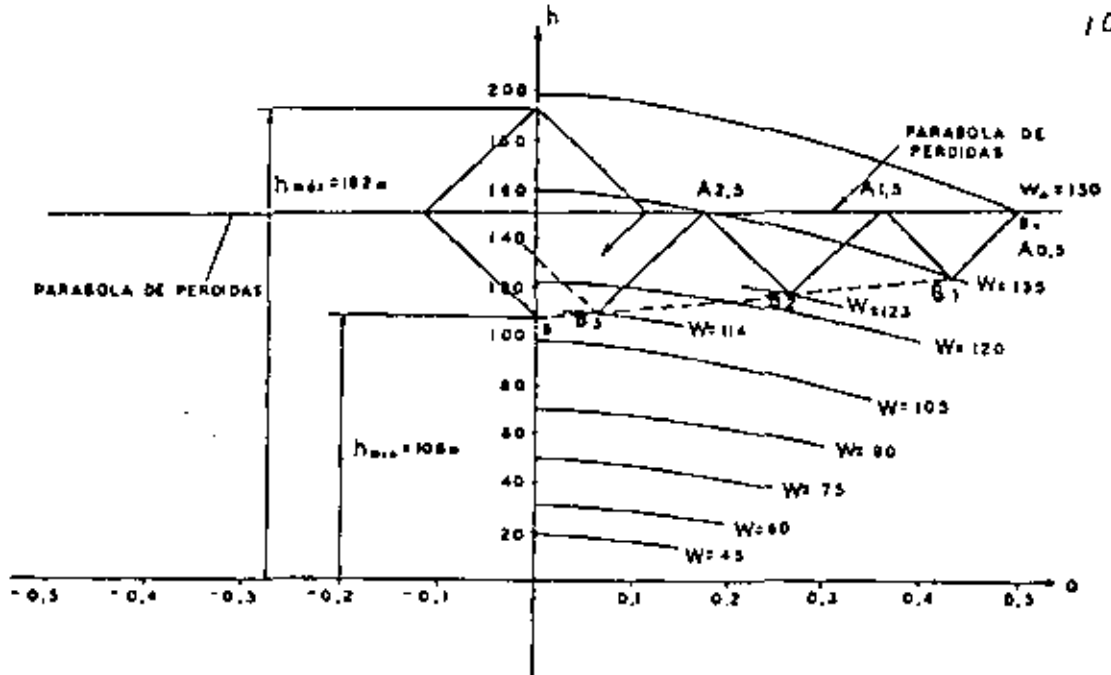


Fig. 46. Solución del ejemplo numérico.

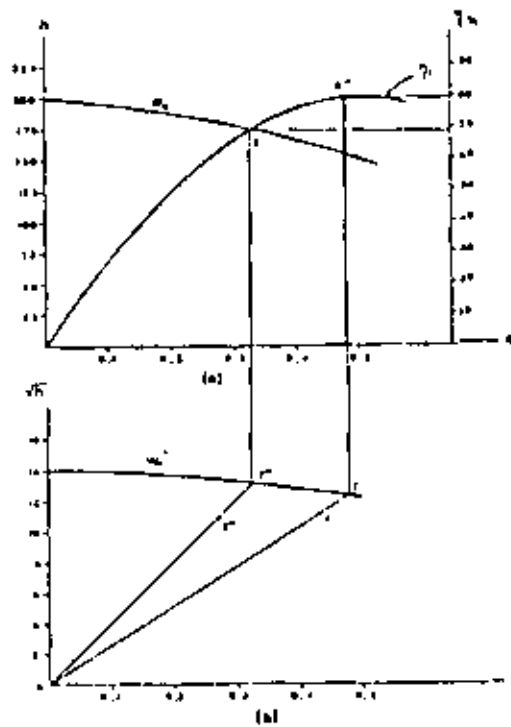


Fig. 47. Determinación de la eficiencia de la bomba para distintas velocidades de operación.

