

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO SELECCION Y
OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO

Director General

Grupo de Ingeniería Integral

Philadelphia No. 128-402

México, D.F.

Tel. 536.03.29

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

Jefe del Depto. de Ing. Electromecánica

Estudios y Proyectos, S.A.

V. M. Alemán No. 81-2°

México 18, D.F.

Tel. 277.35.99 Ext.120

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

Director General

PICSA, Bombas y Sistemas

Nicolás Sn. Juan 1555

México 12, D.F.

Tel. 575.90.00

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

Gerente de Proyectos

Estudios de Ingeniería, Construcción y Programas, S.A.

Insurgentes Sur 559-4°

México 18, D.F.

Tel. 536.79.59

ING. JAIME REVILLA FAJARDO

Gerente del Depto. Hidráulico

Fairbanks Morse

Av. Cuauhtémoc 1338-2°

México 13, D.F.

Tel. 559.12.33

ING. JUAN JACOBO SCHMITTER

Superintendente Técnico

Túnel, S.A.

Insurgentes Norte Esq. Strau

México 14, D.F.

Tel. 549.26.57 Ext.222

M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA (Coordinador)
Director Técnico
Riobóo , S.A.
Insurgentes Sur 1194-402
México, D.F.
Tel. 559.13.91

ING. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ
Jefe del Depto. de Derivaciones
Dirección de Proyectos de Obras Hidráulicas
para el Desarrollo Rural
S.A.R.H.
Plaza de la República No. 31-6º
México 1, D.F.
Tel. 546.52.75

ING. CESAR CRUZ CARRILLO

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO
J U N I O 1979

FECHA	DURACION	T E M A	P R O F E S O R
Junio 4	18 a 21 h	1. PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA	Ing. Juan Jacobo Schnitter
Junio 6	18 a 21 h	2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO	M. en I. Ing. Gilberto Sotelo A.
Junio 8	18 a 21 h	3. TIPOS DE BOMBAS	Dr. Carlos Farías de la Garza
Junio 11	18 a 21 h	CONTINUA TEMA 3	Dr. Carlos Farías de la Garza
Junio 13	18 a 21 h	4. ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE CONSTRUCCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.	Dr. Carlos Farías de la Garza
Junio 15	18 a 21 h	5. FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	Ing. Jaime Revilla Fajardo
Junio 18	18 a 21 h	CONTINUA TEMA 5	Ing. Jaime Revilla Fajardo
Junio 20	9 a 13 h	6. PRUEBAS PARA BOMBAS CENTRIFUGAS (Visita a la Planta Manufacturera Fairbanks Morse, S. A.)	Ing. César Cruz Carrillo
Junio 20	18 a 21 h	7. M O T O R E S	Ing. Jorge Amezcua García
Junio 22	18 a 21 h	CONTINUA TEMA 7	Ing. Jorge Amezcua García
Junio 25	18 a 21 h	8. BOMBAS PARA POZOS PROFUNDOS	Ing. Jaime Revilla Fajardo

FECHA	DURACION	T E M A	P R O F E S O R
Junio 27	18 a 21 h	9. PLANTAS DE BOMBEO	Ing. Octavio Velasco Sánchez
Junio 29	18 a 21 h	10. BOMBEO Y ALMACENAMIENTO	Ing. Federico Alcaráz Lozano
Julio 2	18 a 21 h	11. FACTORES PRINCIPALES PARA LA SELECCION Y ADQUISICION DE BOMBAS.	Dr. Carlos Farías de la Garza
Julio 4	18 a 21 h	12. SISTEMAS PROGRAMADOS DE ABASTECIMIENTO Y SUS CONTROLES.	Dr. Carlos Farías de la Garza
Julio 6	18 a 21 h	CONTINUACION TEMA 12	Dr. Carlos Farías de la Garza
Julio 9	18 a 19:30 h	13. GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO	Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
	19:30 a 21 h	14. SISTEMAS DE MEDICION DE GASTOS	Ing. Jorge Luis Navarro Ponce
Julio 11	18 a 21 h	15. OPERACION Y MANTENIMIENTO	Ing. Jorge Amezcua García
Julio 13	18 a 19:30 h	16. SUMINISTRO DE ENERGIA ELECTRICA	Ing. Jorge Amezcua García
	19:30 a 21 h	17. ASPECTOS ECONOMICOS Y FINANCIEROS	Ing. Jorge Amezcua García
	21 h	ENCUESTA DEL CURSO Y CLAUSURA	



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS
DE BOMBEO

PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA

ING. JUAN JACOBO SCHMITTER

Junio, julio, 1979

Handwritten text at the top of the page, possibly a header or title, which is mostly illegible due to blurring and fading.

Vertical handwritten text on the right side of the page, possibly a date or page number, which is mostly illegible.

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

ENRIQUE TAMEZ GONZALEZ

VICEPRESIDENTE TECNICO

ABRIL 1976

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 zanjias 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

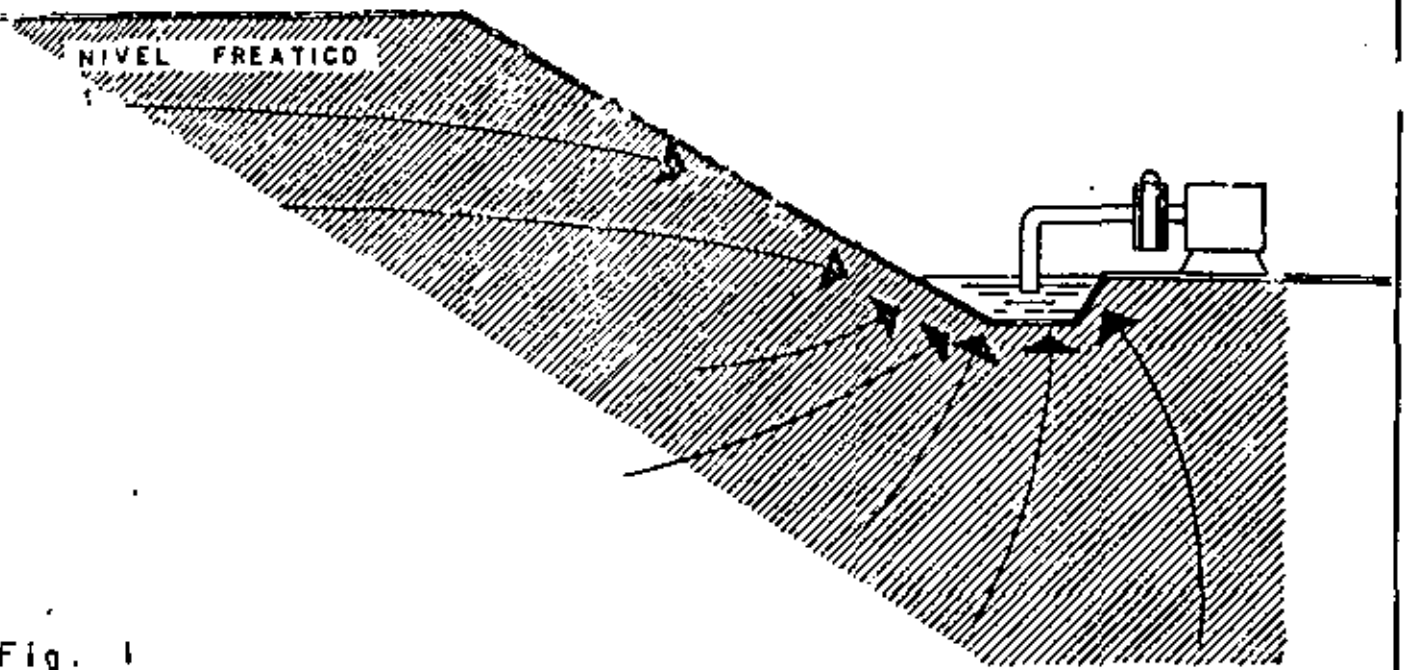


Fig. 1
 FILTRACIONES HACIA EL INTERIOR
 DE UNA EXCAVACION EN TALUD.

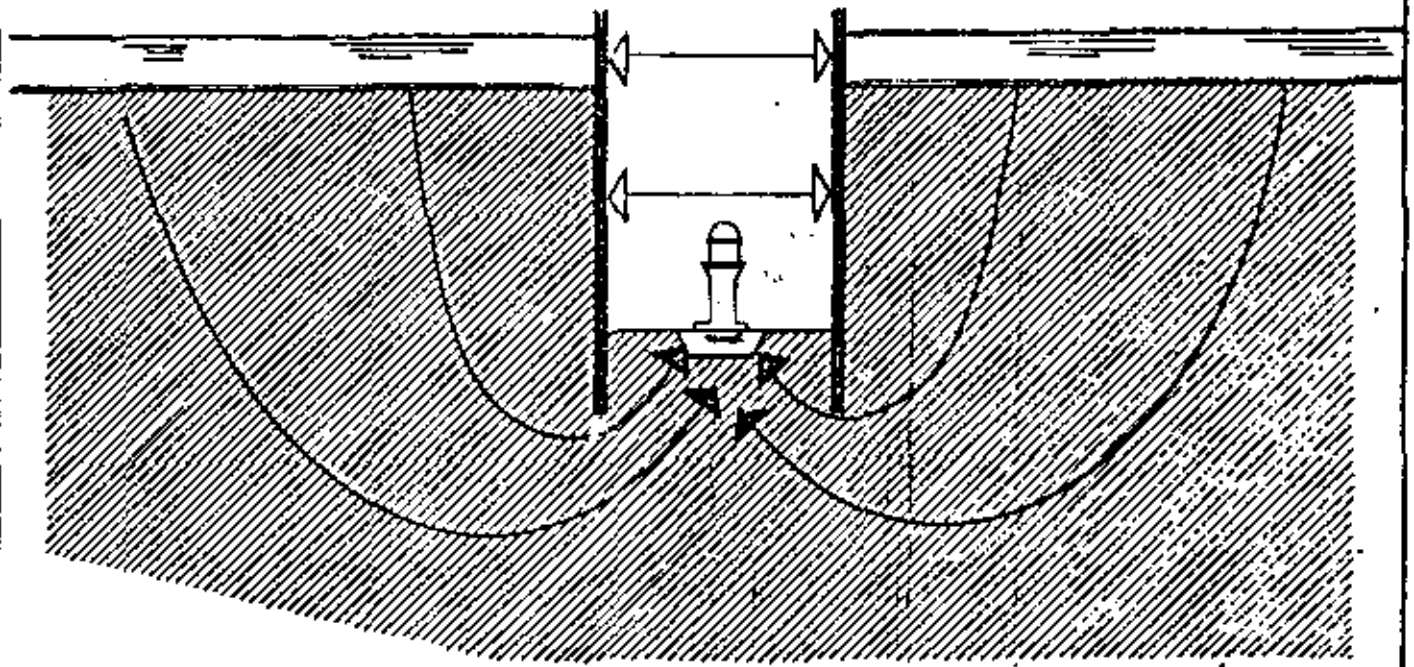


Fig. 2
 FILTRACIONES EN UNA EXCAVACION
 EN TRINCHERA ADEMADA.

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 electrólisis.

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

(1) Ver referencias al final de este escrito.

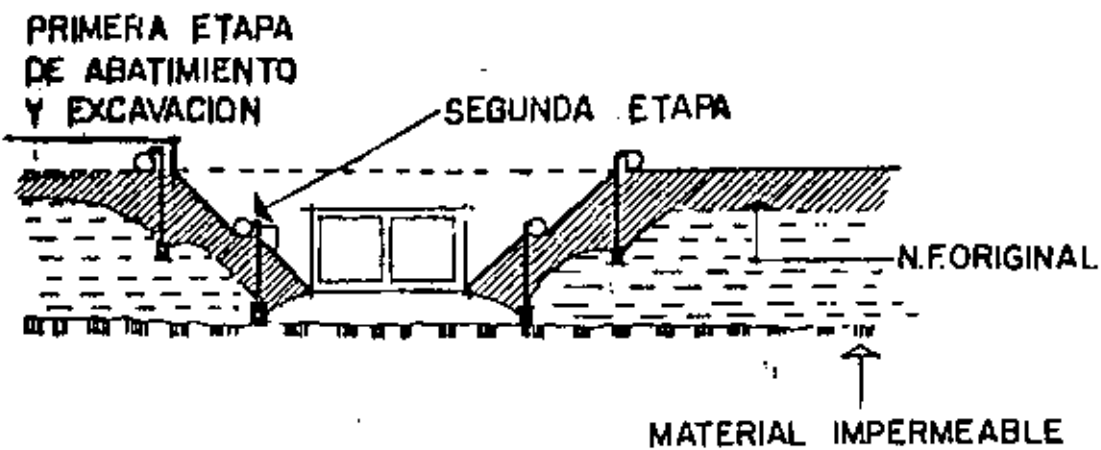
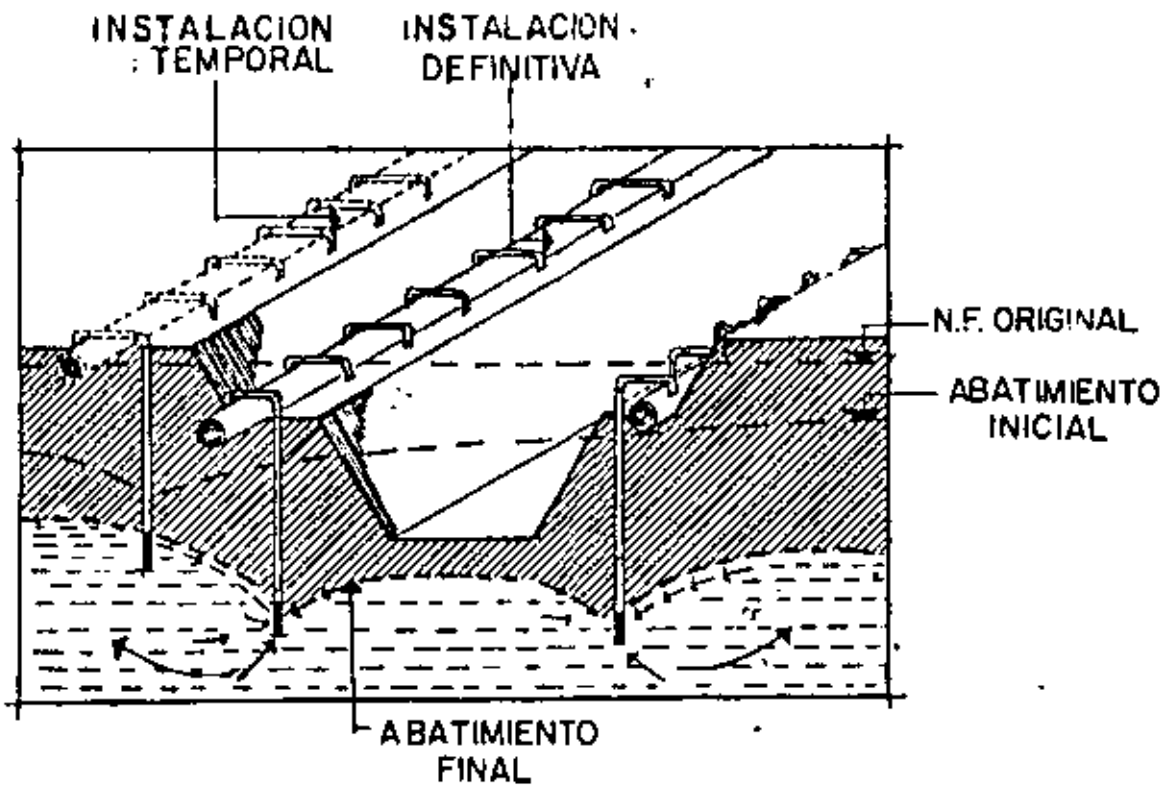


FIG. 3

ABATIMIENTO DEL NIVEL FREATICO
 MEDIANTE POZOS - PUNTA .

por una fina malla metálica o de plástico, en cuyo interior se aloja un tubo perforado; esta última parte tiene unos 0.60 m de longitud y en su extremo inferior está provista de una válvula de pie. 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 pie, 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 pie 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 escalonadas como indica el croquis de la fig. 5.

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

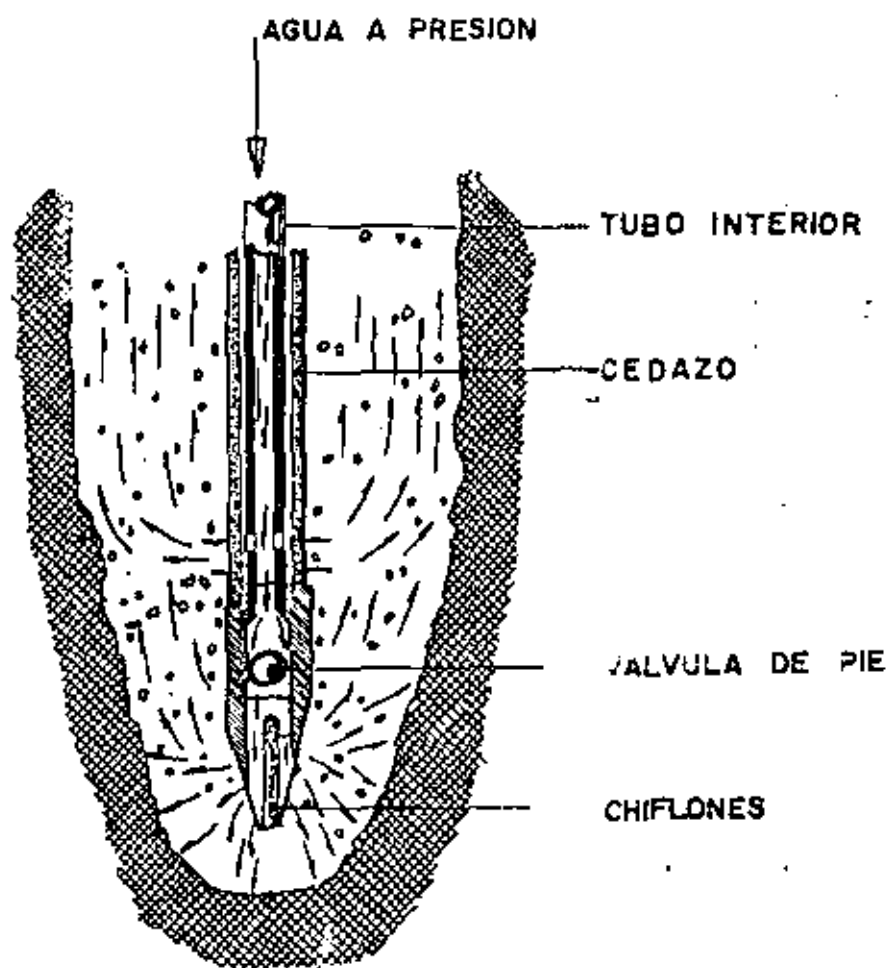


FIG. 4

HINCADO DE LA PUNTA POR MEDIO
DE CHIFLON DE AGUA

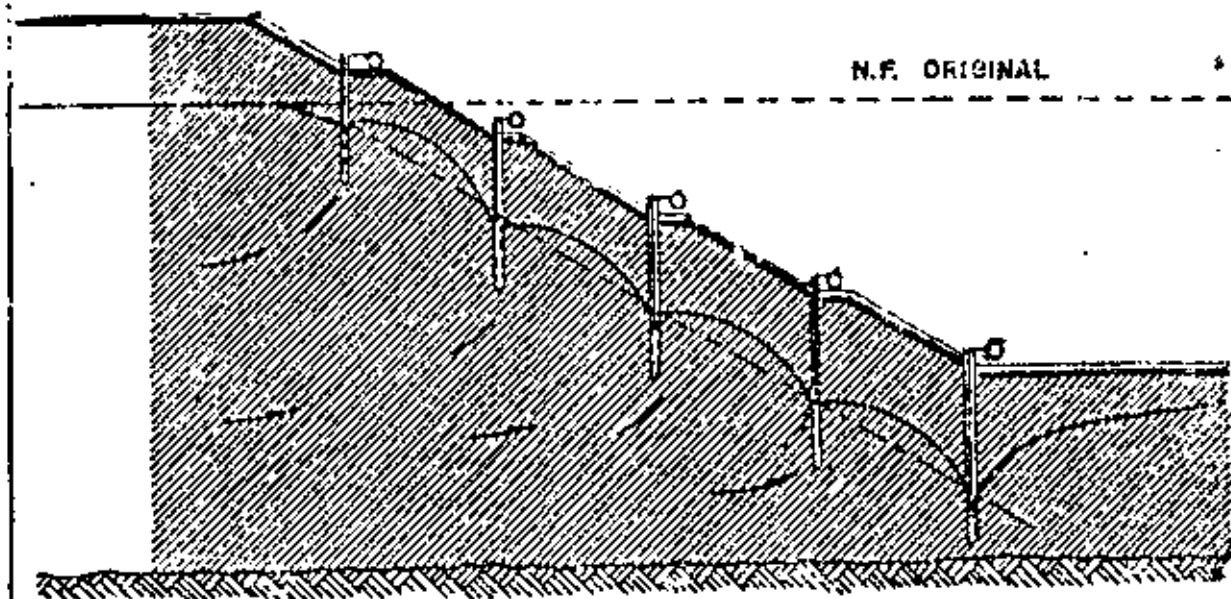


FIG. 5
ABATIMIENTO MEDIANTE VARIAS
ETAPAS ESCALONADAS

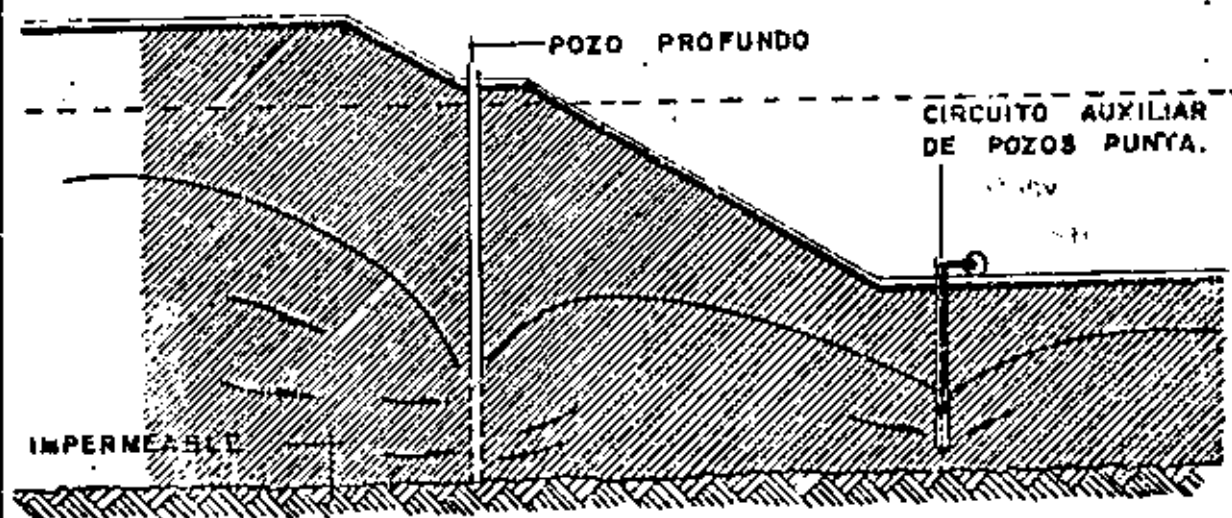


FIG. 6
ABATIMIENTO DE N.F. MEDIANTE
POZOS PROFUNDOS

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

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

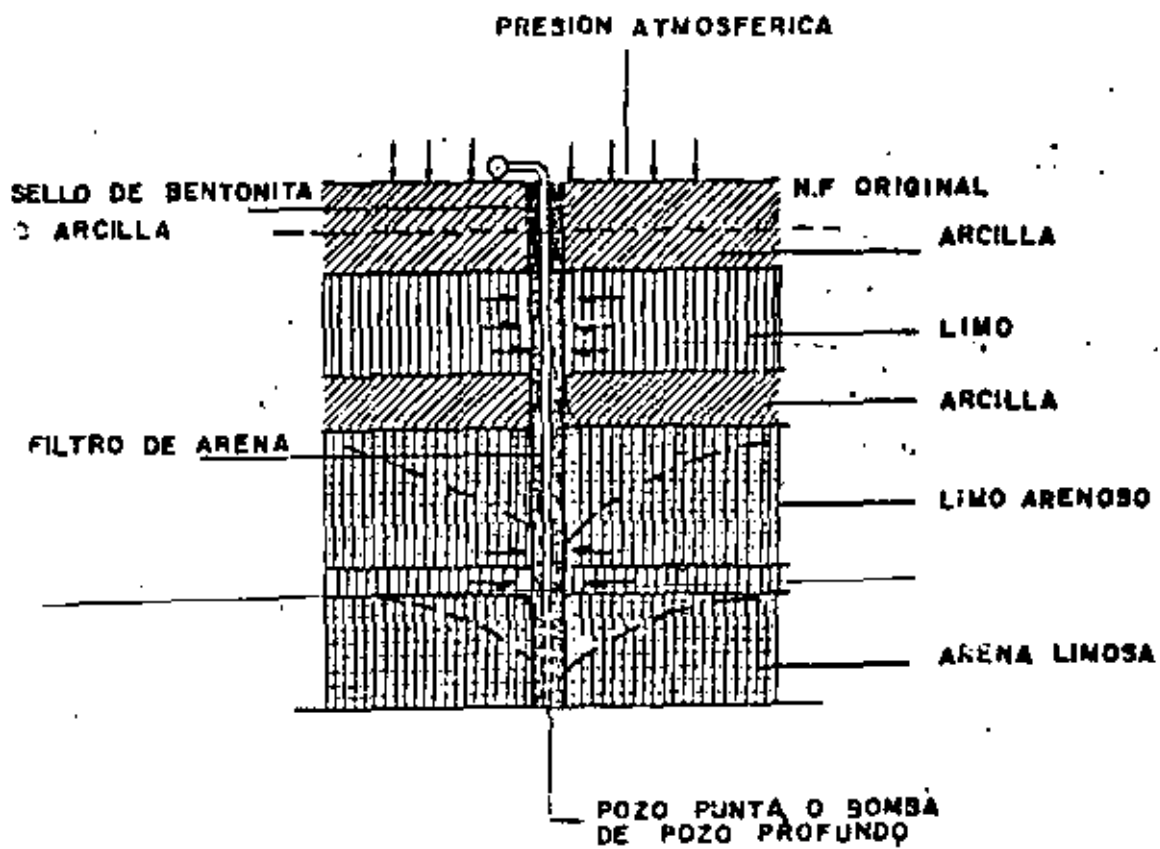


FIG. 7
BOMBEO Y VACIO COMBINADOS

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

Bombeo combinado y electrósmosis.- (2) Cuando se trata de suelos de baja permeabilidad como las arenas arcillosas, los limos arcillosos y las arcillas de mediana o alta plasticidad, cuyo coeficiente de permeabilidad es del orden de 10^{-6} cm/seg o menor, la aplicación del sistema de vacío es insuficiente para lograr el abatimiento rápido del nivel freático; en estos casos el bombeo puede auxiliarse con la aplicación de un gradiente de potencial eléctrico que acelera el flujo del agua a través de los poros del suelo y desarrolla, de manera semejante al sistema de vacío, un estado de tensión en el agua de los poros del suelo que incrementa temporalmente la resistencia al corte, efecto que unido a la eliminación de las fuerzas de filtración, estabiliza los taludes. Ya se ha dicho que en este tipo de suelos, dada su baja permeabilidad, se producen gastos de filtración muy pequeños que son fáciles de manejar desde el interior de la excavación; además, por ser suelos cohesivos no son fácilmente erosionables y puede excavarlos en ellos hasta profundidades razonables sin necesidad de abatimiento previo del nivel freático. Sin embargo, cuando la profundidad de la excavación va más allá de los límites de la estabilidad de los taludes, el empleo de la electrósmosis y el bombeo combinados es conveniente para mejorar las condiciones de estabilidad de los taludes y alcanzar con toda seguridad la profundidad de excavación final.

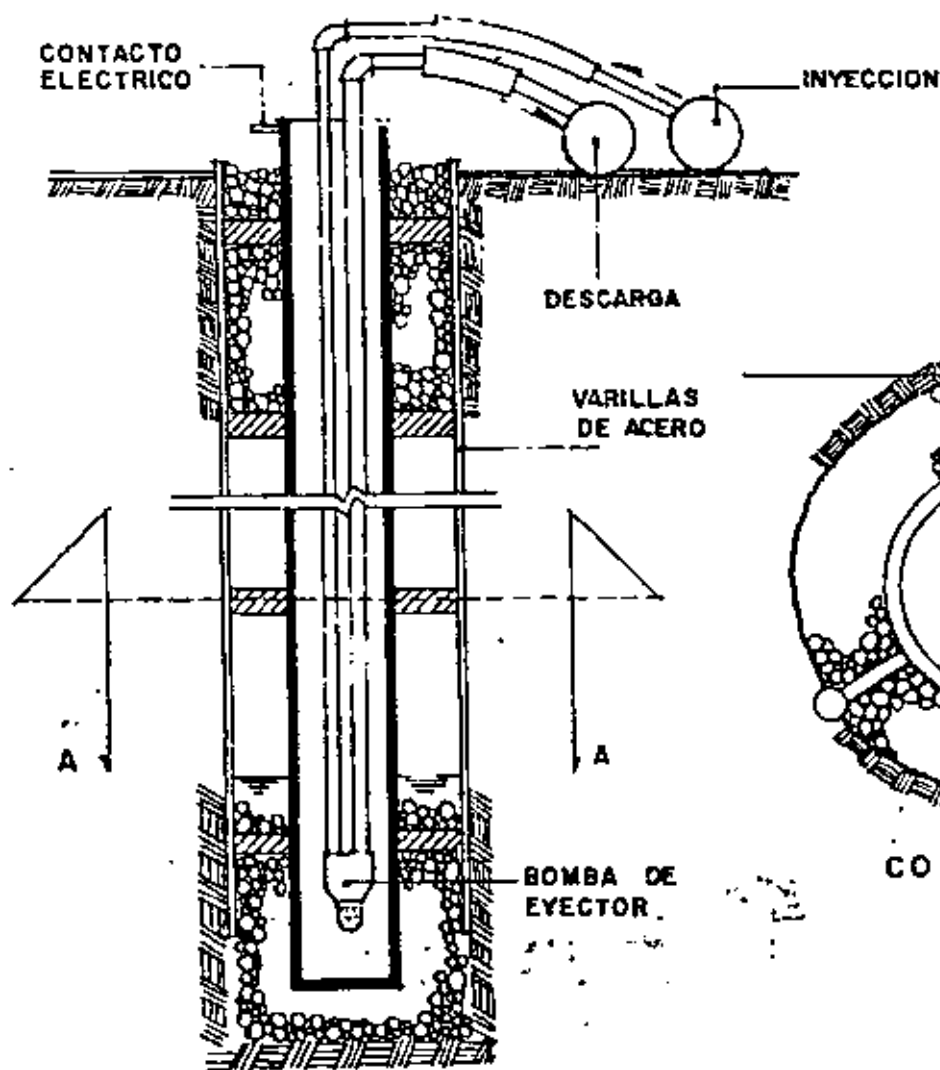
En el caso de excavaciones en arcillas blandas y expansivas, como las del Valle de México, se producen expansiones del fondo de la excavación, como consecuencia de la descarga que sufren los suelos que quedan bajo el nivel del fondo, al retirar la tierra que se encuentra arriba de ese nivel. En excavaciones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

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

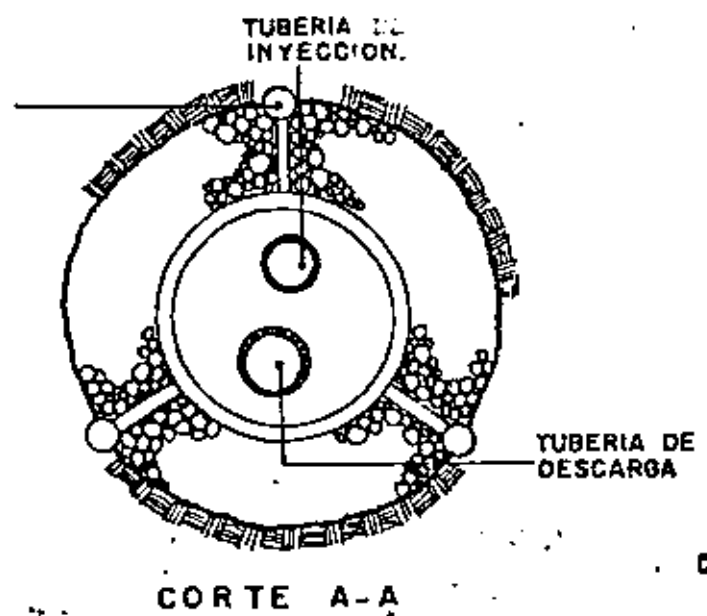
En arcillas de alta compresibilidad la distribución de los electrodos en el área de la excavación y el gradiente de potencial aplicado se diseñan de manera tal que se reduzcan al mínimo los asentamientos de la corona de los taludes y de la zona vecina a la excavación, con el fin de evitar daños a estructuras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

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

FIG. 8

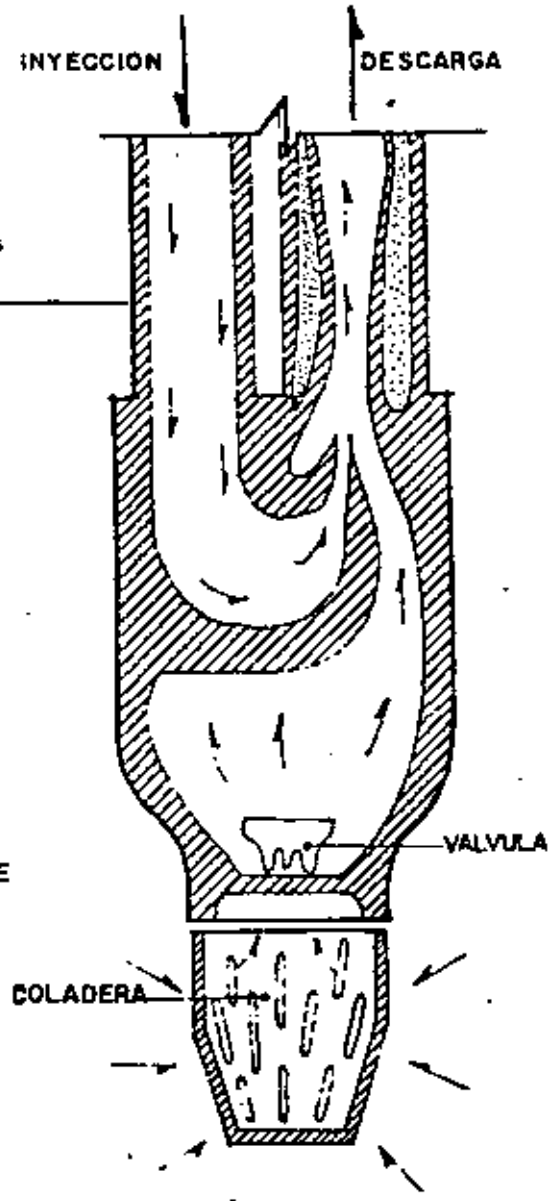


INSTALACION DE UN POZO CATODO



CORTE A-A

N.F. ABATIDO



DETALLE DE LA BOMBA DE EYECTOR

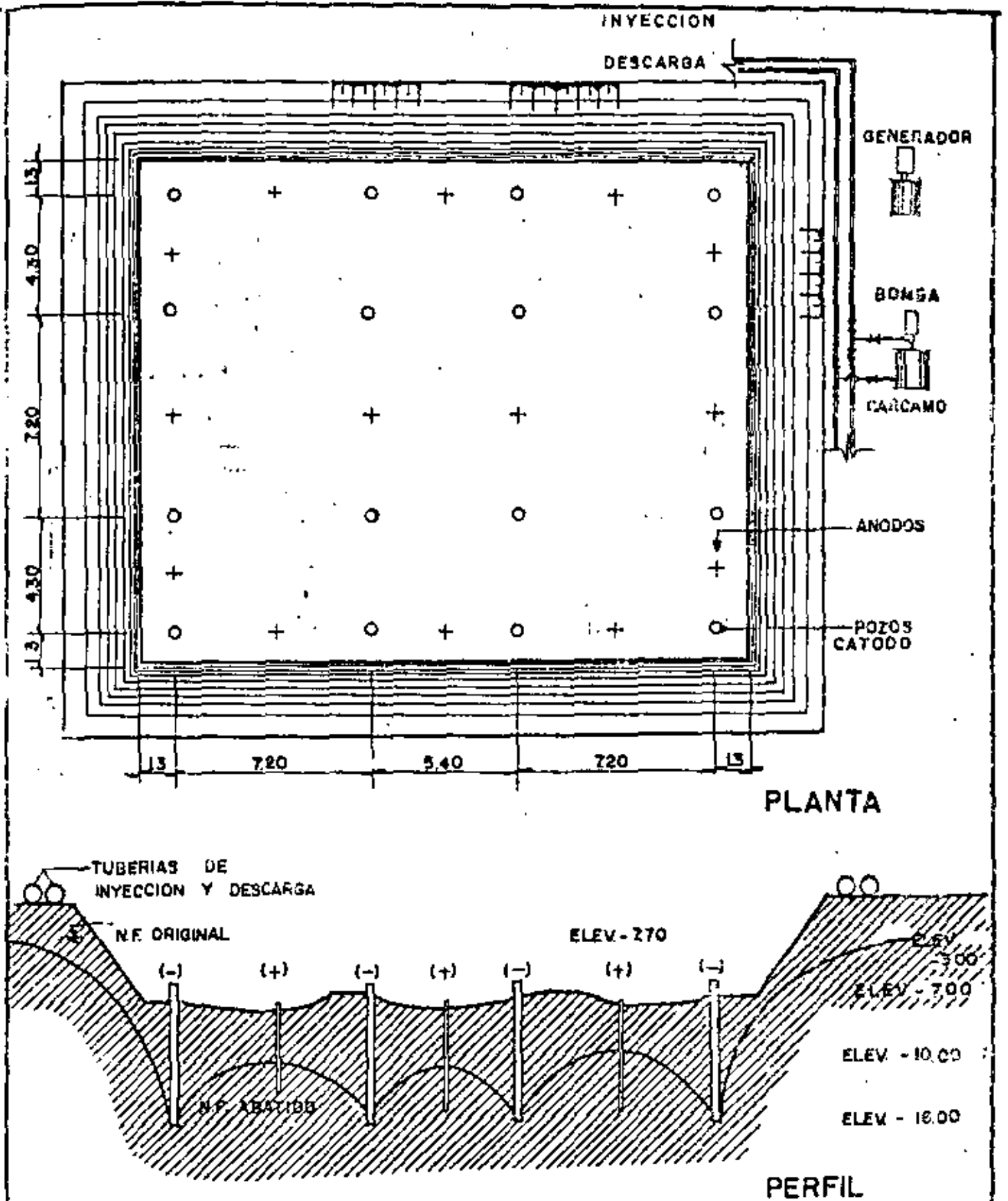


FIG. 9

INSTALACION PARA ABATIMIENTO ELECTROSMOTICO EN ARCILLAS

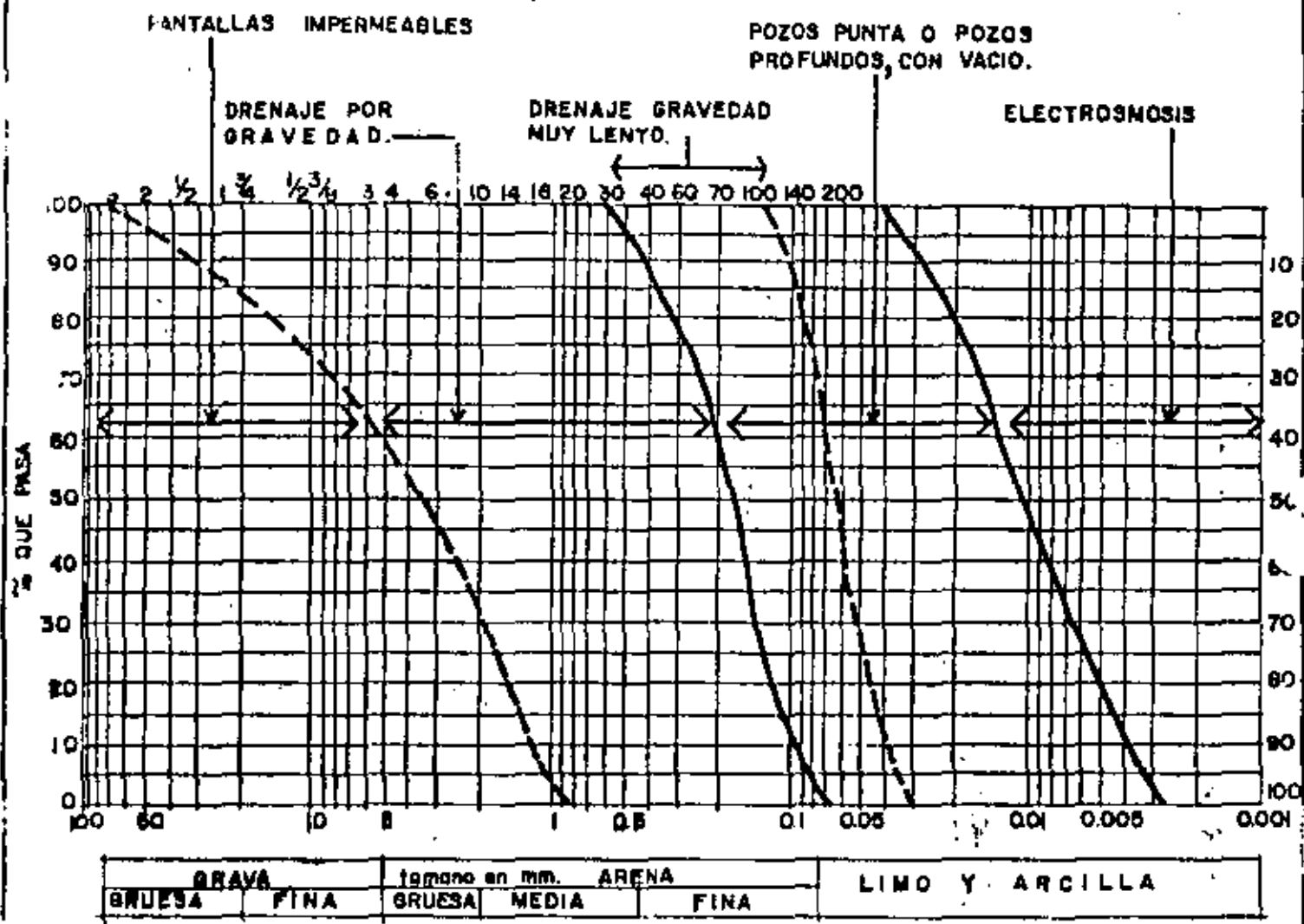


FIG 10

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

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

IMPERMEABILIZACIÓN.

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

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

Pilotes secantes de concreto.-

Las pantallas de pilotes secantes se forman mediante pilotes de concreto colados 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-

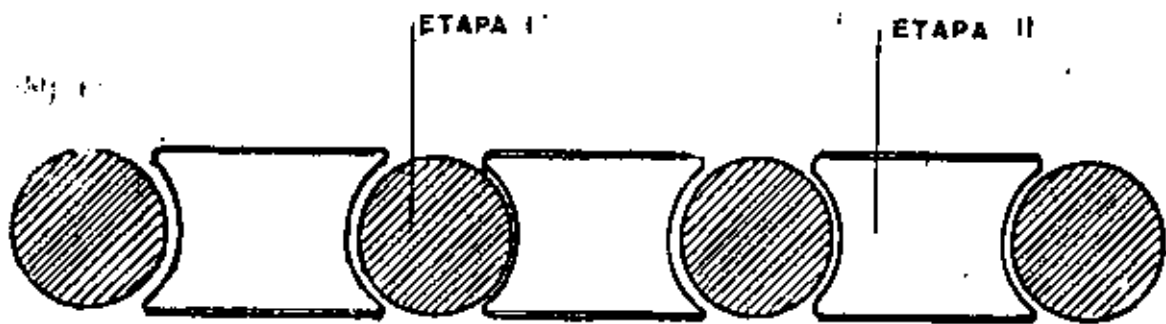


FIG. 11

PILOTES SECANTES

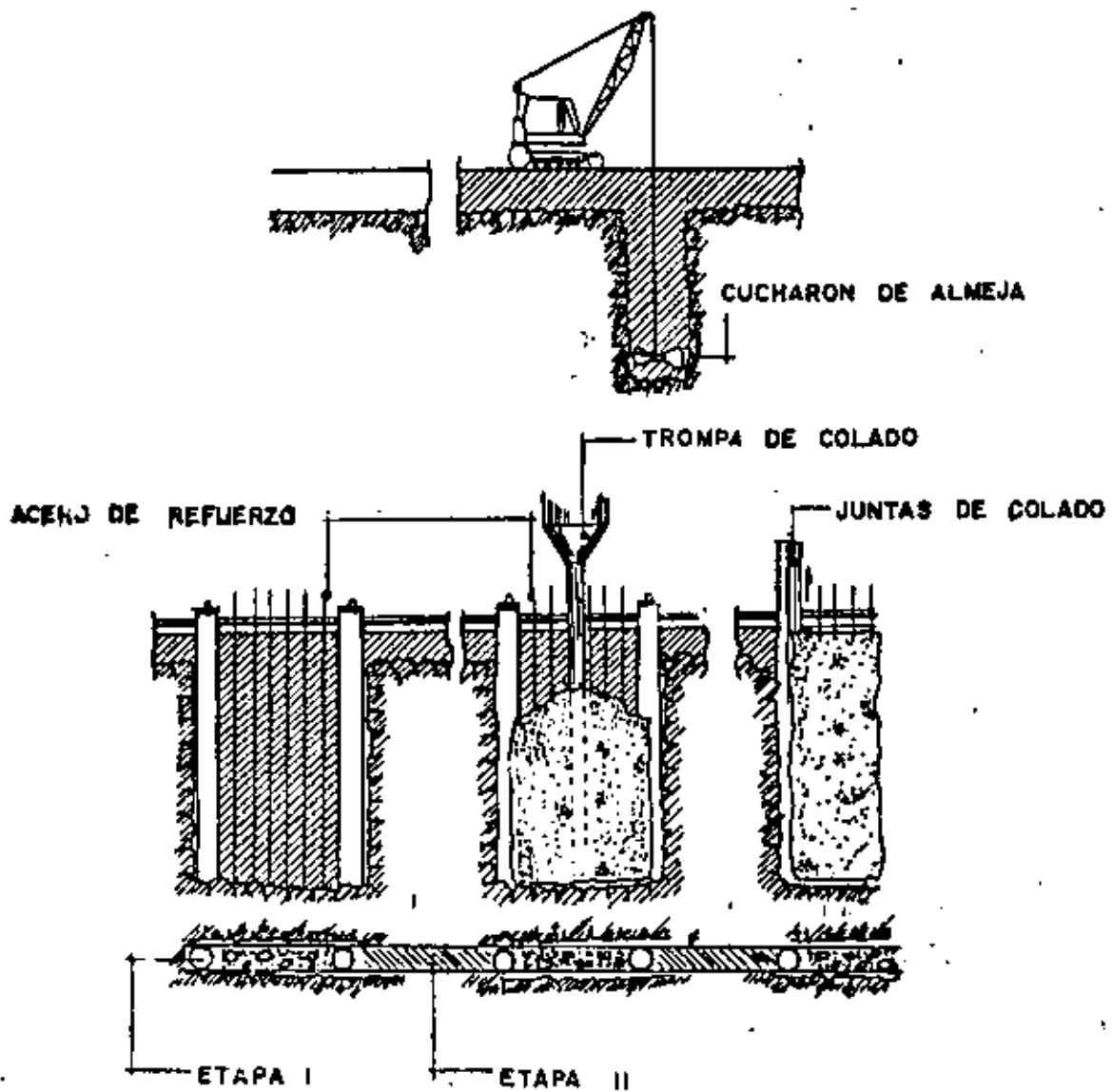


FIG. 12

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

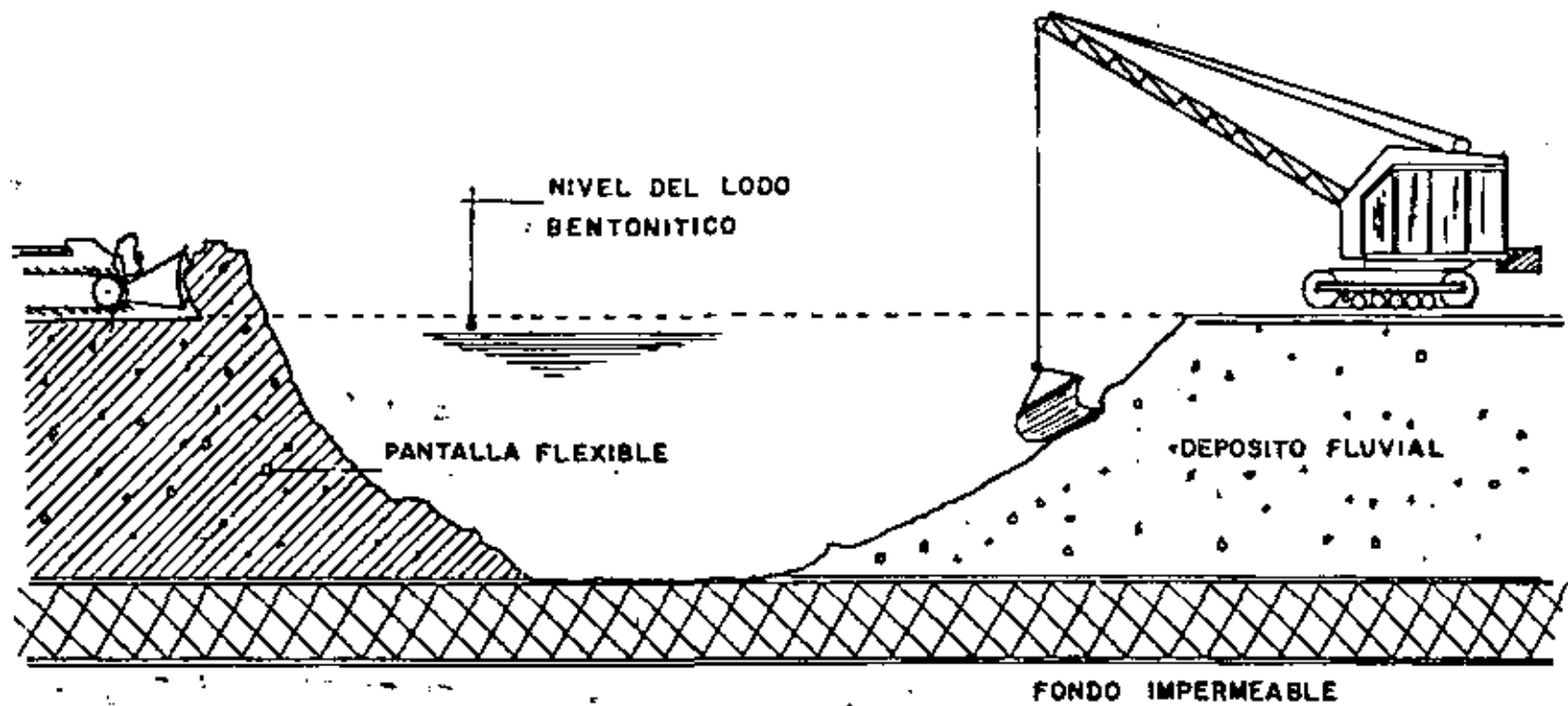


FIG. 13

PANTALLA FLEXIBLE

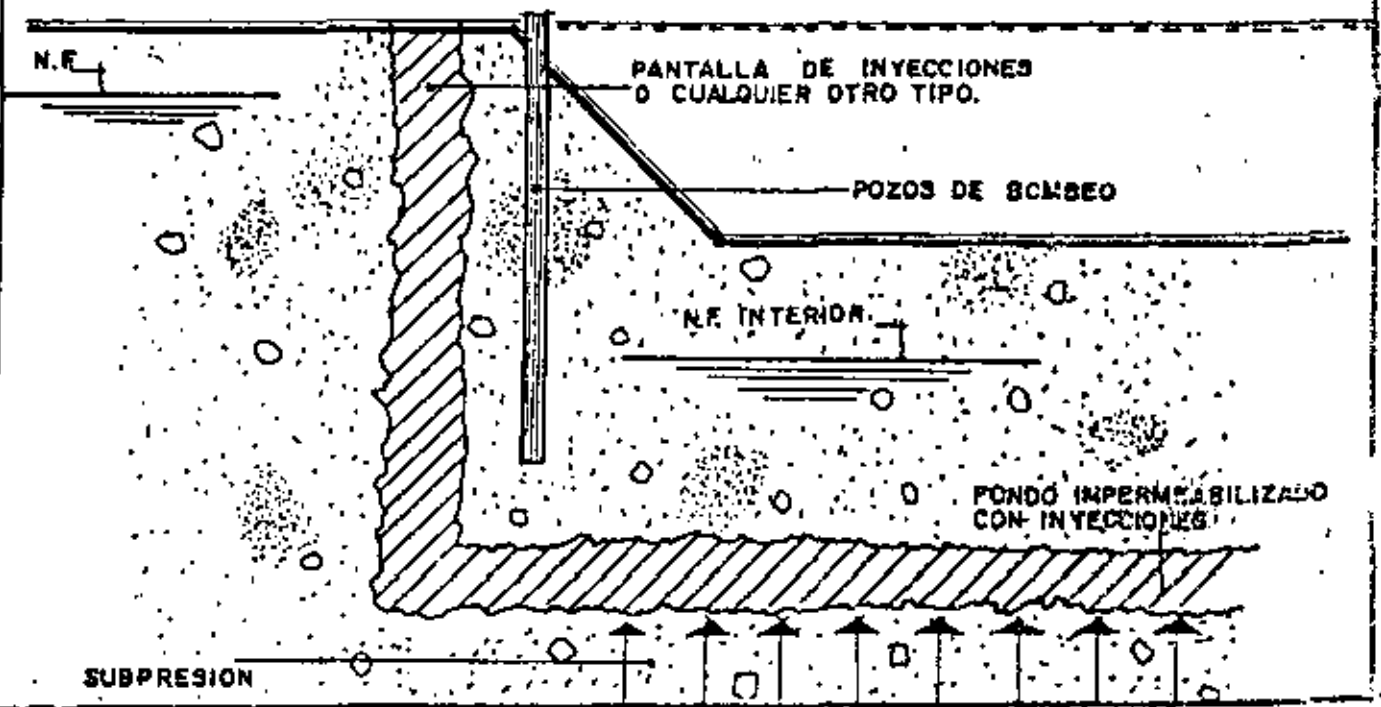
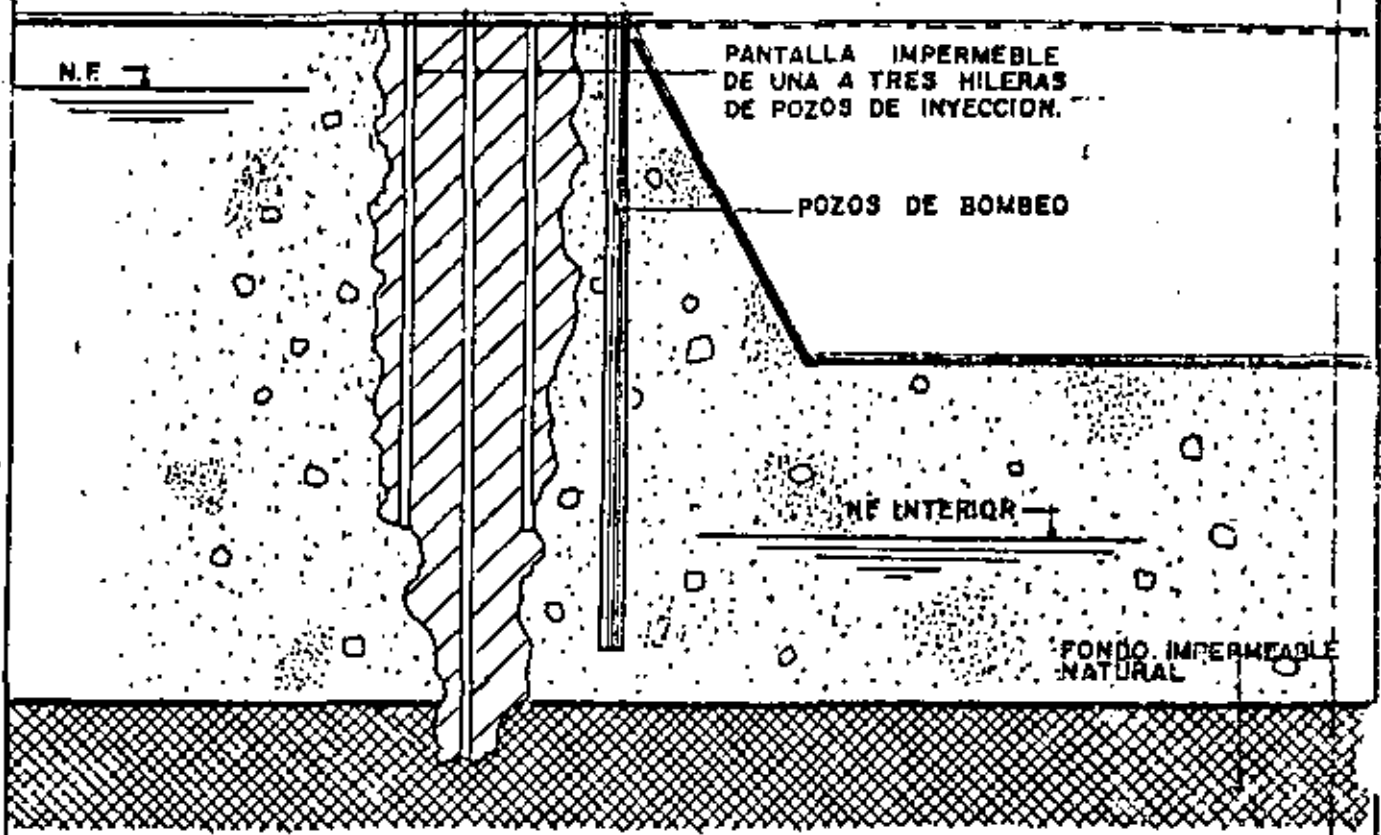
cual se va desalojando el lodo bentonítico que estabiliza las paredes de la zanja. Se han construido pantallas flexibles de este tipo, hasta profundidades de 30 m, para interceptar depósitos fluviales de arena, grava y cantos rodados, utilizando draga de arrastre y bulldozer.

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 Electrósmosis y Fenómenos Conexos - Leo Casagrande .- Revis
ta de Ingeniería.- Abril 1962.
- 3) G. Schneebeli - "Le Paradis Moulees dan Le Sol", (Eyrolles).
- 4) H. Cambert.- "Injections des Sol".- (Eyrolles).





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de Ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE
BOMBEO

HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

M. en I. Gilberto Sotelo Avila

Junio-Julio, 1979



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.

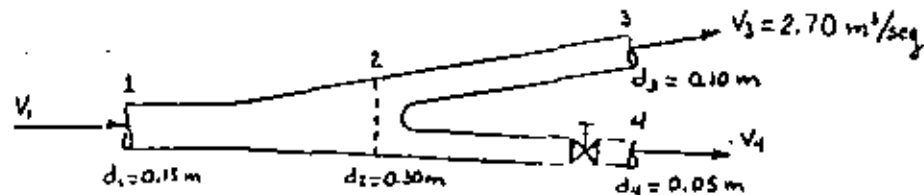


Fig 2.1 Esquema aclaratorio del problema 2.1

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 asocurre 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 ($z = 0$).

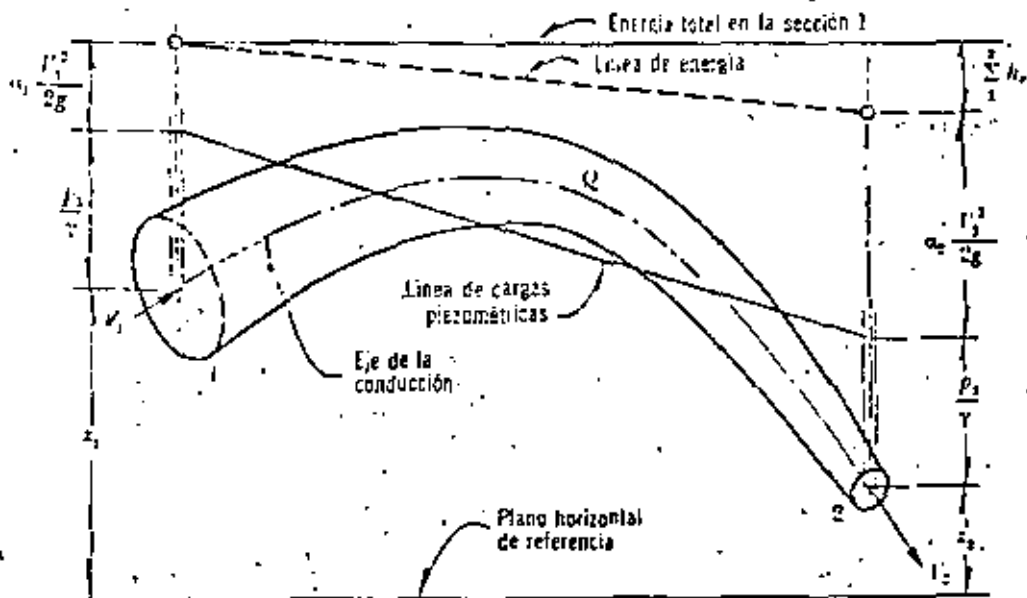


Figura 2.2. Interpretación de la ecuación de la energía para una conducción forzada.

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:

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

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

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

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

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

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

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



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

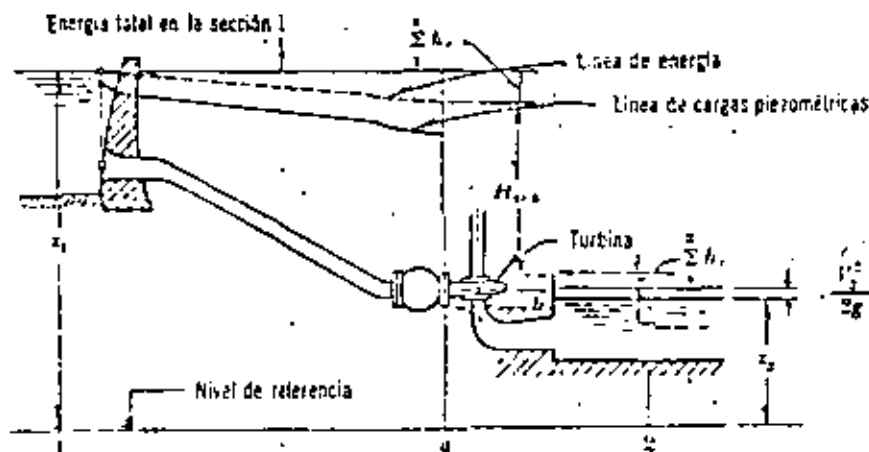


Figura 2.3. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación hidroeléctrica.

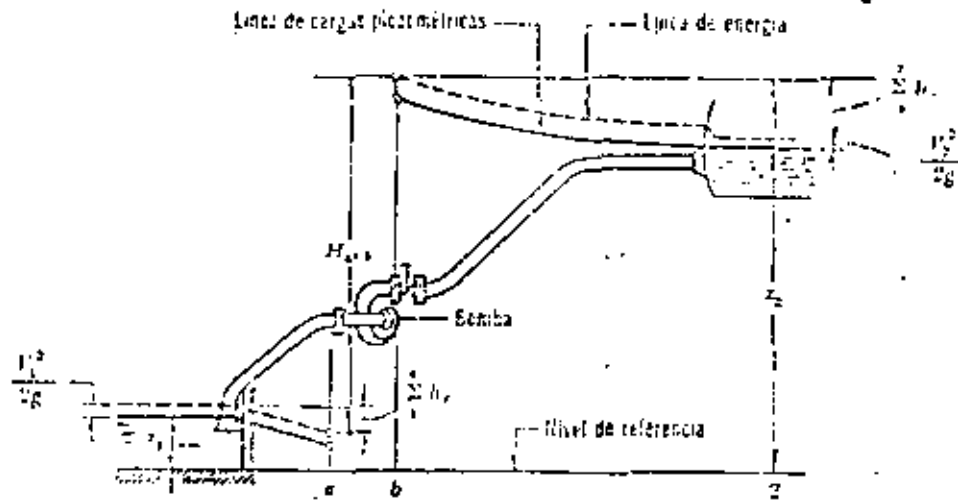


Figura 2.4. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

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.

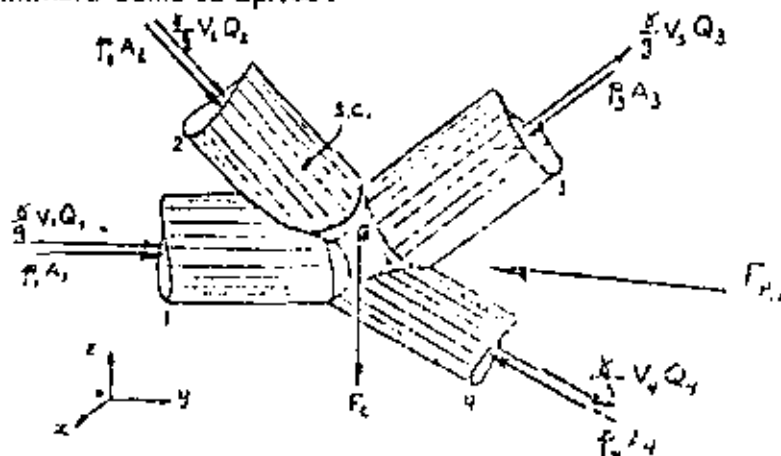
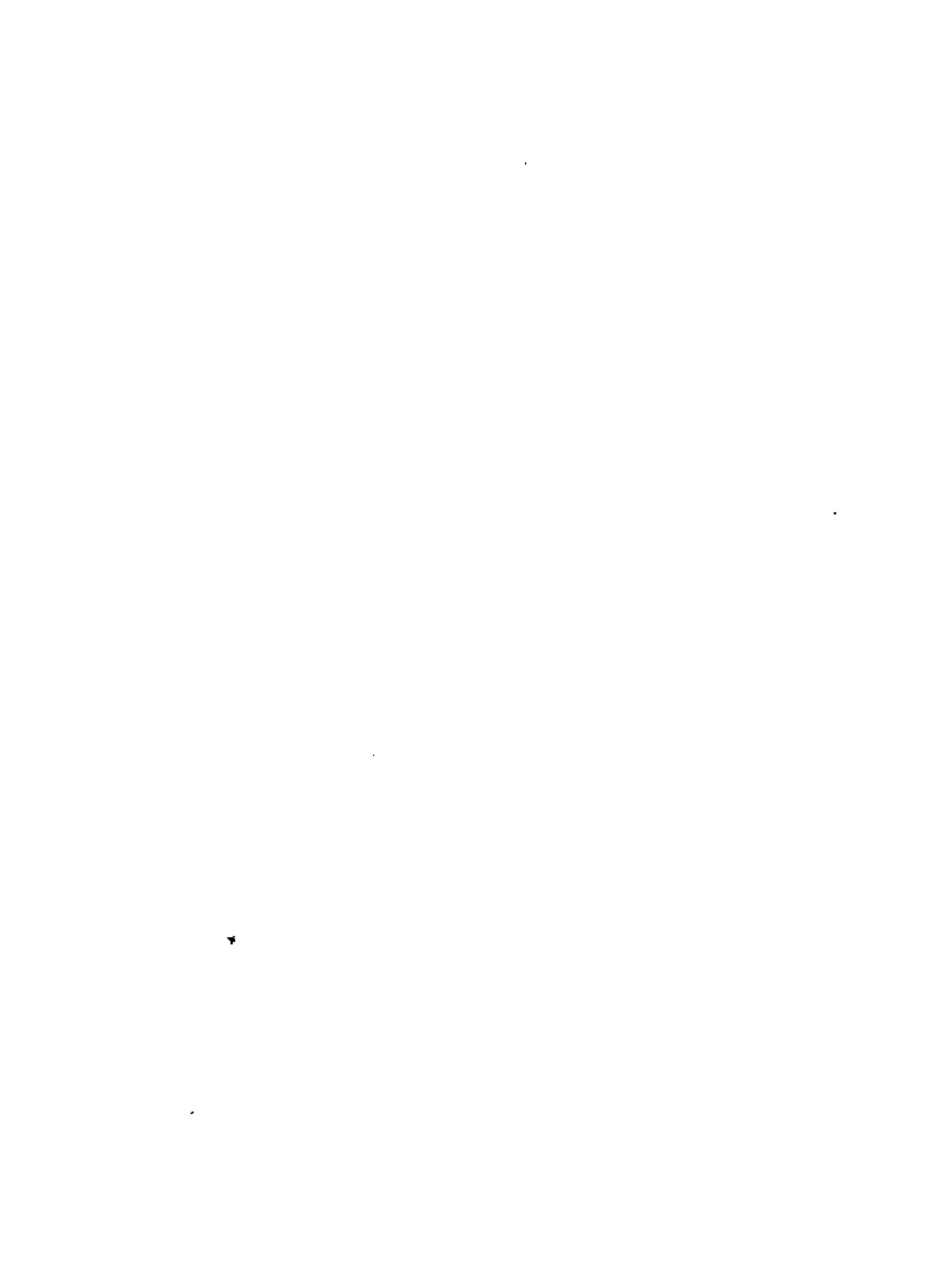


Fig. 2.5 Aplicación de la ecuación del impulso y cantidad de movimiento.

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

$$\vec{F}_p + \vec{F}_e + \vec{F}_c = \frac{\delta}{g} \sum (Q\vec{V}) \quad (2.7)$$



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 tengo 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 lleve el flujo al pasar sobre la porción de área analizada. Además del signo que les corresponde 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 \vec{F}_{pd} ; normalmente se desconoce y equivale a la acción que ejerce la pared del tubo para forzar al movimiento del líquido en las condiciones señaladas. Se ha despreciado la fuerza de resistencia al escurrimiento \vec{F}_r . La fuerza de cuerpo \vec{F}_c es la correspondiente al peso del líquido encerrado por el volumen analizado y tendrá siempre la dirección vertical. Finalmente los vectores $\frac{\delta}{g} Q_i \vec{V}_i$ son las cantidades de movimiento del líquido -

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

De esta manera, tomando en consideración lo antes expuesto, las eqs (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.

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

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

Puesto que 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:

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

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

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



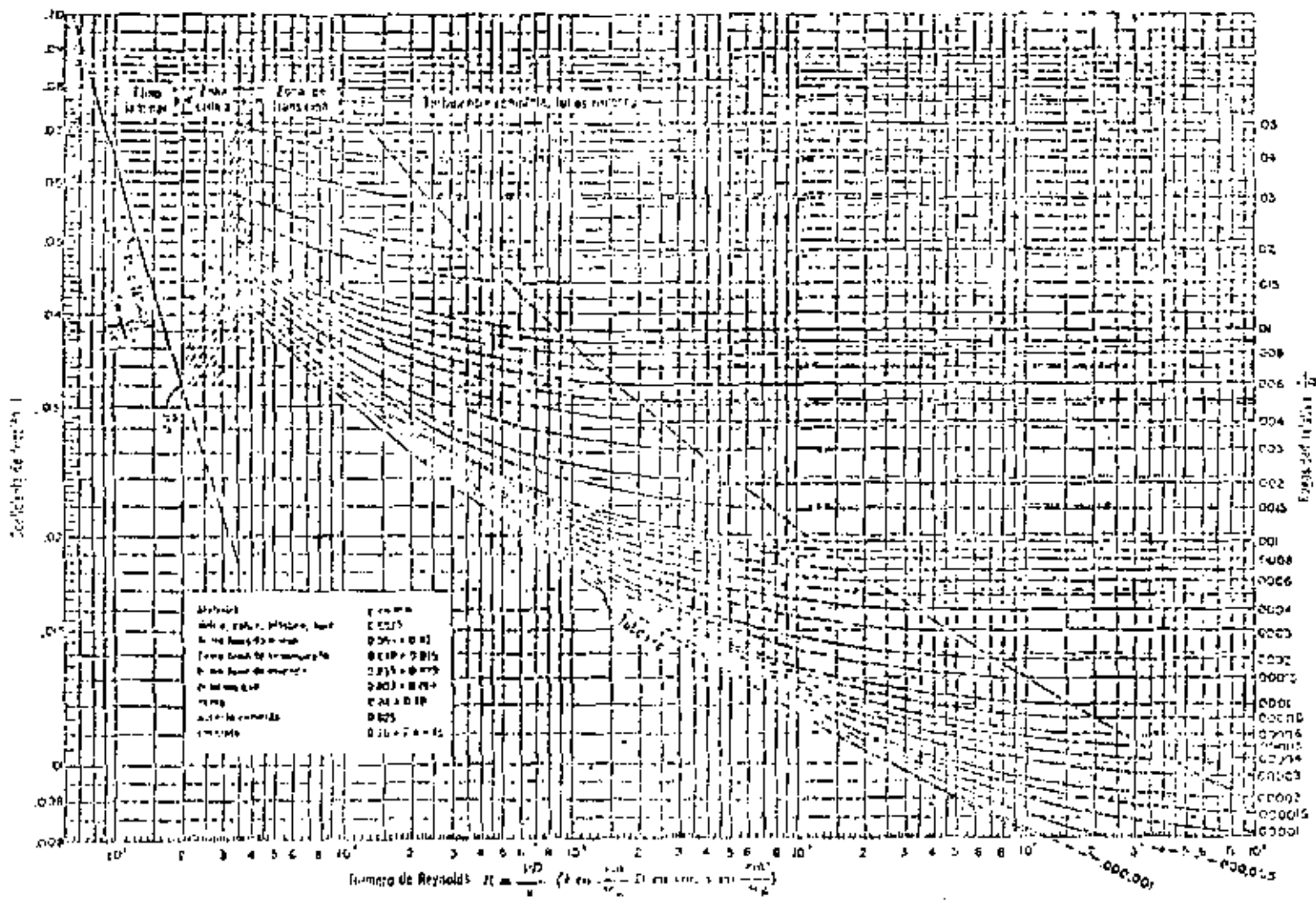


Figura 2.6 Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo; diagrama universal de Moody.



resistencia al flujo en tubos comerciales

TABLA 2.1 Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

<i>Material</i>	<i>ϵ, en mm</i>	
<i>Tubos lisos</i>		
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015	
Tubos industriales de latón	0.025	
Tubos de madera	0.2	a 1
Hierro forjado	0.05	
Hierro fundido nuevo	0.25	
Hierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12	
Hierro fundido oxidado	1	a 1.5
Hierro fundido, con incrustaciones	1.5	a 3
Hierro fundido, centrifugado	0.05	
Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15	a 0.3
Hierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2	a 3.5
Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1	a 40
Hierro galvanizado	0.15	
Acero rolado, nuevo	0.05	
Acero laminado, nuevo	0.04	a 0.1
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05	
<i>Tubos de acero soldado de calidad normal</i>		
Nuevo	0.05	a 0.10
Limpado después de mucho uso	0.15	a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4	
Con muchas incrustaciones	3	
Con remaches transversales, en buen estado	0.1	
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o línea laqueada 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	0.5	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)

Material	ϵ , en mm	
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2	a 1.3
Acero soldado, con costura doble de remaches transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2	
<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	3.5	
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 Secoman	0.25	
Mampostería de piedra, bien juntada	1.2	a 2.5
Mampostería de piedra rugosa, sin juntar	5	a 15
Mampostería de piedra, mal acabada	1.5	a 3



resistencia al flujo en conductos a presión

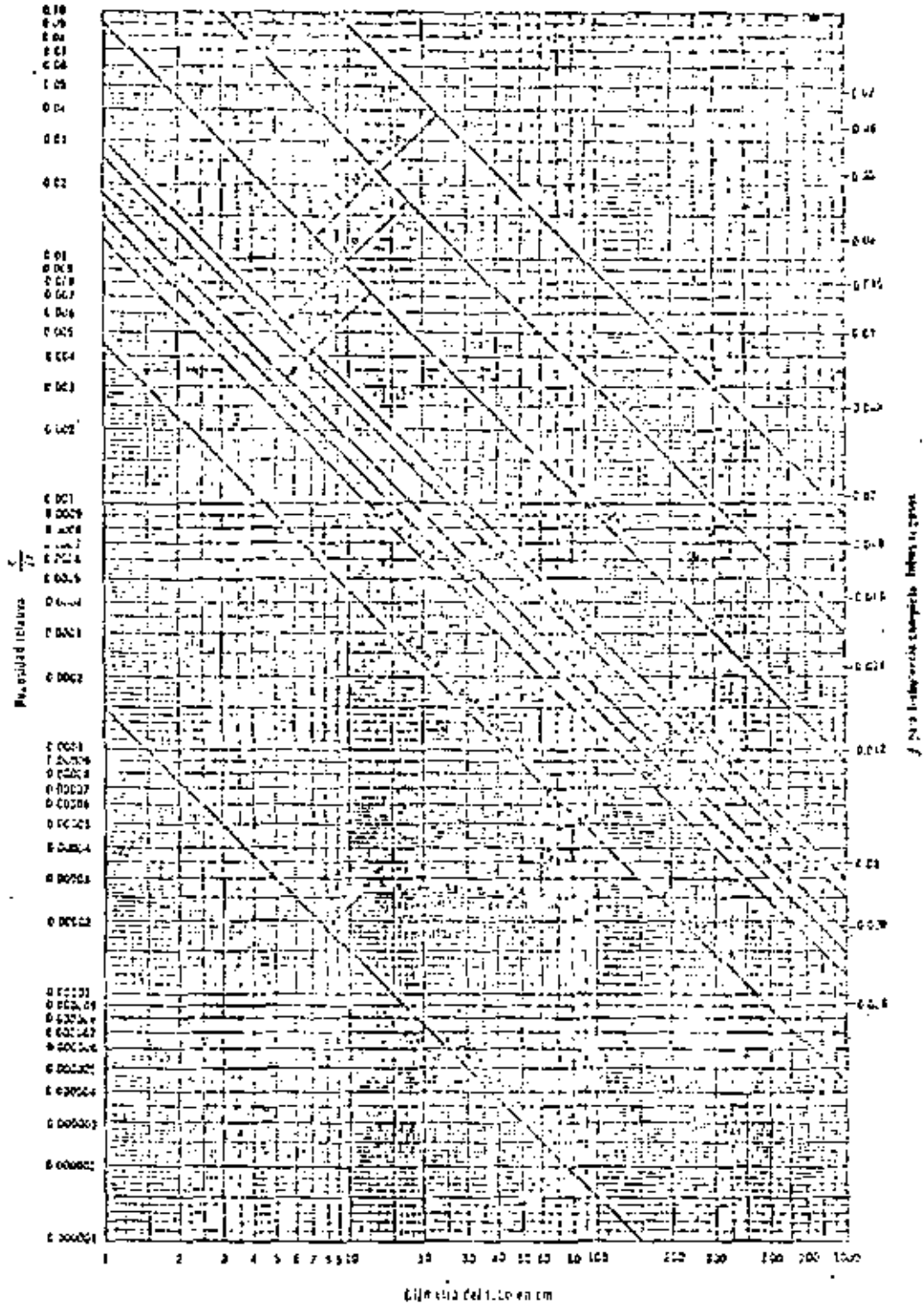


Figura 2.7 Rugosidad relativa para tubos nuevos limpios.



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

2.8 Fórmulas empíricas de fricción

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

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

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

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

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

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

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

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

Cuando las fórmulas exponenciales se representan gráficamente en el diagrama estándar $f - Re$, aparecen como líneas rectas con diferentes pendientes. Debido a que la verdadera forma de la ecuación del factor de fricción es del tipo logarítmico, de concavidad hacia arriba (excepto en tubos rugosos en la zona turbulenta), la fórmula exponencial es aproximadamente válida únicamente en un intervalo limitado. En sus extremos, la línea recta queda debajo de la curva, con 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 $R_e > 10^3$.
	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 $2.3 \times 10^3 \leq R_e \leq 3.4 \times 10^5$.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2\epsilon}{(7.78 \log R_e - 5.95)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de asbesto-cemento y para $R_e > 4000$.
	Richter (Ref. 43)	$f = 0.01113 + 0.517/R_e^{0.51}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4000$.
	Ludin (Ref. 42)	$V = 140 R_e^{0.645} S_f^{0.2}$	Equivalente a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.645$, $y = 0.2$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_e es el radio hidráulico del tubo.

Fórmulas empíricas de fricción

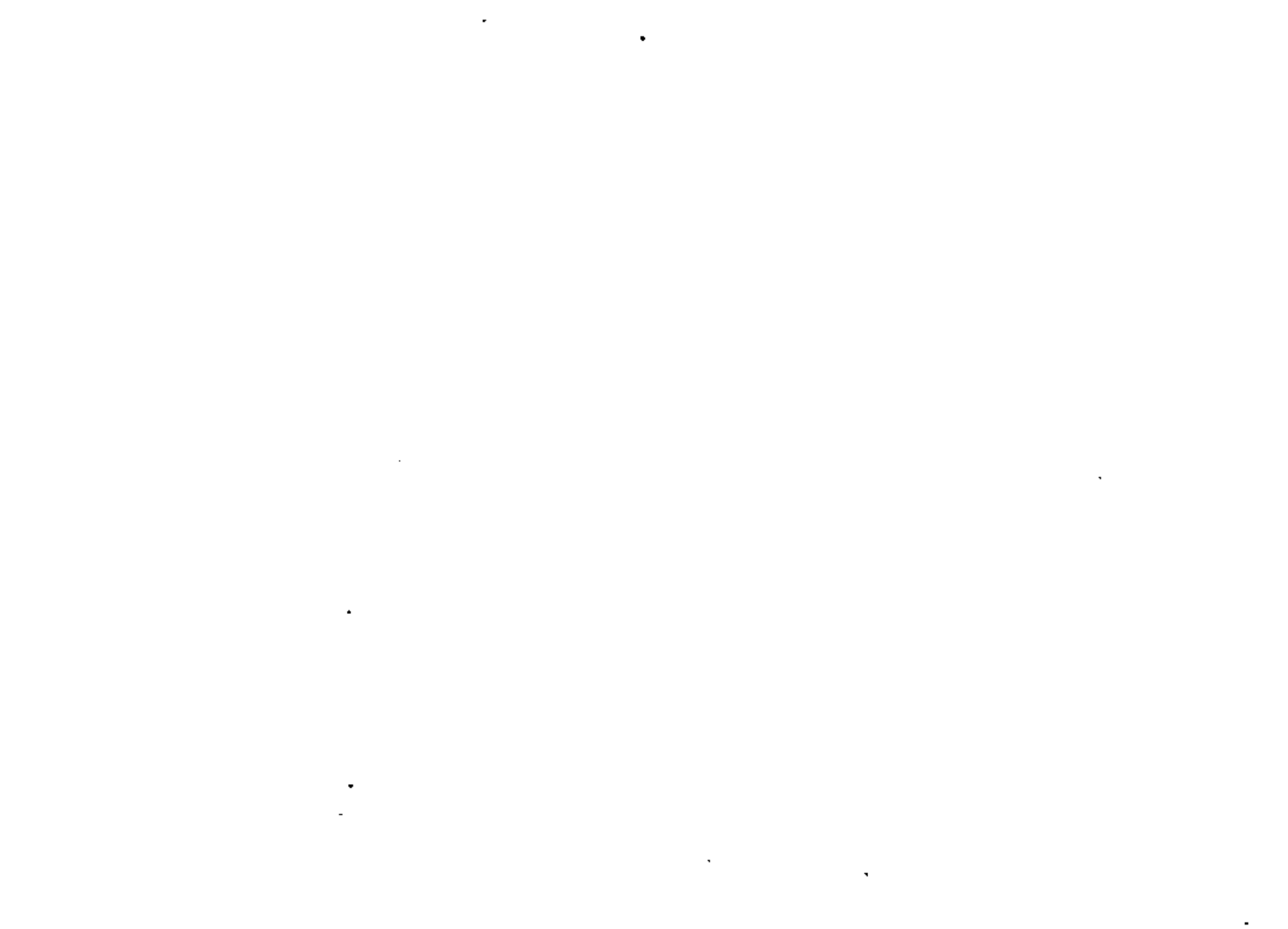


TABLA 2.2 (Continuación)

Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta.	Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$	Es la Ec. (8.7) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $Re > 4000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Hazen-Williams (Ref. 41)	$V = 0.355 C_H (P^{0.03} S_f^{0.54})$	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	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \frac{3.71 D}{\epsilon}$	Es la Ec. (8.6b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(8.56 \log D + N)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. N depende del material en la tubería según la tabla 8.4.
	Chezy	$V = C \sqrt{R_h S_f}$	Es la fórmula general para este tipo de tubos y se obtiene de la fórmula de Darcy-Weisbach haciendo $D = \frac{4}{3} R_h$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.5 C$; $x = y = 0.5$. C es un coeficiente que se obtiene de las fórmulas de Bazin, Kutter o Manning.
	Bazin (Ref. 31)	$C = \frac{87}{1 + A/\sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde A depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Kutter (Ref. 45)	$C = \frac{100 \sqrt{R_h}}{m + \sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde m depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.
	Manning (Ref. 42)	$V = \frac{1}{n} R_h^{2/3} S_f^{1/2}$	Resulta de la fórmula de Chezy al considerar que $C = R_h^{1/6}/n$. Equivale a usar la Ec. (8.9a) con $a = 0.397/n$, $x = 2/3$, $y = 1/2$. n depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 8.4.



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

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

Fórmulas empíricas de fricción

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 el contrario se usa la fórmula de Borda-Carnot:

2

3

4

5

6

7



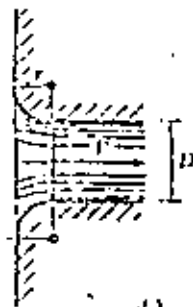
a) $K = 0.5$



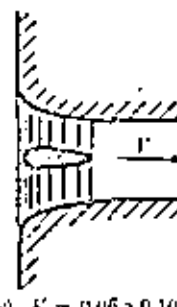
b) $K = 0.5 + 0.5 \cos \theta + 0.2 \cos^2 \theta$



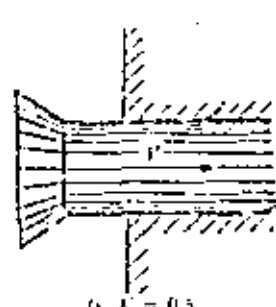
c) $K = 0.15 \pm 0.25$



d)

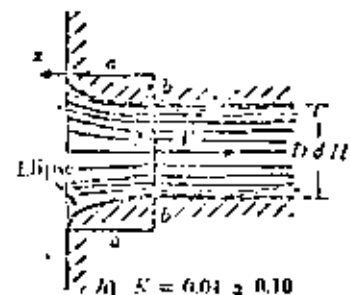
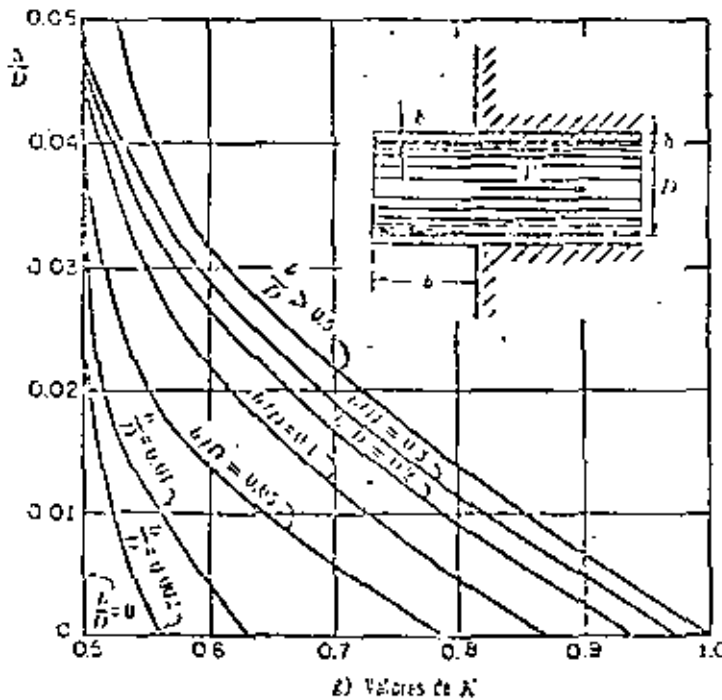


e) $K = 0.016 \pm 0.10$

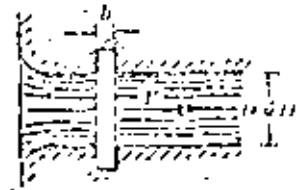


f) $K = 0.5$

r/D	0	0.04	0.08	0.1	0.16	> 0.2
K	0	0.26	0.15	0.09	0.06	> 0.03



h) $K = 0.01 \pm 0.10$
para tubo circular; b
de $0.5r$ a 0.2 para
tubo rectangular.



i) Coeficientes de pérdida por entrada:
 $K = 0.05 \pm 0.10$
si $b/D > 1$ e $b/H > 0.2$
y $r > 200$ seg.
En lo contrario, $K \approx 0$.

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



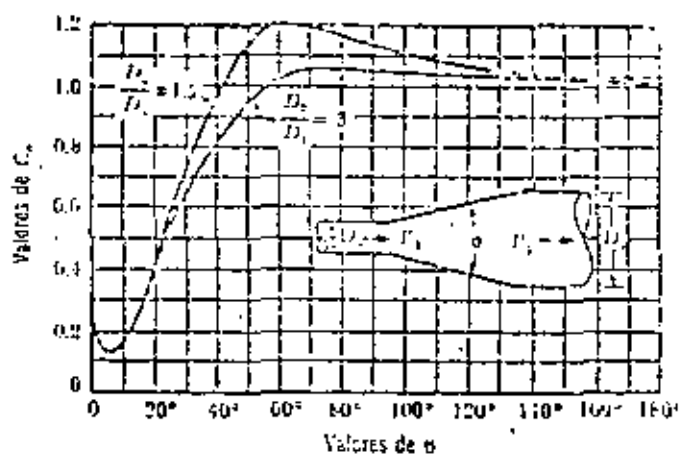


Figura 2.9. Coeficientes de pérdida para ampliaciones graduales.



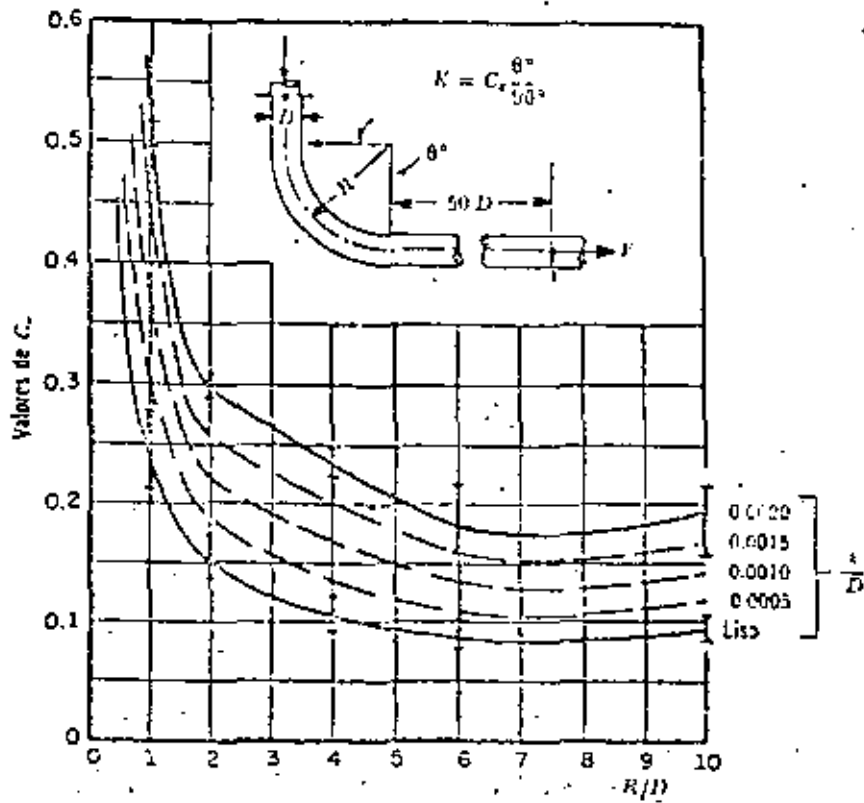


Figura 2.12a. Coeficientes C_p para curvas de diámetro constante y $R_e > 2.2 \times 10^4$, en tubos rugosos.

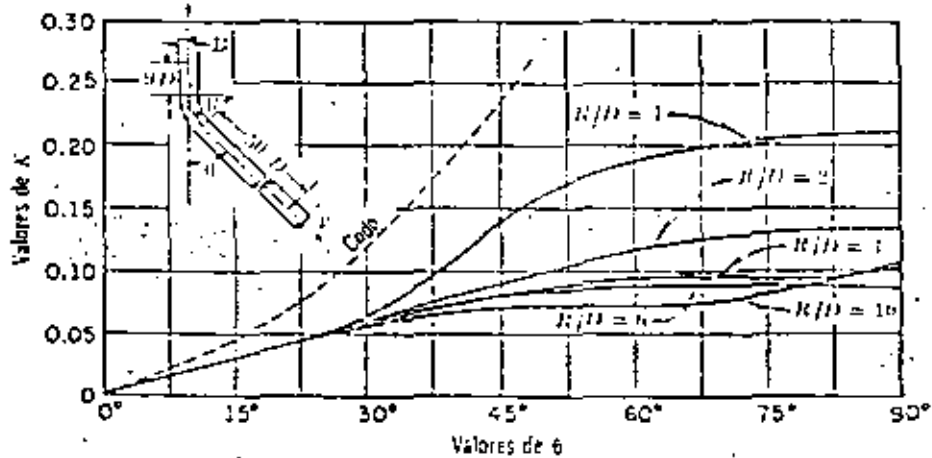


Figura 2.12b. Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^3 .



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

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

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

2.9:4 Pérdida por reducción

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

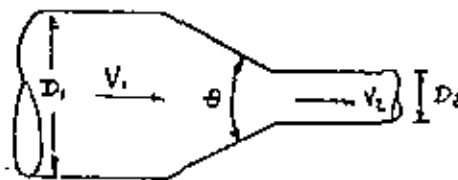
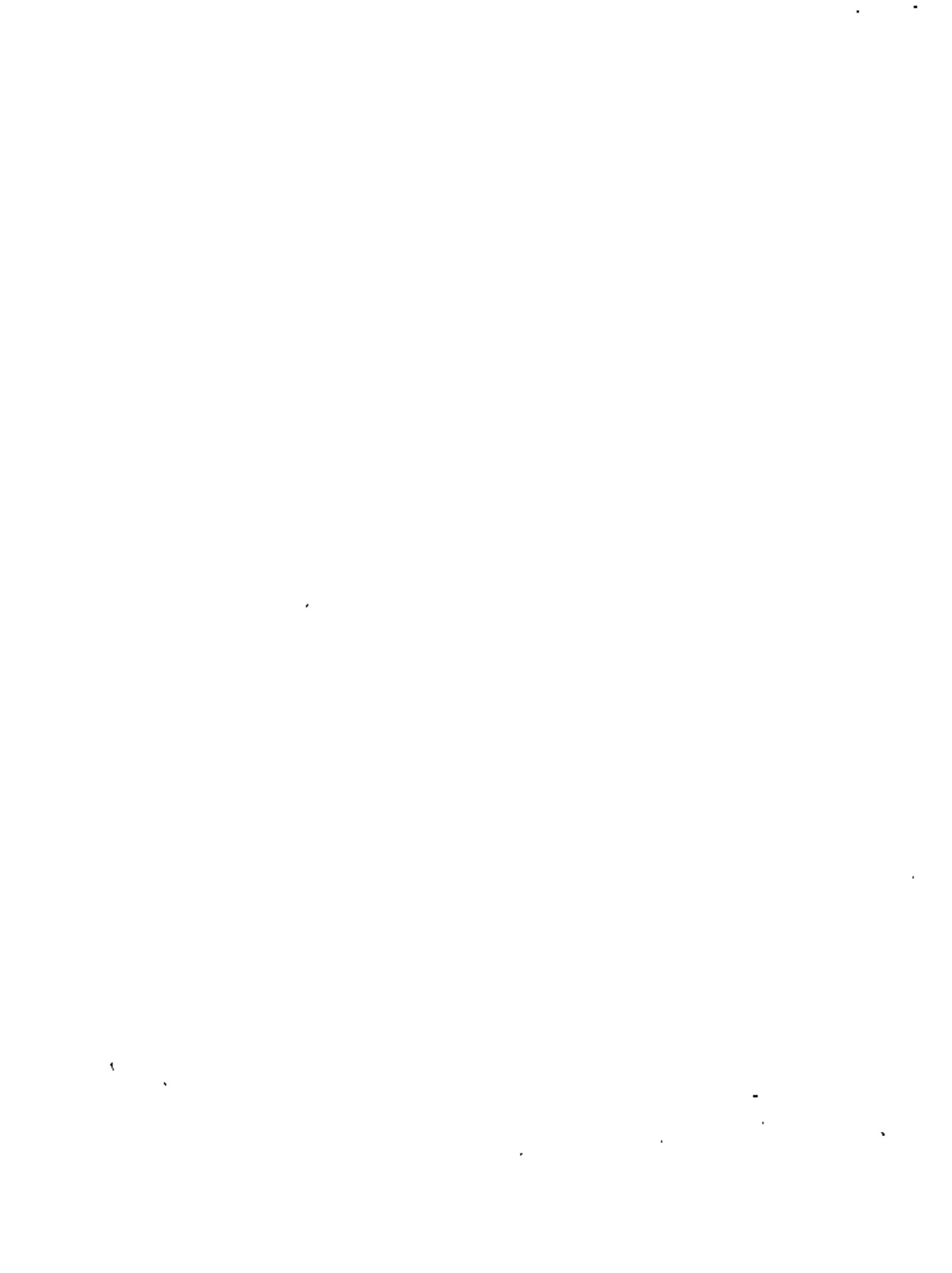


Fig. 2.10 Reducción gradual

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

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



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

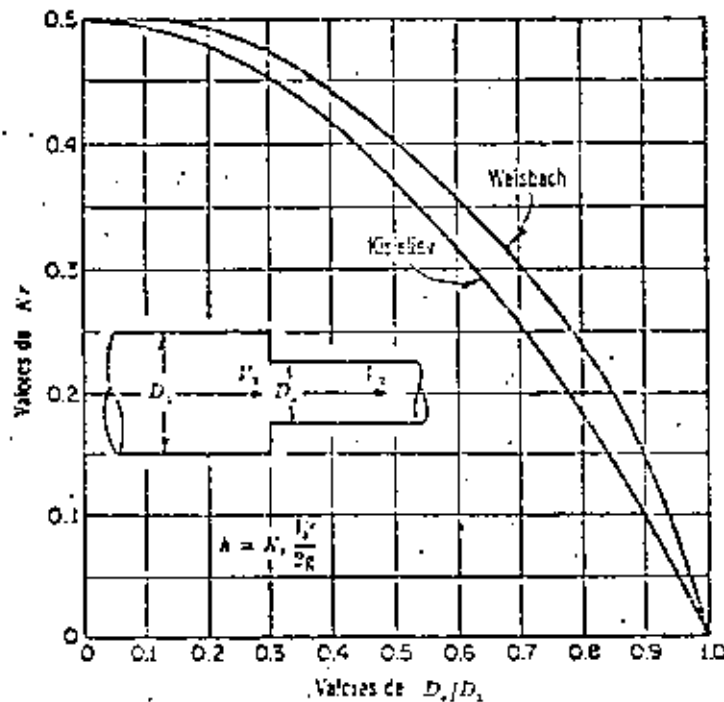
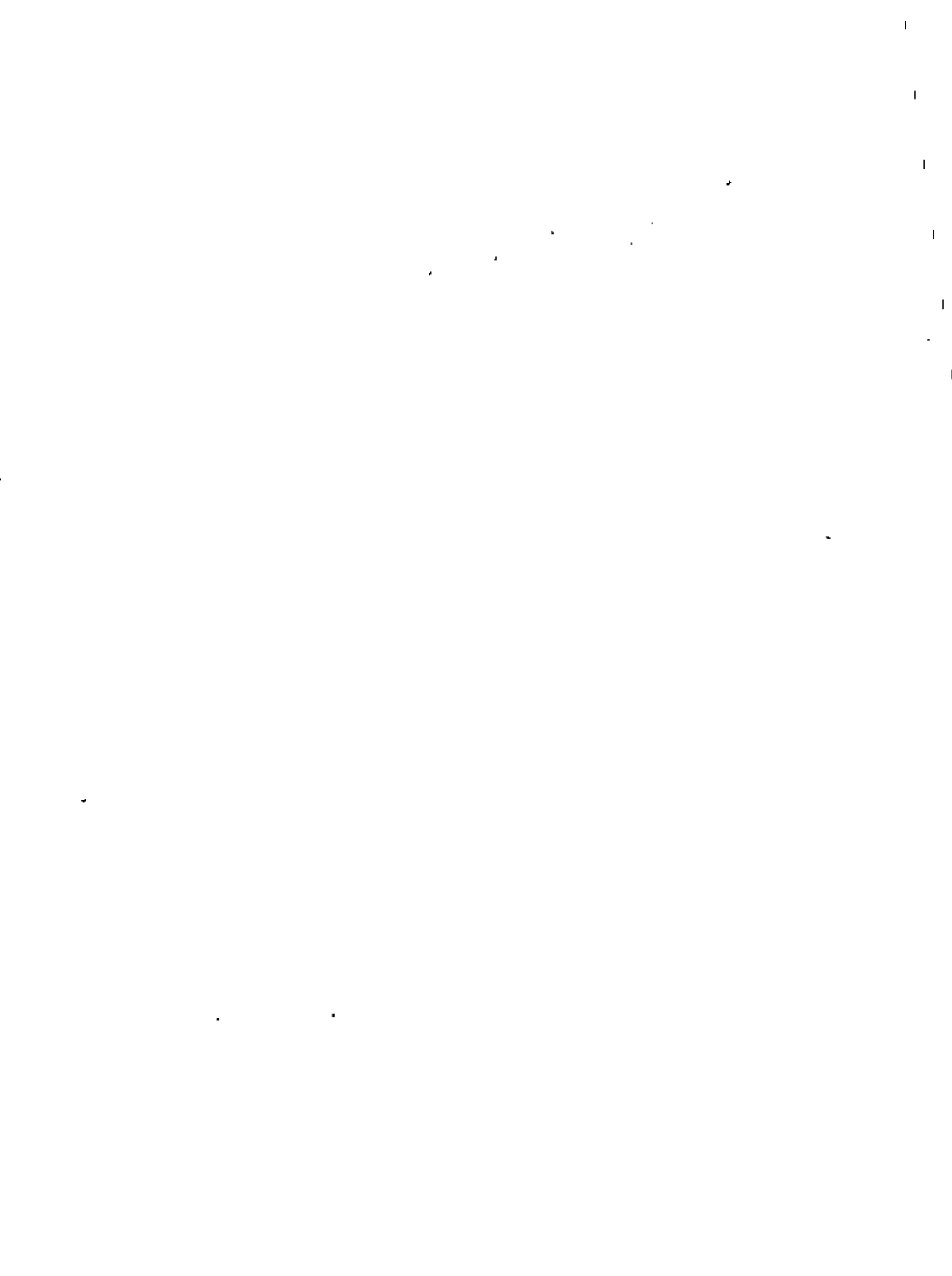


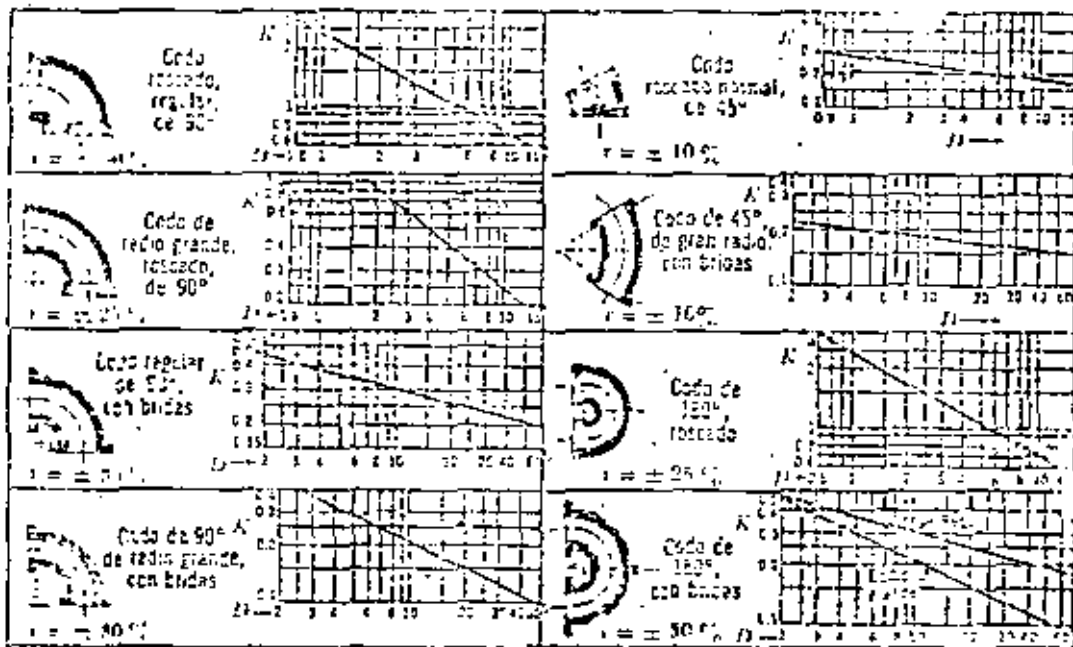
Figura 2.11. Pérdida de energía en una contracción brusca.