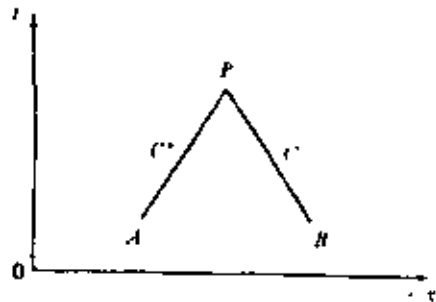


FIG. 48. LINEAS CARACTERISTICAS EN EL PLANO x-t

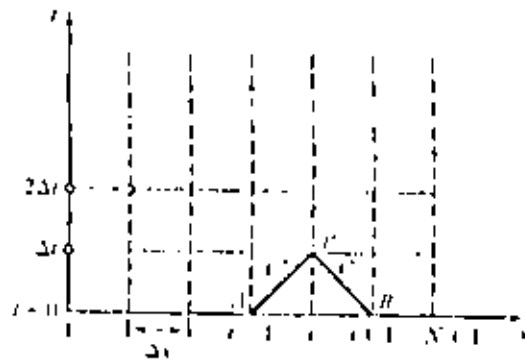


FIG. 49. MALLA x-t

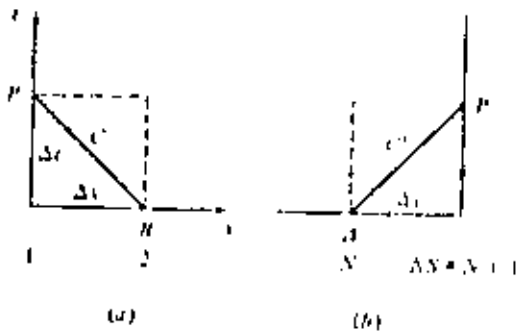


FIG. 50. CARACTERISTICAS EN LAS FRONTERAS.



FIG. 51. NUDO DE UNA RED

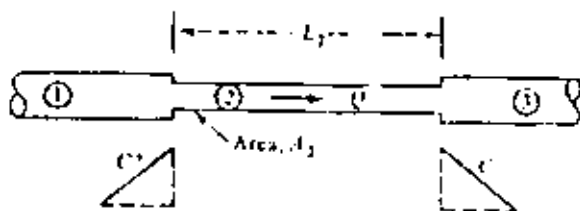


FIG. 52. TUBO CORTO

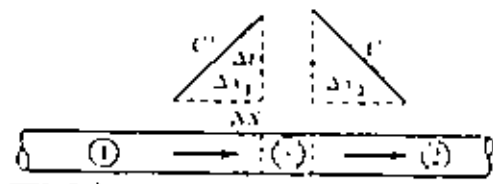


FIG. 53. BOMBA.

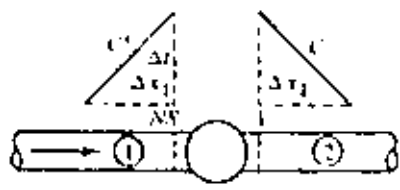


FIG. 54. ARRANQUE DE UNA BOMBA

LINEA PIEZOMETRICA

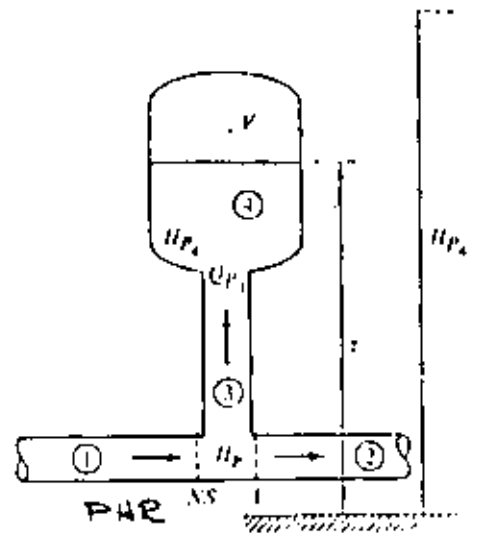
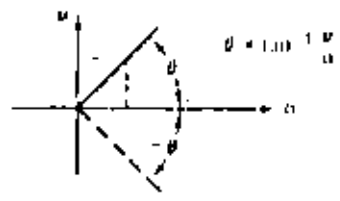