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, f es el intervalo aproximado de variación para K .

Figura 2.13 Coeficientes de pérdida para los codos.

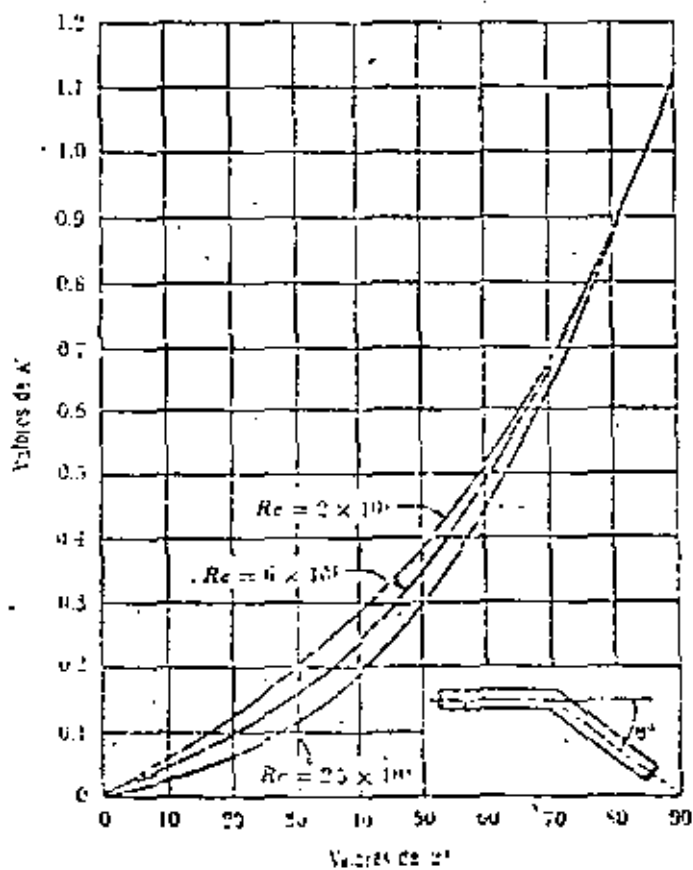


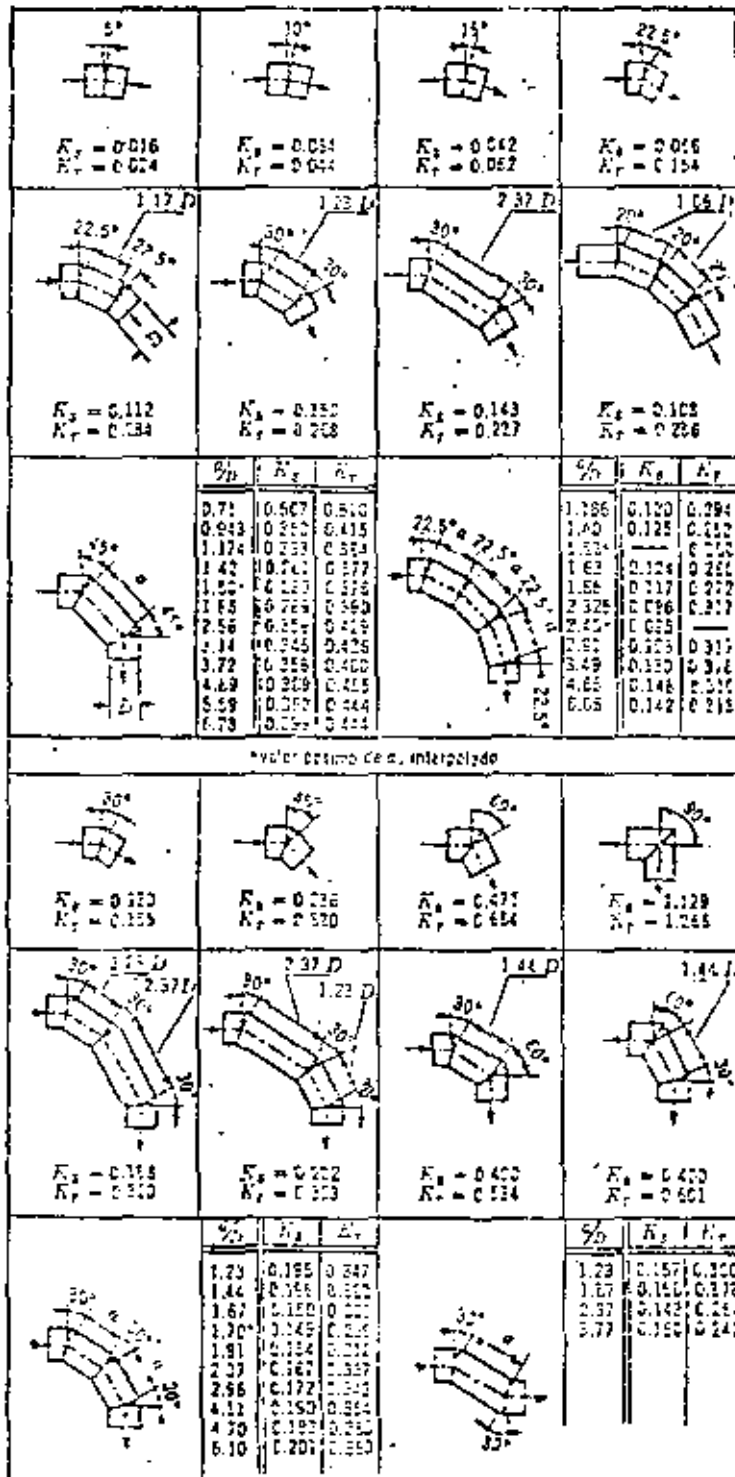
Figura 2.14. Coeficiente de pérdida por codo, K .



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 pocos 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_f = Coeficiente de pérdida para una superficie rugosa, $\frac{e}{D} = 0.0022$.

Figura 2.15. Coeficiente de pérdida para curvas compuestas y número de Reynolds de 2.05×10^5 .

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	0.976
10	0.29	0.85
15	0.75	0.772
20	1.56	0.692
25	3.10	0.613
30	5.17	0.535
35	9.63	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 abertura θ , como se indica en la tabla 2.7.

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

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

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

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

TABLA 2.6. 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	—	—	150	650	—
	0.9	—	—	215	165	—
	0.8	—	—	47	35	23
	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	1.3
	0.4	—	—	1.7	1.3	—
	0.3	—	—	1.05	0.65	—
	0.25	0.33	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	0.53	0.826
15	0.90	0.741
20	1.54	0.658
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	0.084
70	751	0.06
90	∞	0

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

TABLA 2.9. Coeficientes de pérdida para compuertas radiales en una tubería

t/d_0	b/W	K
0.10	0.07	126
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	0.89	0.34
0.95	0.94	0.21
1.00	1.00	0.13

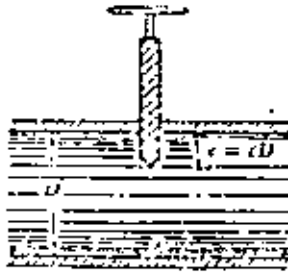


Figura 2.16 Válvula de compuerta.

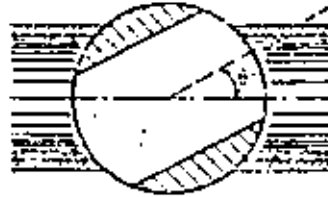


Figura 2.17 Válvula esférica.

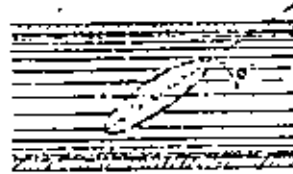


Figura 2.18 Válvula de lenteja/

10 m... p... m...

en una conducción a presión, el coeficiente de pérdida, según Abeljew (Ref. 7), depende de δ/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

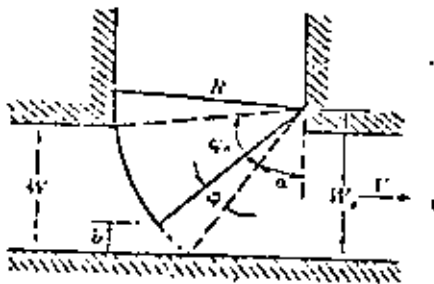


Figura 2.19 Compuerta radial en una tubería.

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

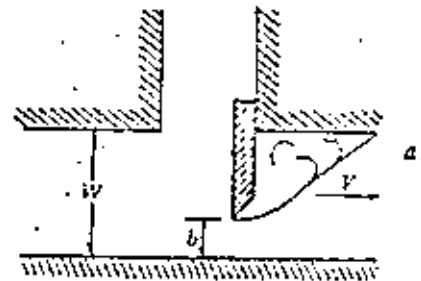


Tabla 2.10 Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

b/W	K canto afilado	K canto redondo
0.1	166.5	—
0.2	41.1	23.2
0.3	17.3	10.8
0.4	8.68	4.95
0.5	4.57	2.7
0.6	2.43	1.49
0.7	1.31	0.96
0.8	0.68	0.58
0.9	0.38	0.36
1	0.3	0.24

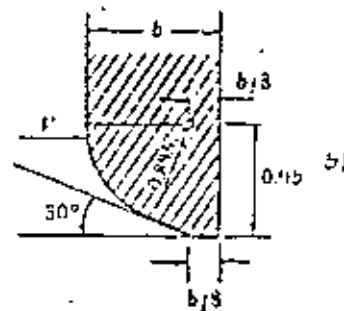


Figura 2.20 Compuertas deslizantes en una tubería.

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



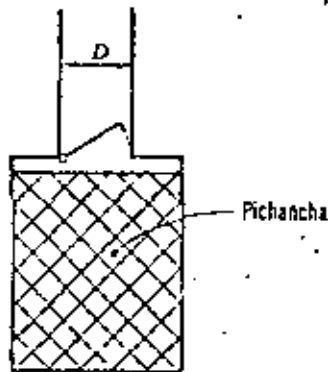


Figura 2.11. Válvula de pie con pichancha abierta.

TABLA 2.11. Coeficientes de pérdida para válvulas de pie con pichancha abierta

D_1 en m	K	D_2 en m	K
0.040	12.9	0.20	5.2
0.050	10.0	0.25	4.4
0.065	8.8	0.30	3.7
0.080	8.0	0.35	3.4
0.100	7.0	0.40	3.1
0.125	6.5	0.45	2.8
0.150	6.0	0.50	2.5

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

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

donde

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

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

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

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

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

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

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

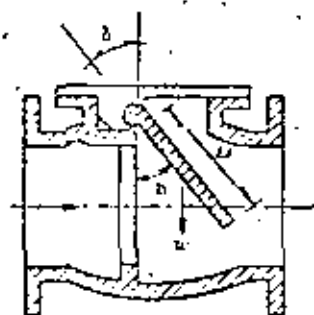


Figura 2.22. Válvula de retención.



2.9.7. Pérdida por salida
Esta pérdida vale:

$$h_s = K \frac{(v_3 - v_2)^2}{2g} \quad (2.20)$$

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

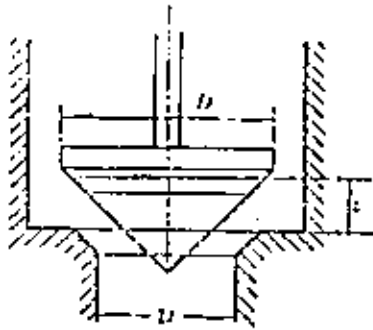


Figura 2.23. Válvula de alivio de forma cónica.

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 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.

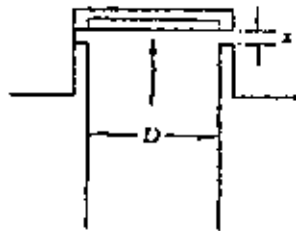


Figura 2.24. Válvula de alivio plana.

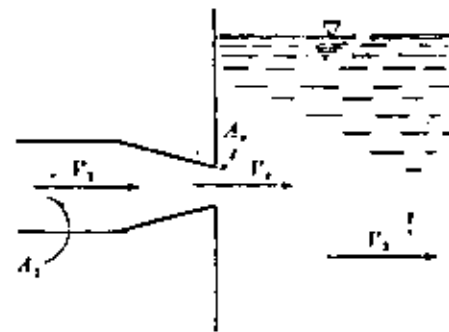


Figura 2.26. Pérdida por salida.

TABLA 2.14. Coeficientes de pérdida por salida

$\frac{A_2}{A_1}$	K
0.1	0.53
0.2	0.84
0.3	0.85
0.4	0.67
0.5	0.83
0.6	0.90
0.7	0.92
0.8	0.94
0.9	0.965
1	1.0



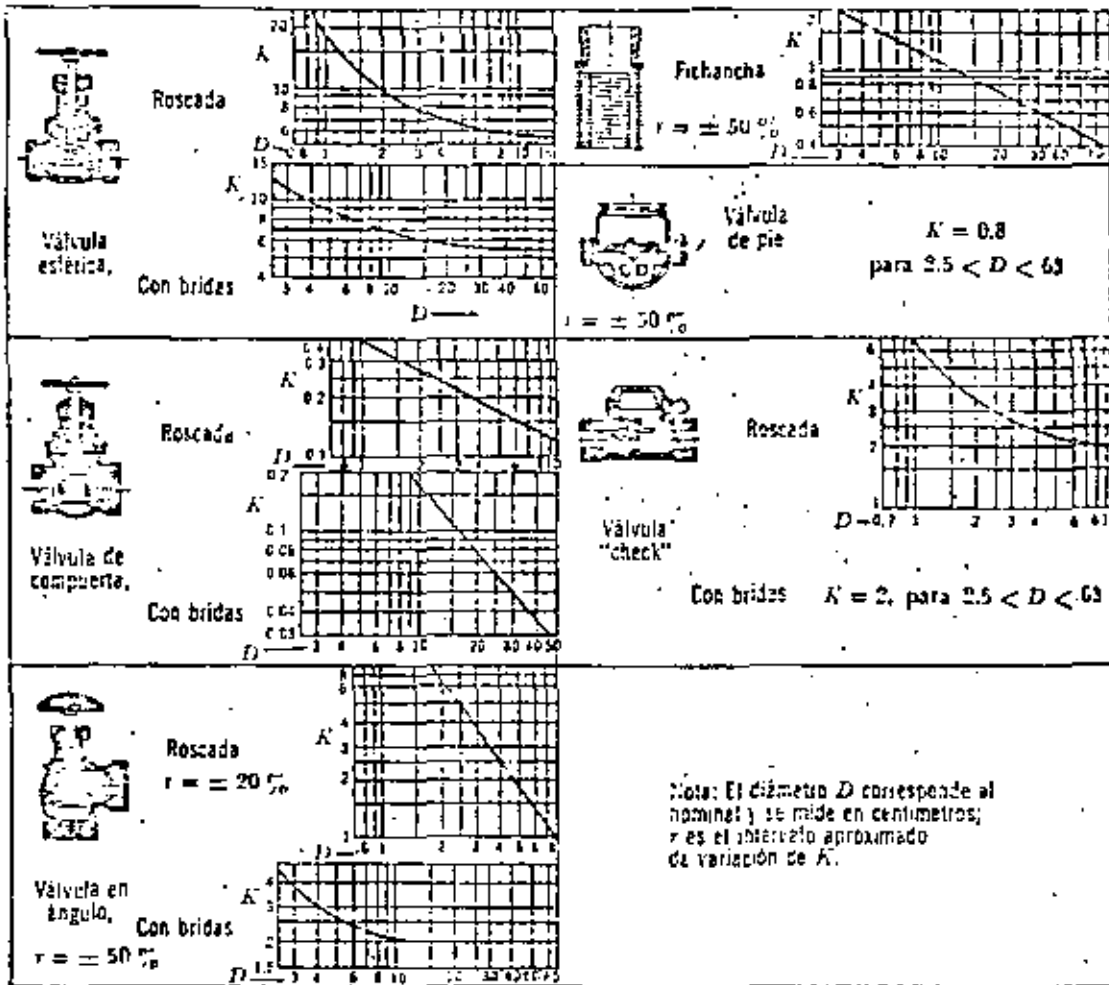


Figura 2.25. Coeficientes de pérdida para válvulas completamente abiertas.



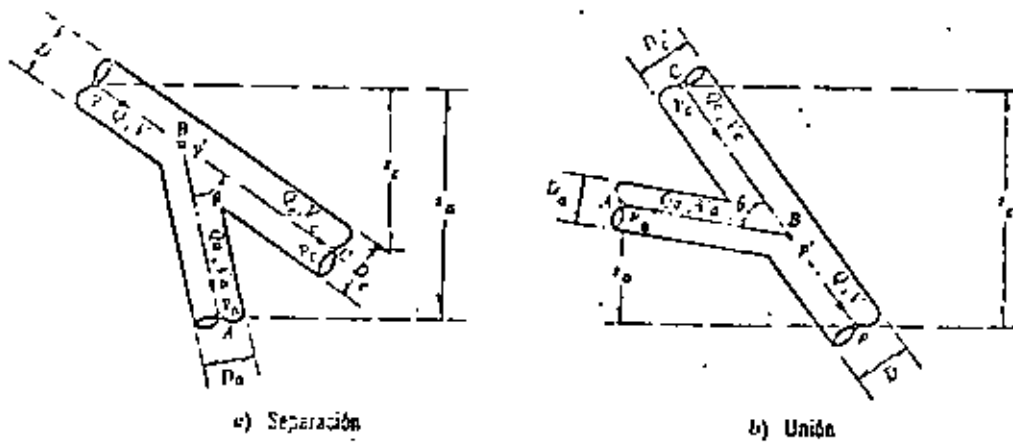


Figura 2.27. Pérdida por bifurcación.

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:

$$z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{V_c^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} + K_s \frac{V_0^2}{2g}$$

o bien:

$$\frac{p_c - p_0}{\gamma} + z_c = \frac{V_c^2}{2g} + (K_s - 1) \frac{V_0^2}{2g}$$

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

$$\frac{p_c - p_a}{\gamma} + z_c = \frac{V_c^2}{2g} + (K_u - 1) \frac{V_0^2}{2g}$$

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

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

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

además, en ambos casos son válidas las siguientes ecuaciones:

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

$$Q = Q_c + Q_a$$

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 Kinnc, obtuvieron los resultados de la tabla 2.15 (Ref. 1).

cientes de pérdida K , para bifurcaciones de diámetro pequeño:

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

Para la bifurcación del tipo 1 (Fig. 2.25a) ($D =$ 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_c	K_d	K_a	K_b	K_c	K_d
0.0	0.95	0.04	0.90	0.04	-1.20	0.04	-0.92	0.04
0.2	0.88	-0.08	0.68	-0.06	-0.40	0.17	-0.38	0.17
0.4	0.89	-0.05	0.50	-0.04	0.08	0.30	0.60	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	0.55	0.48	0.33	0.91	0.50	0.27	-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_1/v	K_a
0.3	90°	1	0.3	0.76
	60°	0.61	0.8	0.59
	45°	0.58	0.9	0.55
0.5	90°	1	0.5	0.74
	60°	0.79	0.8	0.54
	45°	0.75	0.9	0.52
0.7	90°	1	0.7	0.88
	60°	1	0.7	0.52
	45°	1	0.7	0.50

En la Fig. 2.28 se presentan los coefi-

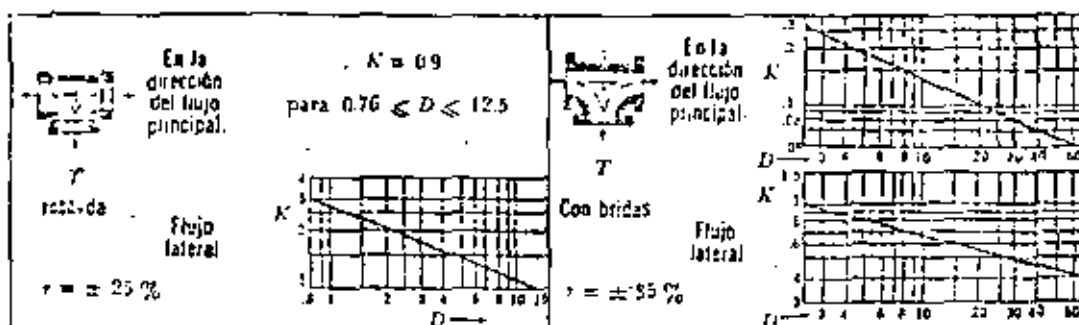
simétrica del gasto ($Q_1/Q = 0.5$), los coeficientes de pérdida definidos en cualquiera de las dos siguientes expresiones:

$$h = K_a \frac{V^2}{2g}; \quad h = K_b' \frac{V_1^2}{2g}$$

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_1/D	Tipo 1			Tipo 2	
	K_a	K_b'	θ	K_a	K_b'
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	2.5
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.

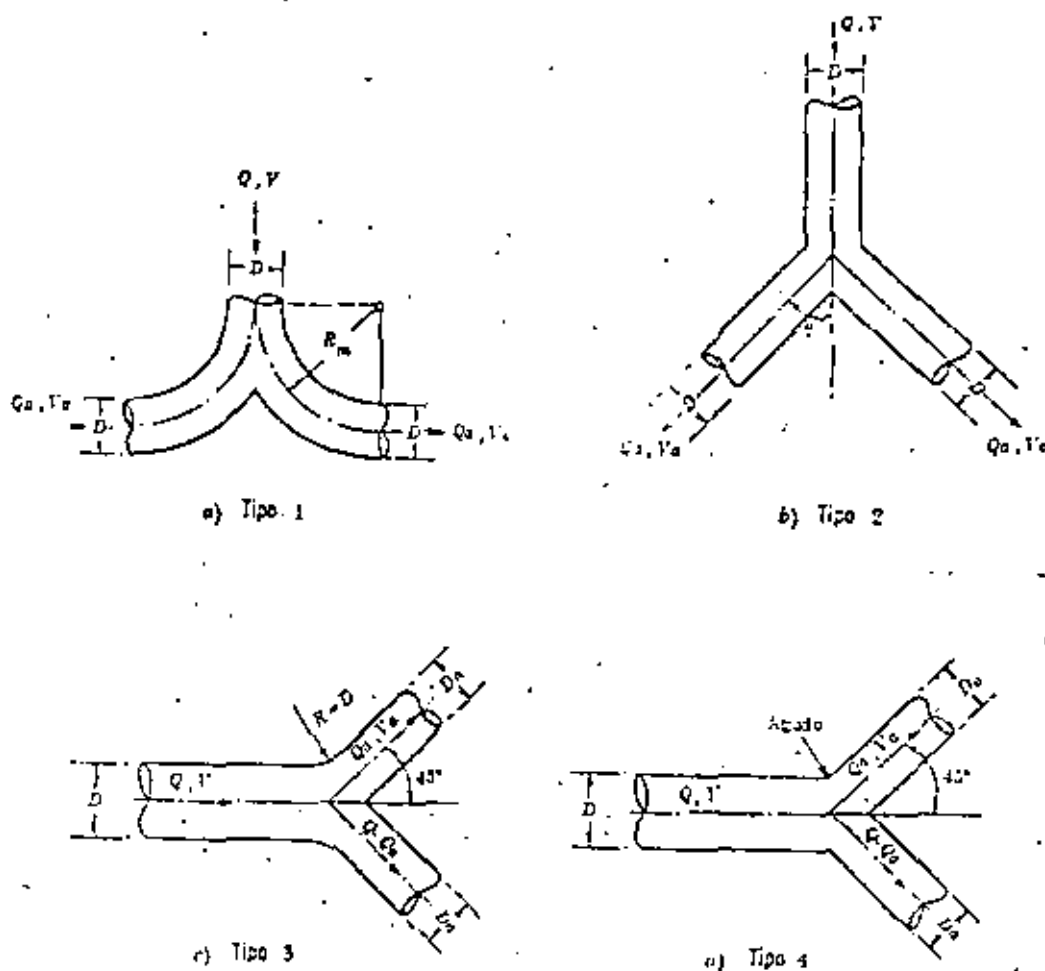


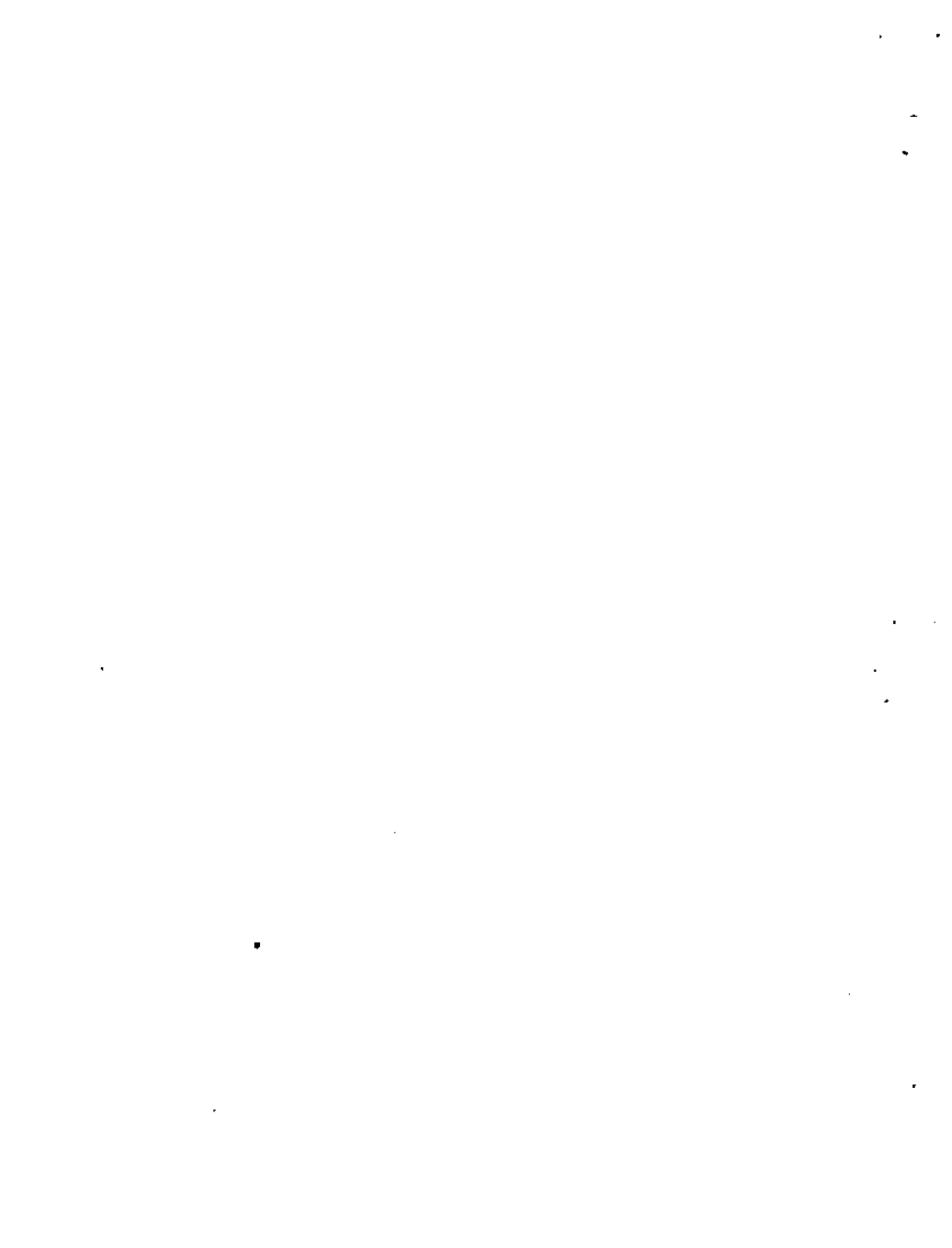
Figura 2.29 Bifurcaciones simétricas.



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_1	Q_2/Q_1	0.5	1.0
			K_{L1}	0.40
1		K_{L2}	1.60	0.30
3	0.707	K_{L1}	0.40	0.85
		K_{L2}	0.40	0.21
1		K_{L1}	0.55	0.50
		K_{L2}	2.20	0.50
4	0.707	K_{L1}	0.75	1.35
		K_{L2}	0.75	0.34



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. 7.26 se muestra el comportamiento de las líneas de energía y gradiente hidráulico, para el tubo que conecta dos recipientes; ambas líneas interpretan el significado físico de los términos en la ecuación de la energía. En la Fig. 7.27 se presenta el sistema alimentado por una bomba.

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

$$Q = A_i V_i$$

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

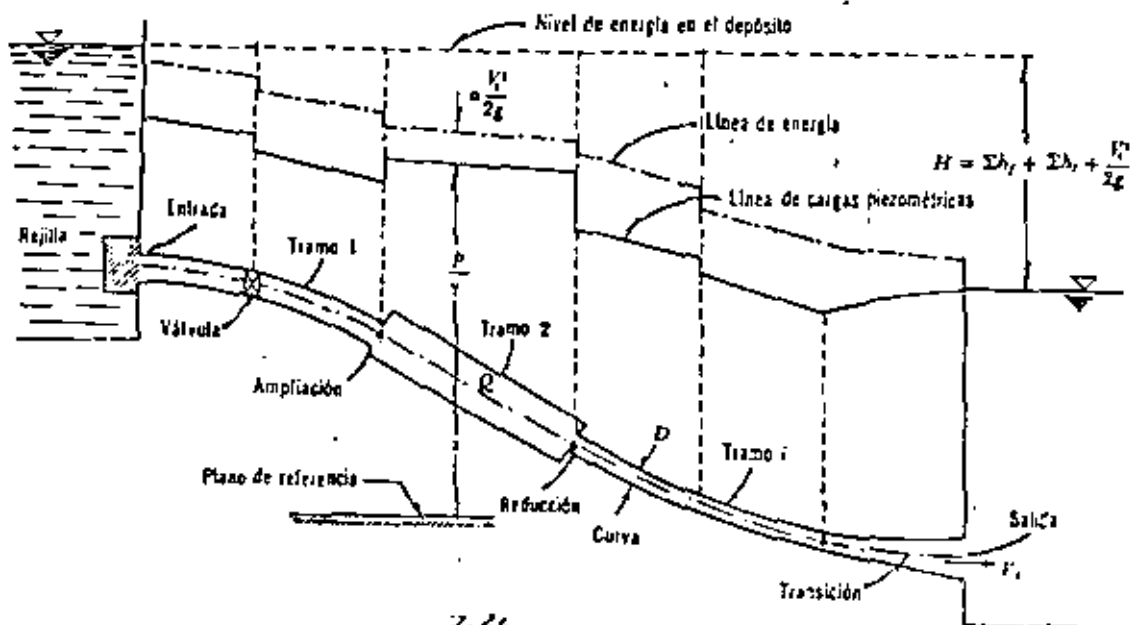
$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_l$$

donde

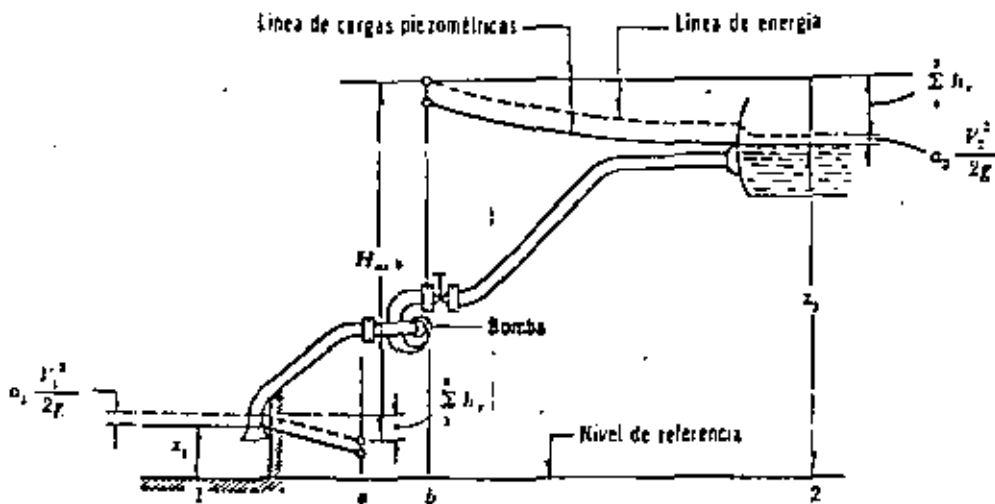
$\sum_1^2 h_f$ = suma de las pérdidas de fricción; h_f , en cada tramo de la sección 1 a la 2;

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

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







2.27

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

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

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 en la sección 2 llegada sea despreciable. De la ecuación de la energía se tiene:

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

$$\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} + \dots$$

en que V_1 es la velocidad en la sección final de la tubería.

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

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

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

$$H = \frac{V_1^2}{2g} \left(1 + \frac{f_1 L_1}{D_1} \frac{A_1^2}{A_2^2} + \frac{f_2 L_2}{D_2} \frac{A_1^2}{A_2^2} + \dots + K_1 \frac{A_1^2}{A_2^2} + K_2 \frac{A_1^2}{A_2^2} + \dots \right)$$

la velocidad en la sección final vale

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

y el gasto:

$$Q = V_2 A_2$$

Puesto que se conoce e/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. (2.27), 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)



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

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

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

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

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

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

también en el número de Reynolds, nos da

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

en el que se conoce a

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

La solución consiste en los siguientes pasos:

- 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.

2.101

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

agua, a 10°C, a un recipiente cuyo nivel se encuentra 10 m arriba del cárcano 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:

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

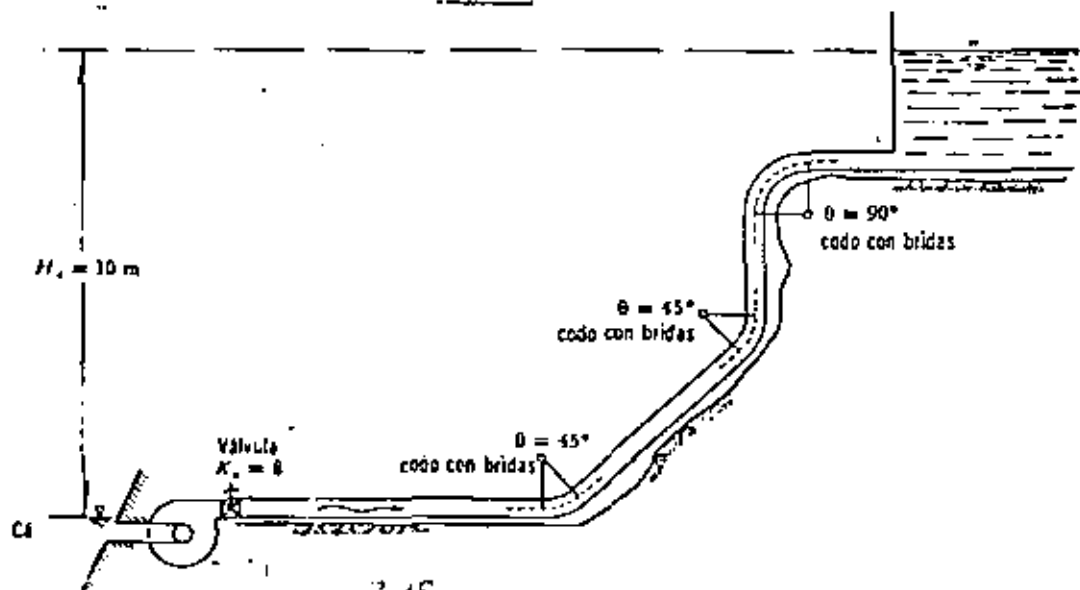
y la carga de bombeo para $Q = 6/60 = 0.1$ m³/seg, la siguiente:

$$H_a = \frac{P}{\gamma Q} = \frac{1,406}{1000 \times 0.1} = 14.06 \text{ m}$$

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

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

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





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

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

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

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

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

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

y para $\epsilon/D = 0.076/25 = 0.003$ del diagrama de Moody, $f = 0.026$, se obtiene: Fig 2.6

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

De la Fig. 2.13 para codos a 45°, $C_c = 0.16$, para 90° $C_c = 0.25$. Por lo cual, $K_c = 2 \times 0.16 + 0.25 = 0.57$. Por tanto, de la Ec. 2.21 y 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:

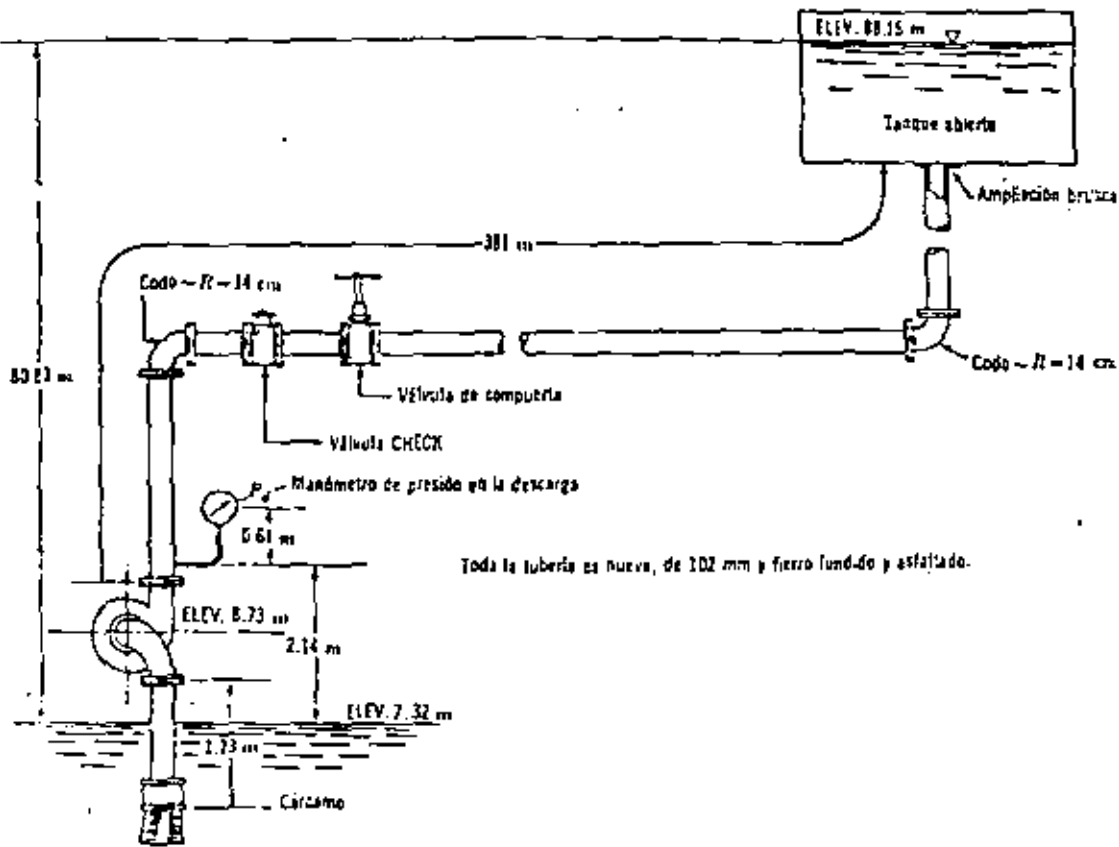
$$Q = 2 \times 0.05065 = 0.102 \text{ m}^3/\text{seg}$$

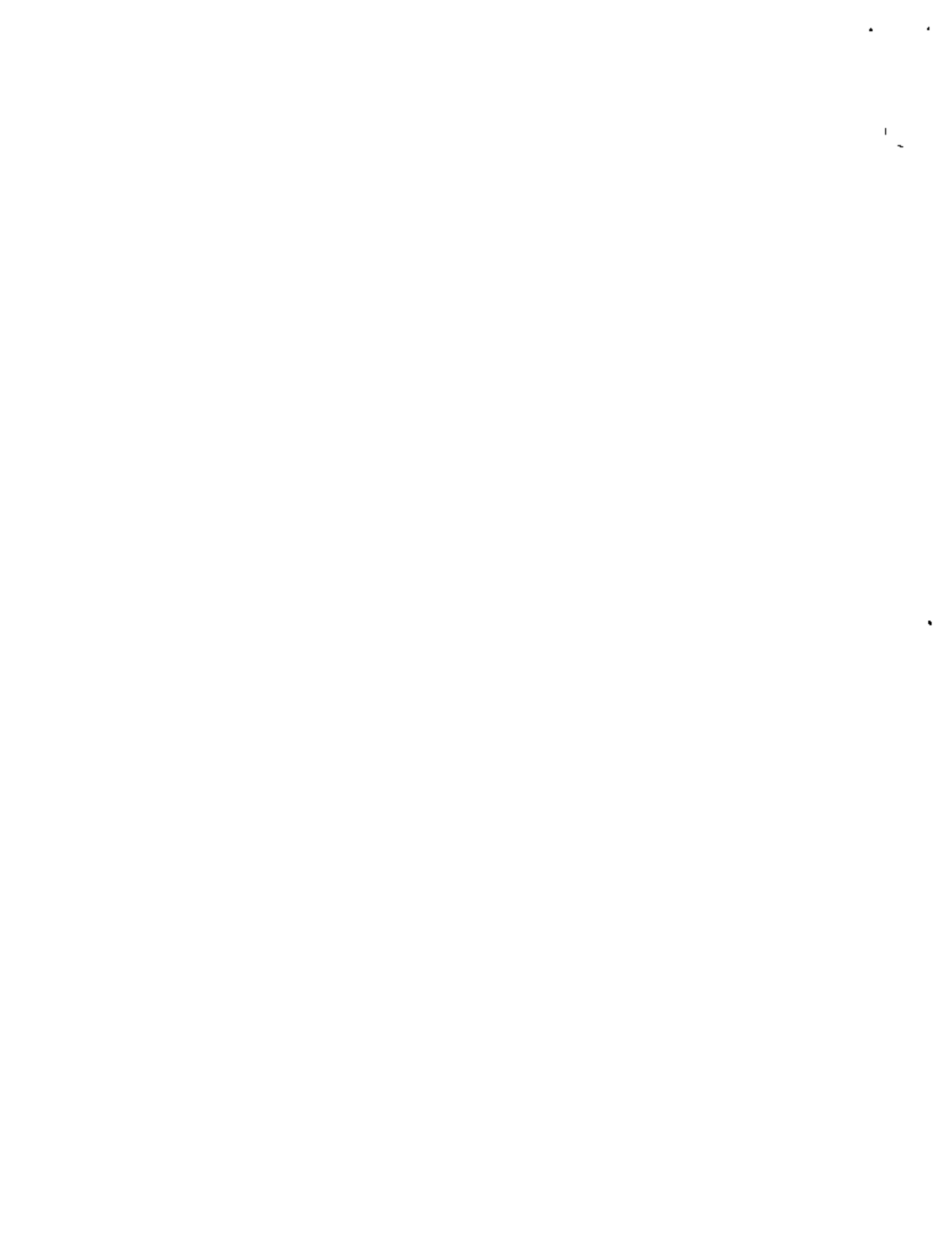
entonces, el diámetro de 254 mm es el adecuado.

2.10.2

Problema Una bomba extrae agua ($v = 0.0112$ cm²/seg) desde un cárcamo y la entrega, a un tanque elevado, por una tubería —de 381 m de longitud y 102 mm de diámetro— de hierro fundido y asfaltado (Fig. 2.14). La tubería de succión es vertical de 1.73 m de longitud y está equipada con una válvula de pie. El tubo de descarga contiene dos codos regulares con bridas $R/D = 1.4$, una válvula *check* y una válvula de compuerta. Determinar la carga de succión h_s (antes de la bomba), la carga de bombeo h_b y la lectura en el manómetro del lado de la descarga P_d , cuando el gasto sea de 757 lt/min. Calcular la potencia en CV, de la bomba si ésta tiene una eficiencia de 80%.

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





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

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

$$R_s = \frac{154.4 \times 10.2}{0.0112} = 1.41 \times 10^6$$

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

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

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

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

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. 2.13 y 2.23.

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

y la pérdida de energía por los accesorios:

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

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

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

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

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

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:

$$V_i = \sqrt{\frac{2g\Delta H}{K_i}}$$

donde:

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

siendo el gasto:

$$Q_i = A_i V_i$$

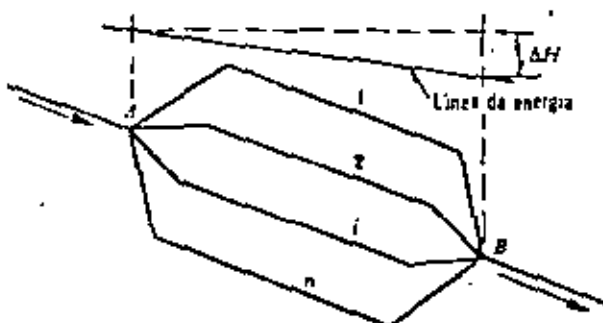


Figura 2.30. Sistema en derivación.

Para el segundo caso, se supone la existencia de una tubería (ficticia) que transporta el gasto total, equivalente a todos los ramales, con una pérdida en la misma de $\Delta H_e = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \Delta H_3 = \Delta H_{7,25}$. Al substituir las Ecs. (2.24) y (2.25) en la de continuidad, obtenemos:

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

y al simplificar, resulta:

$$\frac{D_e^5}{\sqrt{K_e}} = \Sigma_{i=1}^n \frac{D_i^5}{\sqrt{K_i}}$$

o bien:

$$\frac{K_e}{D_e^5} = \left[\frac{1}{\Sigma (D_i^5 / \sqrt{K_i})} \right]^2 \quad (2.26)$$

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

$$\Delta H = K_e \frac{V_e^2}{2g} = \frac{8 K_e}{\pi^2 D_e^5} \frac{Q^2}{g}$$

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\left[\pi \Sigma_{i=1}^n (D_i^5 / \sqrt{K_i}) \right]^2} \frac{Q^2}{g} \quad (2.27)$$

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

Redes abiertas

2.12

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

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

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

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

donde z_j es el nivel de la superficie libre del agua si el tubo descarga a un recipiente o bien, el nivel del centro de gravedad de la sección final, si el tubo descarga a la atmósfera; el subíndice j corresponde a las características hidráulicas en el punto j . El término $\Sigma_{i=1}^j h$ es la suma de las pérdidas de energía de los tubos que se encuentran en el recorrido, desde el punto 1 hasta el extremo j ; toma signo positivo para h en aquellos elementos en que la dirección del gasto coincide con la dirección del recorrido y negativo en caso contrario.