FIG. 55. CAMARA DE AIRE



| zona de TURBINA | zona de DISIPACION | zona NORMAL | zona de DISIPACION en VEL. INYECTOR |
|-------------------------|--------------------|-------------|-------------------------------------|
| $u < 0$ | $u < 0$ | $u > 0$ | $u > 0$ |
| $w < 0$ | $w > 0$ | $w > 0$ | $w < 0$ |
| 0 | $\pi/2$ | π | $3\pi/2$ |
| $x = \pi \tan^{-1} u/w$ | | | |

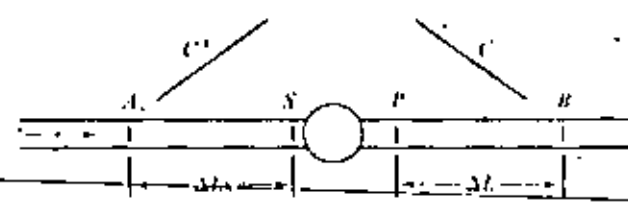


FIG. 57. PAZO DE UNA BOMBA.

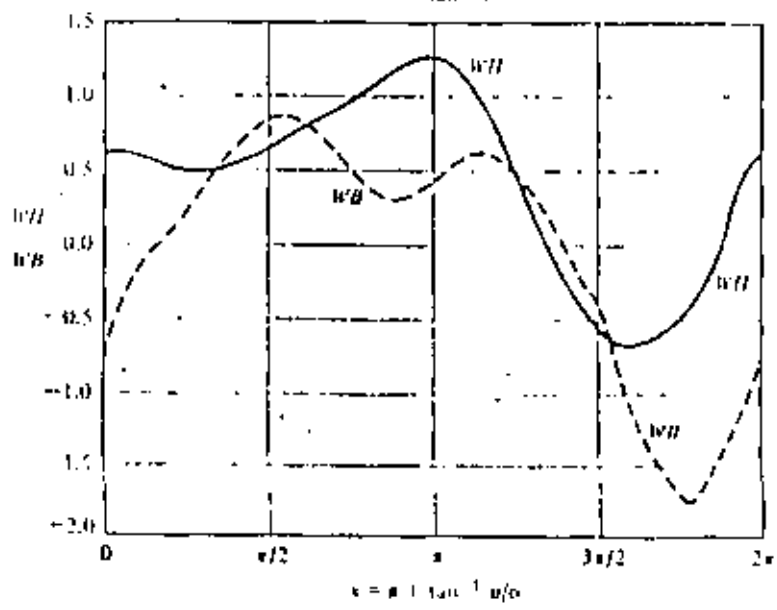


FIG. 56. CARACTERISTICAS DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA PARA $N_S = 1800$ (UNIDADES WALESW).

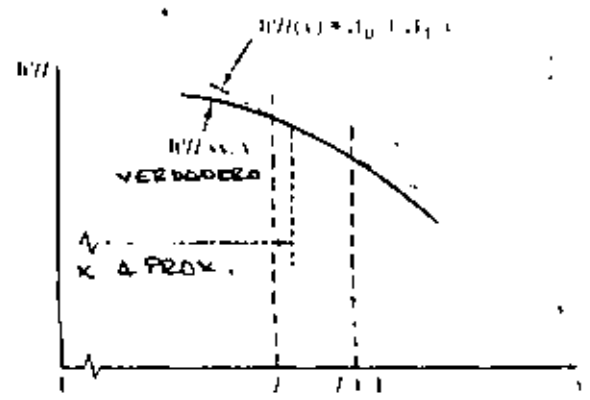


FIG. 58. APROXIMACION LINEAL A LA CURVA DE LA BOMBA

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO SELECCION Y OPERACION
DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO JULIO-AGOSTO. 80

1. Ernesto Acosta Ortiz
Diseños Hidráulicos y Tecnología Ambiental, S.A.
Tabasco 262-201
Z.P. 7
533 45 24
Dakota 23-4
Parque Sn. Andrés
México, D.F.
544 53 74
2. Héctor Alemán Delgado
PEMEX
250 26 11 Ext. 3040
Czda. Méx. Coyoacan
El Carmen Coyoacán
Z.P. 21
534 29 31
3. Eduardo Javier Alencaster González
Dir. Gral. de Aprov. de Aguas Salinas y E.S.
Blvd. del Pipila No. 1
Tecamachalco, Z.P. 10
584 40 11
Cerrada de Acacias 1
U. Adolfo L. Mateos
Tlanepantla, Edo. de Méx.
397 23 82
4. David Almaraz Bohorquez
Tecnológico de Oaxaca
Lab. de Ing. Méc
Czada. Tecnológico y Wilfrido Massieu
Oaxaca, Oax.
6 44 13
Reforma 206-8
Oaxaca, Oax.
6 17 22
5. Enrique H. Anaya López
S A R H
Jefe del Depto. de Ing. Electromecánica
Dir. Cartación y Cond. de Aguas
Ignacio Rmz. 20
Z.P. 4
566 37 55
Lerdo 314 Ent. D-416
Tlatelolco
Z.P. 3
583 51 38
6. Ramón Aranda Zaraguza
S A R H
Depto. de Riego por Aspersión
Reforma 46-7°
Z.P. 1
592 57 66
Pza. del Estudiante 11-47
Centro
Z.P. 1
7. José Rodolfo Arías Segura
D D F
Dir. Gral. de Const. y Ope. Hidráulica
Av. Xotepingo 99
Z.P. 21
544 01 46
Morelos 70-1
México 21, D.F.
554 91 45

- | | |
|---|---|
| 8. Simón Borja Santibañez Dir. Gral. de Const. y Ope. Hidráulica D. D. F. Plaza de la Constitución México 1, D.F. 789 06 46 | Fte. Osiris 26 A Jard. de Morelos Ec. Edo. de Méx. |
| 9. Joaquín Bravo Montelongo ISTME, S.A. Legaria 252 Z.P.17 399 69 22 Ext. 237 | Playa Salagua 7 R. Ixtaccihuatl Z.P. 13 539 01 52 |
| 10. Adolfo Carmona Luna S A R II Plaza de la Rép. No. 31-6° México 1, D.F. 546 52 75 | Sur 36 No. 113 2da. Secc. Sn. Agustín Ecatepec, Edo. de Méx. 755 02 23 |
| 11. José Ramón Corona Fernández Manufacturera Fairbanks Mor S.A. de C.V. Av. Cuauhtémoc 1338-2° Sta. Cruz Meyehualco Z.P.13 559 14 45 | Av. Maestro Rural 54 Sn. Jacinto México 17, D.F. 547 85 64 |
| 12. Juan Cruz Mateos Comisión Nal. de Seguridad Nuclear Av. Insurgentes 1806 Z.P.20 535 87 88 | Unión Postal 169 Bis Col. Postal Z.P.13 579 99 39 |
| 13. Rafael Cruz Ortiz Comisión Nacional de Seguridad Nuclear y Salvaguardias Insurgentes Sur 1806 Z.P.20 | Sur 121 No. 729 Escuadrón 201 Z.P. 13 670 38 13 |
| 14. Rodolfo Cuevas Valdés Manufacturera Fairbanks Morse Av. Cuauhtémoc 1338 2° Piso México 12, D.F. 559 12 33 | José Ma. Correa 342 Col. V. Piedad Z.P. 13 538 71 25 |
| 15. Héctor Manuel Delgadillo Montes Subdirección de Protección y Ordenación Ecológica Av. Sn. Bernabe 549 México 20, D.F. 595 24 55 | Hojalatería 97-203 Col. Morelos Z.P.2 |