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

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

y de acuerdo con la dirección supuesta de los gastos en la Fig. 2.28, para el extremo 13, se obtiene:

$$z_1 - \left(z_{13} + \frac{V_{13}^2}{2g} \right) = h_{12} - h_{23} - h_{313}$$

Problema 2.23. En la Fig. 2.29 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_B = 25$ lt/seg, $Q_C = 30$ lt/seg, hacia los tanques C y D respectivamente y que $Q_2 = 11$ lt/seg desde la bomba. Determinar los diámetros D_1 , D_2 y D_3 necesarios para que se



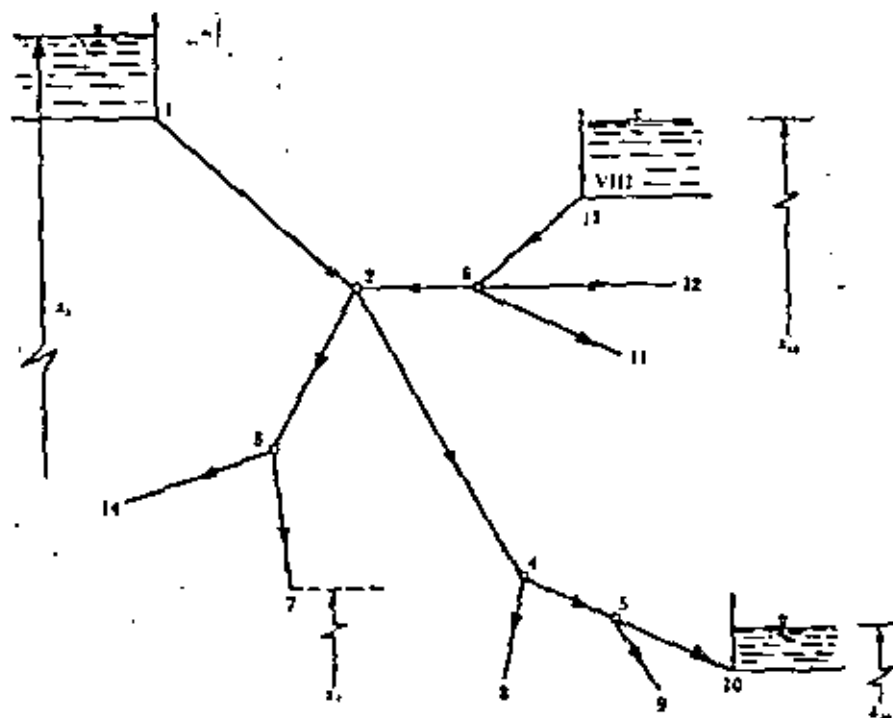


Figura 2.31. Ejemplo de red abierta.

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

Solución. La carga producida por la bomba es

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

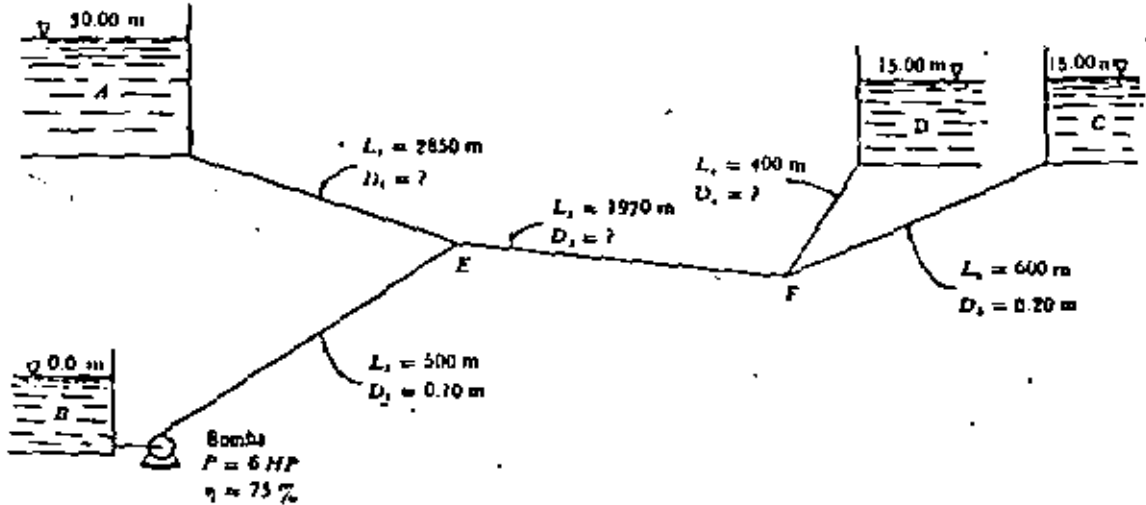


Figura 2.32. Red abierta del...



$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_1^4}$$

$$V_2 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg.}$$

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

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:

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

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

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

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

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

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

La ecuación de energía entre A y E, es:

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

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

La ecuación de energía entre E y F, será:

$$3.4 = 16.389 + 0.014 \frac{1970}{D_1} \frac{0.00025}{D_1^4}$$

$$D_1 = \sqrt[6]{\frac{0.0069}{7.011}} = \sqrt[6]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

2.13 Fuerza producida por un cambio de dirección

~~El cambio en la cantidad de movimiento~~. 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.

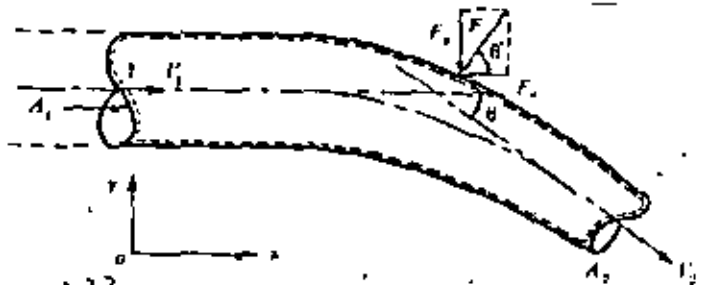


Figura 4-33. Fuerzas en un cambio de dirección y de sección.

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:

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

Pero, de la ecuación de continuidad, resulta:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Por ejemplo, el tramo de tubería de la Fig. 10.13 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:

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

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

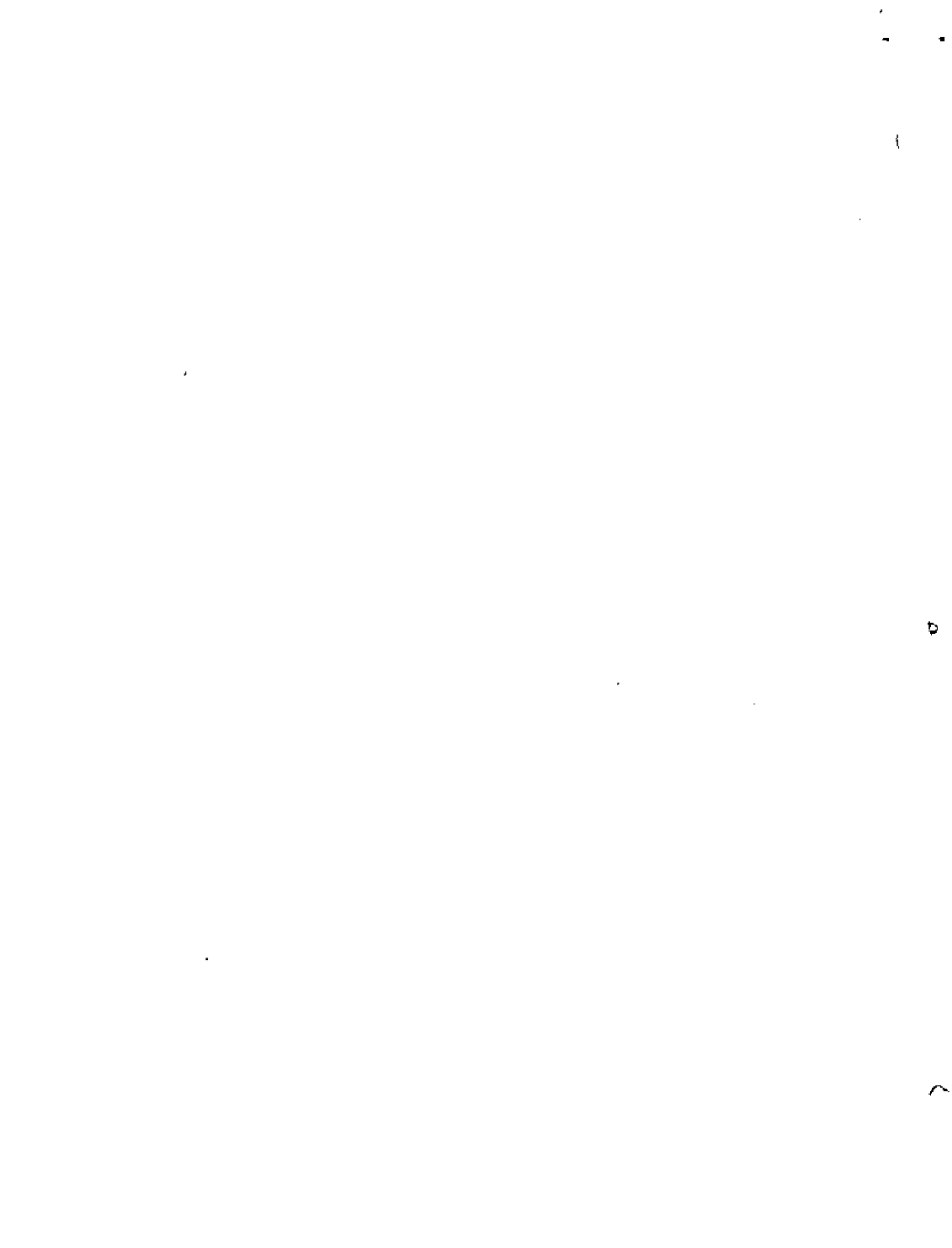
Aplicando la ecuación de Bernoulli, entre las secciones 1 y 2, resulta que

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

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

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

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



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 superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

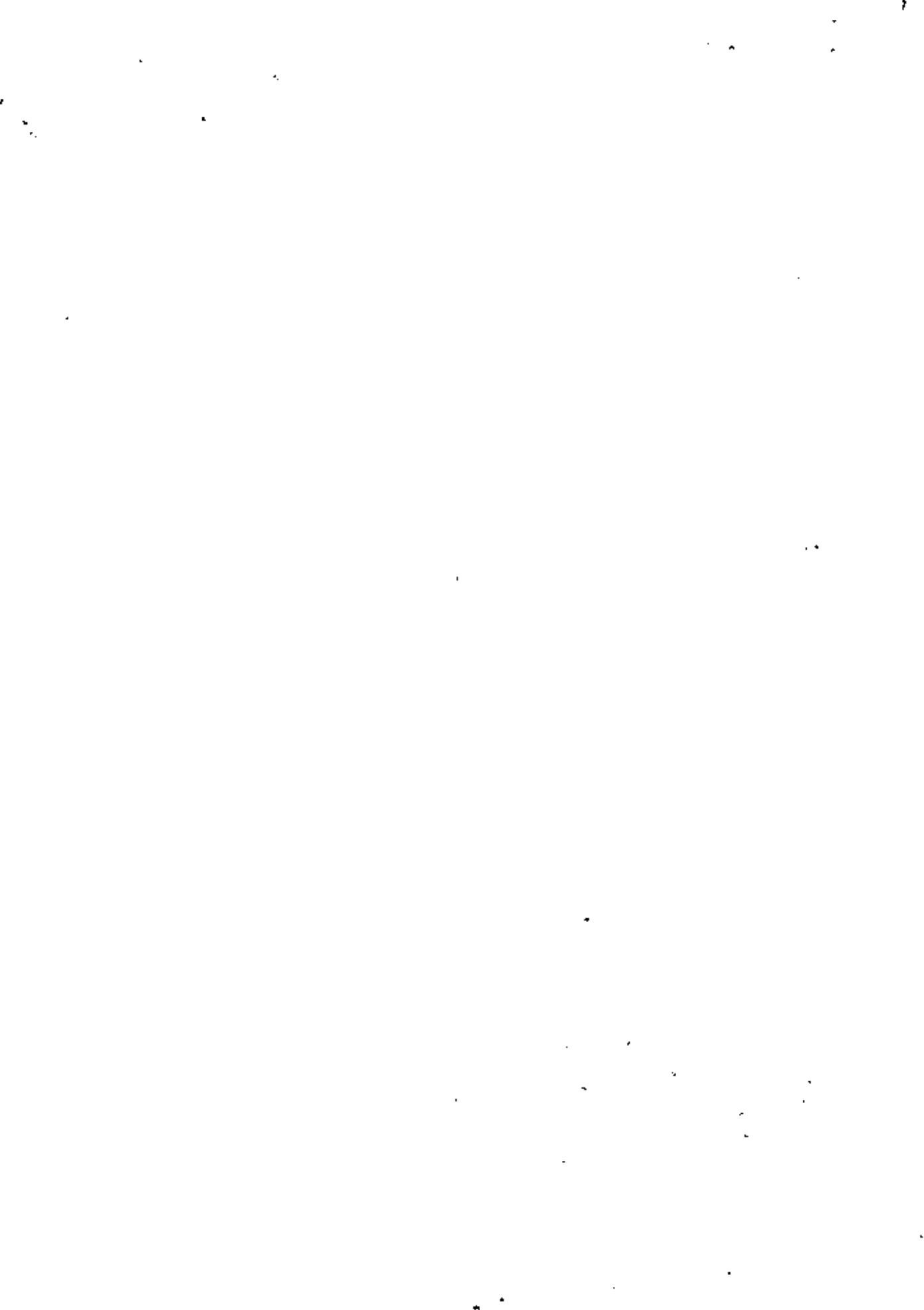
BOMBAS

Y

SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA
Consultor en Bombas y Sistemas de
Abastecimiento de Agua; Profesor del
Centro de Educación Continua de la
División de Estudios Superiores de
la Facultad de Ingeniería, U.N.A.M.

junio, julio, 1979



TIPOS DE BOMBAS



hydraulic institute standards
for centrifugal, rotary & reciprocating pumps

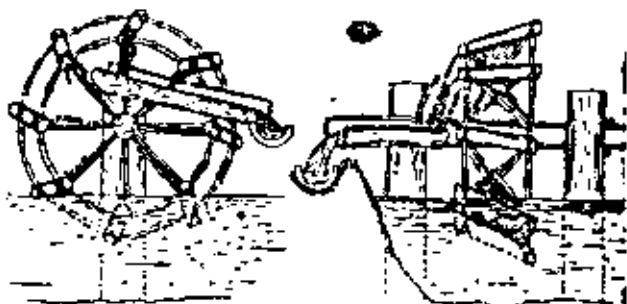
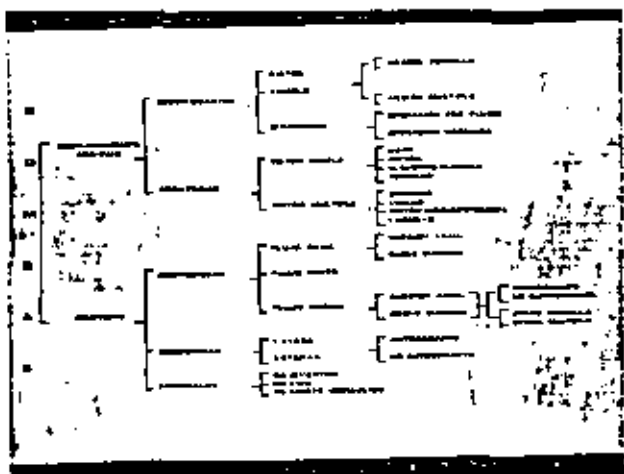


Figure 1. The Chinese Water

Another outstanding example of ancient pumping engineering is found in Joseph's well at Cairo (Fig. 2), believed to have been dug in about 2000 B.C. This well was formed in two offset stages and had a total depth of 226 feet. The upper shaft was 18 by 24 feet and the lower was slightly smaller. Two

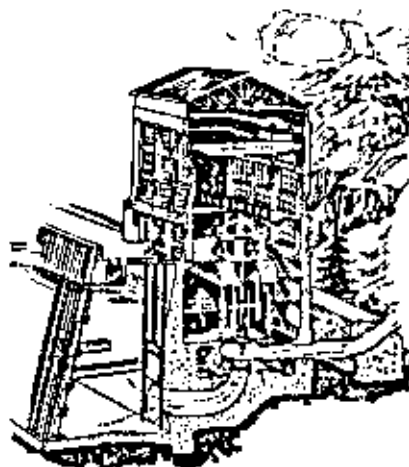
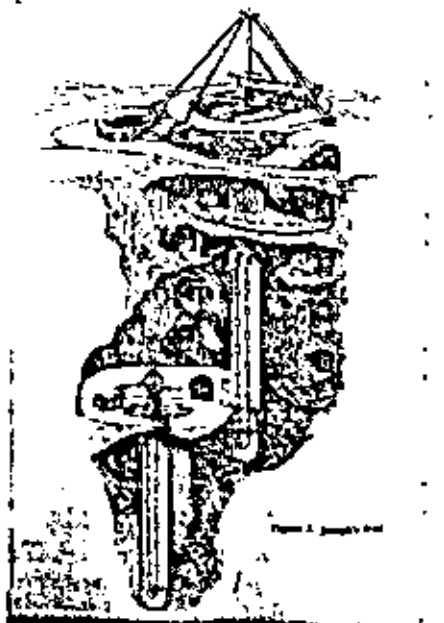


Figure 3. Centrifugal Pump, Illustrated in the Hydraulic Institute Catalog



reciprocating pumps

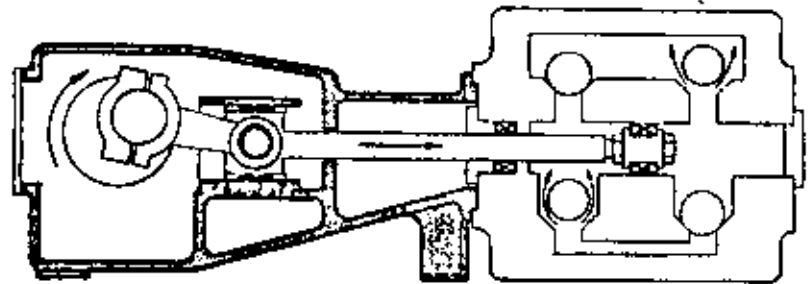


Fig. 3 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING PISTON POWER PUMP

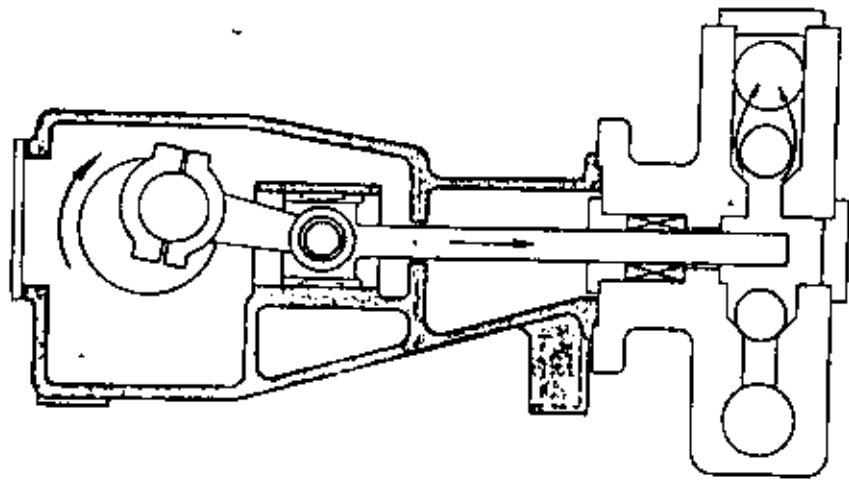


Fig. 4 HORIZONTAL SINGLE-ACTING PLUNGER POWER PUMP

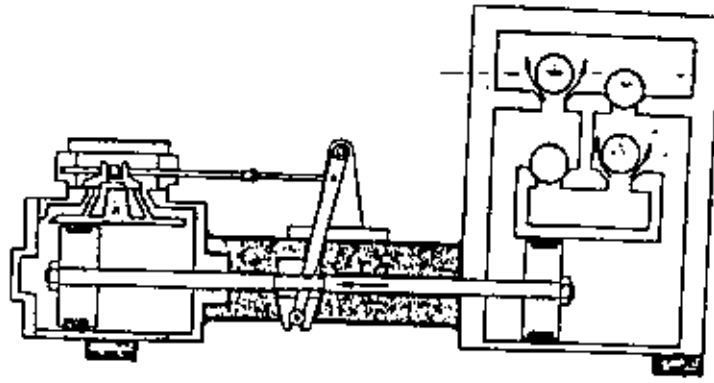


Fig. 2 HORIZONTAL DOUBLE-ACTING STEAM PUMP

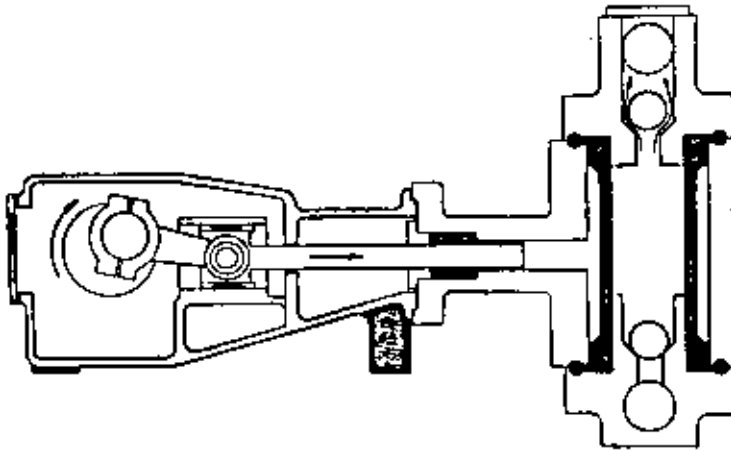


Fig. 7 HORIZONTAL SINGLE-ACTING CYLINDRICAL DIAPHRAGM PUMP

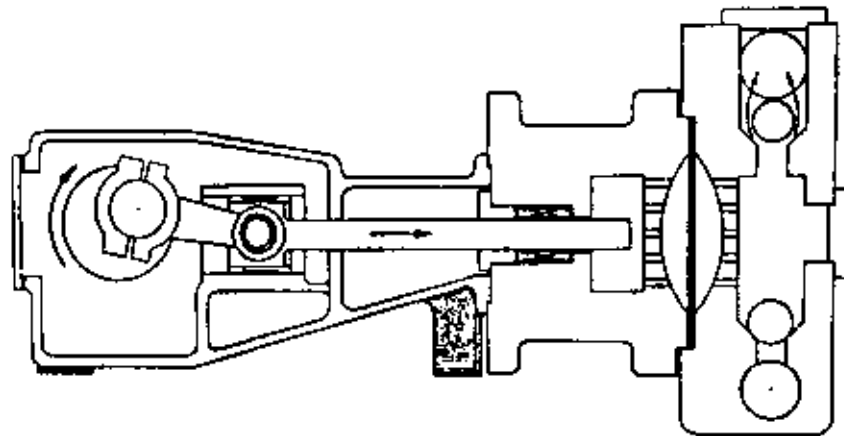


Fig. 6 HORIZONTAL SINGLE-ACTING FLAT DIAPHRAGM PUMP

APLICACIONES DE BOMBAS RECIPROCANTES

TIPO DE BOMBA	INDUSTRIA	SERVICIO O LIQUIDO
MEDICION, EMBOLO	QUIMICA PETROLEO	LIQUIDOS CORROSIVOS O NO CORROSIVOS
MEDICION, DIAFRAGMA		LIQUIDOS
✓ VAPOR	FERTILIZANTES Y FUNDICIONES	LIQUIDOS CORROSIVOS
✓ POTENCIA, EMBOLO	FABRICA DE PAPEL, PLANTAS DE HULE, CERVECERIAS, ENVASADORAS, LECHERIAS, FABRICAS DE PINTURA, Y BARNIZ, PLANTAS FARMACEUTICAS	
✓ POTENCIA, EMBOLO	FABRICA DE FERTILIZANTES	AMONIACO LIQUIDO Y CARBAMATO DE UREA, PRESIONES Y TEMPERATURAS BAJAS MEDIAS Y ALTAS
POTENCIA, EMBOLO POTENCIA, PISTON VAPOR	REFINADO Y TRANSPORTE, TERRESTRE Y MARINO DE PETROLEO	ACEITE LIGERO, LPG, HIDROCARBONOS. PRESIONES Y TEMPERATURAS BAJAS MEDIAS Y ALTAS
POTENCIA	MINERIA	DESAGUADO DE MINAS MINERIA HIDRAULICA
VAPOR	PLANTAS DE FUERZA A VAPOR, ESTACIONARIAS O MARINAS	ALIMENTACION DE CALDERAS POZO CALIENTE, ETC. LIMPIEZA DE TUBO EMPACADO

APLICACIONES DE BOMBAS RECIPROCANTES

TIPO DE BOMBA	INDUSTRIA	SERVICIO O LIQUIDO
POTENCIA, EMBOLO	PLANTAS DE ACERO	DESESCAMADO A PRESION, BALANCEO DE RODILLOS CIZALLAS HIDRAULICAS, ELEVACION DE RODILLOS DISPOSICION DE BASURA PRENSAS HIDRAULICAS, PRUEBAS HIDROSTATICAS
	PLANTAS DE ALUMINIO, FABRICAS DE TUBOS	PRESION HIDRAULICA PARA OPERAR MOLDES DE LLANTAS, LIMPIADORES DE PLOMO, PRENSAS PARA PLANCHAS DE FIBRA, DESCORTEZADORAS DE TRONCOS
	PLANTAS DE HULE, PLANCHAS DE FIBRA FABRICAS DE PAPEL	PRESIONES MEDIAS Y ALTAS, SALMUERAS DE CAMPOS, PETROLEOS, AGUA DE MAR, AGUA DE MANANTIAL, INYECCION A CALDERAS
	PETROLEO: RECUPERACION SECUNDARIA Y EXTRACCION	PRESION MEDIA, AMINOS Y GLYCOLES FRIOS Y CALIENTES
	SECADO Y REFINADO DE GAS NATURAL	AGUA CALIENTE Y FRIA FRESCA O JABONOSA. PRESION MEDIA Y BAJA
	LAVADO Y LIMPIEZA DE AUTOMOVILES, CAMIONES Y AVIONES	HOMOGENEIZADO DE LECHE

B O M B A S

Y

SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

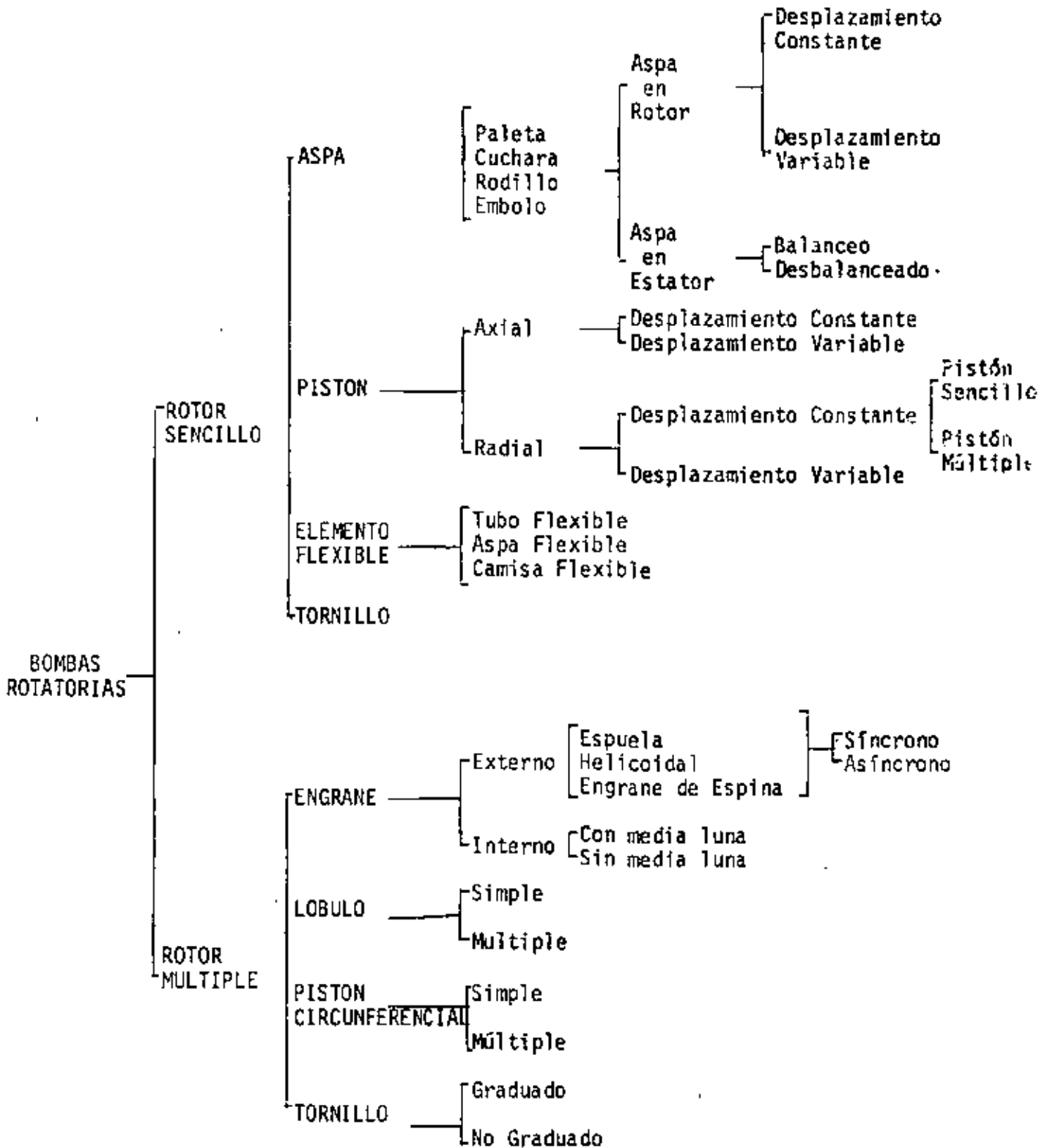
Por

Carlos Farfas de la Garza

III

BOMBAS ROTATORIAS

CLASIFICACION



III

BOMBAS ROTATORIAS

La Bomba Rotatoria es una bomba de desplazamiento positivo que consiste de una cámara que contiene engranes, levas, tornillos, paletas, émbolos, u otros elementos semejantes, activados por una rotación relativa de la flecha de mando en la carcaza y no tiene válvulas separadas de admisión y descarga. Estas bombas se caracterizan por las tolerancias tan reducidas entre sus partes.

Las bombas descritas en esta sección se dividen en dos clases generales.

De un sólo rotor, aquellas en las que los elementos giratorios de la bomba operan alrededor de un sólo eje.

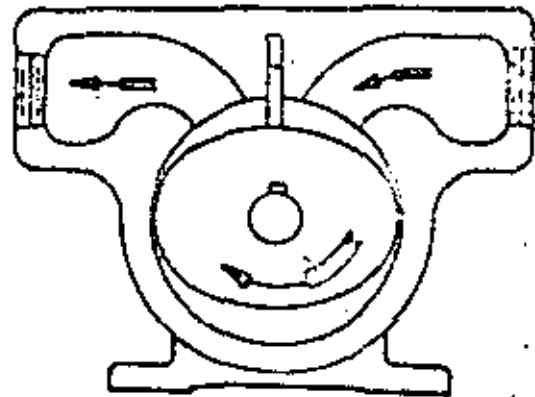
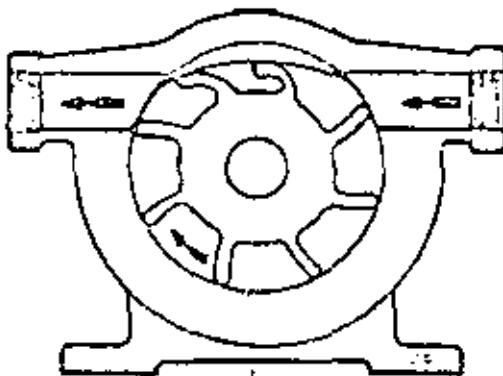
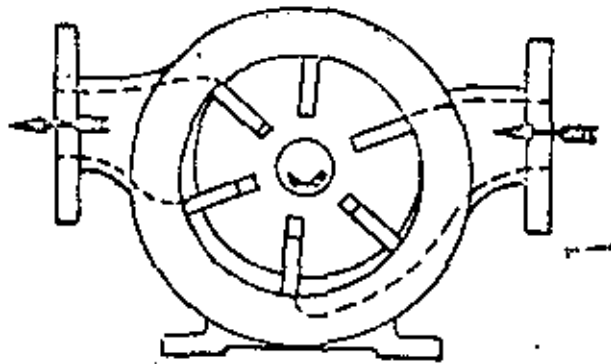
De rotor múltiple, las bombas en las que los elementos rotatorios operan alrededor de dos o más ejes.

TIPOS BASICOS

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

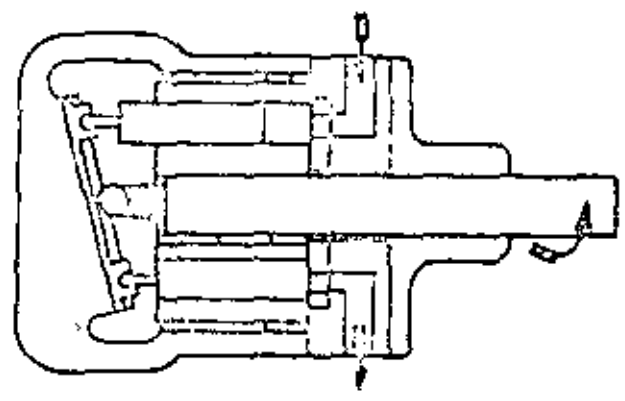


B.- BOMBAS DE PISTON AXIAL

En estas bombas el liquido es succionado y descargado por medio de pistones que operan en forma reciprocante dentro de cilindros con la acción de valvuleo obtenida por la rotación de los pistones y de los cilindros con relación a los puntos de admisión y descarga.

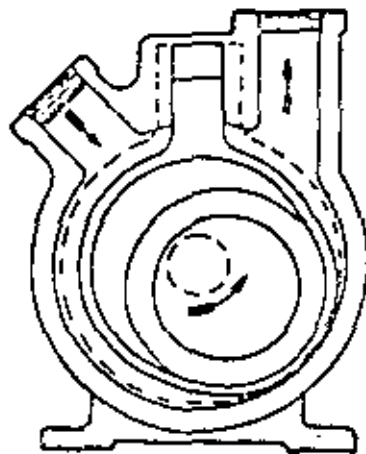
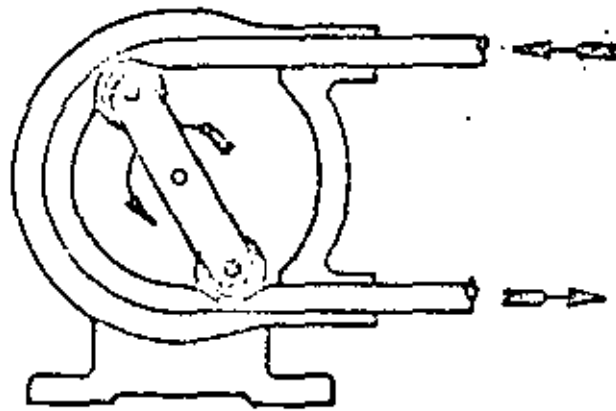
Los cilindros pueden estar situados ya sea, axial o radialmente, y dispuestos ya sea para desplazamiento constante o variable

Las unidades de desplazamiento variable son siempre de pistón múltiple; mientras que las de desplazamiento constante son del tipo radial ya sea de pistón único o múltiple.



C.- BOMBAS DE ELEMENTO FLEXIBLE.

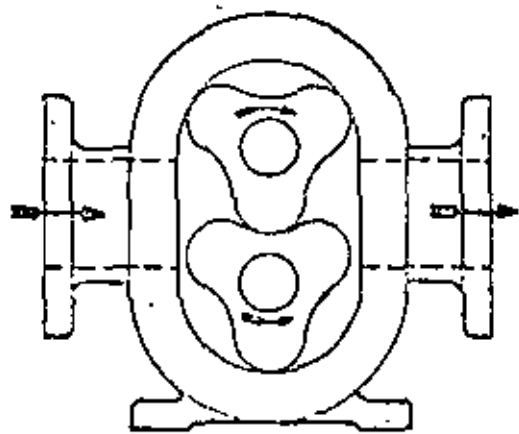
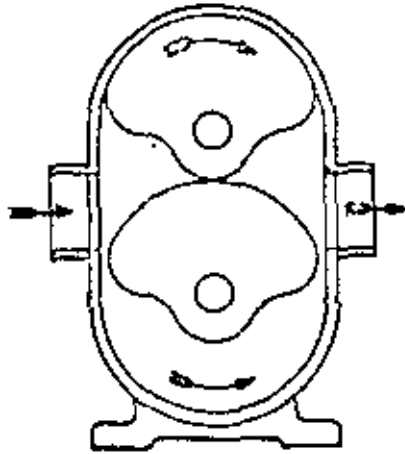
En este tipo de Bombas Rotatorias, tanto el bombeo, como la acción de sellado, depende de la elasticidad de los elementos flexibles. El elemento flexible puede ser un tubo, un aspa o una camisa.



D.- BOMBAS DE 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.

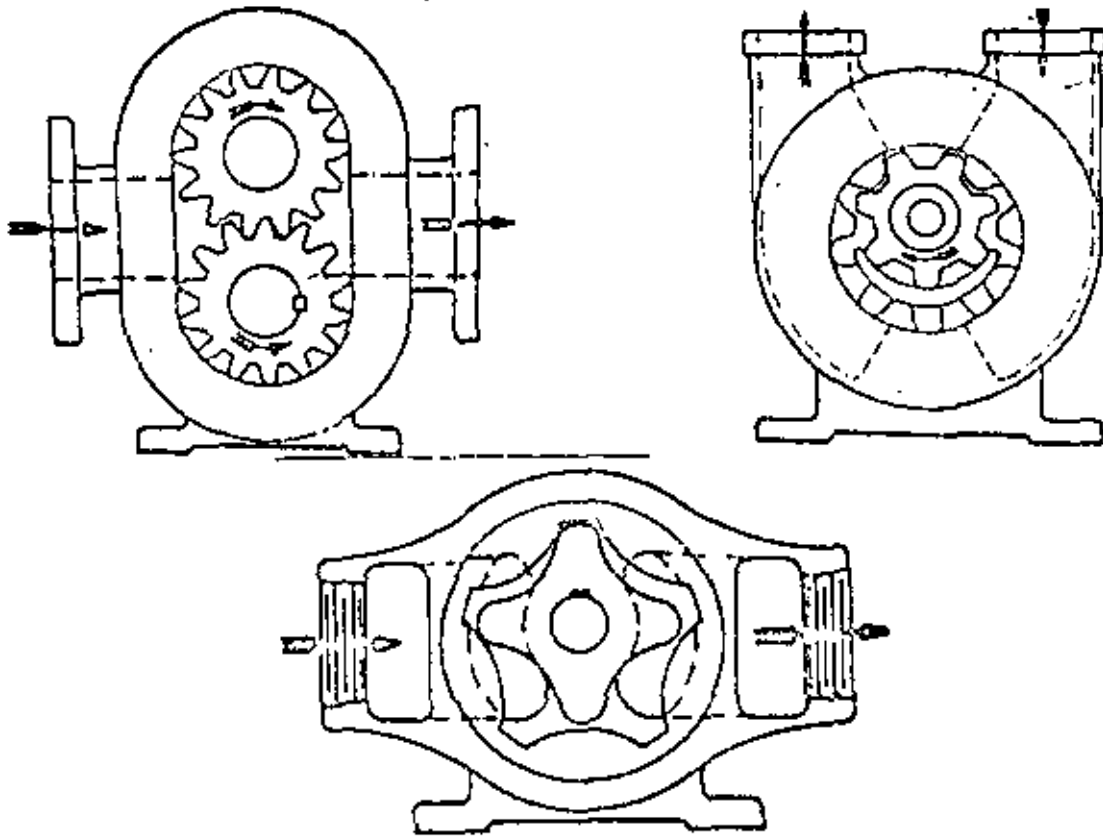


E.- BOMBAS DE ENGRANES

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.

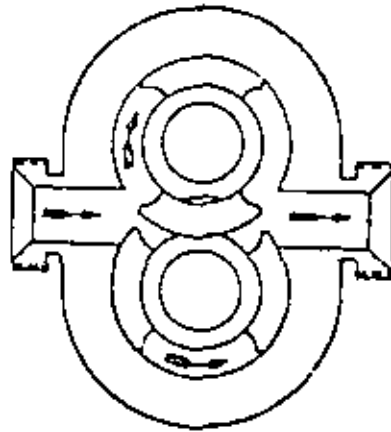


F.- BOMBAS DE PISTON CIRCUNFERENCIAL

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.

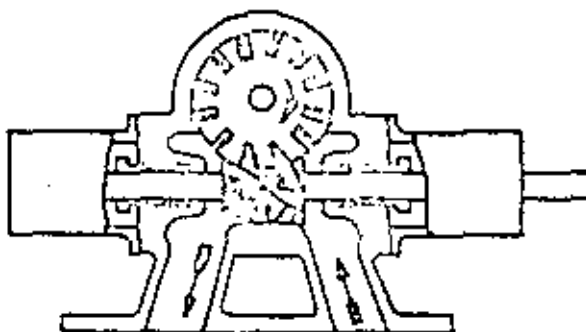
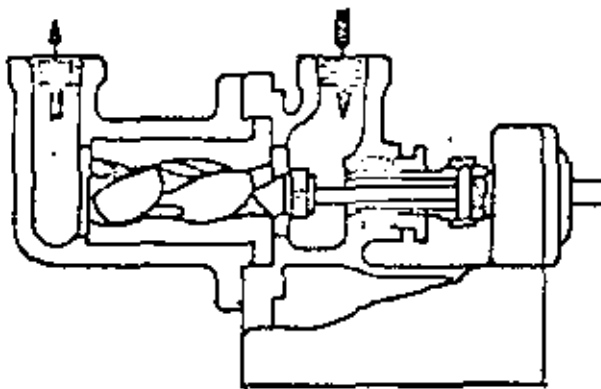
Las bombas de pistón circunferencial interno no requieren sincronización, y cada rotor puede tener uno o más pistones.



6.- BOMBAS DE TORNILLO SIMPLE

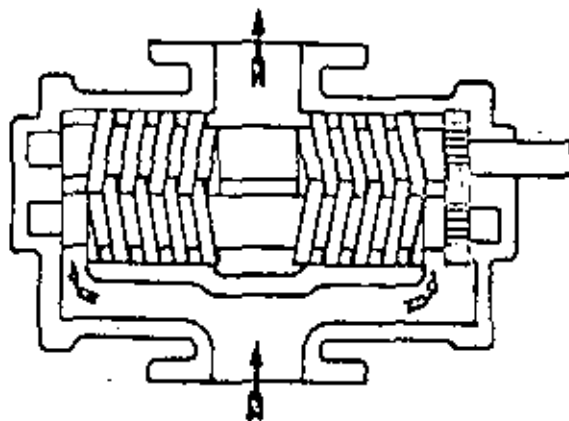
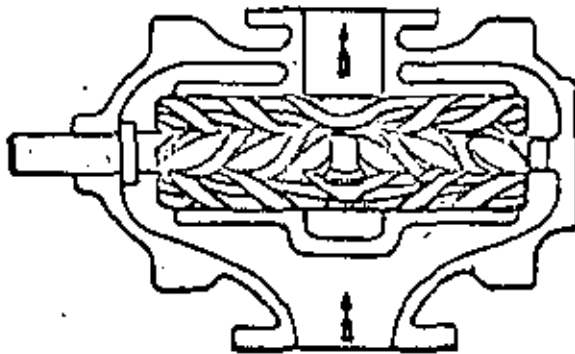
La bomba ilustrada en la primera figura opera llevando el fluido entre las cuerdas del tornillos y lo desplaza en forma axial al entrar en contacto esta cuerda con las cuerdas internas del estator, siendo las cuerdas del rotor excéntricas con relación al eje de rotación.

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 líquidos de cualquier viscosidad.

Procesos químicos.

Manejo de alimentos, incluyendo leche, tomates y maíz.

Carga y descarga marina.

Carga y descarga de carros tanque.

Protección contra-incendio.

Transmisión de fuerza hidráulica.

Lubricación a presión.

Recirculación de pintura y espreado.

Manejo de líquidos de enfriamiento en maquinaria.

Servicio en el campo del petróleo.

Servicio de combustible para quemadores.

Manejo de productos marinos de petróleo.

Manejo de grasas.

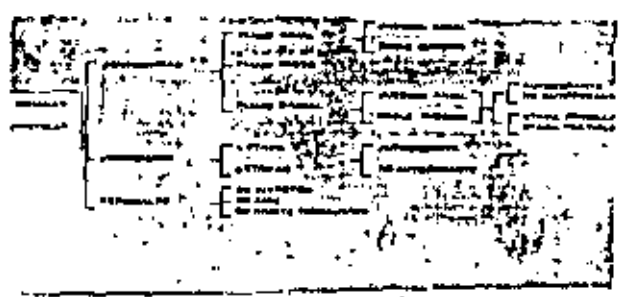
Gases licuificados (propano, butano, amoníaco, freón, etc.)

Aceites calientes para calentado.

Servicio en refinerías de petróleo

NOTA: 1.- Los líquidos que contengan abrasivos o corrosivos pueden causar desgaste prematuro de las piezas rotatorias, dado lo reducido de sus tolerancias.

NOTA: 2.- Las Bombas Rotatorias en general no se recomiendan para aquellos casos en que la bomba puede operar en seco.



BOMBA VERTICAL

DE

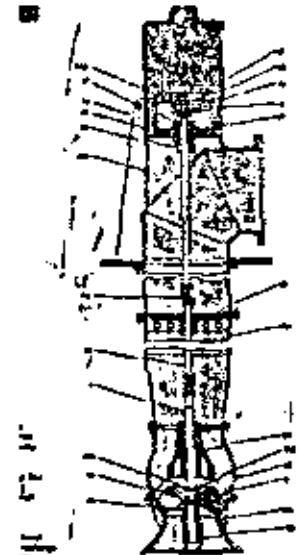
FLUJO AXIAL



BOMBA VERTICAL

DE

FLUJO MIXTO

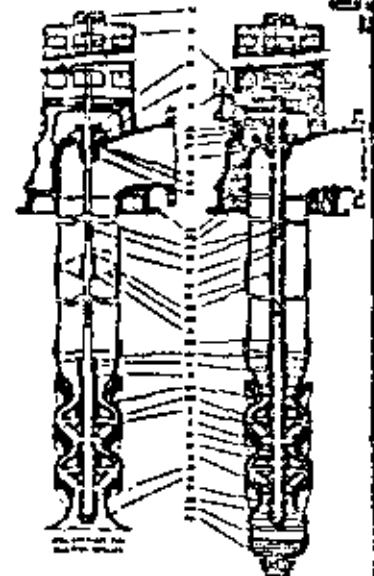


BOMBA VERTICAL

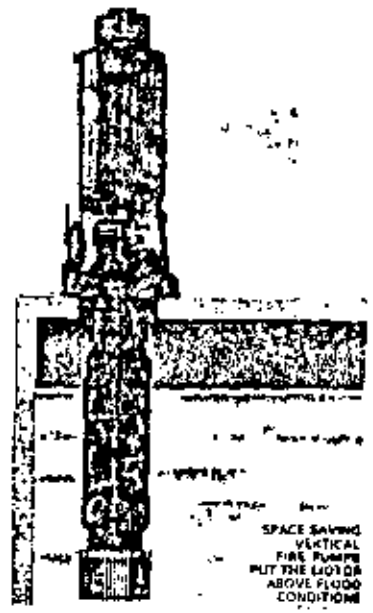
TIPO TURBINA

DE

POZO PROFUNDO

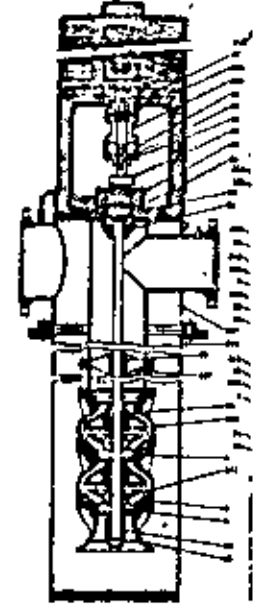


BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
PARA CISTERNA

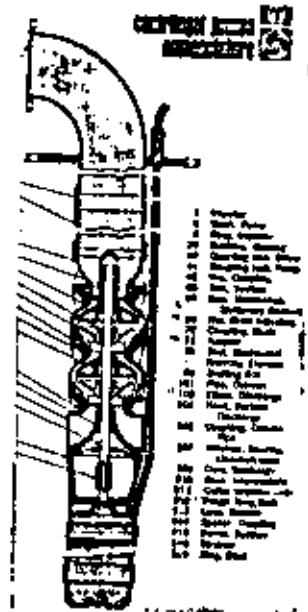


SPACE SAVING
 VERTICAL
 FIRE PUMPS
 PUT THE MOTOR
 ABOVE FLOOD
 CONDITION

BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
DE BOTE



BOMBA VERTICAL
TIPO TURBINA
SUMERGIBLE



ES
 FIRE PUMPS
 SUBMERSIBLE
 TURBINE PUMPS
 FOR FLOOD
 CONDITIONS



centrifugal pumps

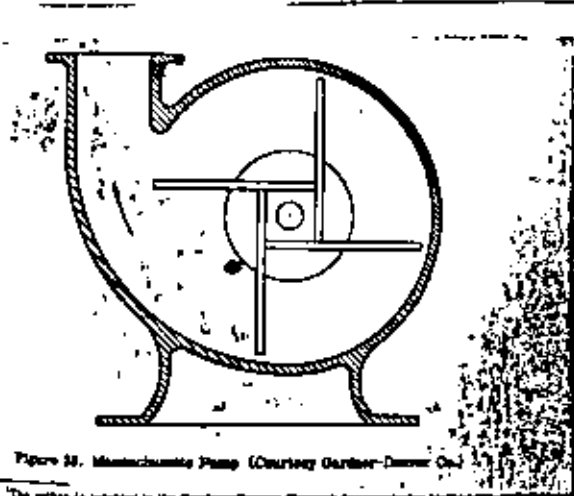
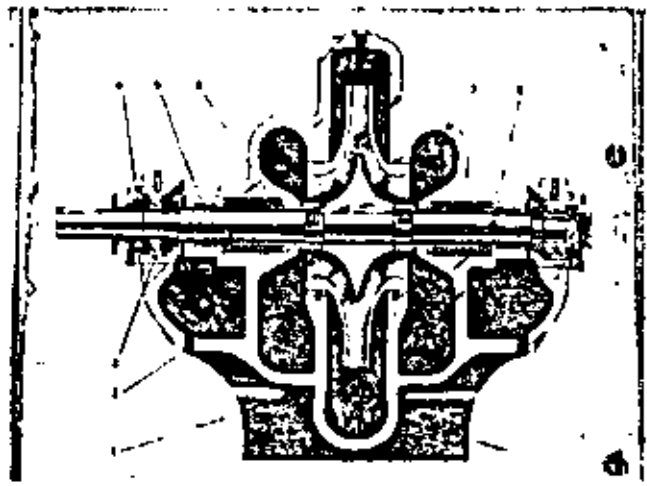
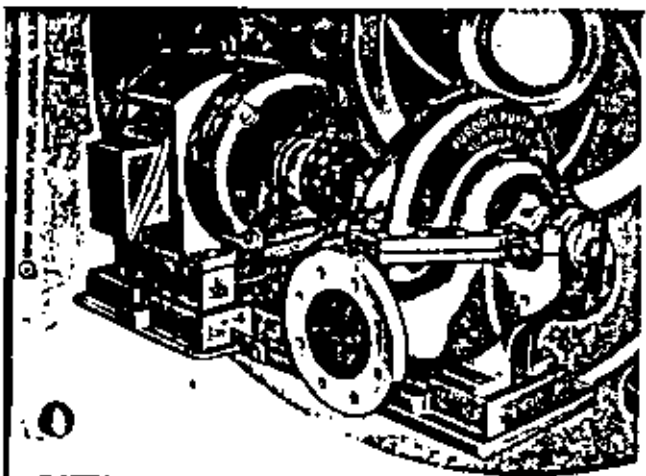
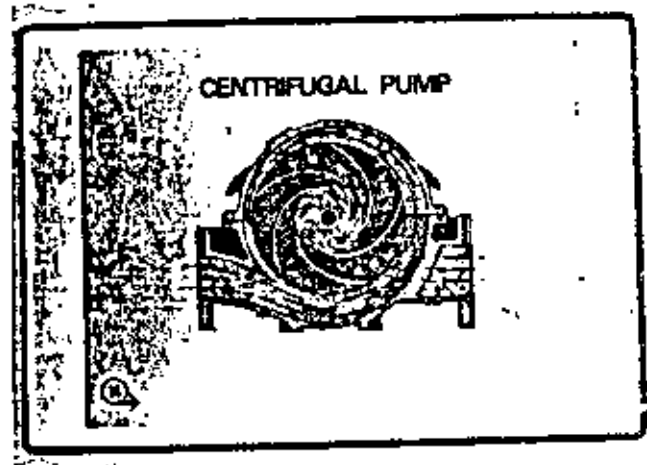
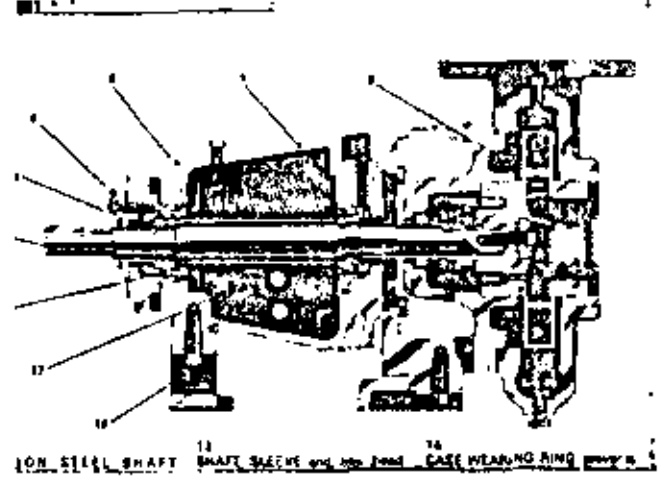
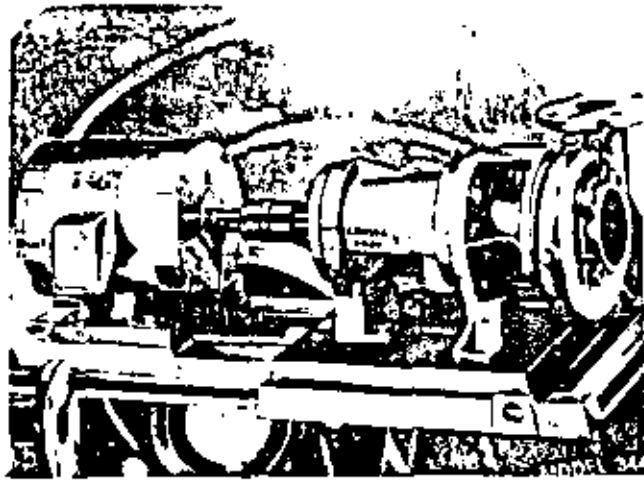
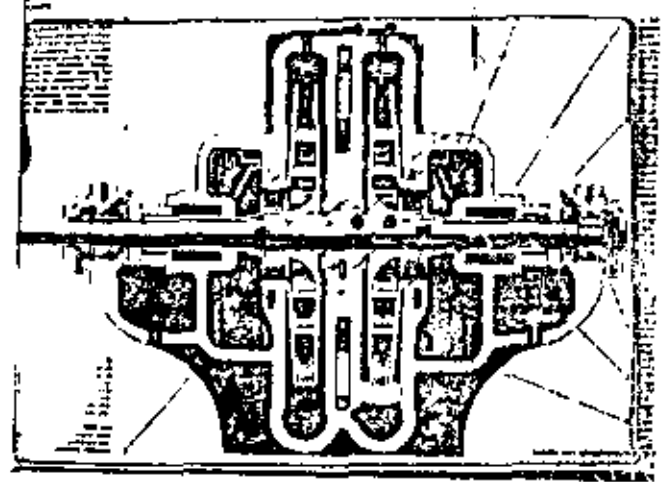
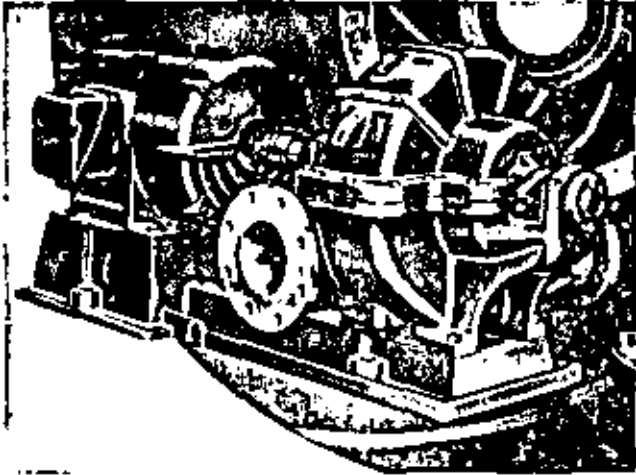
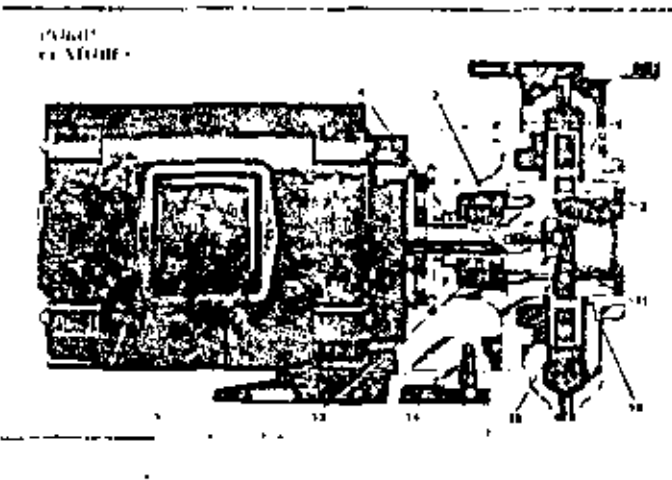
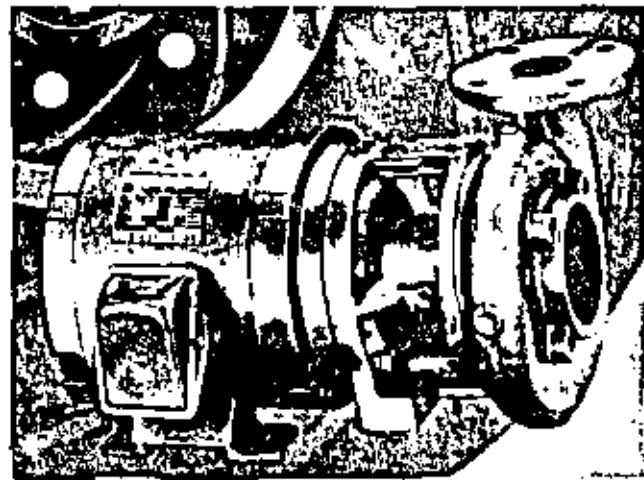


Figure 28. Multistage Pump (Courtesy Gardner-Denver Co.)

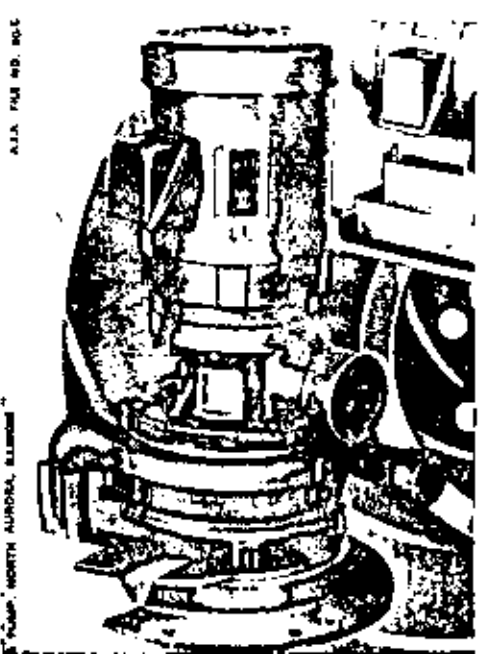
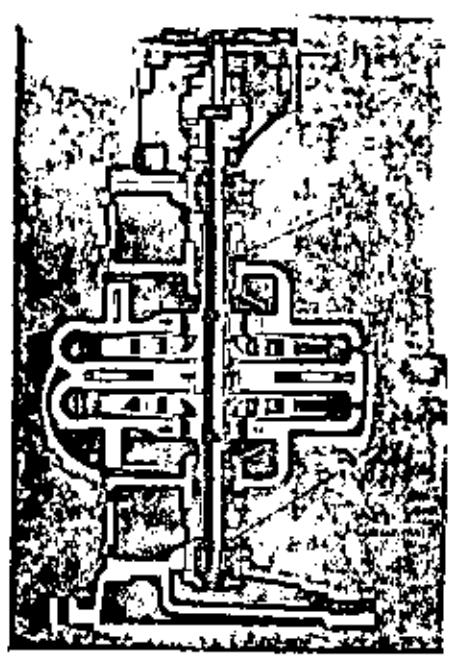
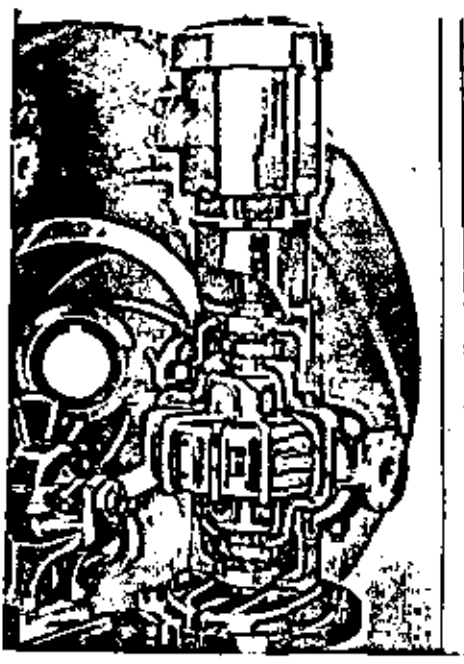
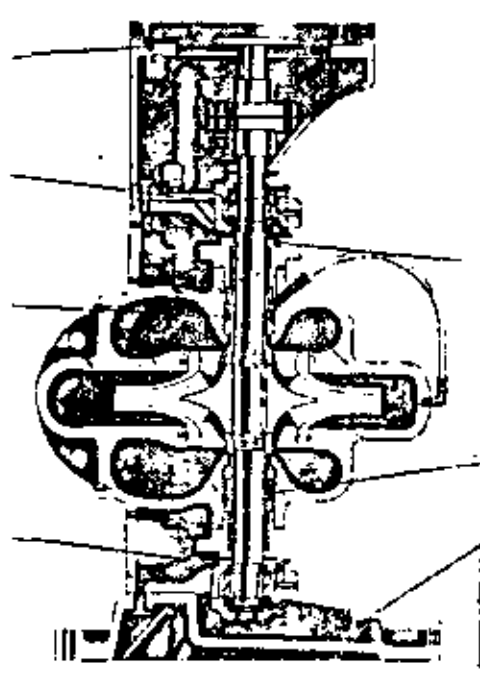




ION STEEL SHAFT SHAFT SLEEVE and its Form CASE WEARING RING

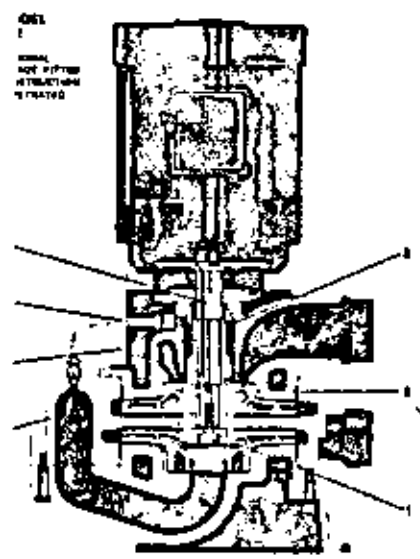


ION STEEL SHAFT SHAFT SLEEVE and its Form CASE WEARING RING



A.I.A. FILE NO. 805

© 1940 NORTH AURORA, ILLINOIS



OIL
 INLET
 AND OIL
 RETURN
 VALVE

ALIA FILE NO. 30-C-8

PUMP ALABAMA, ILLINOIS

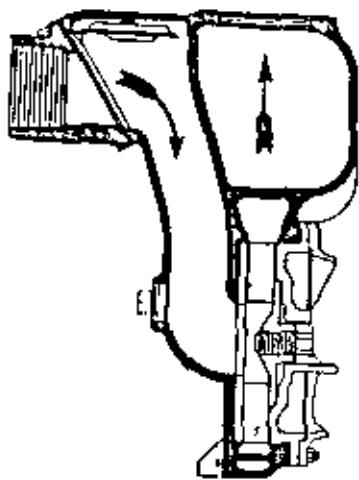
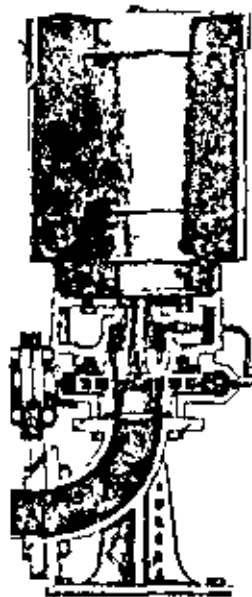
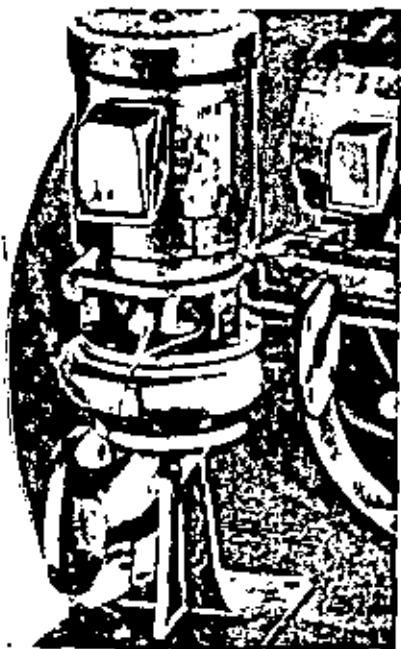


Fig. 51 SELF-PRIMING PUMP

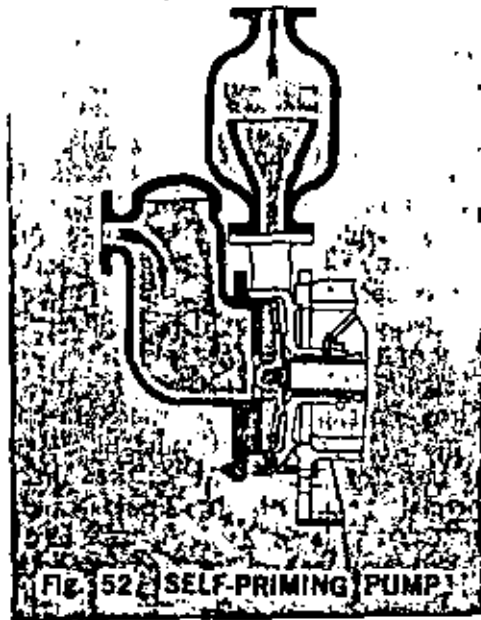


Fig. 52 SELF-PRIMING PUMP



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



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA
Y SISTEMAS DE BOMBEO

TIPOS DE BOMBAS

(continuación)

ESPECIFICACIONES Y SELECCION DE BOMBAS

DR. CARLOS FRIAS DE LA GARZA

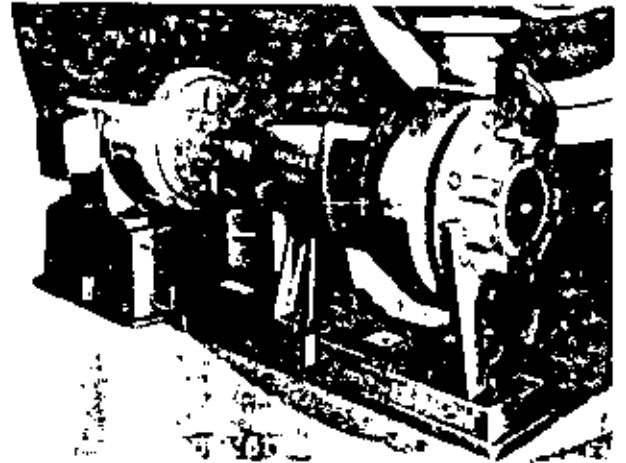
JULIO, 1979



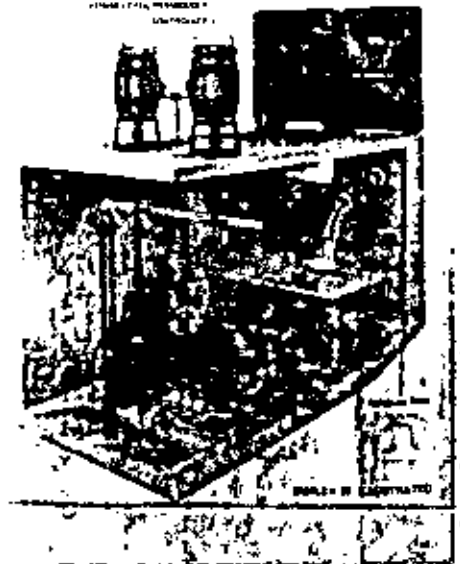
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
CON PASO DE ESFERA
DE 76mm O MAYOR**

**PARA:
AGUAS NEGRAS,
LODOS,
PULPA DE PAPEL,
PROCESO, ETC.**

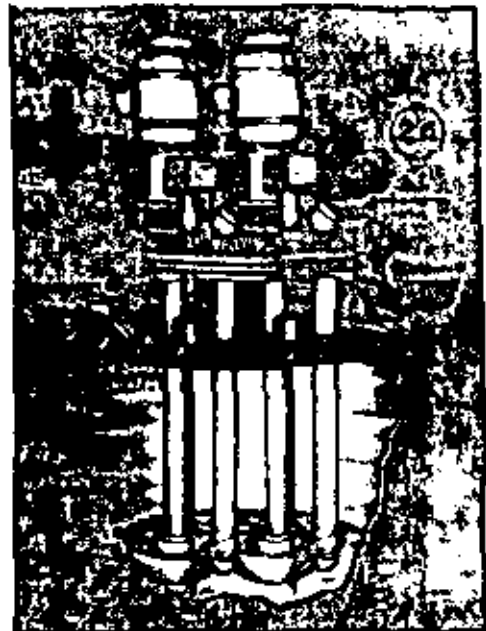
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECC
TIPO HORIZONTAL**



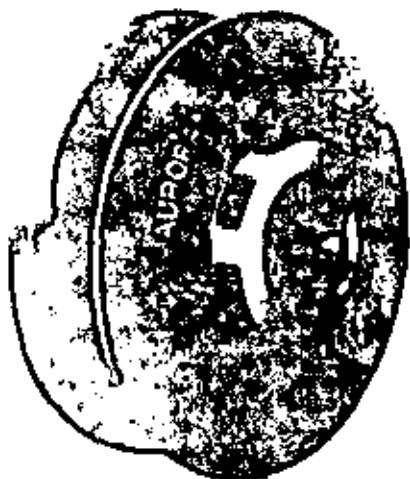
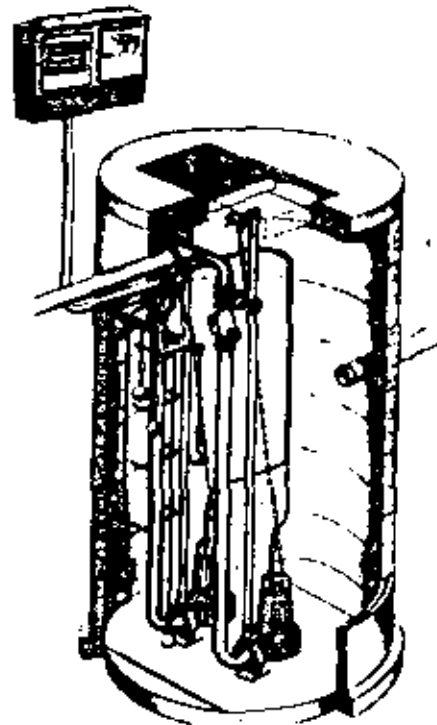
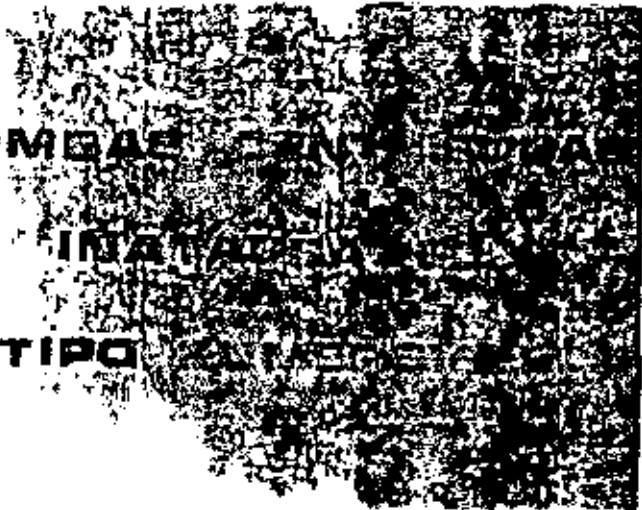
**BOMBAS CENTRIFUGAS
INATASCABLES
PARA CARCAMO SECC
TIPO VERTICAL**



BOMBA
PARA

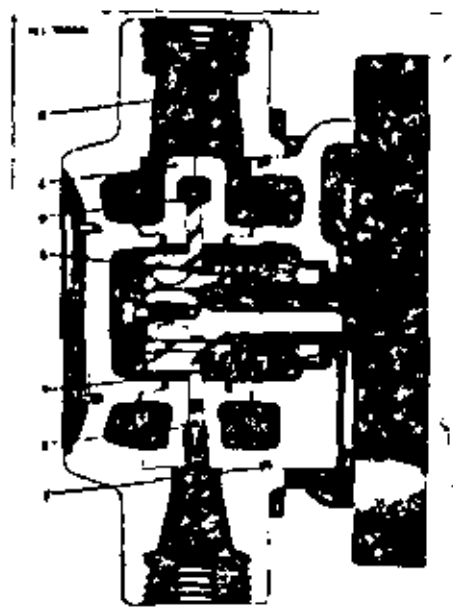
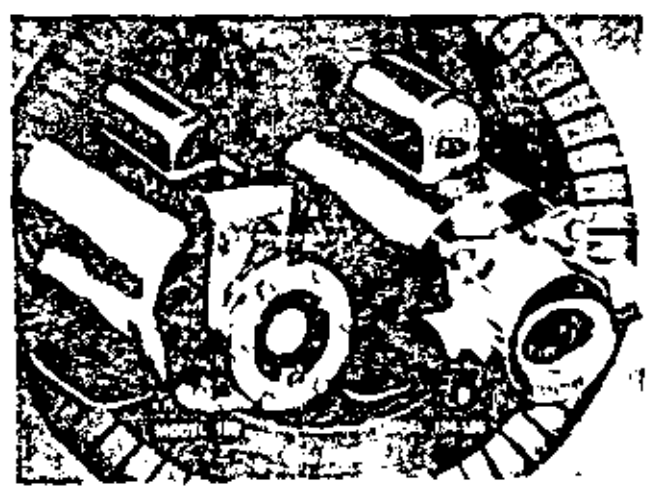
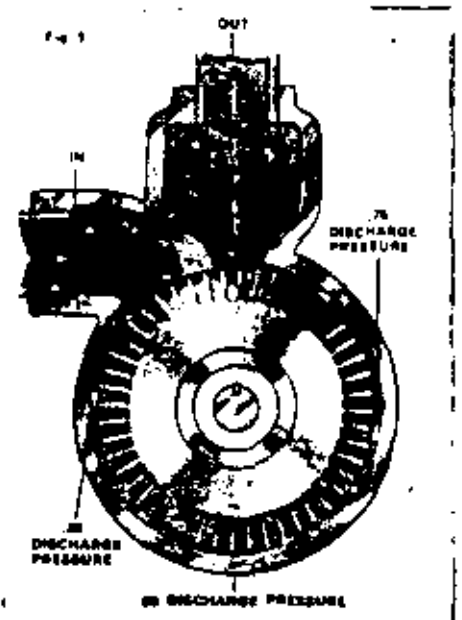
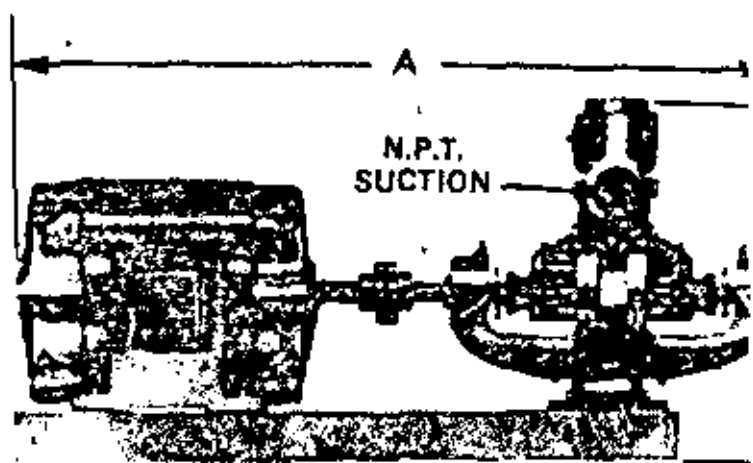
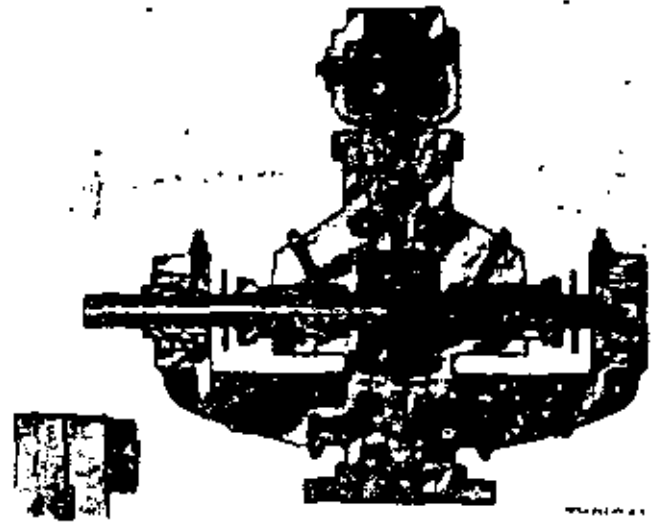


BOMBAS PARA
INSTALACION
TIPO



ENCLOSED NON-CLOG

BOMBAS PERIFERICAS



BOMBAS ESPECIALES

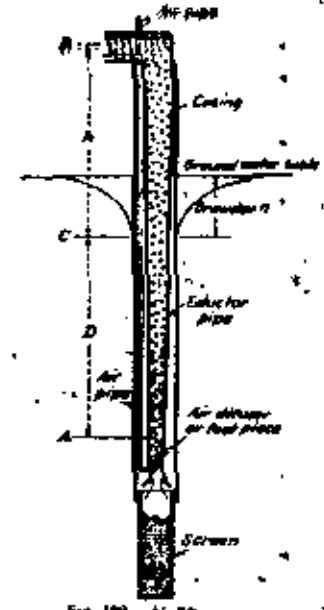


FIG. 120.—Air-lift pump.

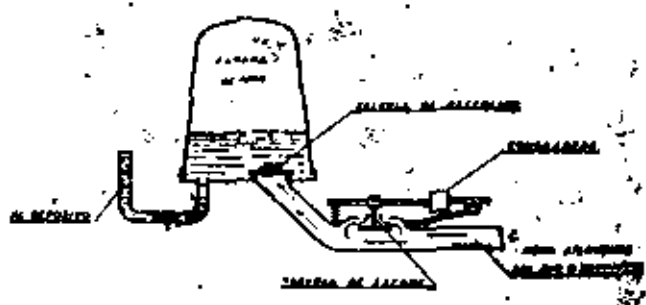
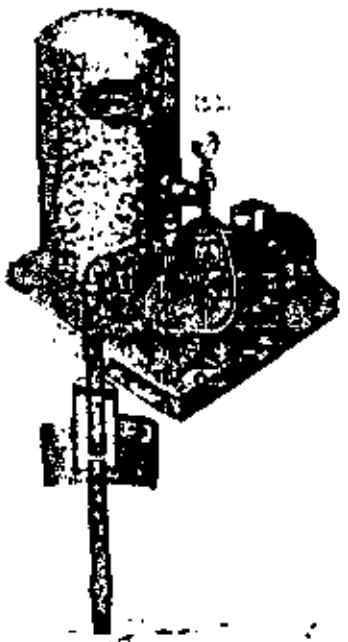


Fig. 47.—Araca hidráulica.

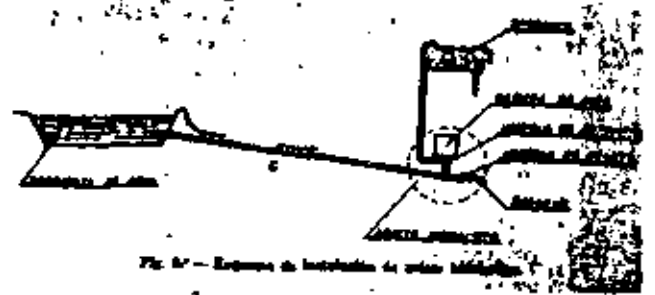


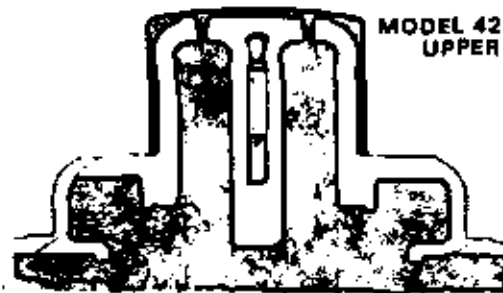
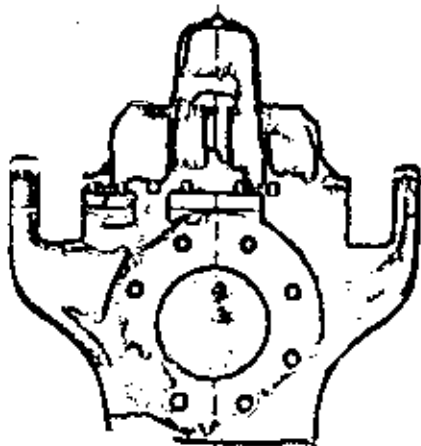
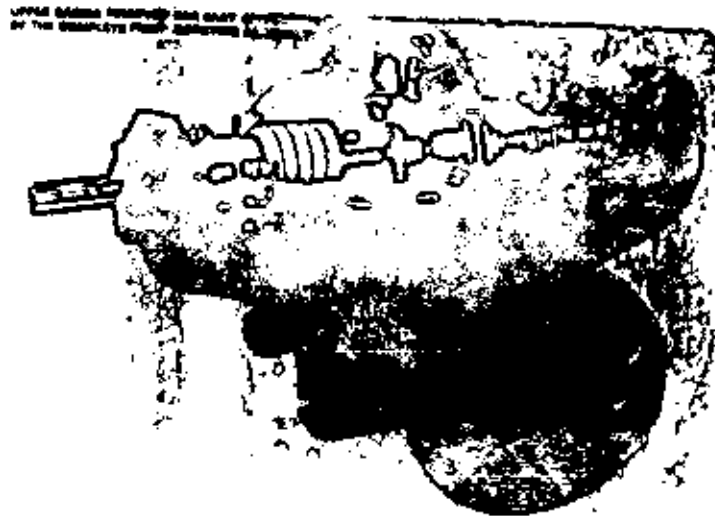
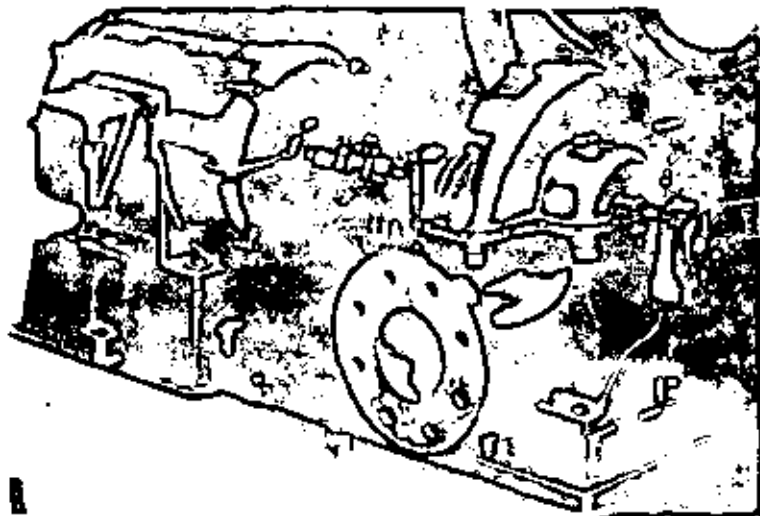
Fig. 48.—Equipo de instalación de un motor eléctrico.

BOMBAS
PARA AGUA
MAS USUALES

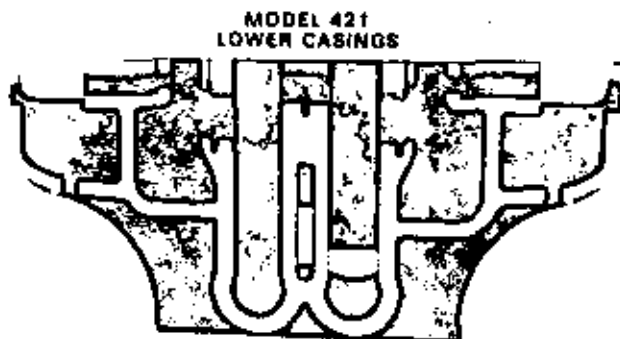
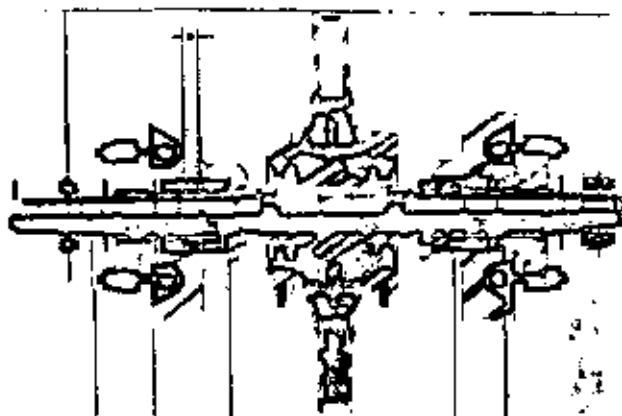
VISTA EXPLOSIVA

LISTA DE PARTES

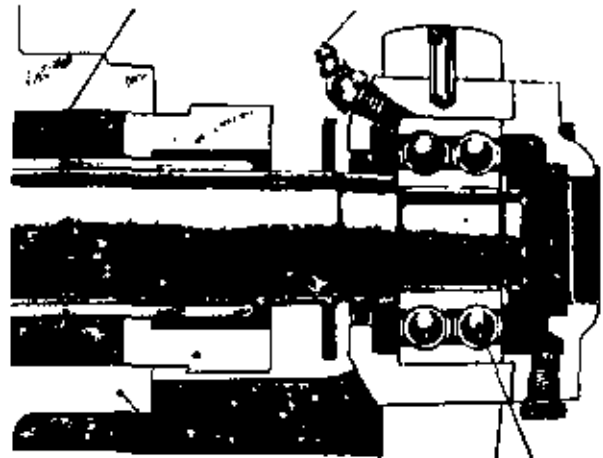
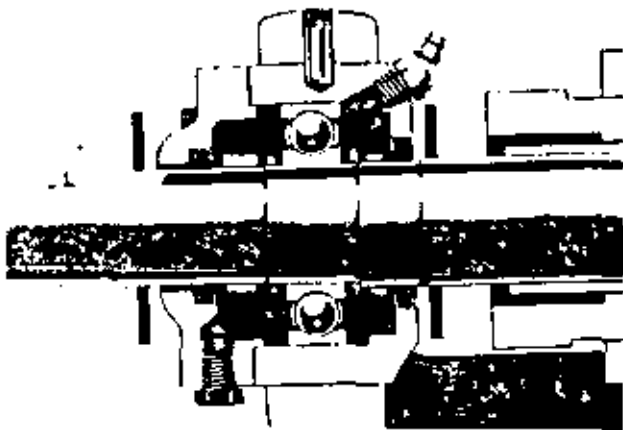
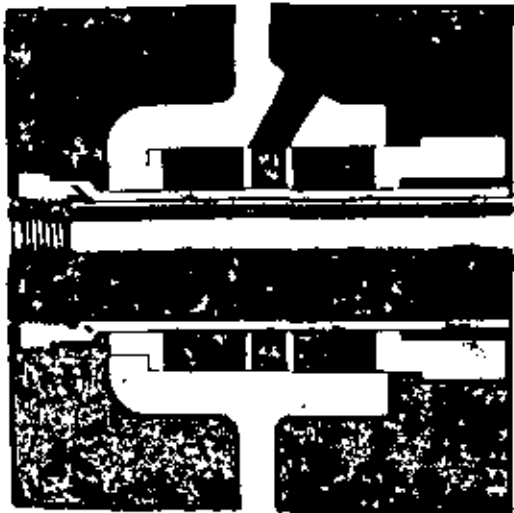
REFACCIONES REQUERIDAS



MODEL 421, 422 & 4
 UPPER CASINGS



MODEL 421
 LOWER CASINGS

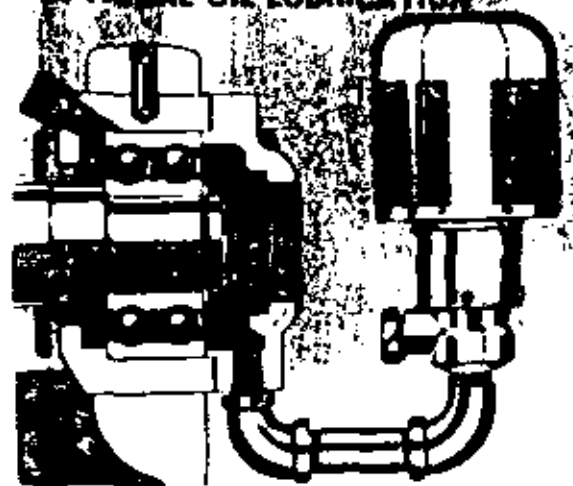


STANDARD GREASE LUBRICATION



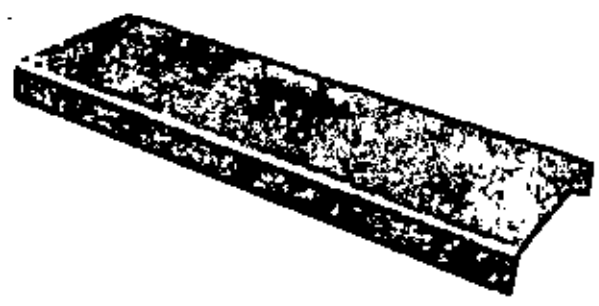
1. ADD GREASE THROUGH FITTING
2. NEW GREASE IS FORCED THROUGH THE BEARING
3. OLD GREASE IS FORCED OUT THROUGH VENT BOTTOM
4. NO GREASE IS FOR SEALS AND CARTRIDGE

OPTIMAL OIL LUBRICATION

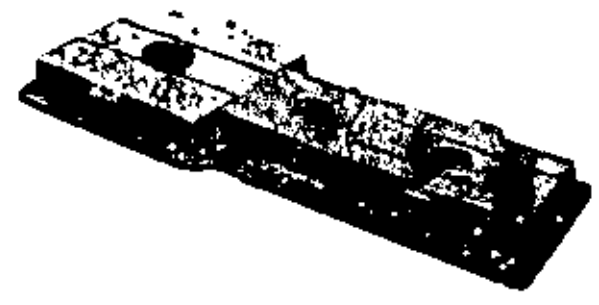




10



STEEL BASE PLATE



CAST IRON DRIP RIM BASE PLATE

11

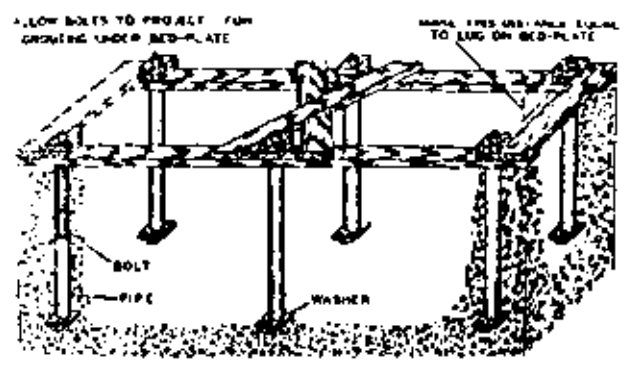
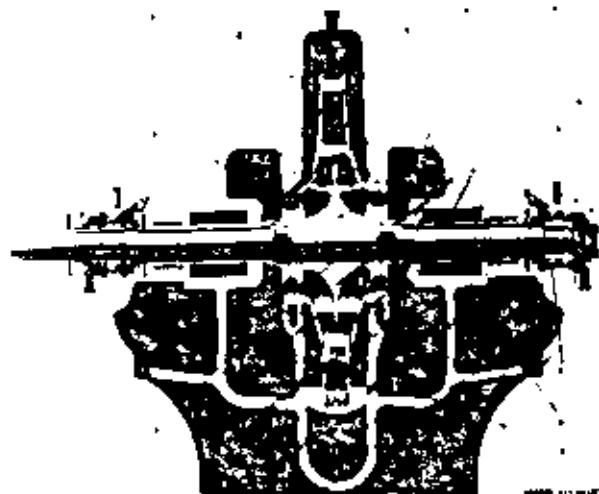
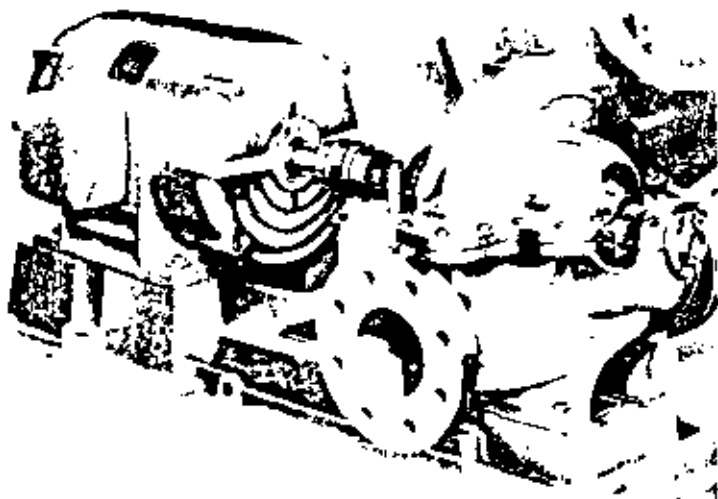


Figure 87. Template for Hanging Foundation Bolts While Pouring the Foundation (Courtesy Cameron Pax Division, Ingersoll-Rand Company)



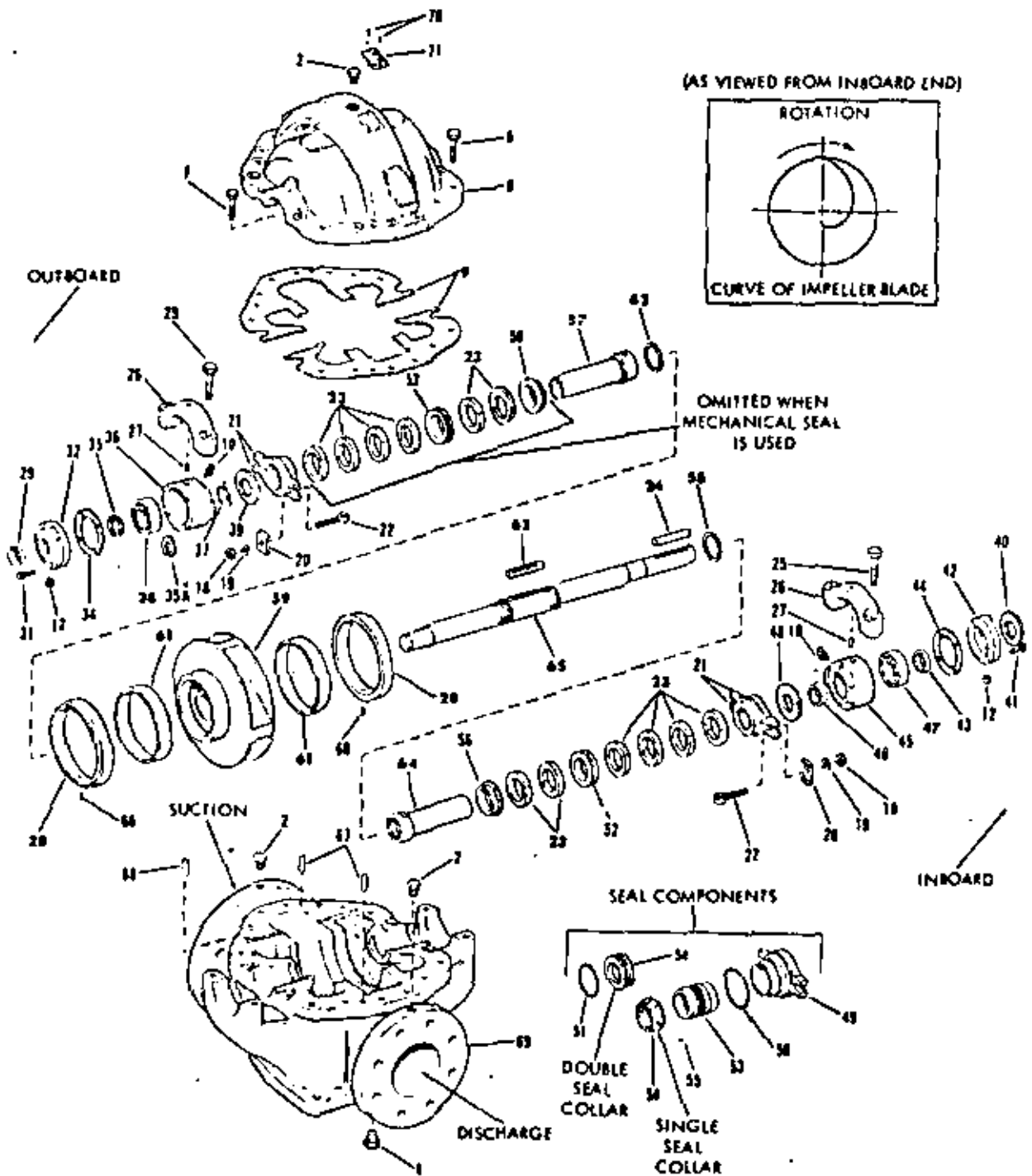
BOMBA HOPIZONTAL BIPARTIDA DE DOBLE SUCCION

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.- Cubierta de balero | 57.- Camisa |
| 27.- Vástago | 58.- Empaque |
| 28.- Anillo de desgaste | 59.- Impulsor |
| 29.- Protector | 61.- Anillo de desgaste |
| 31.- Perno | 62.- Empaque |
| 32.- Tapa de balero | 63.- Cuña |
| 34.- Empaque | 64.- Camisa |
| 35.- Anillo de retén | 65.- Flecha |
| 35A.- Anillo de retén | 66.- Vástago |
| 36.- Cartucho de balero | 67.- vástago |
| 37.- Sello de grasa | 68.- Vástago |
| 38.- Balero | 69.- Carcaza inferior |
| 39.- Bota - agua | 70.- Remaches |
| 40.- Bota - agua | 71.- Placa |

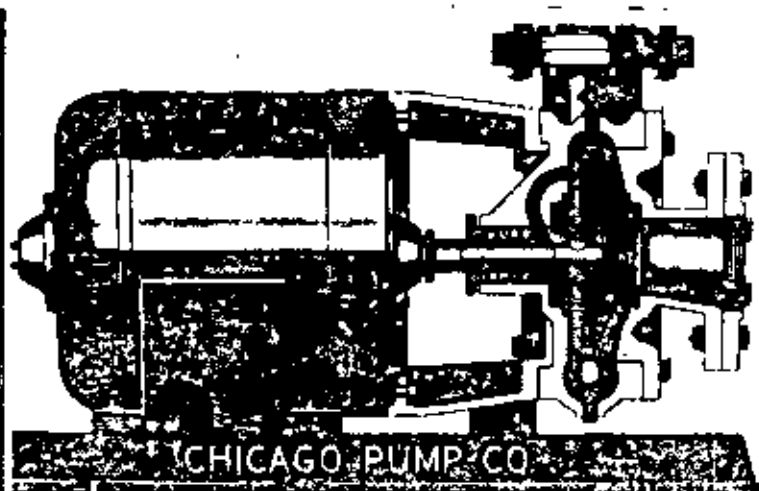
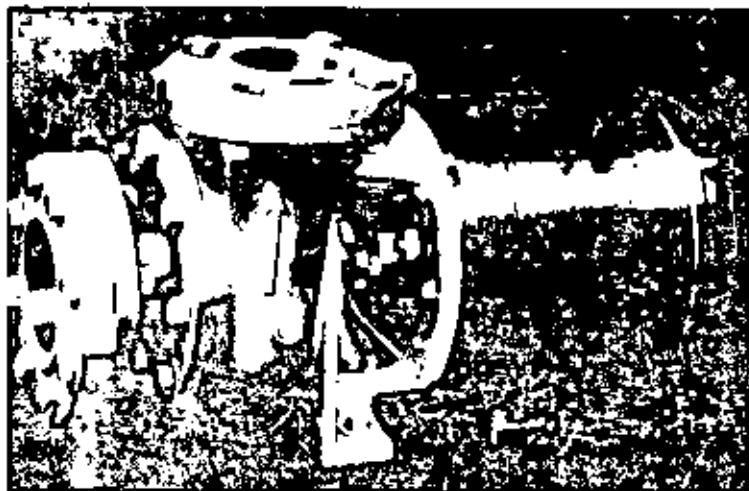
MODEL 411
PIECE NUMBERS