16. Antonio del Conde Pardo
Bifete Industrial Diseños y
Proyectos, S.A.
Tolstoi 22
México 5, D.F.
533 15 00 Ext. 137
Zamora 74 C
Z.P. 11
17. Jorge Esquivel Franco
Buefe Industrial Diseños y Proyectos S.A.
Tolstoi 22
Z.P. 5
533 44 74
Allende 177-20
Centro
Z.P. 2
582 71 28
18. Guillermo Figueroa León
PEMEX
250 26 11 Ext 3040
Vértiz 996-5
Z.P.12
590 87 07
19. David Agustín Franco Peña
S E P
Añil 571-4°
Z.P.8
657 36 22 Ext. 259
Cond. J D Batiz Edif. 16 Ent. B-303
Lindavista Zacatenco
Z.P.14
754 22 27
20. Argimiro García Martínez
I S T M E
Czada. Legaria 252
Z.P. 17
399 69 22 Ext. 218
Ant. Czada. de Gpe. 15-6
Sn.-Marcos Azcapotzalco
Z.P.16
21. Abelardo González Aragón
D G P O E
Subdirección de Investigación
Av. SN. Bernabé 549
Z.P. 20
595 44 53
Ab. B. Franklin 99-401
Col. Condesa
Z.P.11
22. Armando González Díaz
Previ y Asociados, S.A.
Heriberto Prías 550-2°
Z.P. 12
536 21 66
José J. Jasso 43
Col. Moctezuma
Z.P. 9
571 07 88
23. Juan José González Romanillos
Azufrera Panamericana S.A.
Niza 12-4°
Z.P. 6
533 50 20
24. Alfonso Graf Graf
PEMEX
250 26 11 Ext 3040
Guerrero 387 B-205
Z.P.3
597 58 53

- | | | |
|-----|--|---|
| 25. | Antonio Hugo Grajales Medina INFONAVIT Bca. del Mto. 280 Z.P. 20 524 66 71 | Fundidores 49 T. del Hierro Z.P.15 567 89 03 |
| 26. | César Hernández Aguilar ICATEC Sn. Fco. 25 Z.P.12 536 54 03 | Edif. A 9 Depto. 1001 Torres de Mixcoac Z.P.19 |
| 27. | Gerardo Hernández Cervantes Dir. Gral. de Const. Ope. Hidráulica Plaza de la Constitución Z.P.1 789 34 56 | Calle 29 # 143-3 I. Zaragoza Z.P.9 762 19 15 |
| 28. | Luis Hernández Moreno Ing. Contratistas en Instalaciones Quintana Roo 141-1° Z.P.7 564 51 11 | José Ma. Castillo Velasco 11 Const. de la Rép. Z.P. 14 577 48 31 |
| 29. | Raúl León Juárez Inst. Tecnológico Regional de Querétaro Av. Tecnológico x Mariano Escobedo Querétaro, Qro. 2 22 81 | Hda. del Colorado 406 Jardines de la Hda. Querétaro, Qro. |
| 30. | Juan Manuel Manriquez Aragón Bombas y Sistemas PICSA Nicolás SN. Juan 1555 Z.P. 12 575 90 00 | Asistencia Púb. 502 Col. Federal México, D.F. 784 28 36 |
| 31. | Sergio Morales Santillana Dir. Gral. de Aprov. de Aguas Salinas y E. Solar Bvd. Pipila 1 Tecamachalco Z.P.10 589 01 19 | Ciprés 523 Col. Arenal Mexico, D.F. 355 32 86 |
| 32. | Miguel Tomás Moreno Serrano SARH Dir. Gral. de Captaciones y Conducciones de Agua Ignacio Rmz. 20-4° Z.P.4 566 38 48 | José T. Cuellar 116-1 Col. Obrera Z.P.8 588 82 65 |

33. Miguel Ochoa Morgado
Galimex Industrial, S.A.
Tanana 26
Z.P.12
523 19 13
34. Raúl Enrique Pavón Mortera
Bufete de Ingeniería y Proyectos, S.A.
B. Franklin 222-401
Z.P.18
277 47 37
35. Juan Pérez López
Diseños Hidráulicos y Tecnología
Ambiental, S.A.
Tabasco 262-201
Z.P.7
533 45 24
36. Nicánor Alberto Pérez Pérez
EDDECSA
Insurgentes Sur 576
Z.P.11
536 55 83
37. José Luis Pichardo Rodríguez
Fairbanks Morse
Av. Cuauhtémoc 1338
México 13, D.F.
559 12 33
38. Rubén Ramírez Zamora
MC Instalaciones y Construcciones S.A.
Constituyentes 345-205
Z.P.18
782 02 80
39. Joaquín Reyes Tello
Comisión de Aguas del Valle de México
Balderas 55-4^o
Z.P.1
585 50 66 Ext. 406
40. Moisés Rodríguez López
Cfa. de Luz y Fuerza del Centro
Melchor Ocampo 171-420
Z.P. 17.
518 00 80 Ext. 483
- Gral. M. Miramón 136-1
Col. Martín Carrera
Z.P. 14
781 57 74
- Zaragoza 36
Coyoacán
Z.P. 21
554 03 62
- Chalco 40
Col. Altavilla
Ecatepec, Edo. de Méx.
569 42 13
- Nte. 13 # 4730
Panamericana
Z.P.15
392 40 01
- Calle 15 # 179
Progreso Nal.
Z.P.14
392 19 94
- Recursos Hidráulicos 9
Col. 4 Arboles
Z.P.9
- 8 Priv. de Lilas No. 717
Villa de las Flores
Coacalco, Edo. de Méx.
4 08 38
- Ebanos Manz. 251 Lote 37
Las Plazas , Villa de las Flores
Coacalco, Edo. de Méx.
4 79 26

41. Agapito Rodríguez Nava
 ENEP C
 Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.
 Puebla 26-1
 Col. Roma
 Z.P. 7
 511 12 63
42. Benjamín Jesús Román López
 INDECO Secc. de Agua Potable y Alcantarillado
 Av. Niños Héroes 136
 México, D.F.
 588 70 00 Ext. 125
 Cerro del Tesoro 103
 Col. Pirules
 Edo. de México
 379 26 21
43. Luis Sánchez Martínez
 Inst. Tecnológico Reg. de Tlalnepantla
 Av. Inst. Tecnológico S/N
 Tlalnepantla, Edo. de Méx.
 565 65 12 Ext. 15
 Nte. 58 # 3814
 Col. E. Zapata
 Z.P. 14
 517 95 84
44. Jerónimo Santana Alcántara
 Ingeniería y Consultoría Universal, S.A.
 Torres Adalid 1412-1 y 2
 Z.P. 12
 687 27 11
 Nte. 7 # 4722
 Panamericana
 Z.P. 15
45. Alfredo Silva Suárez
 PEMEX
 250 26 11 Ext. 3040
 Gral. Miguel Miramón 208
 Col. M. Carrera
 Z.P. 14
 781 58 76 -
46. Octavio Vega Beltrán
 PEMEX
 250 26 11 Ext 3040
 Lázaro Cardenas 817 B-303
 Col. Narvarte
 Z.P. 12
 579 21 47
47. Ignacio Zárate Franco
 Proyectos e Instalaciones Electromecánicas
 Av. Inst. Téc. Ind. 206
 Sto. Tomás
 Z.P. 17
 541 00 13
 Acoxta 15-2 F 412
 Villa Coapa
 Z.P. 22
 594 06 90