SECTION 410 PAGE 3
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 3
DATE APRIL 1972



BOLD FACE PIECE NUMBERS
INDICATE RECOMMENDED
SPARE PARTS

* POWER FRAMES 68 & 7 ONLY

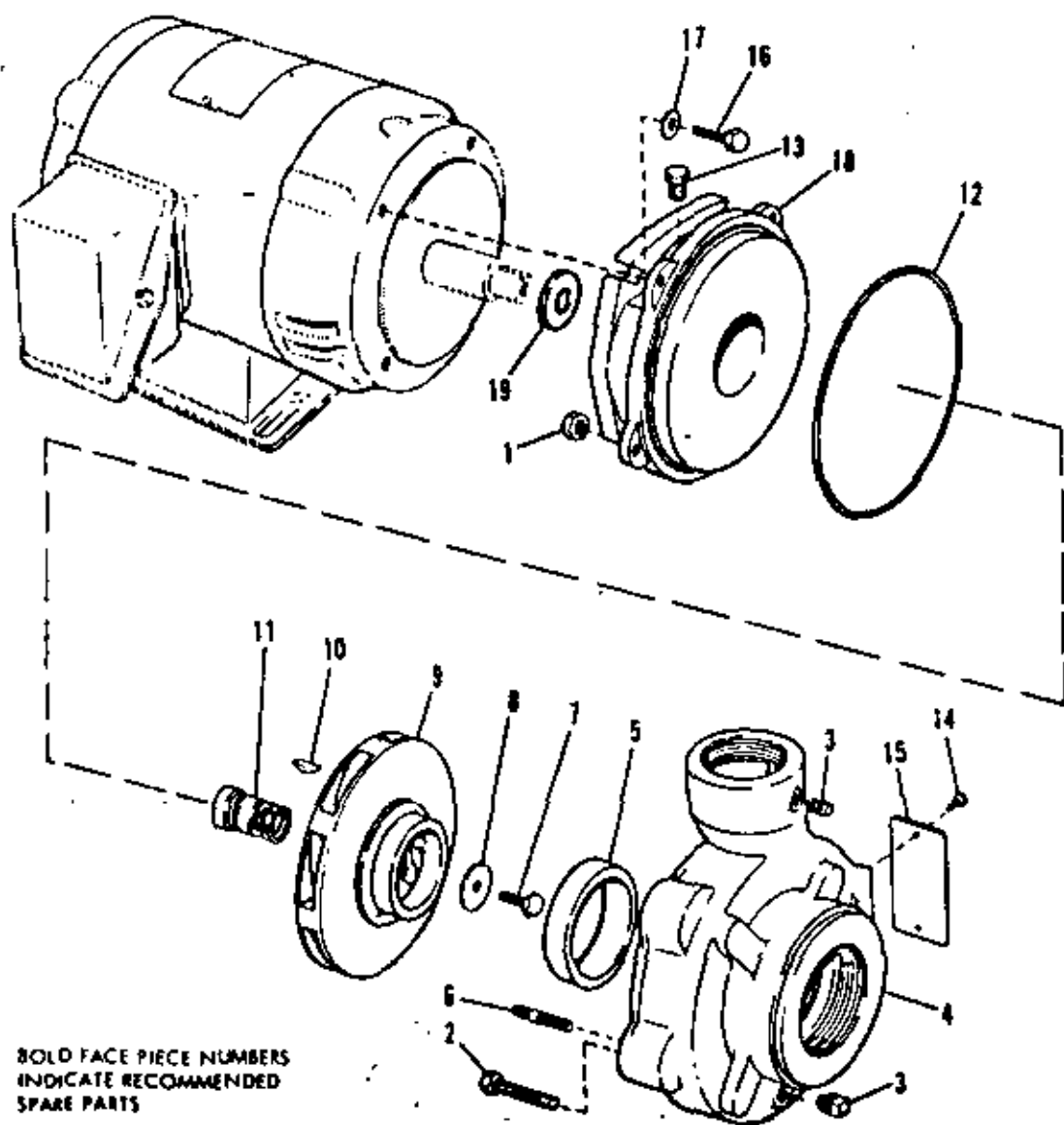


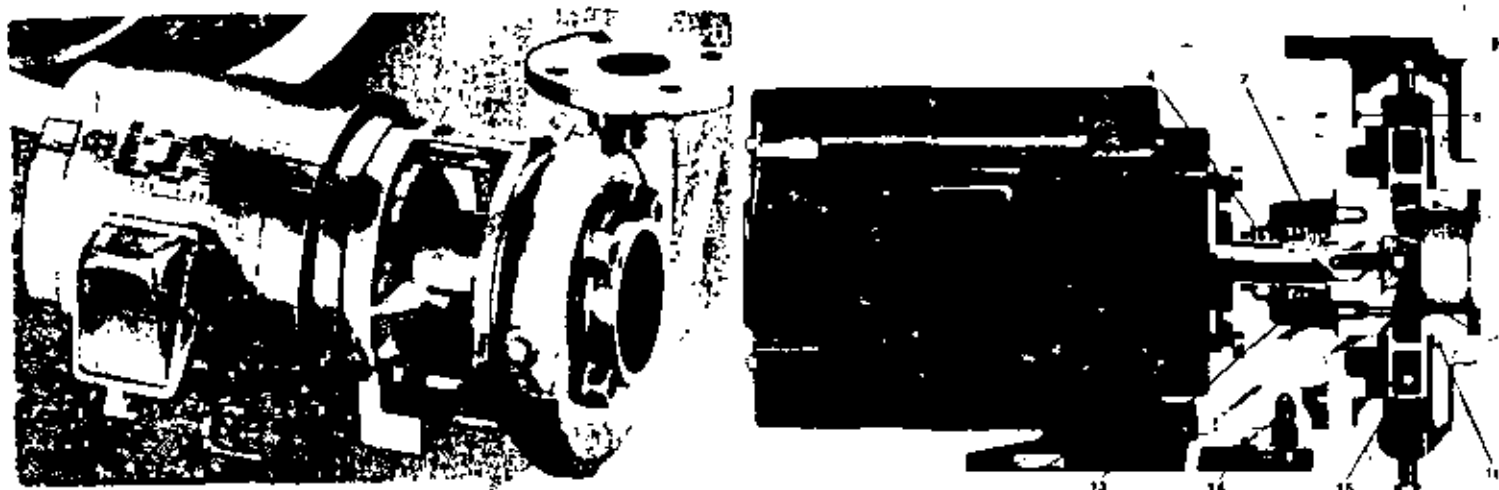
MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL

TIPO DOMESTICA

LISTA DE PARTES

- | | | |
|---------------------|---------------------|------------------|
| 1.- Tuerca | 8.- Rondana | 14.- Remache |
| 2.- Perno | 9.- Impulsor | 15.- Placa |
| 3.- Tapón | 10.- Cuña | 16.- Perno |
| 4.- Carcaza | 11.- Sello mecánico | 17.- Rondana |
| 5.- Anillo desgaste | 12.- Empaque | 18.- Adaptador |
| 6.- Birlo | 13.- Tapón | 19.- Bota - agua |
| 7.- Perno | | |



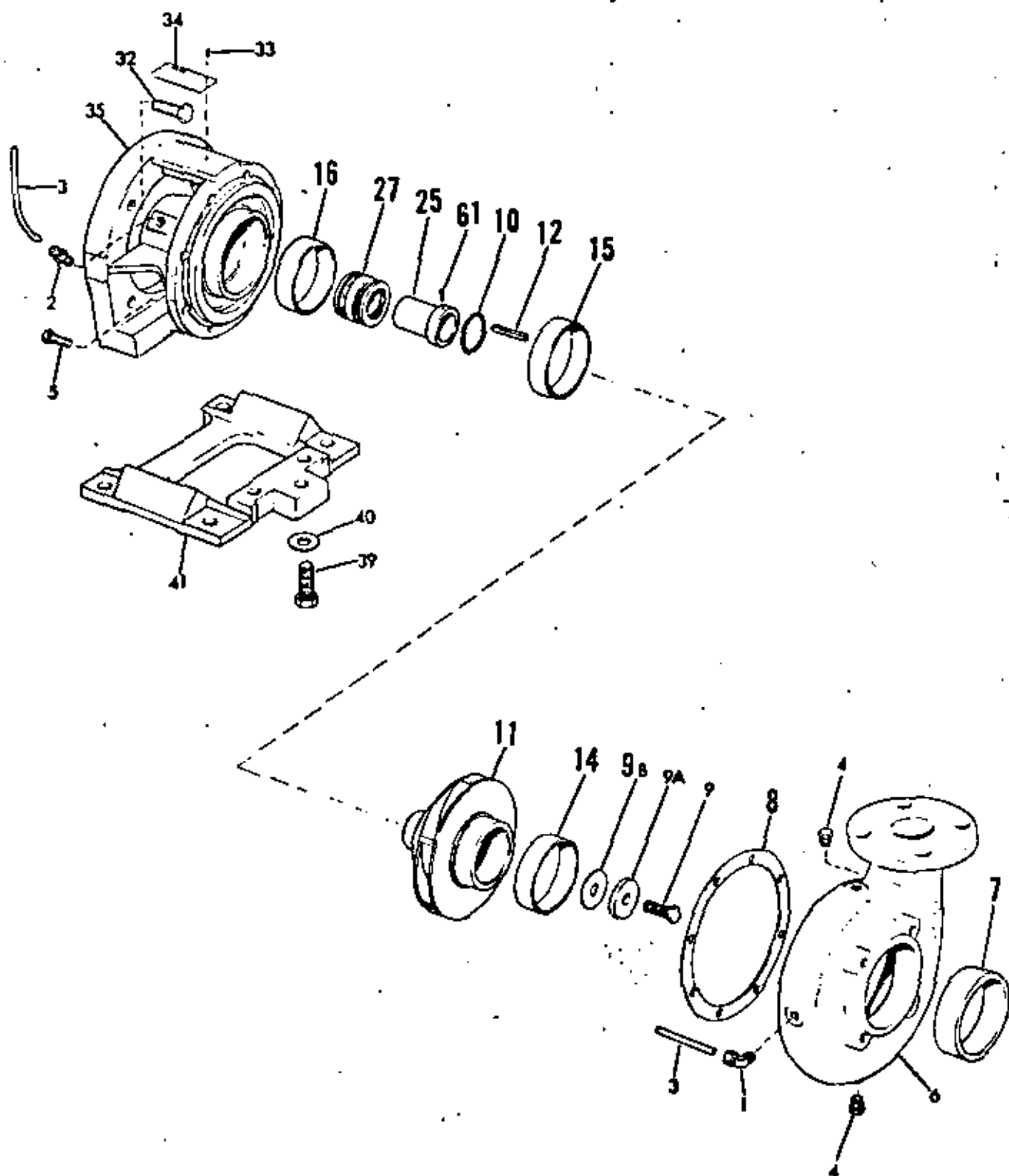


MOTOBOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL
DE
SUCCION DE AXIAL
LISTA DE PARTES

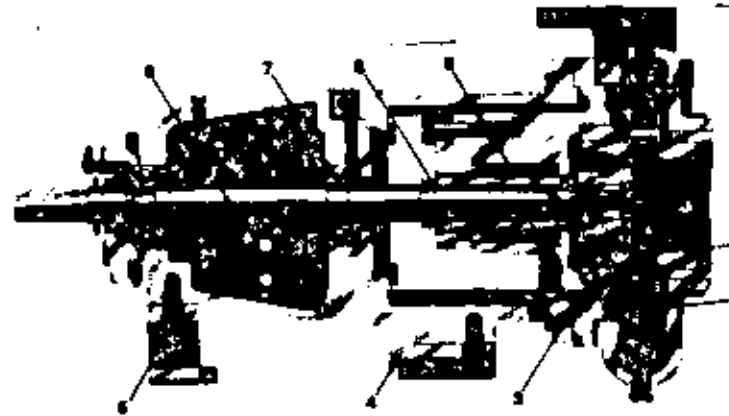
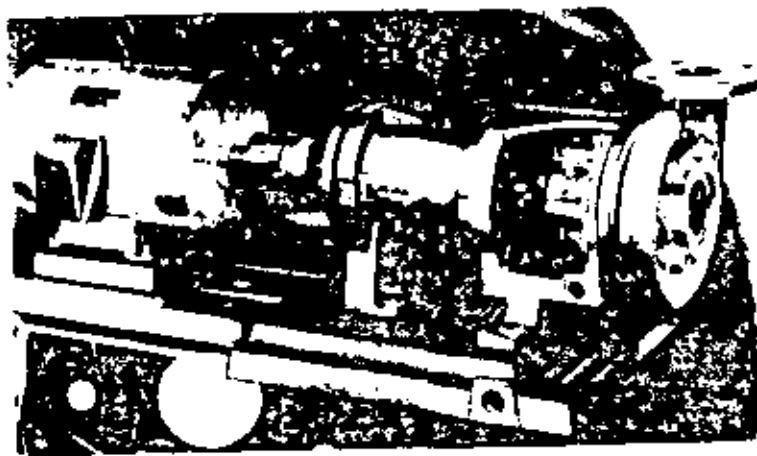
1.- Codo (cobre)	9.A.- Rondana	27.- Sello mecánico
2.- Conector (cobre)	9.B.- Empaque	32.- Perno
3.- Tuho (cobre)	10.- Anillo circular	33.- Remache
4.- Tapón	11.- Impulsor	34.- Placa
5.- Perno	12.- Cuña	35.- Adaptador
6.- Carcaza	14.- Anillo desgaste	39.- Perno
7.- Anillo desgaste	15.- Anillo desgaste	40.- Rondana
8.- Empaque	16.- Anillo desgaste	41.- Base
9.- Perno impulsor	25.- Camisa	61.- Vástago

MODEL 341A
PIECE NUMBERS

SECTI 340PI 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

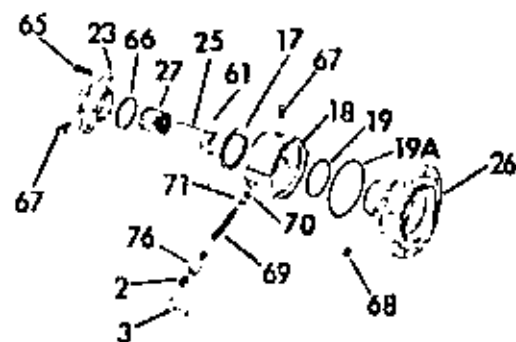
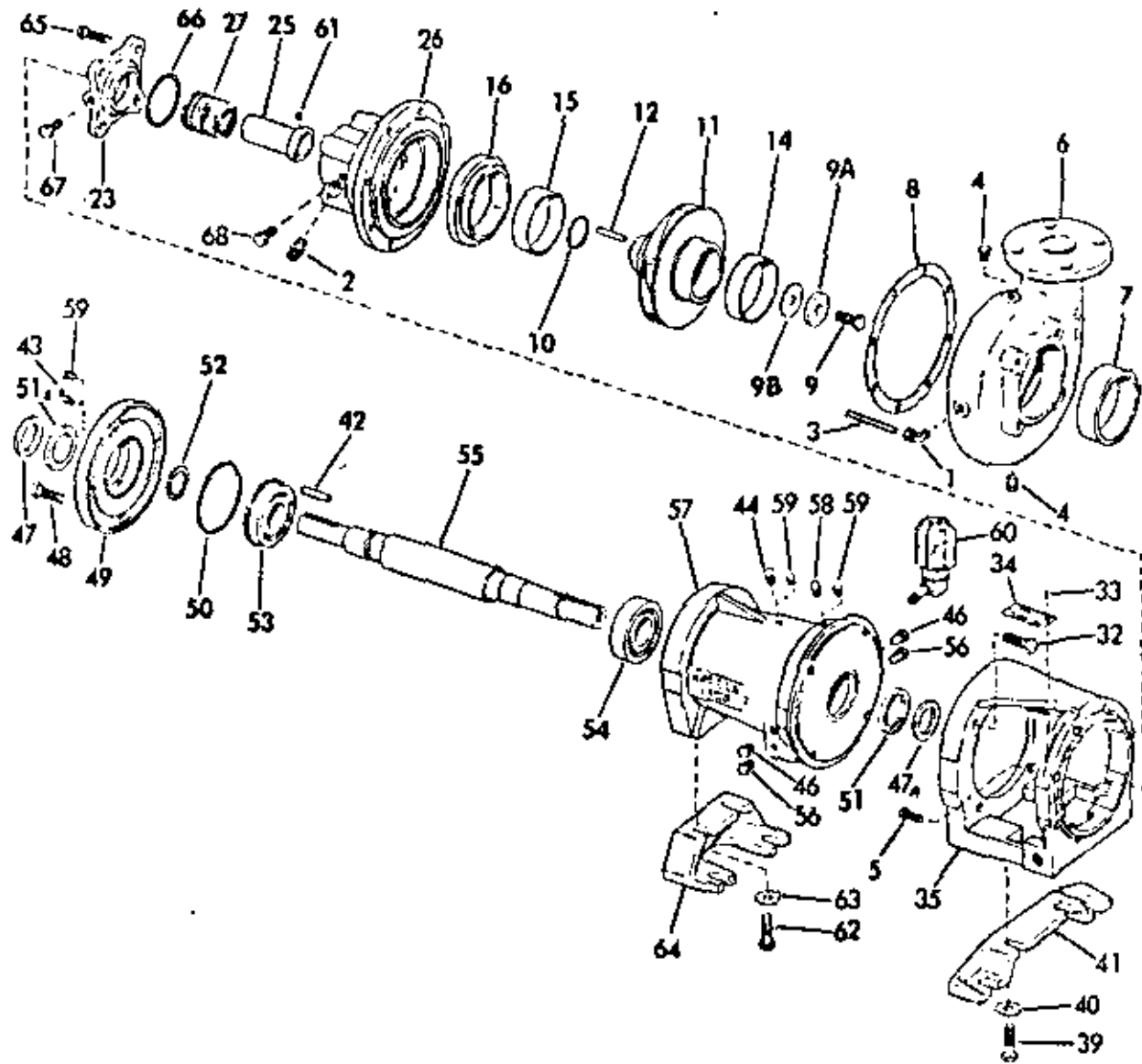
SUCCION AXIAL

LISTA DE PARTES

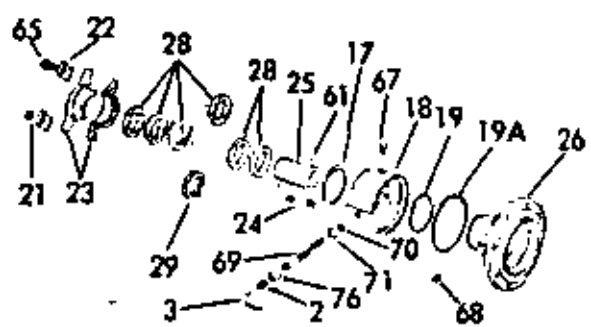
- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1.- Codo | 35.- Adaptador |
| 2.- Conector | 36.- Perno |
| 3.- Tubo | 39.- Perno |
| 4.- Tapón | 40.- Rondana |
| 5.- Perno | 41.- Base anterior |
| 6.- Carcaza | 42.- Cuña |
| 7.- Anillo desgaste carcaza | 43.- Grasera |
| 8.- Empaque | 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.- Cople |

MODEL 364A
PIECE NUMBERS

SECTION 360P PAGE 5
DATE APRIL 1975
SUPERSEDES PAGE 5
DATE JANUARY 1972

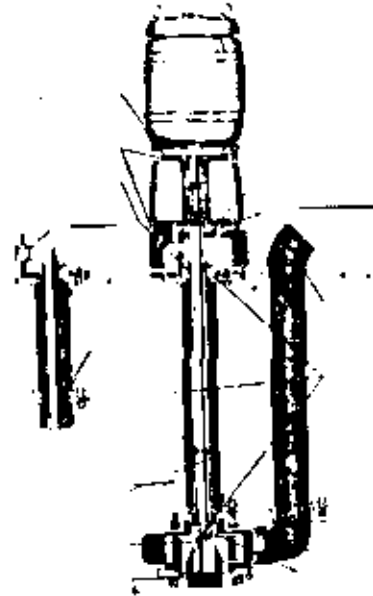


MECHANICAL SEAL WITH WATER JACKET



PACKING WITH AND WITHOUT LANTERN RING AND WATER JACKET

BOLD FACE PIECE NUMBERS INDICATE RECOMMENDED SPARE PARTS



BOMBA CENTRIFUGA VERTICAL INATASCABLE

T I P O

CARCAMO HUMEDO

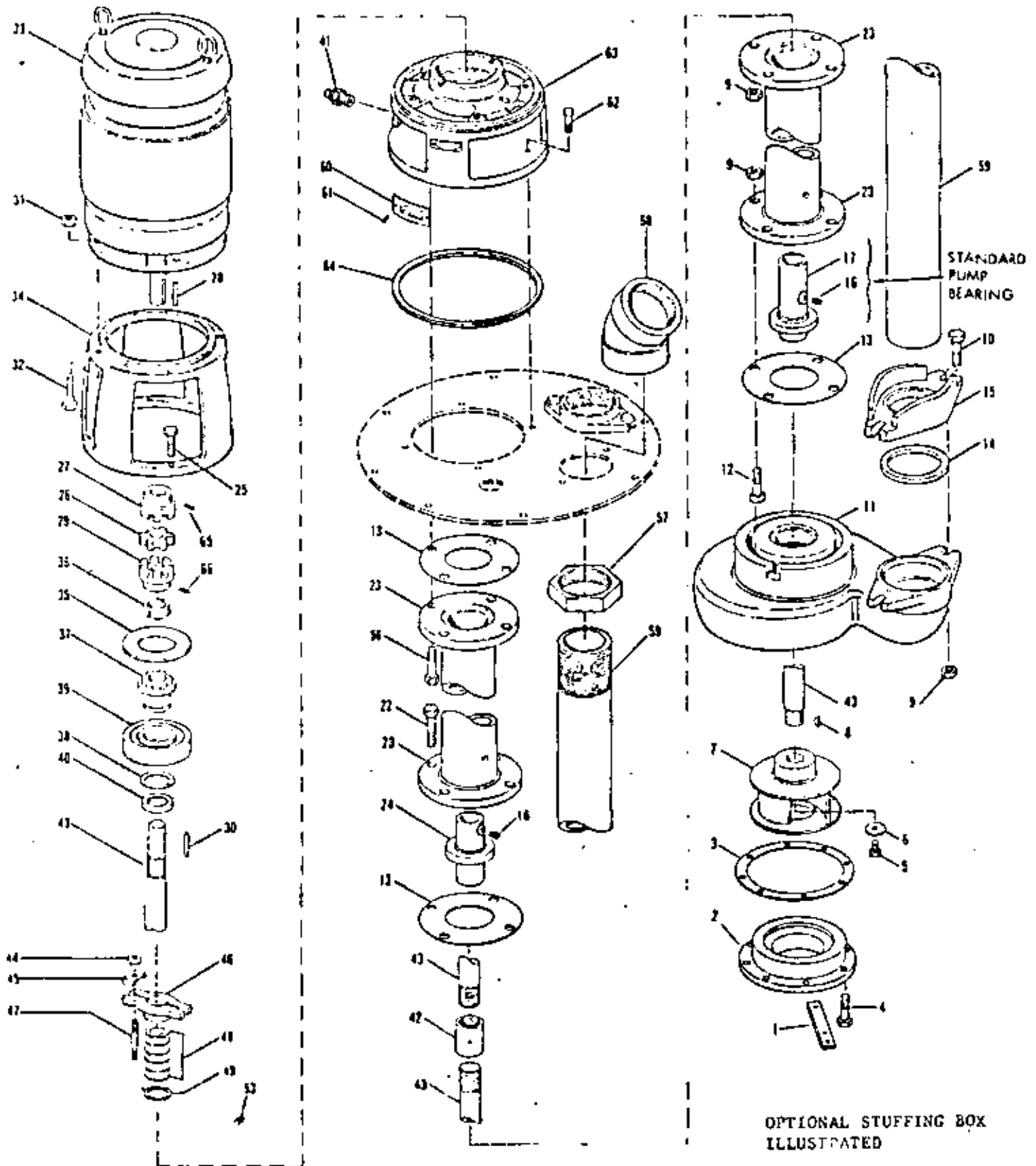
LISTA DE PARTES

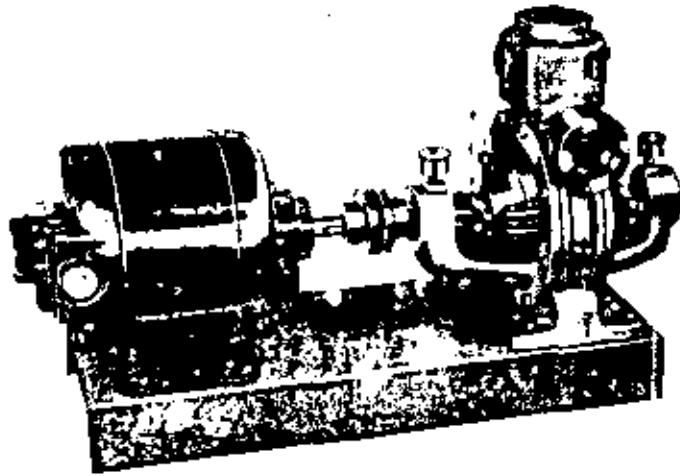
- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| 1.- Perno | 57.- Cubrepolvo |
| 2.- Rondana | 58.- Balero |
| 3.- Coladera | 59.- Sello de grasa |
| 7.- Perno | 60.- Bota-agua |
| 8.- Carcaza | 61.- Flecha |
| 10.- Empaque | 62.- Chaveta |
| 13.- Tornillo allen | 64.- Perno soporte |
| 15.- Impulsor | 65.- Rondana |
| 16.- Cuña impulsor | 66.- Tuerca |
| 21.- Perno | 67.- Opresor de glándula |
| 22.- Cubierta | 68.- Glándula |
| 23.- Empaque | 69.- Perno de ojo |
| 26.- Buje intermedio | 70.- Estopero |
| 30.- Buje de carcaza | 74.- Conector |
| 38.- Tuerca | 75.- Codo reductor |
| 39.- Perno | 77.- Contra-tuerca |
| 40.- Cubierta de flecha | 78.- Tubo de descarga |
| 42.- Perno | 80.- Perno |
| 43.- Injerto de cople | 81.- Tornillo allen |
| 44.- Tornillo allen | 82.- Placa |
| 45.- Medio cople motor | 83.- Remache |
| 46.- Cuña | 90.- Grasera |
| 46.- Tornillo allen | 91.- Codo |
| 48.- Medio cople bomba | 92.- Cople |
| 49.- Cuña | 93.- Niple corto |
| 52.- Motor | 94.- Niple |
| 53.- Soporte vertical | 95.- Adaptador a presión |
| 54.- Perno | 96.- Adaptador a presión |
| 56.- Collarin de balero | 97.- Manguera de engrase |

MODEL 631

PIECE NUMBERS

SECTION 630P PAGE 3
 DATE APRIL 1975
 SUPERSEDES PAGE 3
 DATED JANUARY 1972





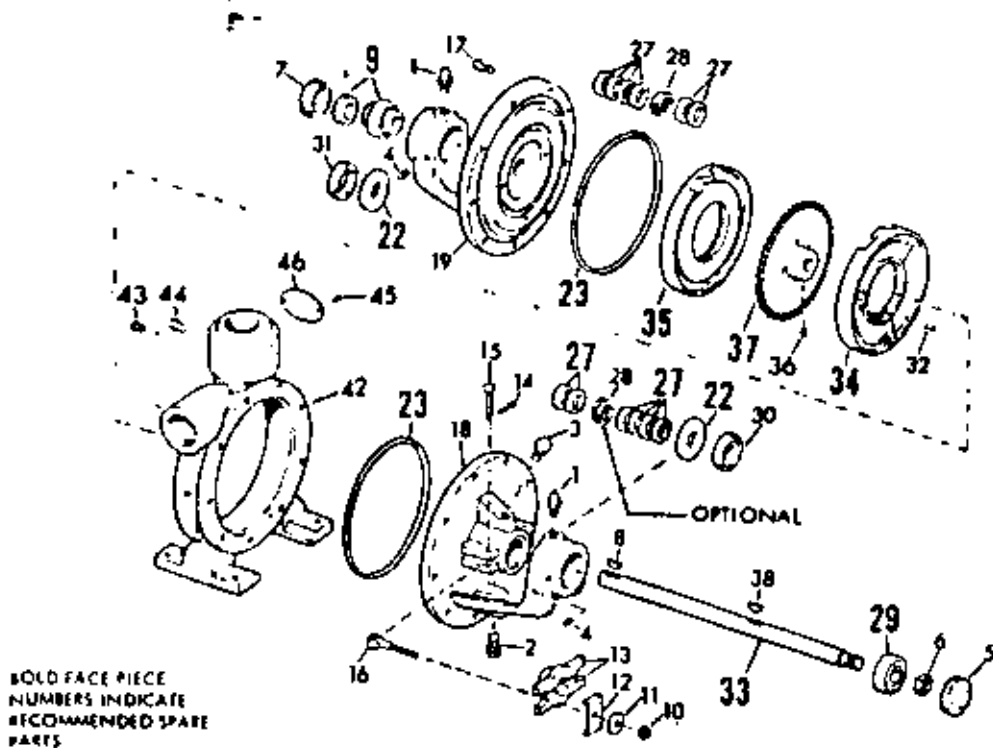
BOMBA HORIZONTAL PERIFERICA
 DE UN SOLO PASO
 LISTA DE PARTES

- | | |
|---------------------------|-------------------------------|
| 1.- Graseira | 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 |

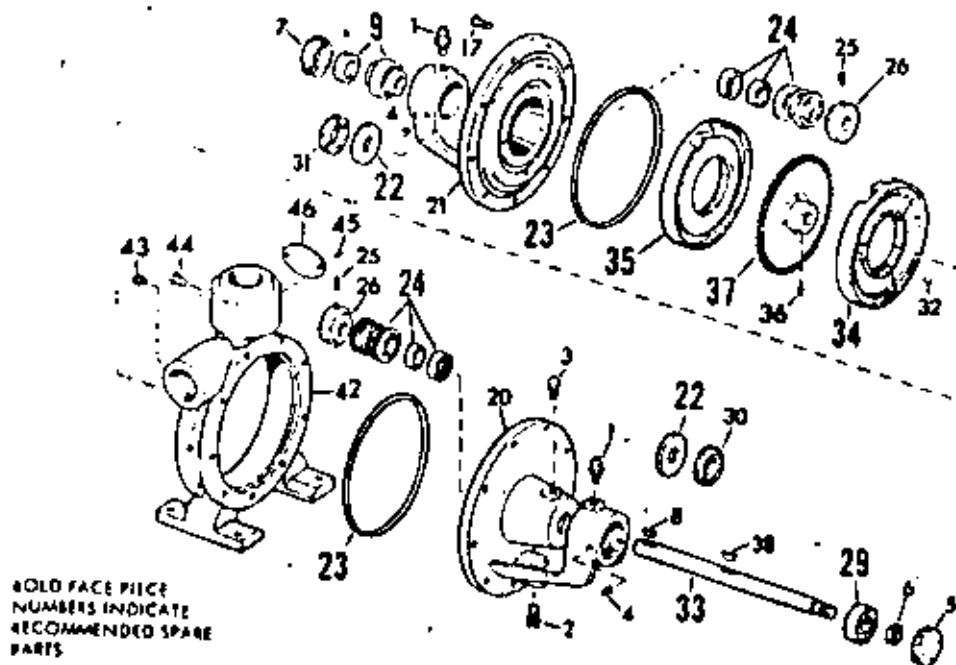
44
MODEL 114-115-116

SECTION 110P PAGE 5
DATE JANUARY 1972

PIECE NUMBERS



SINGLE STAGE WITH PACKING

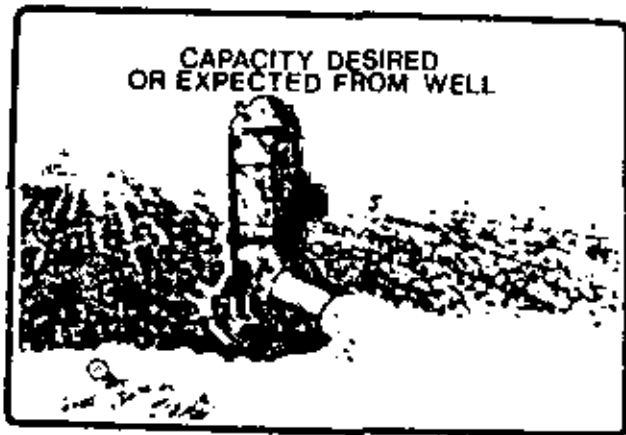


SINGLE STAGE WITH SEALS

GASTO Y CARGA

**BASES PARA
SELECCIONAR BOMBAS
DE AGUA**

- A GASTO**
- B CARGA**
- C LIMITACIONES**
- D EFICIENCIA**
- E NPSH**



II A

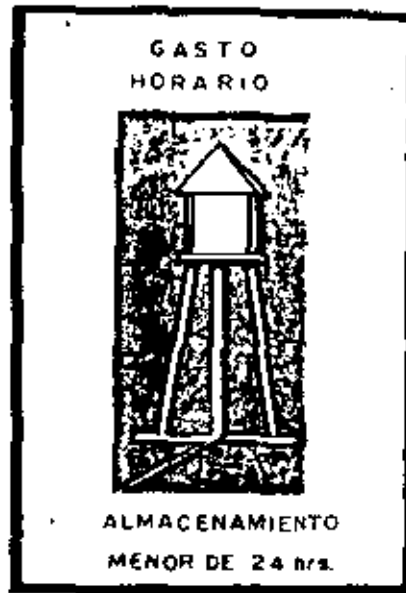
- A).- GASTO MAXIMO DIARIO.
- B).- GASTO MAXIMO HORARIO.
- C).- GASTO MAXIMO INSTANTANEO.



$$\frac{\text{HABITANTES} \times \text{DOTACION (LTS/DIA)}}{24 \text{ HORAS} \times 60 \text{ MIN} \times 60 \text{ SEG}} \times 1.3$$

SELECCIONAR LA BOMBA PARA

OPERAR : 12 - 16 - 18 HORAS



HABITANTES DOTACION (LTS / DIA) 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**

**GASTO MAXIMO PROBABLE
INSTANTANEO**

- 1 SISTEMA EMPIRICO BRITANICO**
- 2 SISTEMA EMPIRICO CHICAGO**
- 3 SISTEMA EMPIRICO
FAIRBANKS MORSE**
- 4 SISTEMA PROBABILISTICO O
METODO DE HUNTER**

METRO EMPIRICO BRITANICO
METRO ALZADA POR DIA

Muebles	Valor
LAVANDOS	1.30
REGADERA	1.25
M.C. (PRIVADO)	1.32
FREGADERO	1.25
LAVADERO	1.25

SISTEMA EMPIRICO BRITANICO

MUEBLES	Nº	VALOR	TOTAL
LAVANDOS	10	1.30	13.00
REGADERA	10	1.25	12.50
M.C. (PRIVADO)	10	1.32	13.20
FREGADERO	10	1.25	12.50
LAVADERO	10	1.25	12.50

GASTO TOTAL SIMULTANEO: 12.00
GASTO PROBABLE SIMULTANEO: 3.60 L. P. S.

METRO ALZADA POR DIA

Salida Total (mm.)	Salida Parcial (mm.)	Salida Total (mm.)	Salida Parcial (mm.)
0.06 ± 0.70	0.07	5.10	2.75
0.08	.07	5.25	2.66
1.01	.07	6.74	2.65
1.13	2.01	7.25	2.66
1.16	1.30	8.95	2.66
1.45	1.30	20.37	2.74
1.54	1.14	11.86	2.57
1.69	1.41	15.61	2.66
1.71	1.51	15.62	2.70
2.52	1.64	17.03	2.67
2.60	1.84	25.81	2.76
2.80	2.40	27.41	2.76
4.47	2.74	31.70	2.76

METRO ALZADA INSTANTANEA

METRO ALZADA DE DIAZ CUADRADA

F O R M U L A

- $Q = \sqrt{q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2 + q_5^2}$
- Q = GASTO MAXIMO PROBABLE EN L.P.S.
- q₁ = .25 L.P.S. GASTO MEDIDO. SALIDA DE 9.5 mm.
- q₁² = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 9.5 mm.
- q₁ = NUMERO DE SALIDAS DE 9.5 mm.
- q₂ = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 13 mm.
- q₂ = NUMERO DE SALIDAS DE 13 mm.
- q₃ = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 19 mm.
- q₃ = NUMERO DE SALIDAS DE 19 mm.
- q₄ = CUADRADO DEL VALOR DE UNA SALIDA DE 25 mm.
- q₄ = NUMERO DE SALIDAS DE 25 mm.

METRO ALEMAN DE DIAZ CUADRADA

MUEBLES	Nº	DIAMETRO	VALOR
LAVANDOS	10	(9.5mm.)	1.3
REGADERA STANDARD	10	(13mm.)	2.5
NINGITORIOS (PLUS)	10	(19mm.)	2.7
M.C. (FLEOMETRO)	10	(25mm.)	2.8

$Q = .25 \sqrt{1 \times 10 + 2.5 \times 10 + 2.7 \times 10 + 2.8 \times 10}$

Q SEA

$.25 \sqrt{175} = .25 \times 13$

GASTO MAXIMO PROBABLE: 4.5 L. P. S.

CAPACITY OF PUMP

TABLE WITH MULTIPLE COLUMNS AND ROWS, INCLUDING PUMP SPECIFICATIONS AND CAPACITY DATA.

SISTEMA EMPIRICO CHICAGO PUMP

TOTAL DE MUEBLES : 20

TIPO DE MUEBLA	NUMERO	FACTOR	GRAN.	VALOR
APARTAMENTOS	10	0.13	25	1.31
MOBLES	10	0.13	17	1.27
HOSPITALES	10	1.00	10	2.13
MERCANTILES	10	1.00	10	2.13
OPINAS	10	0.03	45	1.34

TIPO OBRA	MUEBLES	FACTOR	USPM	LPS
APARTAMENTOS	30	x 2	16	= 11
HOTEL	30	x 6	13	= 24
HOSPITALES	50	x 1	20	= 13
MERCANTILES	30	x 1	20	= 11
EDUCACION	10	x 1	10	= 11
ESCUELAS	10	x 1	10	= 11

SISTEMA EMPIRICO FABRANKS MCHM

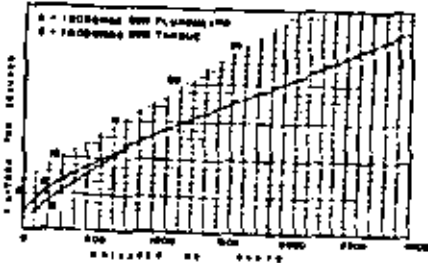
TOTAL DE MUEBLES: 80

TIPO OBRA	MUEBLES	FACTOR	USPM	LPS
APARTAMENTOS	30	x 2	16	= 11
HOTEL	30	x 6	13	= 24
HOSPITALES	50	x 1	20	= 13
MERCANTILES	30	x 1	20	= 11
EDUCACION	10	x 1	10	= 11
ESCUELAS	10	x 1	10	= 11

**METODO DE HUNTER
PARA
CALCULAR EL COSTO
MAXIMO PROBABLE**

METODO DE HUNTER
COSTO MAXIMO PROBABLE

CANTIDAD DE MUEBLES			
ORDENES DE CANTO			
TIPO	DESCRIPCION	CANTIDAD	U.M.
1	ALUMINIO	100	10
2	ACERO	100	10
3	PLASTICO	100	10
4	WOOD	100	10
5	GLASS	100	10
6	PAINT	100	10
7	GLASS	100	10
8	PAINT	100	10
9	GLASS	100	10
10	PAINT	100	10
11	GLASS	100	10
12	PAINT	100	10
13	GLASS	100	10
14	PAINT	100	10
15	GLASS	100	10
16	PAINT	100	10
17	GLASS	100	10
18	PAINT	100	10
19	GLASS	100	10
20	PAINT	100	10



METODO DE HUNTER

EJEMPLO		USO PUBLICO	
MUEBLES	No	VALOR	U.M.
WC. FLOX	10	10	100
MNS. FLOX	10	1	10
LAVASO	10	1	20
FRIGADERO	10	1	20
VERTIDERO	10	1	10
TOTAL U.M.: 800 - LPS: 8.84			

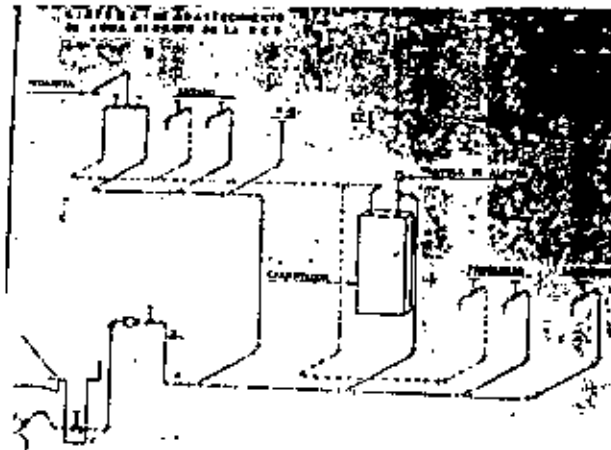
METODO DE HUNTER

EJEMPLO		USO PRIVADO	
MUEBLES	No	VALOR	U.M.
WC. TANGLE	10	1	10
RESADERA	10	1	20
LAVASO	10	1	10
FRIGADERO	10	1	20
LAVADERO	10	1	10
TOTAL U.M.: 110 - LPS: 3.08			

ELEMENTOS QUE ^X
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.

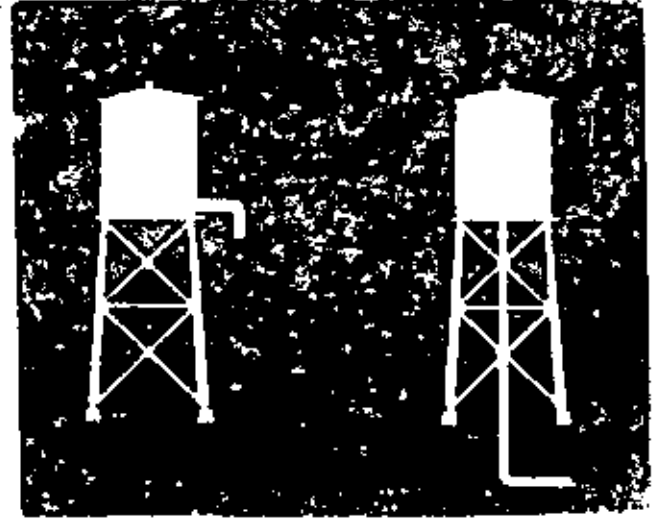
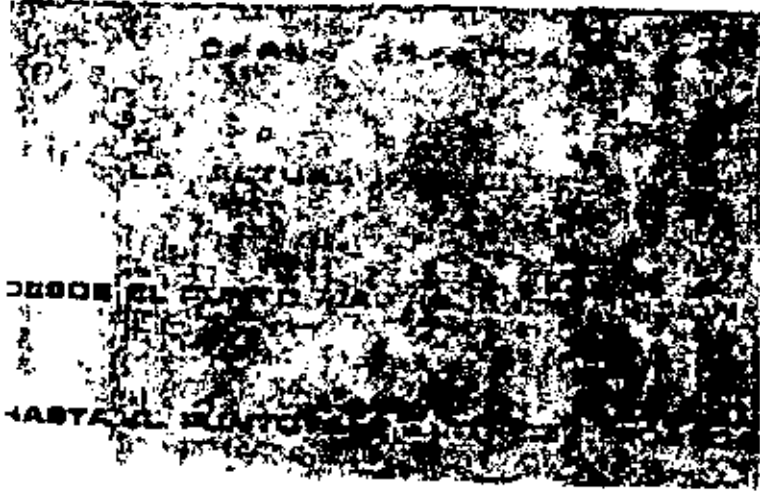
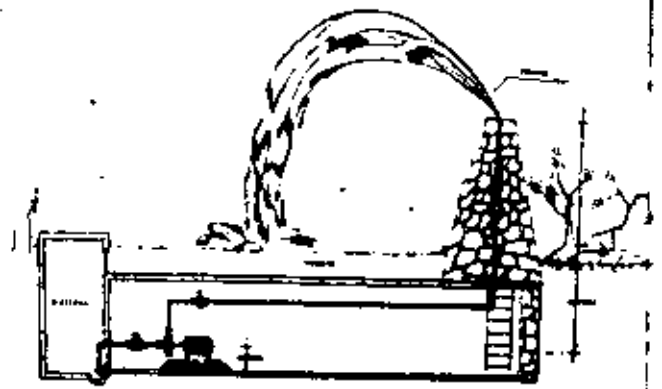
3.- La siguiente tabla puede ser utilizada para seleccionar los diámetros de toma y línea de alimentación, basados en diferentes longitudes de tubería y el total de unidades mueble. Estos diámetros han sido calculados usando 3 m. por segundo de velocidad del agua, lo que corresponde aproximadamente a 10% de pérdidas por fricción.

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	13	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

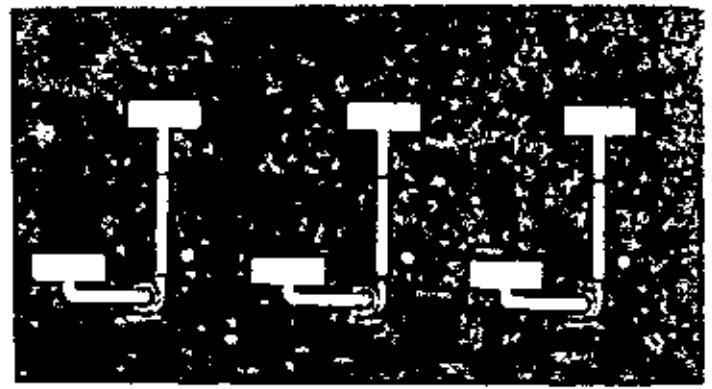
CARGA MANOMETRICA
ALTURA DE SUCCION
PERDIDAS DE SUCCION
ALTURA DE DESCARGA
PERDIDAS EN DESCARGA
PRESION REQUERIDA



TO FIND SPECIFIC GRAVITY.

3 GRAMS 20 GRAMS 25 GRAMS

EMPTY FLASK FLASK WITH WATER FLASK WITH ALCOHOL

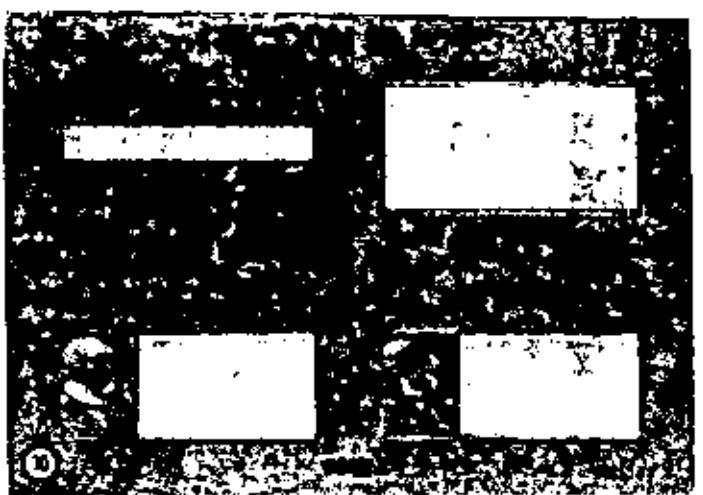
$$\frac{25}{20} = \frac{25}{20} = \frac{25}{20} = 1$$


PERDIDAS POR FRICCION

LA PERDIDA DE PRESION EN UN TUBO

CAUSADA POR LA FRICCION DEL

EL AGUA Y LAS BOMBAS...



36

LONGITUD EQUIVALENTE DE VALVULAS Y CONEXIONES EN METROS DE TUBO NUEVO (FLUJO TURBULENTO)

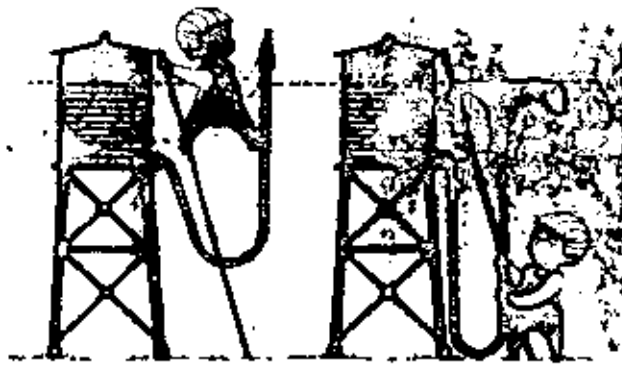
PIEZAS			DIAMETROS EN MMS.													
		MATERIAL	6.3	9.5	13	19	25	32	38	51	63	76	102	152	203	
CODO 90° NORMAL	ROSCA	ACERO	.70	.95	1.10	1.34	1.53	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.55	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2.74	3.35	-	-
		BRIDA	ACERO	-	-	.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.22	1.80	2.71	3.66
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.10	1.46	2.20	2.99	
CODO 90° GRANDE	ROSCA	ACERO	.46	.61	.67	.70	.82	.96	1.04	1.10	1.10	1.10	1.40	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.13	-	-	
		ACERO	-	-	.34	.40	.49	.61	.73	.82	.86	.86	.86	1.74	2.13	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	.85	1.04	1.43	1.74		
CODO 45°	ROSCA	ACERO	.10	.16	.22	.28	.40	.52	.64	.82	.96	1.22	1.68	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	1.37	-	-	
		ACERO	-	-	.14	.18	.25	.34	.40	.52	.61	.79	1.07	1.71	1.35	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	.64	.88	1.37	1.92		
CODO 45° GRANDE	ROSCA	ACERO	.24	.37	.52	.73	.93	1.40	1.71	2.35	2.83	3.35	3.18	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3.32	4.27	-	-
		ACERO	-	-	.21	.25	.30	.40	.46	.55	.58	.67	.65	1.16	1.43	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	.58	.67	.94	1.19		
CODO 90° GRANDE	ROSCA	ACERO	.73	1.09	1.28	1.62	2.01	2.65	3.02	3.66	3.96	5.10	6.40	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.27	5.28	-	-	
		ACERO	-	-	.61	.79	1.01	1.34	1.58	2.01	2.29	2.87	3.66	5.49	7.32	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	2.35	3.05	4.57	6.10		
CODO 90° GRANDE	ROSCA	ACERO	.70	.94	1.10	1.34	1.58	2.01	2.26	2.59	2.83	3.35	3.55	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2.74	3.35	-	-
		ACERO	-	-	.28	.37	.49	.64	.73	.94	1.10	1.34	1.80	2.71	3.66	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	1.10	1.46	2.19	2.99		
VALVULA COMPLETA	ROSCA	ACERO	6.4	6.71	6.71	7.32	8.84	11.28	12.80	16.46	18.90	24.38	23.23	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	19.81	26.71	-	-	
		ACERO	-	-	11.58	12.19	13.72	19.51	17.98	21.34	23.47	28.65	36.55	57.91	79.25	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	23.47	36.55	45.72	64.01		
VALVULA COMPLETA	ROSCA	ACERO	.10	.14	.17	.20	.26	.34	.37	.46	.52	.58	.76	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	.49	.61	-	-	
		ACERO	-	-	-	-	-	-	-	.79	.82	.85	.85	.98	.96	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	.70	.73	.79	.82			
VALVULA ANGULO	ROSCA	ACERO	3.90	4.57	4.57	4.57	5.10	5.49	5.49	5.49	5.49	5.49	5.40	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.57	-	-	
		ACERO	-	-	4.57	4.57	5.10	5.49	5.49	6.40	6.71	6.51	11.58	19.20	27.43	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	7.01	9.45	15.85	22.56		
VALVULA COMPLETA	ROSCA	ACERO	2.19	2.23	2.44	2.68	3.35	3.96	4.57	5.79	6.71	8.23	11.53	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6.71	9.45	-	-	
		ACERO	-	-	1.16	1.62	2.10	3.05	3.66	5.16	6.40	8.23	11.58	19.20	27.43	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	6.71	9.45	15.85	22.56		
ENTRADA A TUBO	ROSCA	ACERO	.04	.05	.06	.07	.09	.11	.12	.14	.15	.16	.20	-	-	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	.13	.16	-	-	
		ACERO	.01	.02	.03	.04	.05	.08	.09	.13	.16	.20	.25	.45	.70	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	.17	.23	.40	.58		
ENTRADA A TUBO	ROSCA	ACERO	.13	.21	.29	.40	.55	.79	.94	1.31	1.58	2.04	2.50	4.68	7.01	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.68	2.35	3.96	5.79	
		ACERO	.27	.43	.56	.79	1.10	1.55	1.84	2.59	3.05	3.96	5.79	9.75	13.72	
		Po. Po.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
ABERTURA SUBITA	$H = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2G} \right)^2$															

PRESION EN LA DESCARGA:

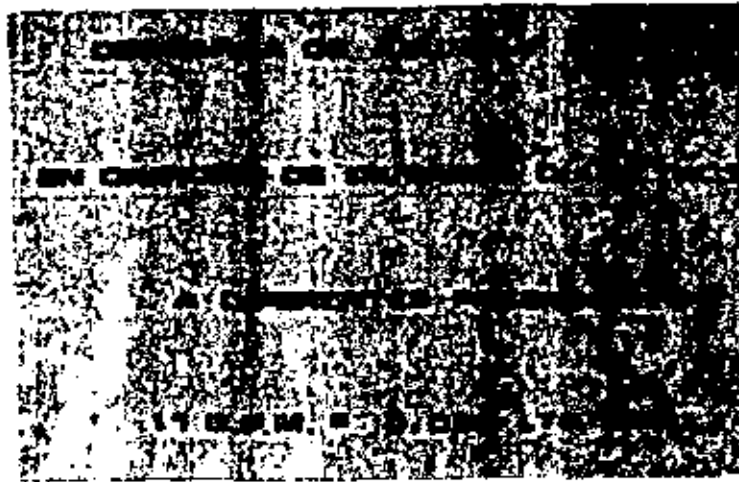
LA PRESION REQUERIDA EN KG/CM²

EN EL PUNTO DE DESCARGA

(1 KG/CM² = 10 M DE COLUMNA DE AGUA)



①



From the Stream Tables, originally prepared by John R. Freeman.

This table is computed from the formula $Q = 29.83d^2 \sqrt{H}$ with $c = 1.00$, a figure seldom reached in practice.

The theoretical discharge of sea water, as from friction nozzles, may be found by subtracting 1 per cent from the figures in the following table, or from the formula $Q = 29.47d^2 \sqrt{H}$.

HEAD Feet	Velocity of Discharge in Ft. per Second	Diameter of													
		$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{8}$	
1	12.20	.32	.57	1.05	1.87	4.70	7.46	11.7	16.8	22.9	29.9	37.8	46.2	55.4	
2	17.25	.46	.86	1.48	2.64	5.94	10.5	16.5	23.7	32.3	42.2	53.4	65.4	78.6	
3	21.13	.57	1.11	1.82	3.23	7.37	12.9	20.2	29.1	39.6	51.7	65.4	80.1	95.8	
4	24.39	.67	1.32	2.10	3.73	8.40	14.9	23.3	33.6	45.7	59.7	75.6	92.5	110.4	
5	27.26	.76	1.50	2.35	4.17	9.39	16.7	26.1	37.6	51.1	66.7	84.5	103.4	123.3	
6	29.87	.84	1.64	2.57	4.57	10.3	18.3	28.6	41.1	56.0	73.1	92.5	112.4	133.3	
7	32.76	.91	1.73	2.78	4.94	11.1	19.7	30.8	44.4	60.5	79.0	99.9	120.8	143.3	
8	34.49	.97	1.82	2.97	5.28	11.9	21.1	33.0	47.5	64.4	84.4	107	133.3	153.3	
9	36.58	1.03	1.90	3.15	5.60	12.6	22.4	35.0	50.4	68.4	89.5	113	143.3	163.3	
10	38.56	1.09	1.98	3.30	5.90	13.3	23.6	36.8	53.2	72.2	94.4	119	153.3	173.3	
11	40.45	1.14	2.05	3.45	6.19	13.9	24.7	38.6	55.9	75.7	99.0	125	163.3	183.3	
12	42.24	1.19	2.12	3.60	6.47	14.5	25.7	40.3	58.3	79.1	103	131	173.3	193.3	
13	43.97	1.24	2.19	3.74	6.73	15.1	26.7	41.9	60.7	82.3	108	136	183.3	203.3	
14	45.63	1.29	2.25	3.88	6.98	15.7	27.7	43.5	63.0	85.4	112	141	193.3	213.3	
15	47.22	1.34	2.31	4.02	7.23	16.3	28.7	45.0	65.1	88.4	116	146	203.3	223.3	
16	48.78	1.39	2.37	4.16	7.47	16.8	29.7	46.5	67.2	91.3	120	151	213.3	233.3	
17	50.28	1.44	2.43	4.29	7.69	17.3	30.7	47.9	69.3	94.1	123	156	223.3	243.3	
18	51.73	1.49	2.49	4.42	7.92	17.8	31.6	49.3	71.3	96.8	127	160	233.3	253.3	
19	53.15	1.54	2.55	4.54	8.13	18.3	32.5	50.7	73.3	99.5	130	165	243.3	263.3	
20	54.54	1.59	2.60	4.66	8.35	18.8	33.4	52.0	75.3	102	134	169	253.3	273.3	
22	57.19	1.69	2.71	4.90	8.75	19.7	35.0	54.6	78.9	107	140	177	263.3	283.3	
24	59.74	1.78	2.82	5.13	9.14	20.6	36.4	57.0	82.4	112	146	185	273.3	293.3	
26	62.18	1.87	2.93	5.34	9.52	21.4	37.8	59.4	85.8	116	152	193	283.3	303.3	
28	64.52	1.96	3.04	5.53	9.88	22.2	39.5	61.6	89.0	121	158	200	293.3	313.3	
30	66.79	2.05	3.15	5.71	10.2	23.0	40.9	63.7	92.2	125	164	207	303.3	323.3	
32	68.98	2.14	3.26	5.90	10.6	23.8	42.3	65.8	95.2	129	169	214	313.3	333.3	
34	71.10	2.23	3.37	6.07	10.9	24.5	43.6	67.8	98.2	133	174	220	323.3	343.3	
36	73.16	2.32	3.48	6.25	11.2	25.2	44.8	69.8	101	137	179	226	333.3	353.3	
38	75.17	2.41	3.59	6.42	11.5	25.9	46.0	71.8	104	141	184	233	343.3	363.3	
40	77.11	2.50	3.70	6.60	11.8	26.5	47.2	73.6	106	144	189	239	353.3	373.3	
42	79.03	2.59	3.81	6.76	12.1	27.2	48.4	75.4	109	148	193	245	363.3	383.3	
44	80.98	2.68	3.92	6.93	12.4	27.8	49.6	77.2	112	151	198	251	373.3	393.3	



C. Effective Range of Fire Streams

Much of the fundamental data now employed in hydraulic work in fire protection was developed in a series of extensive investigations by John R. Freeman

Table 12-30. Effective Range of Solid Fire Streams

Showing the distance in feet from the nozzle at which streams will do effective work with a moderate wind blowing. With a strong wind, the reach is greatly reduced.

Pressure at Nozzle,	SIZE OF NOZZLE									
	1-in.		1½-in.		2-in.		2½-in.		3-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	47	36	38	34	37	36	40	37	42
25	43	52	44	41	45	46	45	47	46	49
30	51	57	52	50	52	52	53	54	51	56
35	58	61	59	54	59	58	60	59	62	63
40	64	65	65	59	65	67	66	64	69	66
45	69	66	70	63	70	64	72	68	74	71
50	73	61	75	64	75	69	77	72	79	74
55	76	61	79	68	80	72	81	75	83	77
60	79	67	81	72	84	75	85	77	87	81
65	81	70	82	75	87	78	86	79	93	82
70	85	72	88	77	90	80	91	82	92	84
75	87	74	90	79	92	82	93	84	94	84
80	89	74	92	81	94	84	95	86	96	87
85	91	75	94	83	96	86	97	88	98	89
90	93	76	96	85	98	88	99	90	100	91

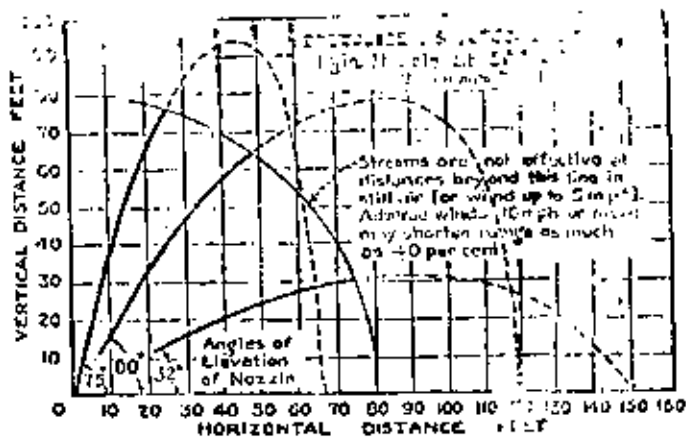


Fig. 12-33. Effective range of a fire stream from 1 1/2 inch nozzle.

Table 12-10. Air Flow Through 1 1/2 Inch Nozzles (For use with 22-lb. nozzle)

Nozzle Pressure psi Measured by Pitot Tube	Nozzle Reaction (lb.)				
	45°	75°	90°	92°	95°
20	74	100	116	133	167
22	77	104	121	137	175
24	80	107	127	145	183
26	84	113	133	151	191
28	87	118	137	157	198
30	90	123	142	162	205
32	93	128	146	167	212
34	96	130	151	172	218
36	98	133	155	177	224
38	101	137	160	182	231
40	104	141	164	187	237
42	107	144	168	192	243
44	111	150	174	198	251
46	114	155	179	205	259
50	117	158	183	209	265
52	119	161	186	213	270
54	121	164	190	217	275
56	123	167	194	221	280
58	125	170	197	225	285
60	127	173	201	229	290
62	129	175	204	233	295
64	131	178	207	237	299
66	133	180	210	240	304
68	135	183	214	244	309
70	137	186	217	247	314
72	139	188	220	251	319
74	141	191	224	254	322
76	143	193	226	257	326
78	145	196	229	261	330
80	147	199	232	264	335
90	156	211	245	277	347
100	165	224	257	289	361
110	173	234	271	303	375
120	179	243	277	314	387
130	184	251	284	324	397
Nozzle Reaction Coefficient (K)					
	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71



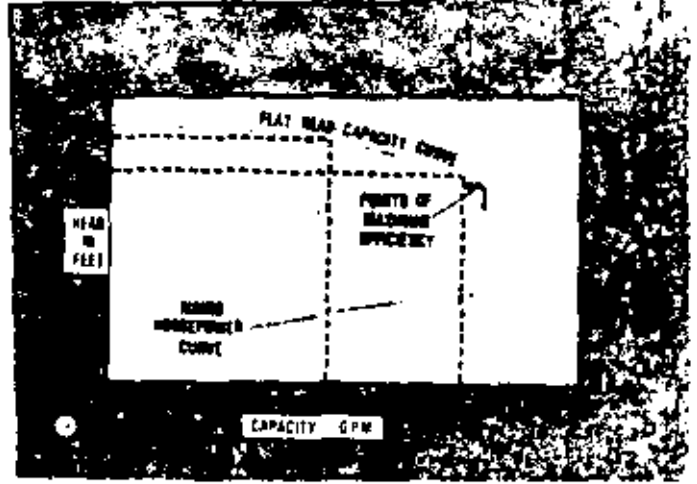
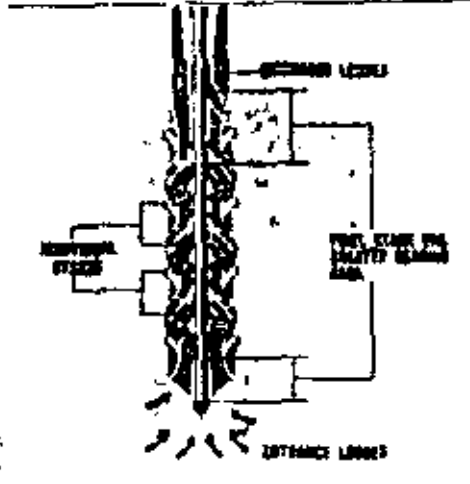
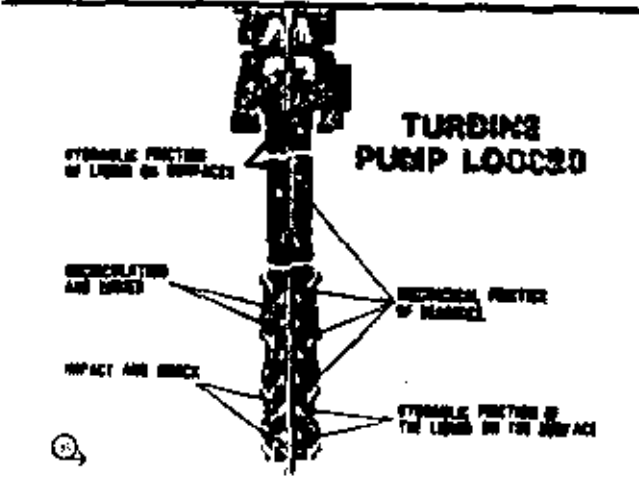
PUMP EFFICIENCY

HYDRAULIC EFFICIENCY

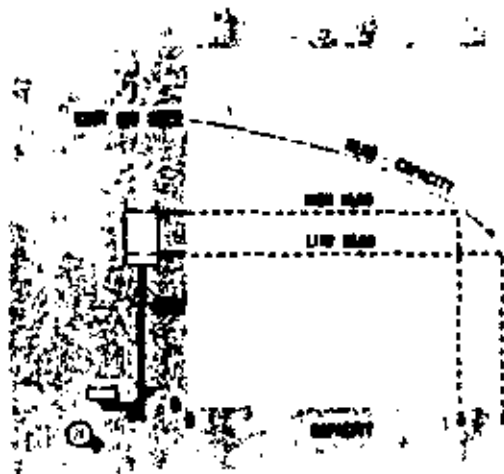
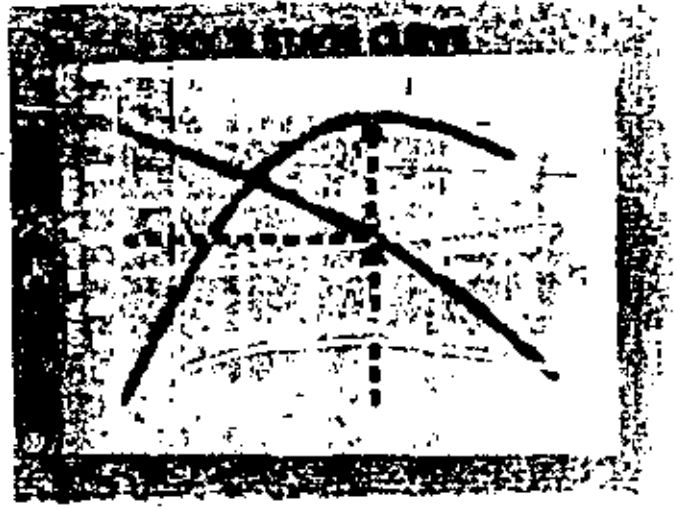
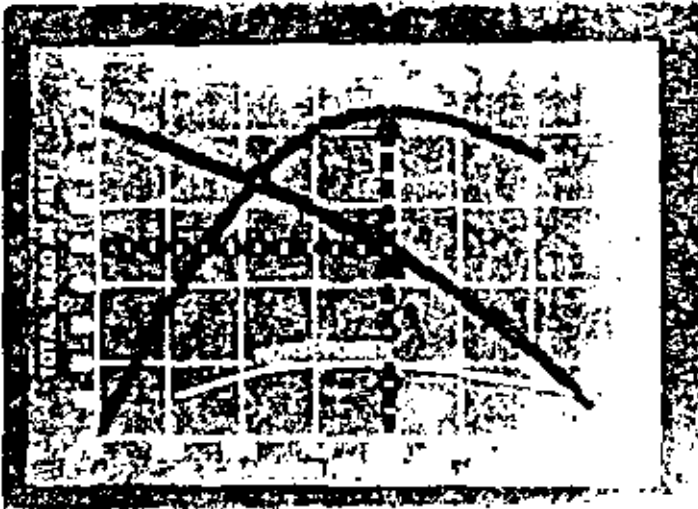
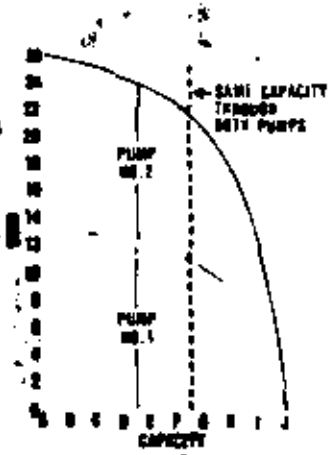


8% EFFICIENT PUMP

1% EFFICIENT BY VARIANCE LOSS



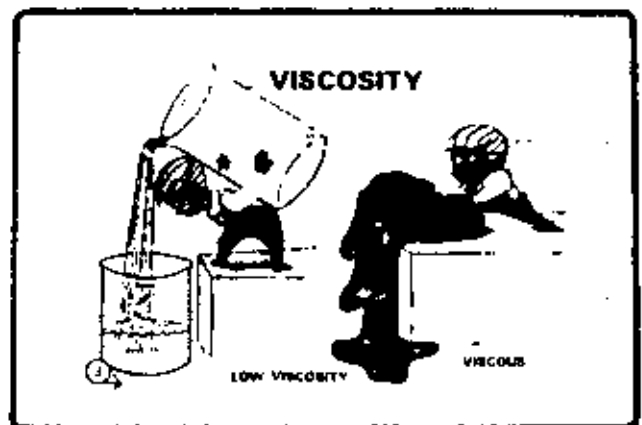
PUMPS OR STAGES
OPERATING IN SERIES
VERTICAL PUMPS OR STAGES



LIMITACIONES EN SELECCION DE BOMBAS

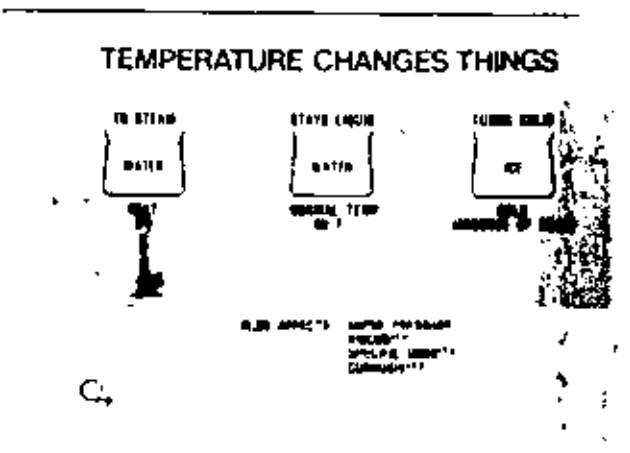
**LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

**LIMITACIONES POR
EL CARACTER
DEL LIQUIDO
a. VISCOSIDAD**



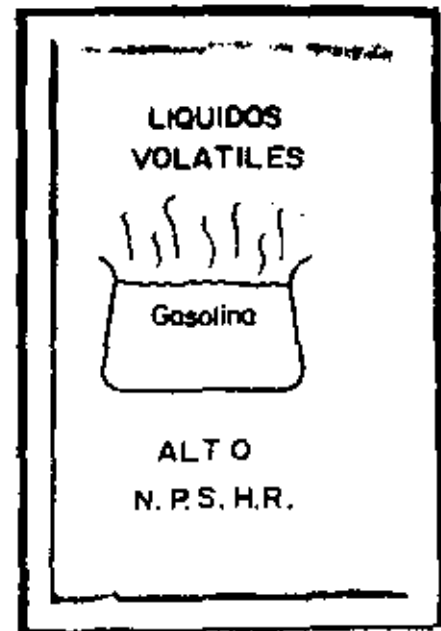
II C

**LIMITACIONES POR EL CARACTER
DEL LIQUIDO
B) TEMPERATURA
(PRESION DE VAPOR)**



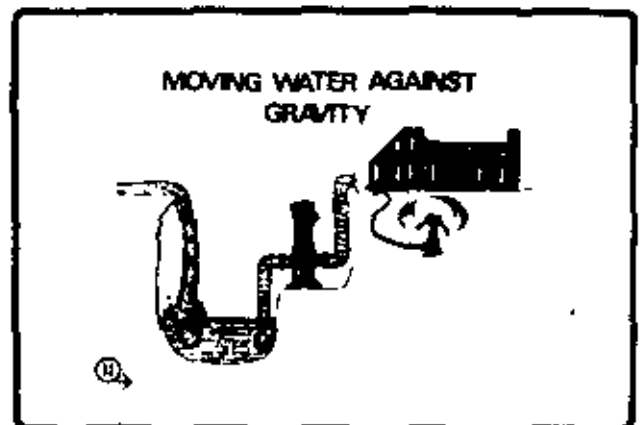
II C

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
0
BAJA PRESION ATMOSFERICA

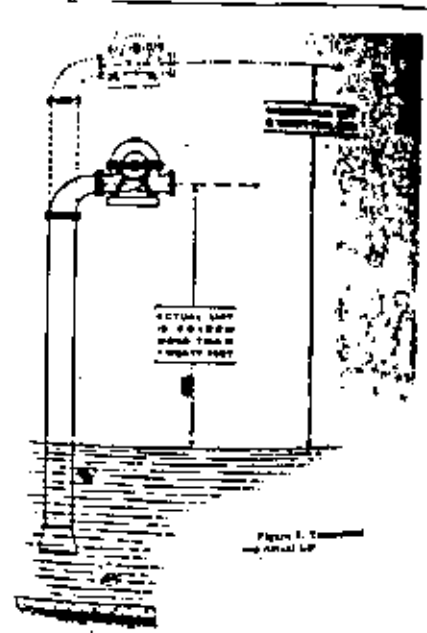
ATMOSPHERIC
PRESSURES
(EFFECTS NPSHA)

18
17
16
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0

ALTITUDE ABOVE SEA LEVEL

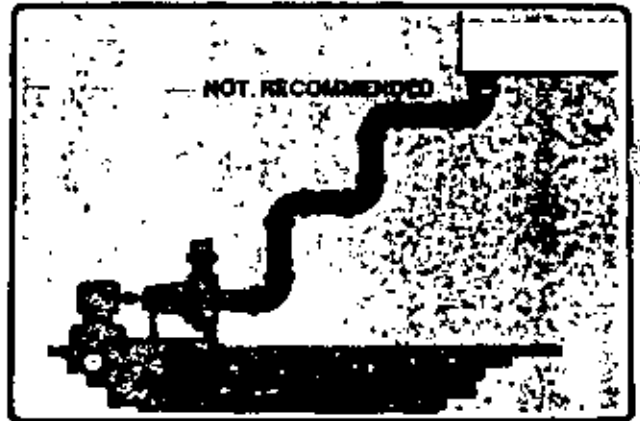
Q

**EXCESIVA PROFUNDIDAD
DE
SUCCION**



II C

**-4 POR EXCESO DE PERDIDAS
POR FRICCION EN LA
SUCCION**

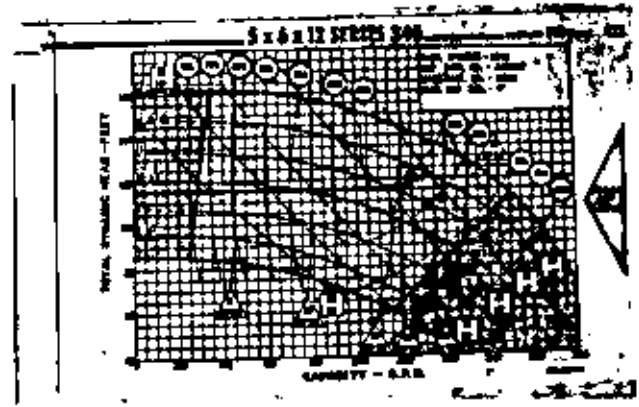
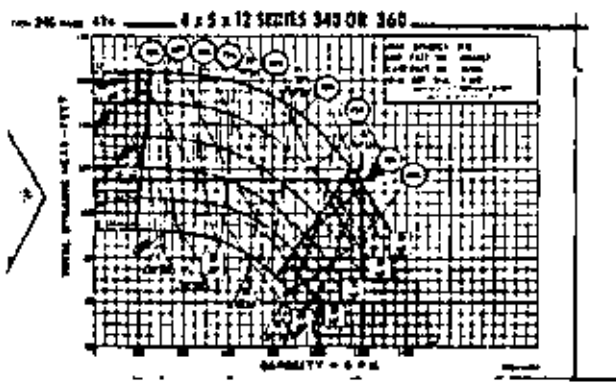
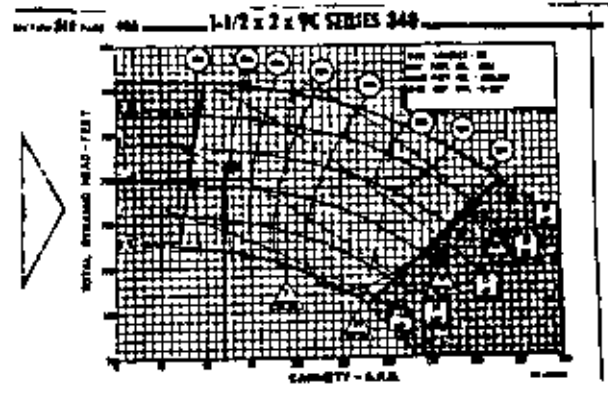
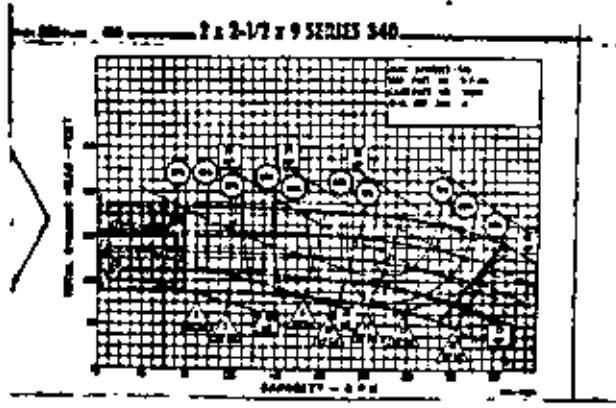


**LIMITACIONES
POR
SELECCION INADECUADA
DE LA
BOMBA**

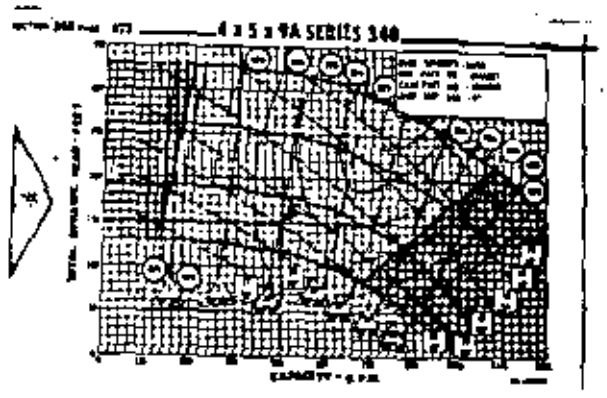
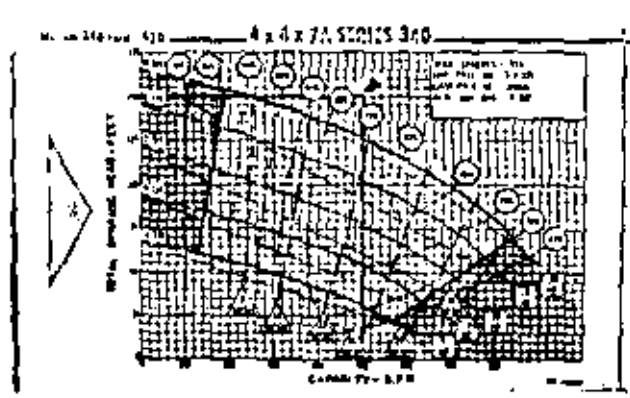
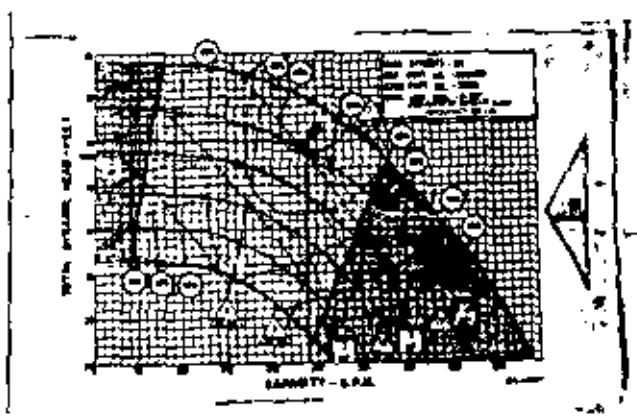
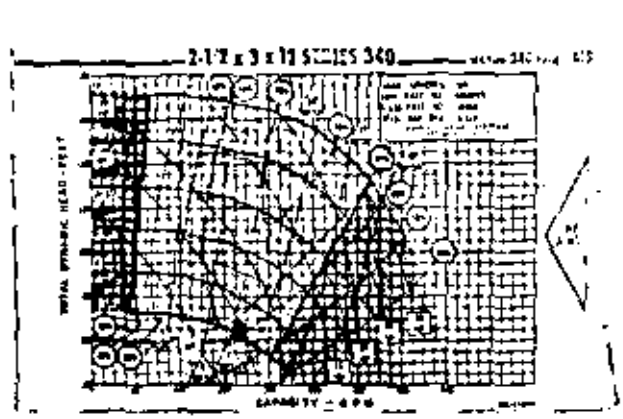


**LIMITACIONES EN
LA SELECCION
DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

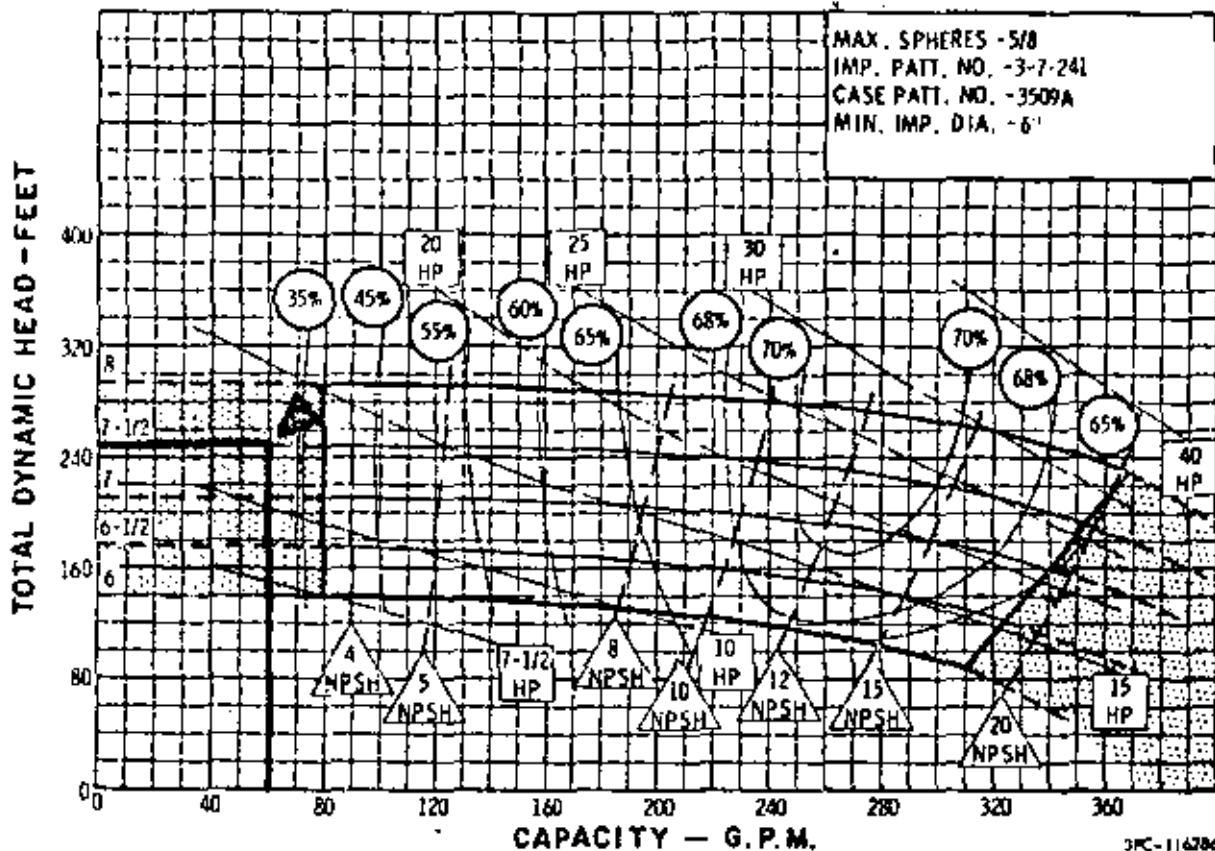
**LIMITES
MAXIMO Y MINIMO
DE GASTO**



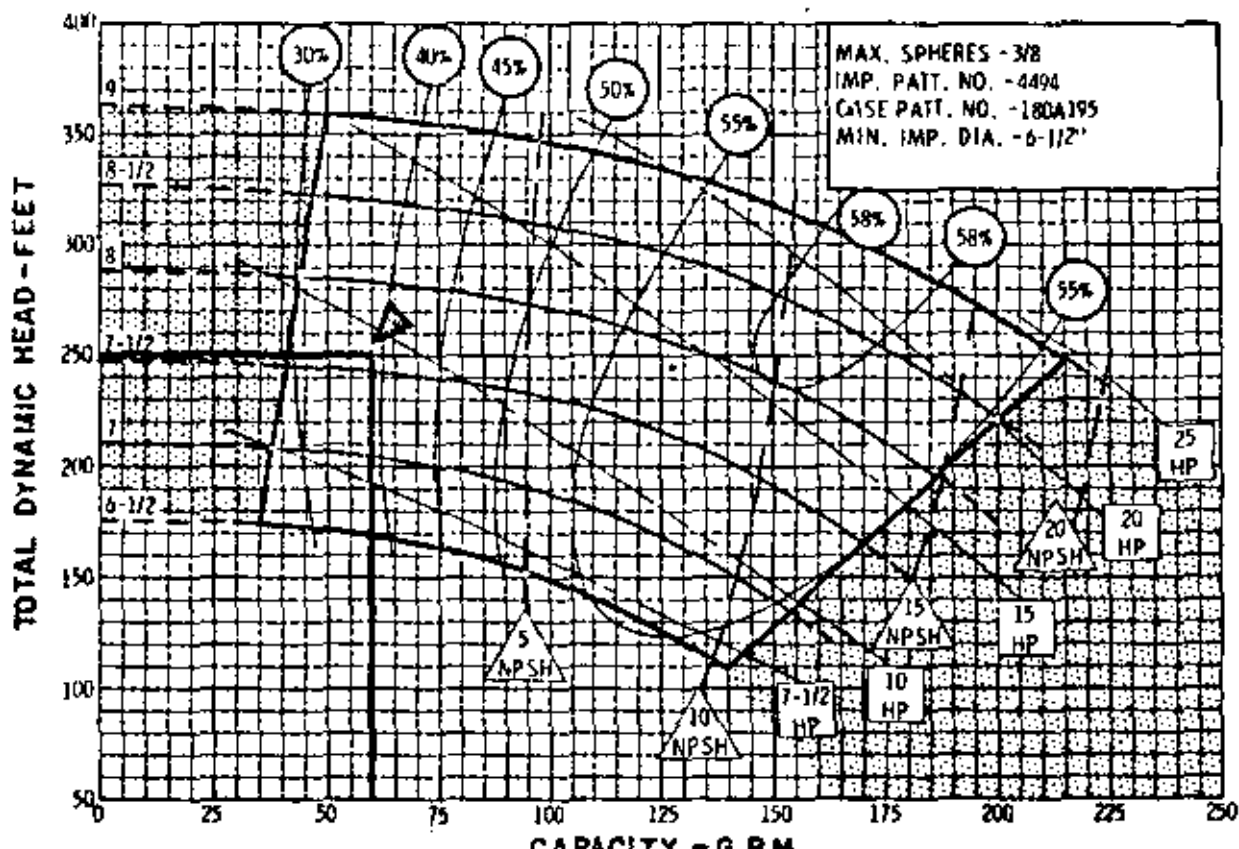
LIMITACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

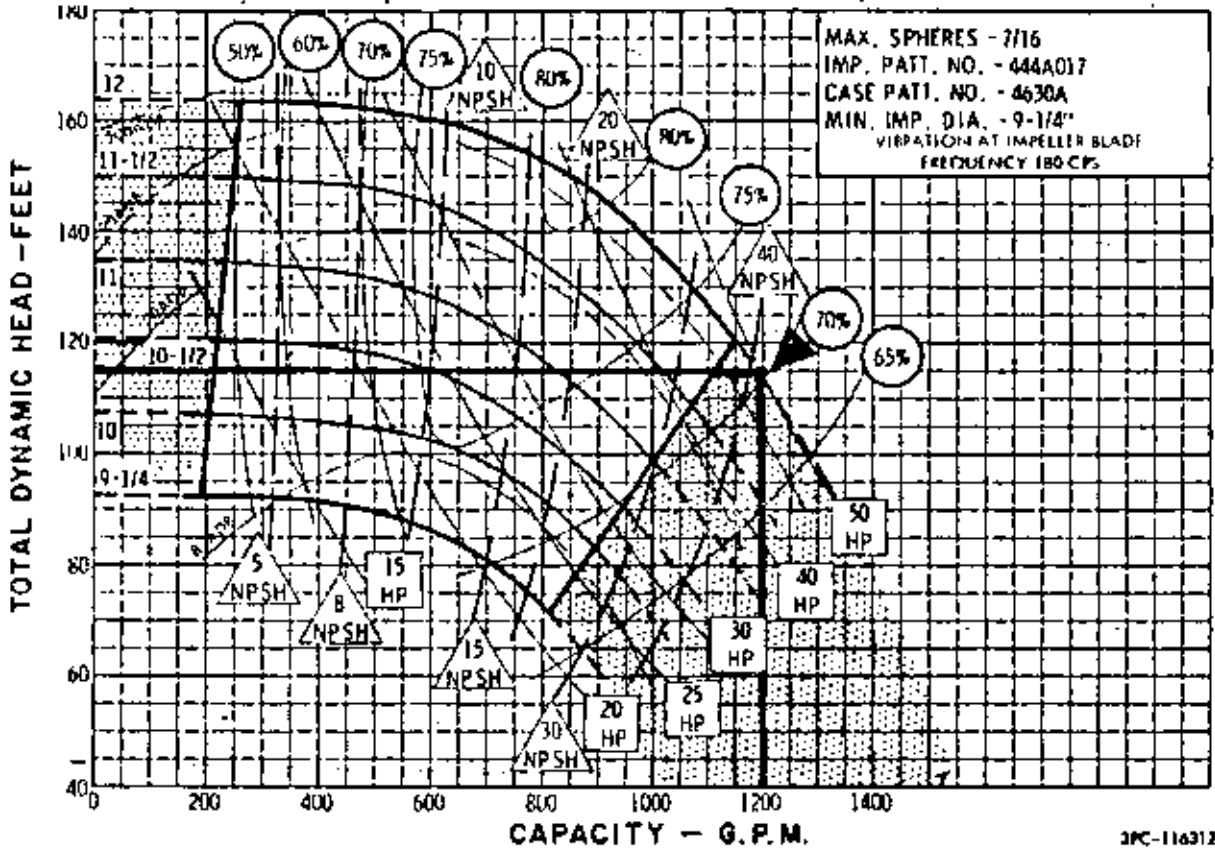


2 x 2-1/2 x 9 SERIES 340

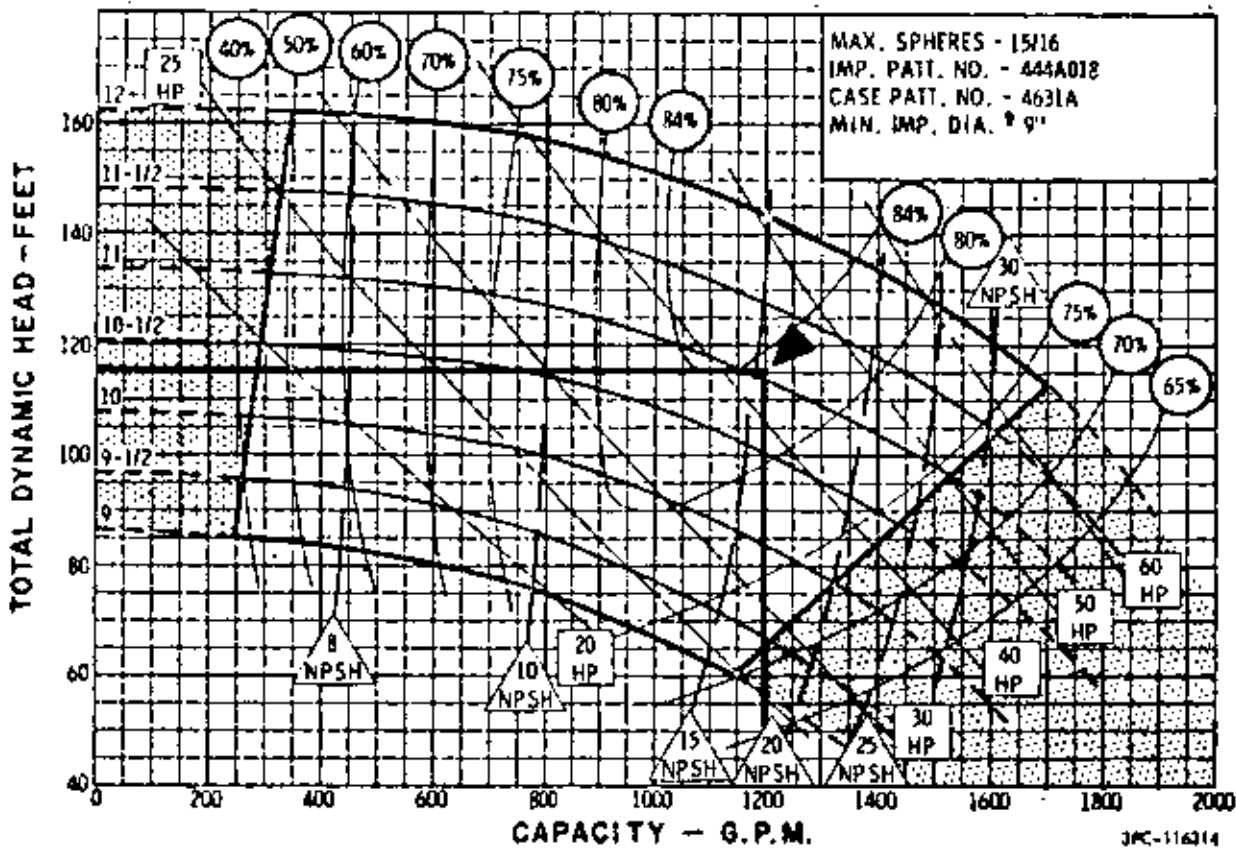


1-1/2 x 2 x 9C SERIES 340

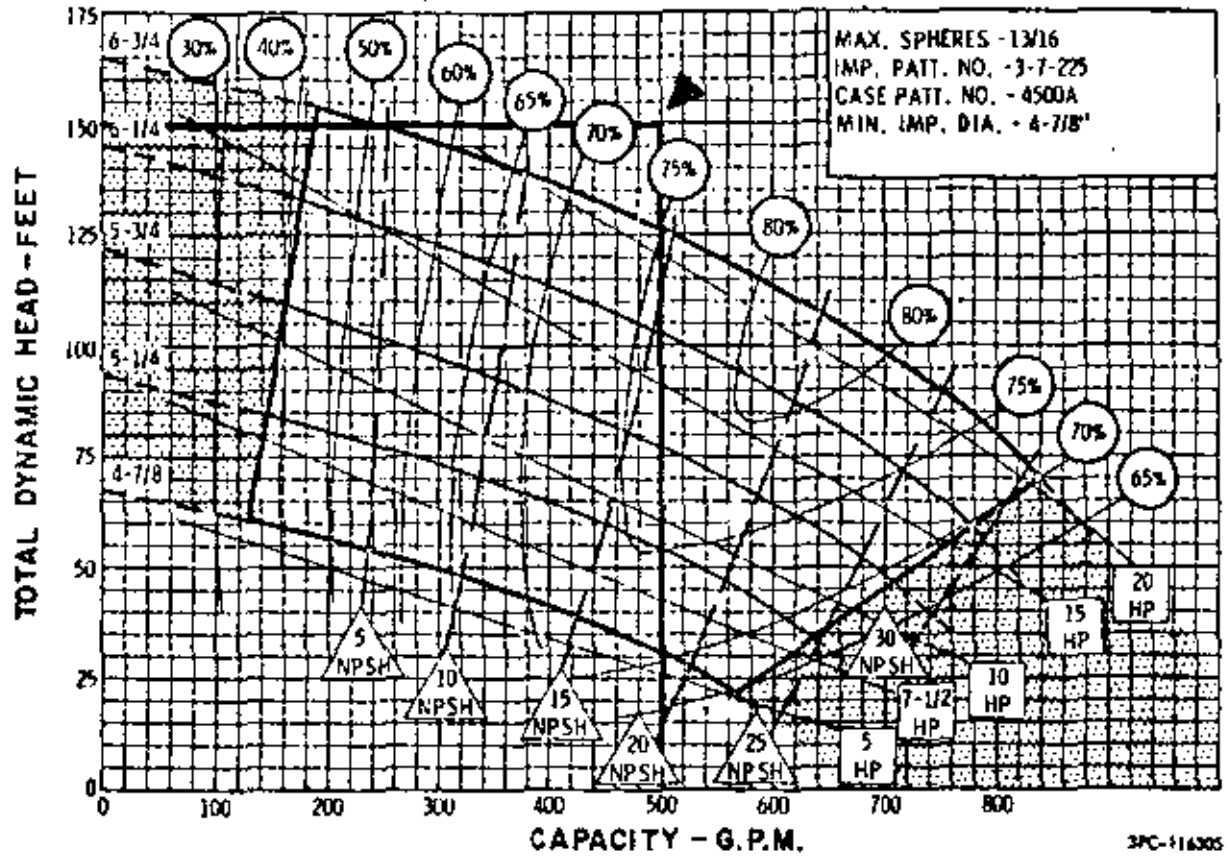




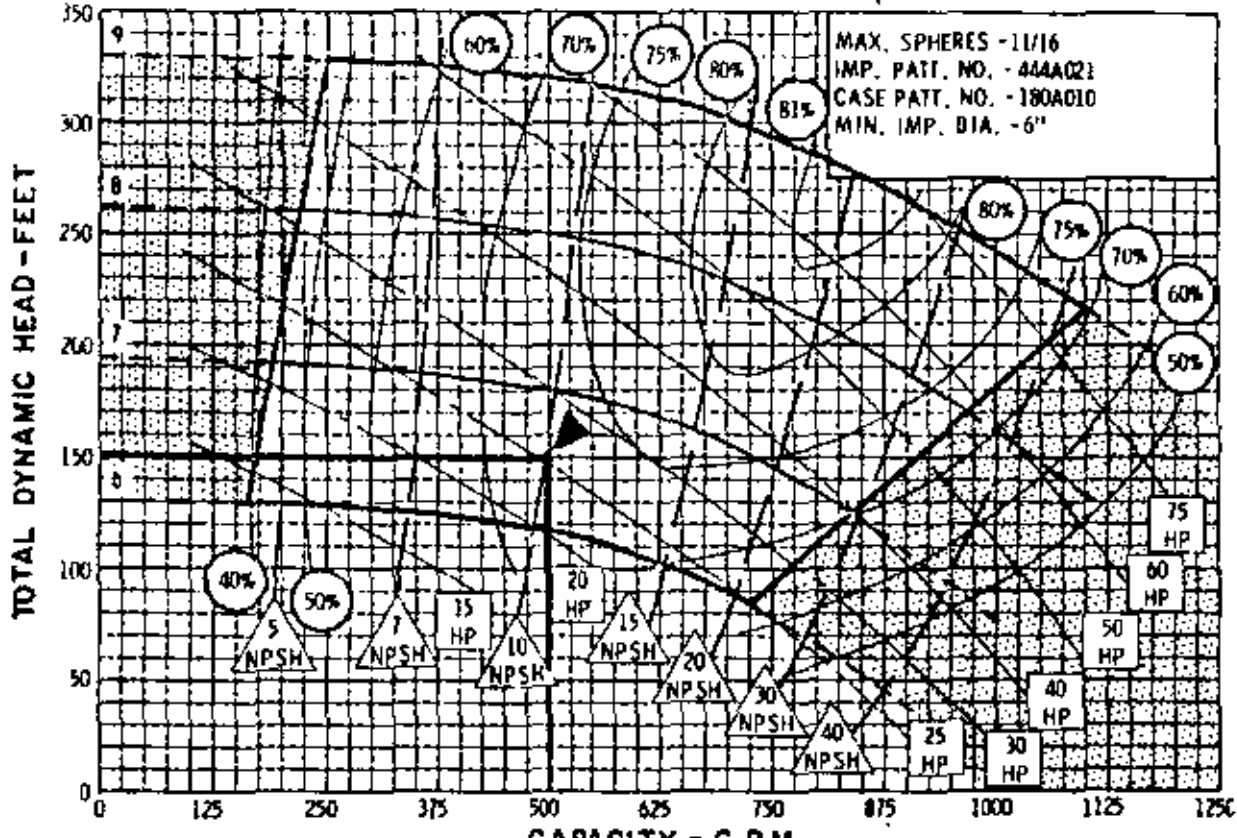
5 x 6 x 12 SERIES 340



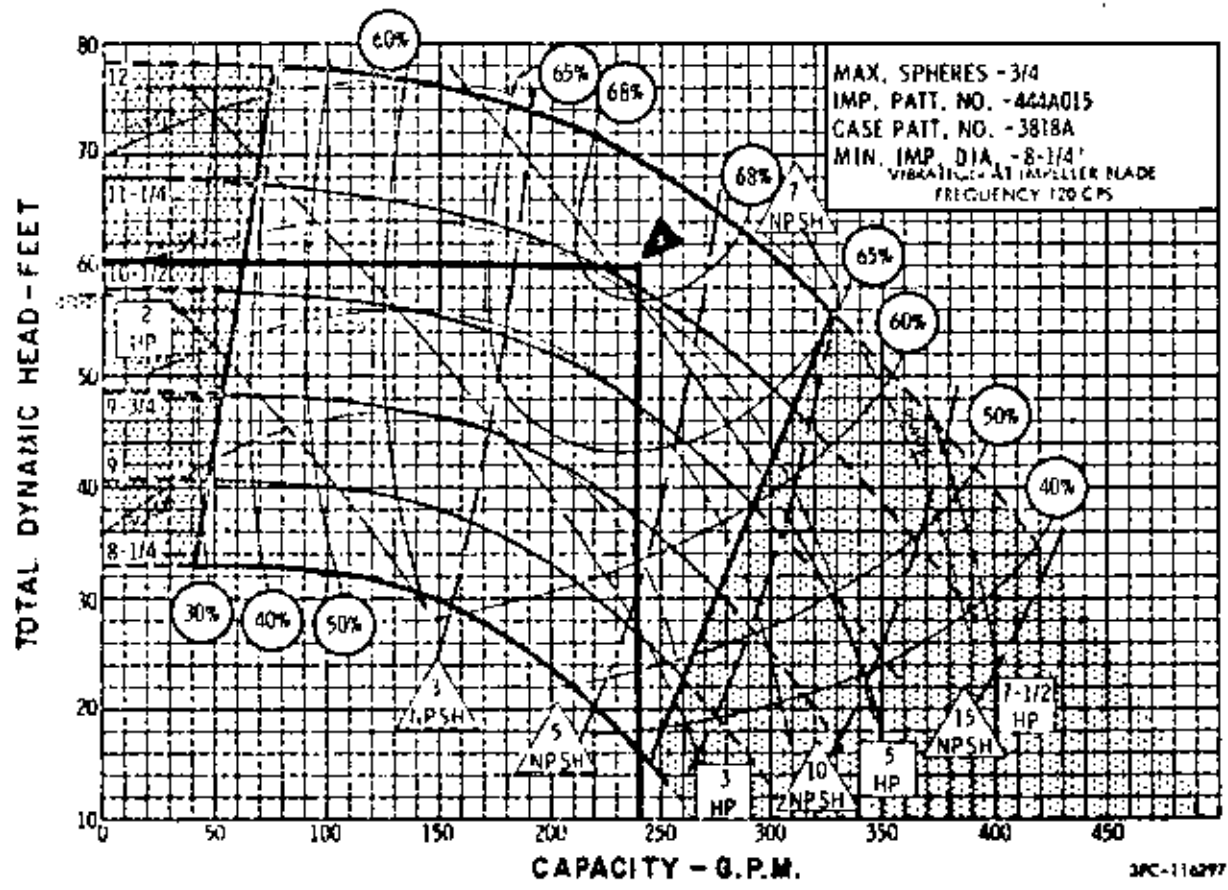
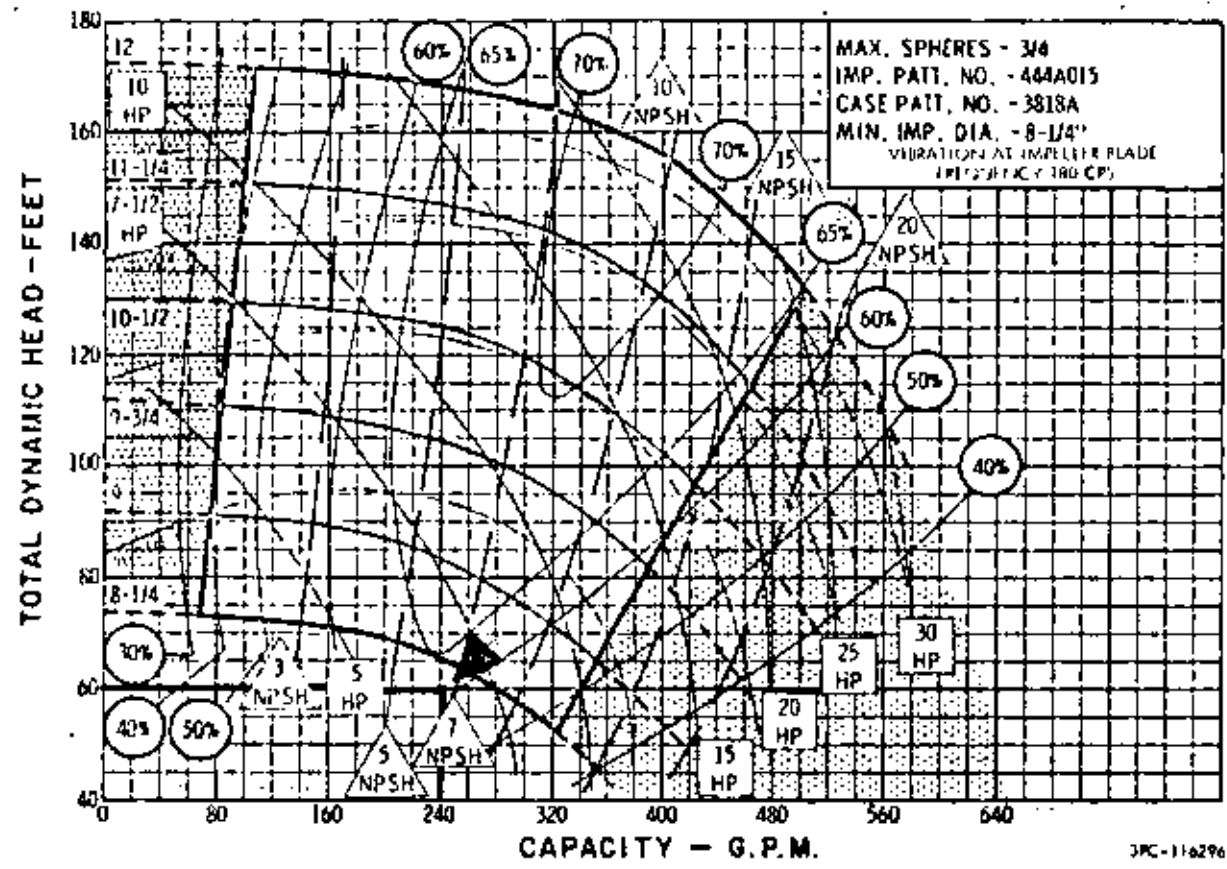
4 x 4 x 7A SERIES 340



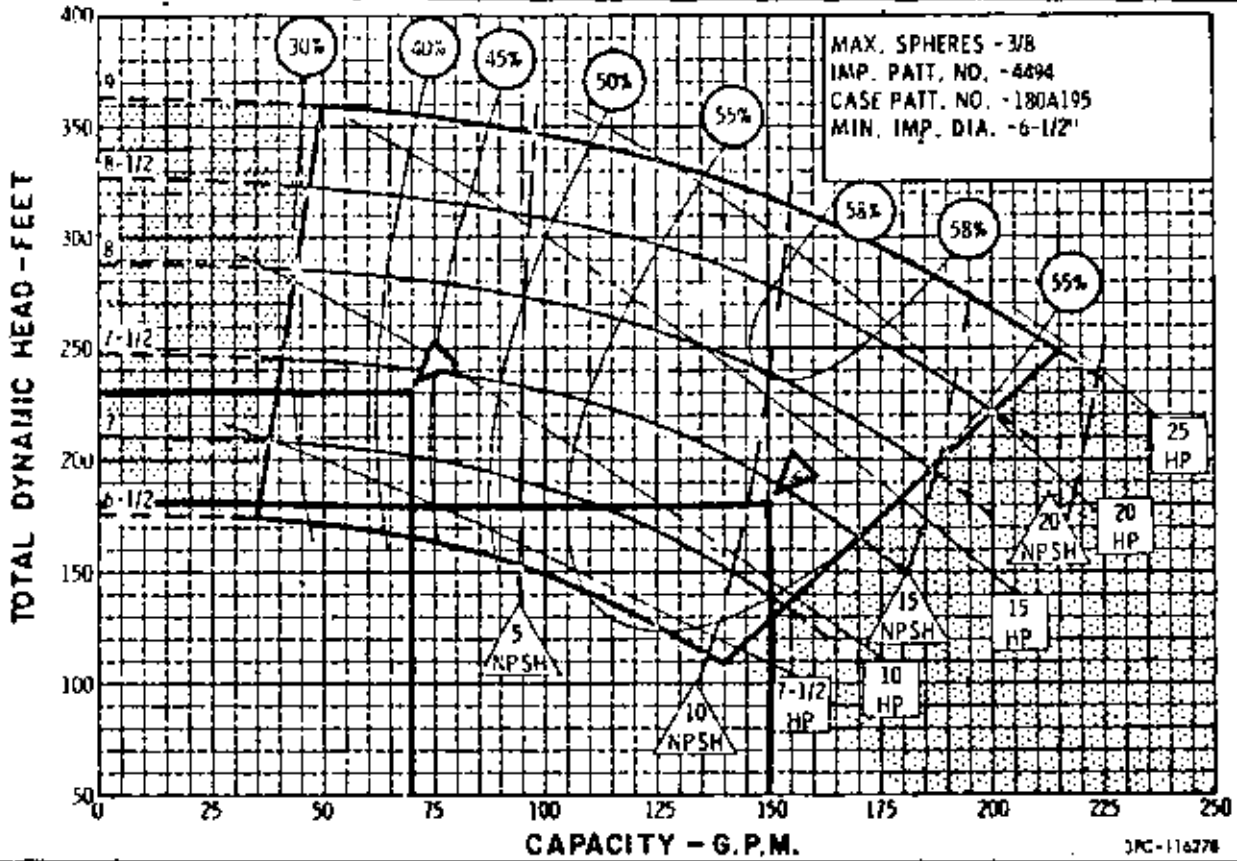
4 x 5 x 9A SERIES 340



2-1/2 x 3 x 12 SERIES 340



1-1/2 X 2 X 9C SERIES 340



SELECCION DE MOTOR
 CALCULANDO LA POTENCIA AL FRENO

SISTEMA U.S.A

$$HP = \frac{GPM \times FEET}{3300 \times EFF} \quad \text{OR} \quad \frac{140 \times 140}{3300 \times .85}$$

SISTEMA METRICO

$$HP = \frac{LPS \times METR}{75 \times EFF} \quad \text{OR} \quad \frac{8.45 \times 24.40}{75 \times .85}$$

N. P. S. H.
(CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION)

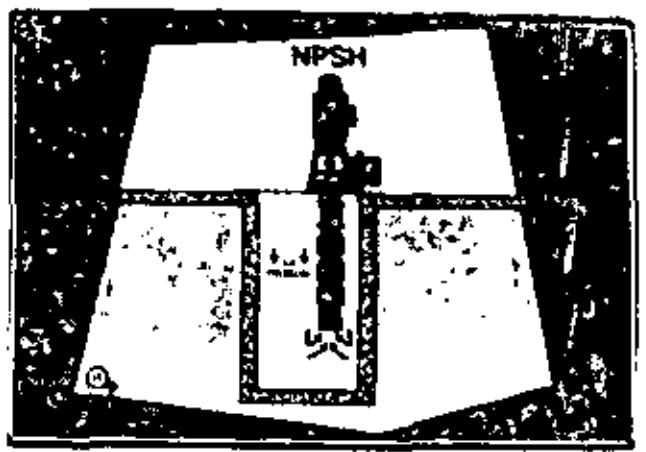
N.P.S.H.

(net positive suction head)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION

APLICADA A

SUCCION DE BOMBA



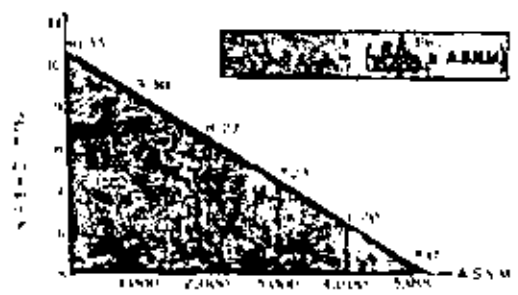
N.P.S.H.A.

(net positive suction head available)

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

CORRESPONDE A LA

PRESSION ATMOSFERICA



NPSHA = Carga Neta Positiva de Succion Disponible (mts)
 A.S.N.M. = Altura Sobre el Nivel del Mar (mts)
 PA = Presion Atmosferica (10,3329 mts de Agua)



A.S.N.M. = 2,242 mts.

$$N.P.S.H.O. = 10.3329 - \left(\frac{10.3329}{10,000} \times 2,242 \right)$$



CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION DISPONIBLE

(N.P.S.H.A.)

Para Succión de Bombas en
algunas Poblaciones de México

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
AGUASCALIENTES, AGS.	1861	618.56	8.41
CAMPECHE, CAMP.	0	760.00	10.33
CELAYA, GTO.	1808	622.59	8.46
CD. JUAREZ, CHIH.	407	729.07	9.91
CD. VICTORIA, TAMPS.	449	725.88	9.87
COLIMA, COL.	480	723.52	9.84
CORDOBA, VER.	820	697.68	9.49
CUERNAVACA, MOR.	1542	642.81	8.74
CULIACAN, SIN.	40	756.96	10.29
CHIHUAHUA, CHIH.	1405	653.22	8.88
CHILPANCINGO, GRO.	1193	669.33	9.10
DURANGO, DGO.	2100	600.40	8.16
GUADALAJARA, JAL.	1566	640.98	8.71
GUANAJUATO, GTO.	2012	607.09	8.25
GUAYMAS, SON.	0	760.00	10.33
HERMOSILLO, SON.	206	744.34	10.12
IRAPUATO, GTO.	1730	628.52	8.55

POBLACION	ASNM Metros	PRESION mm. Hg.	NPSHA Metros
JALAPA, VER.	1405	653.22	8.88
LA PAZ, B.C.	0	760.00	10.33
MERIDA, YUC.	8	759.39	10.32
MEXICO, D.F.	2242	589.61	8.02
MONTERREY, N.L.	945	688.18	9.36
MORELIA, MICH.	1950	611.80	8.32
OAXACA, OAX.	1146	672.90	9.15
ORIZABA, VER.	1227	666.75	9.07
PACHUCA, HGO.	2450	573.80	7.80
PUEBLA, PUE.	2162	595.69	8.10
QUERETARO, QRO.	1490	646.76	8.79
SALTILLO, COAH.	1580	639.92	8.10
SAN JUAN DEL RIO, QRO.	2083	601.69	8.18
SAN LUIS POTOSI, S.L.P.	1890	616.36	8.38
SAN MIGUEL ALLENDE, GTO.	1852	619.25	8.42
TEPIC, NAY.	953	687.57	9.35
TLAXCALA, TLAX.	2252	588.85	8.01
TOLUCA, MEX.	2625	560.50	7.62
TULANCINGO, HGO.	2125	598.50	8.14
VERACRUZ, VER.	1	759.92	10.33
ZACATECAS, ZAC.	2503	569.77	7.75

N . P . S . H . R .

[net positive suction head required]

CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA

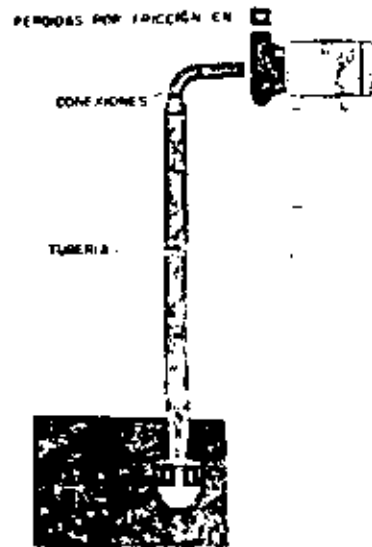
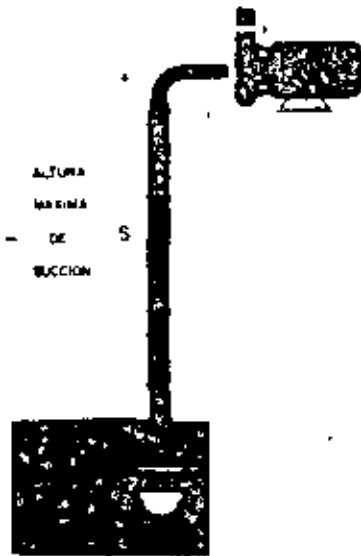
PARA SUCCION
DE LAS BOMBAS

A ALTURA DE SUCCION

B PERDIDAS EN SUCCION

C PRESION DE VAPOR

**D NPSH REQUERIDO POR
LA BOMBA**



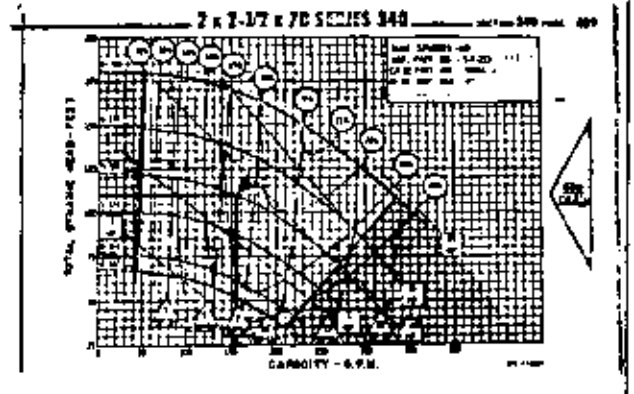
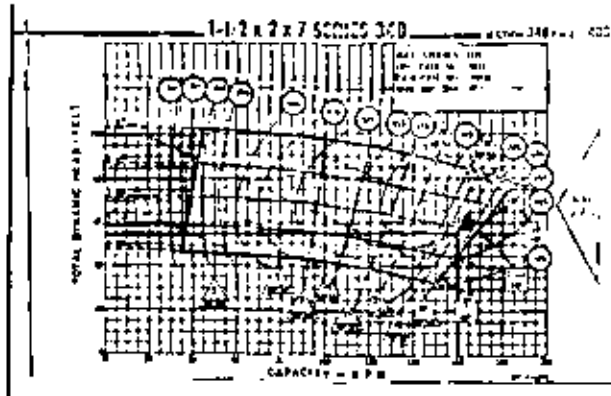
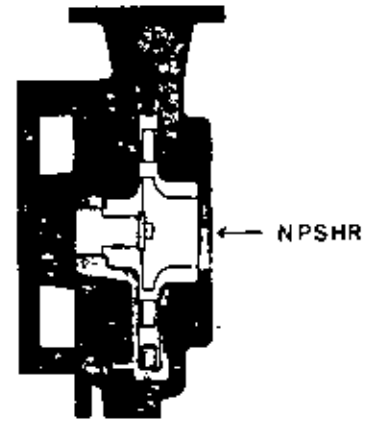
N.P.S.H. REQUERIDO POR AGUA A
DIFERENTES TEMPERATURAS

TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)	TEMPERATURA (GRADOS C.)	N.P.S.H. (METROS)
20°C	.240 M	65°C	2.55 M
25°C	.33 M	70°C	3.18 M
30°C	.43 M	75°C	3.93 M
35°C	.57 M	80°C	4.83 M
40°C	.75 M	85°C	5.90 M
45°C	.98 M	90°C	7.15 M
50°C	1.26 M	93°C	8.00 M
55°C	1.61 M	95°C	8.62 M
60°C	2.03 M	100°C	10.33 M

TABLE 41. VOLATILE LIQUIDS--VAPOR PRESSURE AND SPECIFIC GRAVITY

Temp. F	Ammonia		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	1.61			16.2	0.58
-30	13.9	0.68			12.0	1.50			20.3	0.57
-20	18.3	0.68	220.6	1.03	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	30.1	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	964.1	0.68	98.8	1.30	37.6	0.57	142.8	0.49
90	180.5	0.59			114.3	1.28	44.5	0.56	164.0	0.48
100	214.9	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.

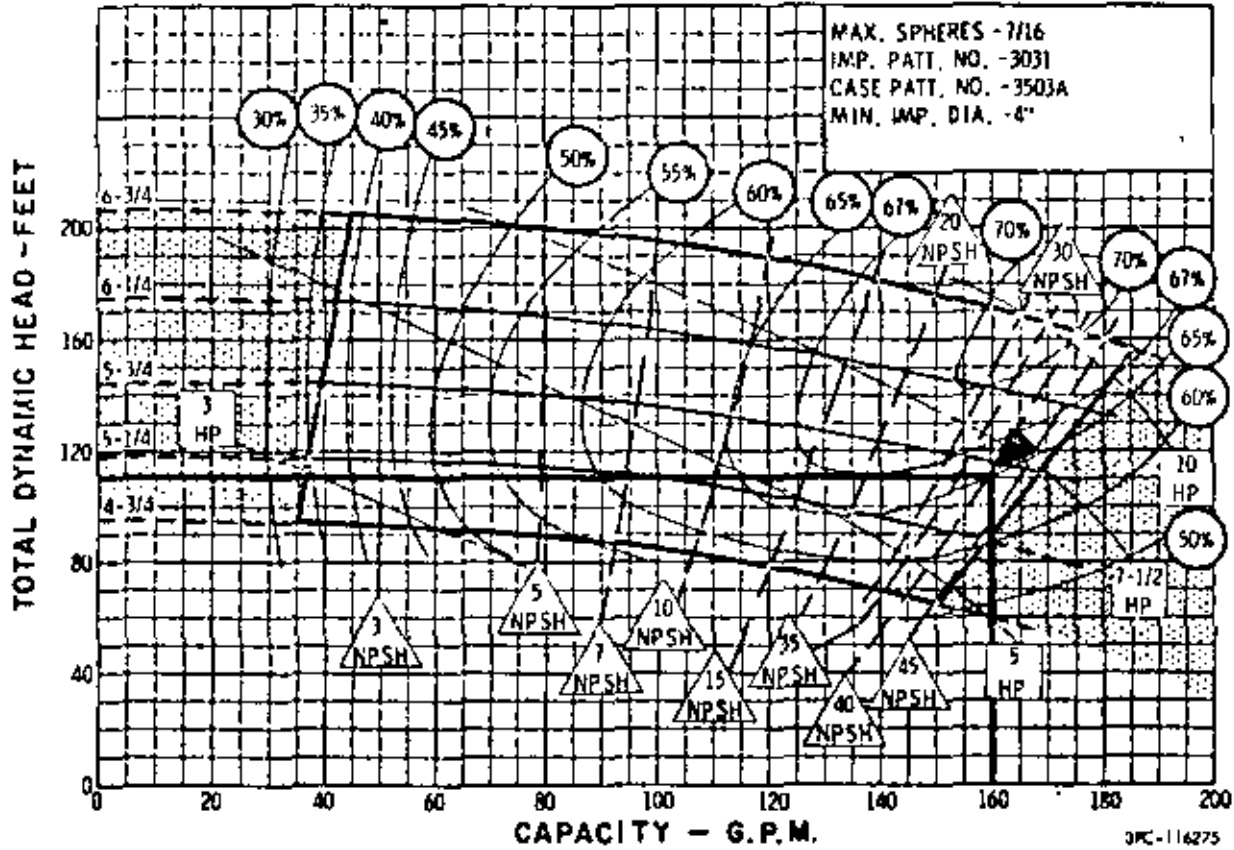


II C

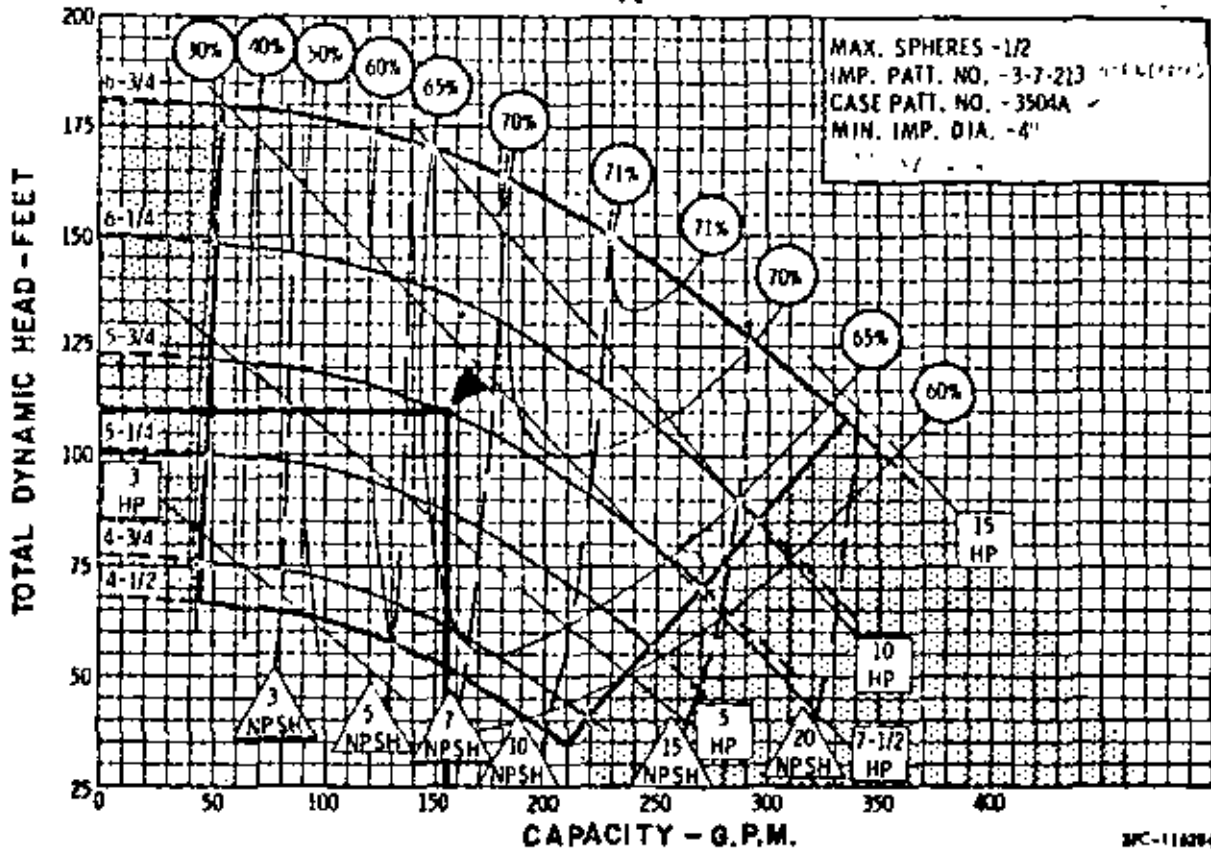
C)-3B EL NPSHA DEBE SER MAYOR QUE EL NPSHR EN CASO CONTRARIO PROCEDER ASI:

II C
LA PRESION DE VAPORES SE SUPONE QUE ES FIJA
1 CAMBIAR BOMBA POR OTRA DE MENOR NPSH
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 7D SERIES 340



PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

- a) Localización de la cisterna.
- b) La succión; talón de aquiles de las bombas.
- c) Sumergencia.

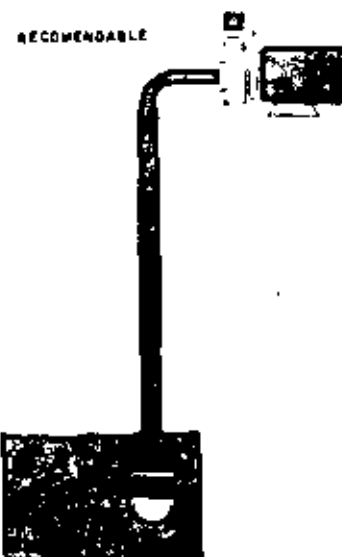
**PROBLEMAS
DE
INSTALACION
DE
BOMBAS**



①

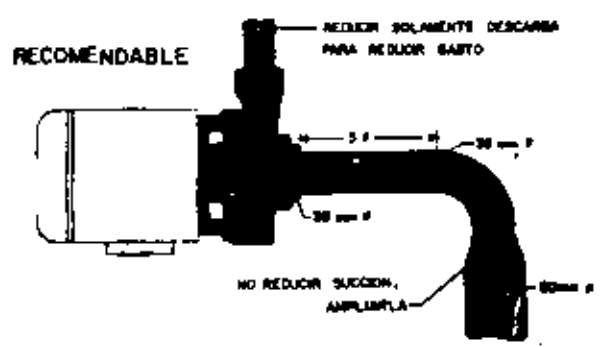
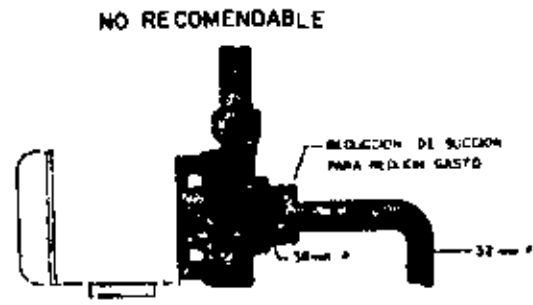
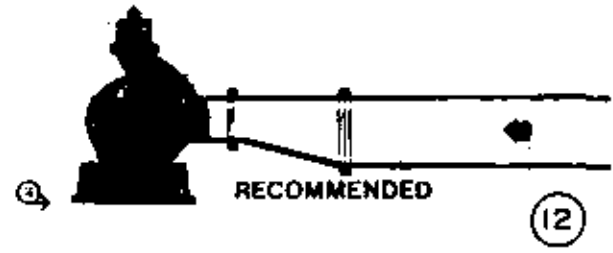
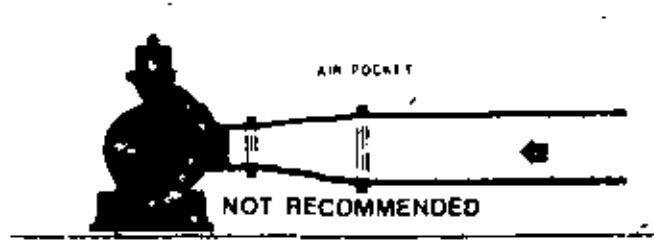
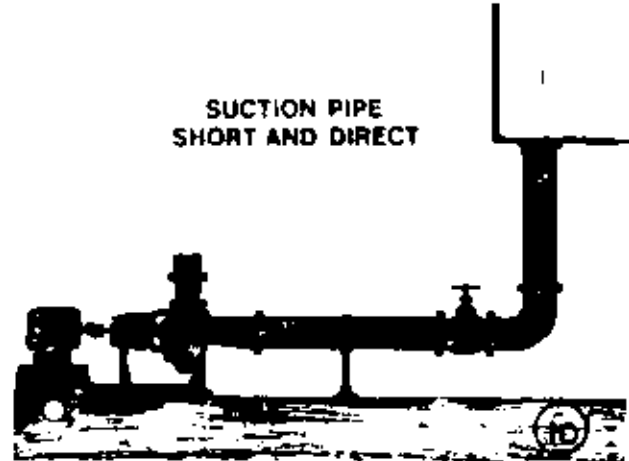
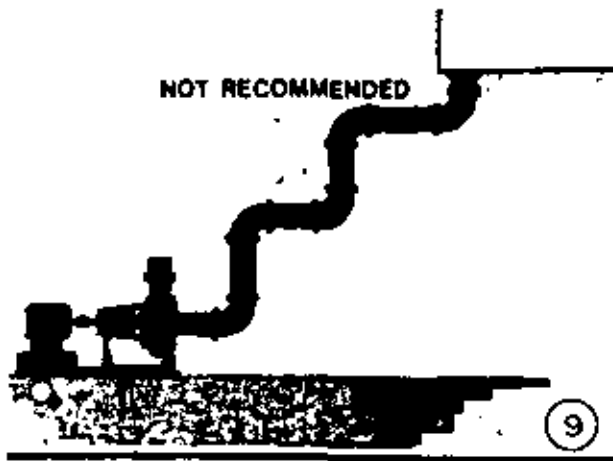
**PROBLEMAS
DE INSTALACION
DE BOMBAS**

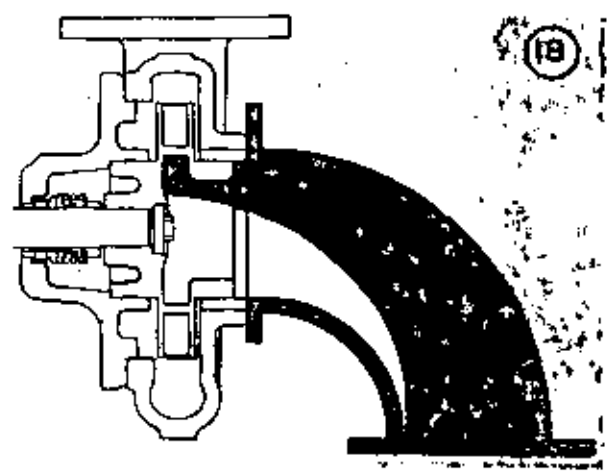
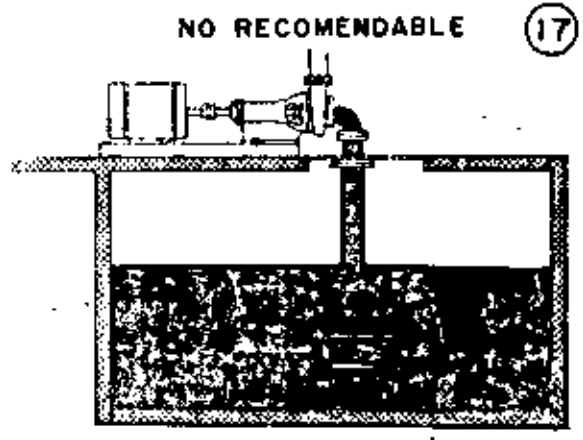
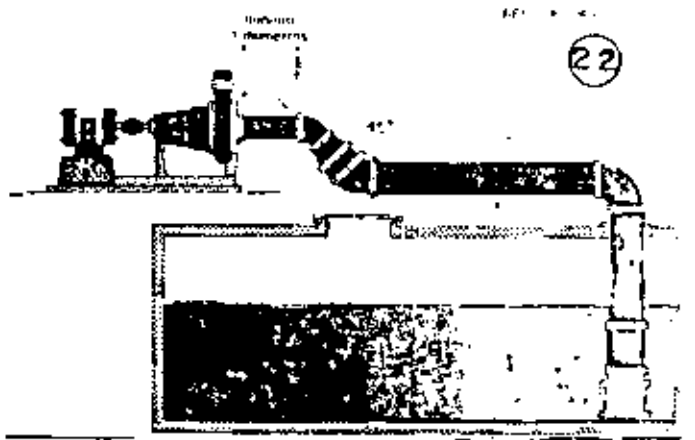
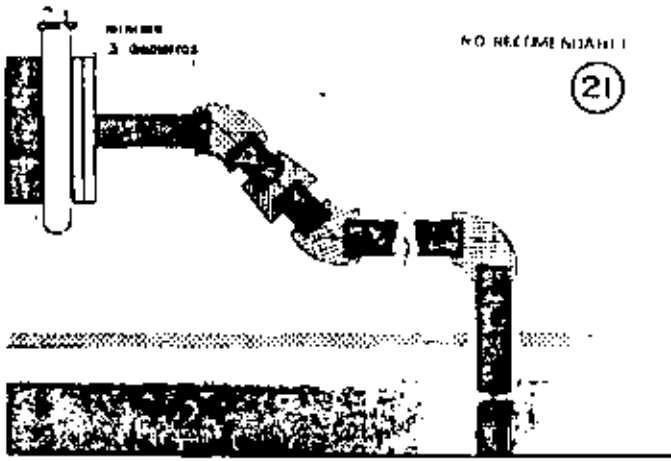
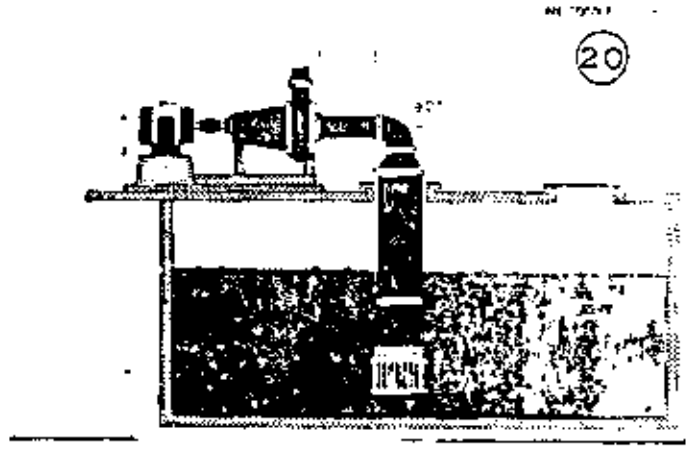
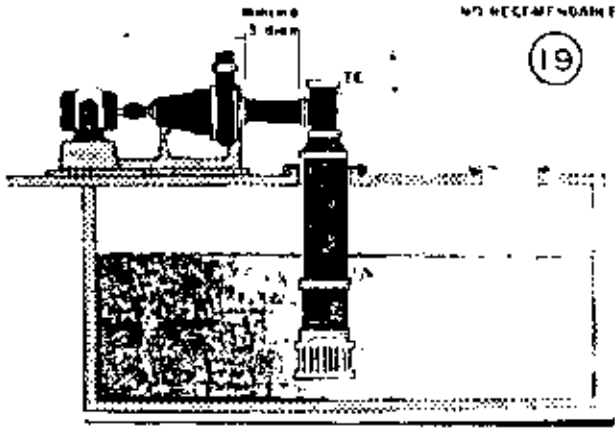
**LOCALIZACION
DE LA
CISTERNA
Y
BOMBA**



②

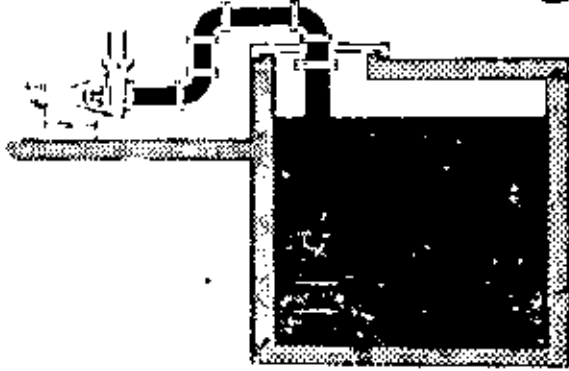
**LA SUCCION:
TALON DE AQUILES
DE LAS BOMBAS**





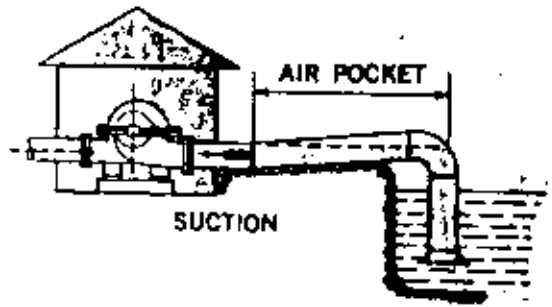
NO RECOMENDABLE

13



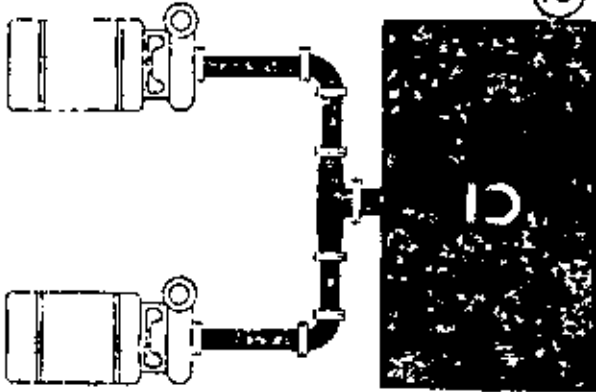
NOT RECOMMENDED

14



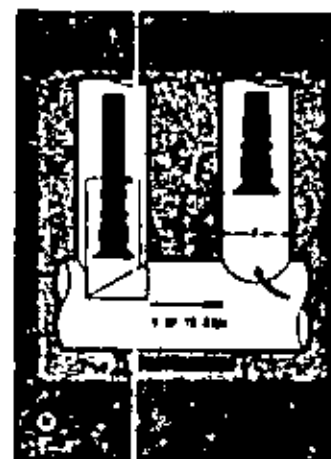
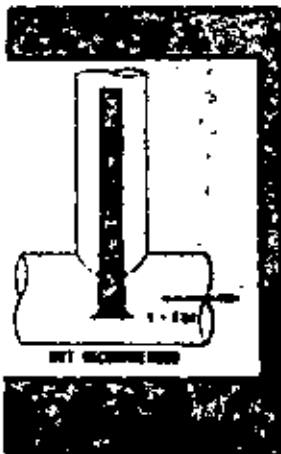
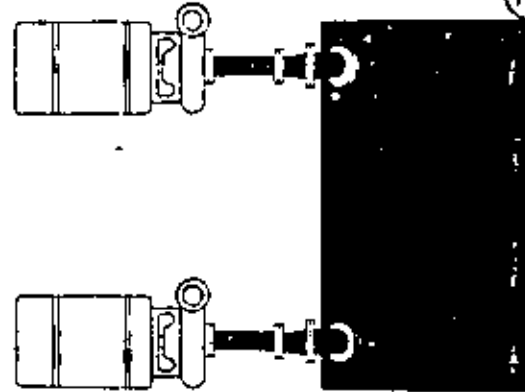
NO RECOMENDABLE

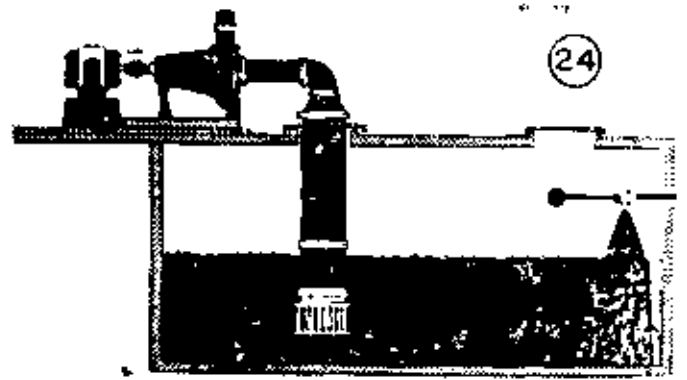
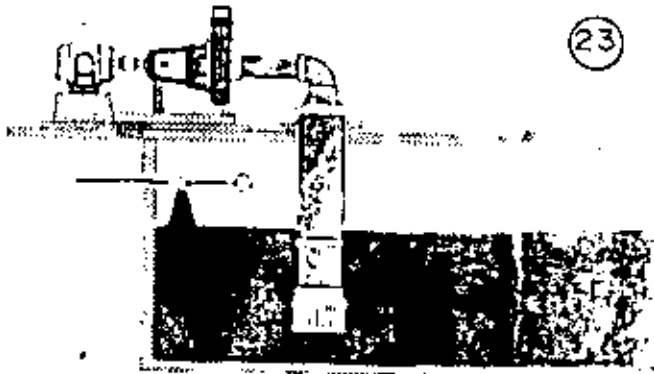
15



RECOMENDABLE

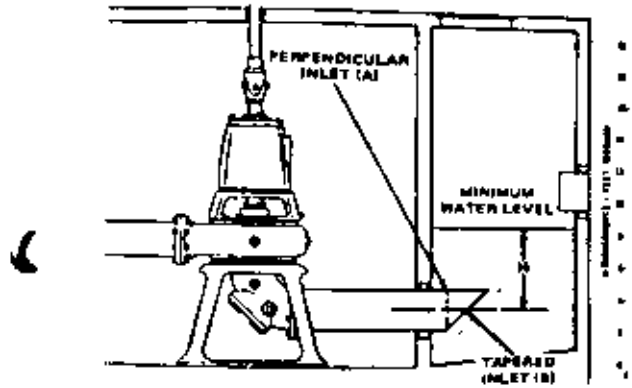
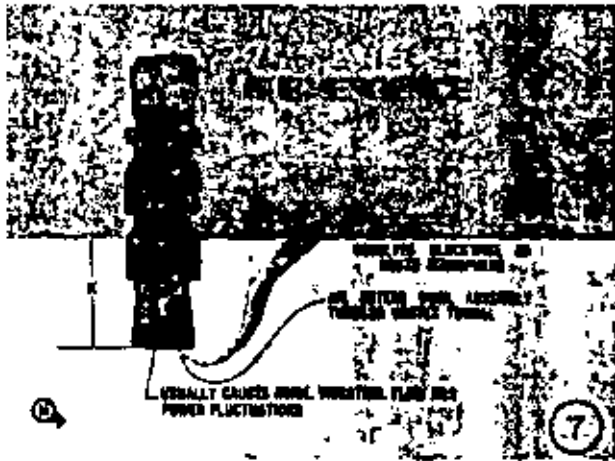
16





PROBLEMAS DE INSTALACION DE BOMBAS

SUMERGENCIA ES LA PROFUNDIDAD MINIMA A QUE DEBE DE ESTAR LA SUCCION DE LA BOMBA CON RELACION AL ESPEJO DEL AGUA



NO RECOMENDABLE



RECOMENDABLE





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam.



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

ING. JAIME ARMANDO REVILLA FAJARDO

15 Junio, Julio, 1979



Capítulo I. - Conceptos Fundamentales de Hidráulica

1). - Características de un sistema de bombeo.

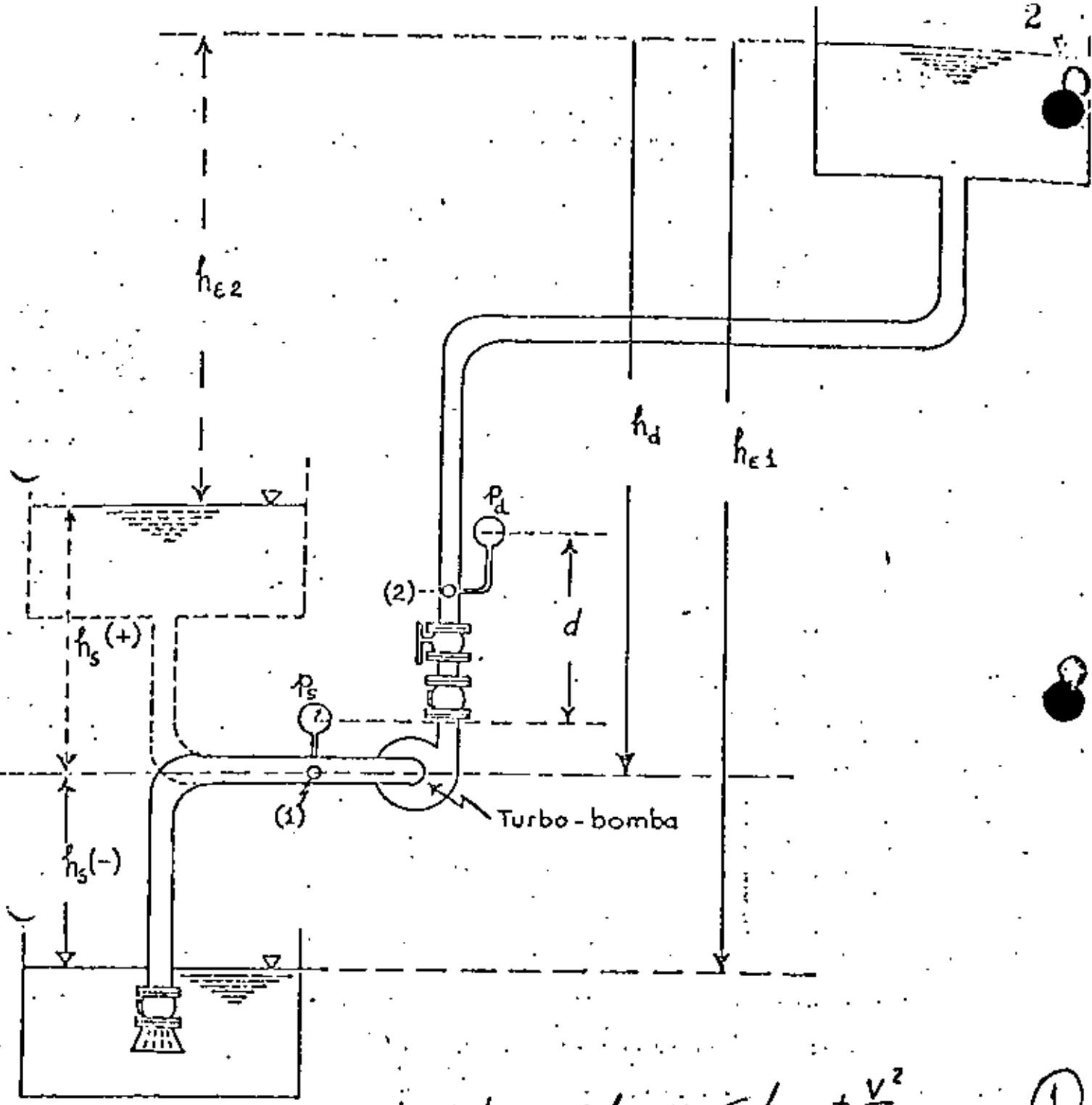
Una bomba centrífuga está instalada en un sistema de tuberías a presión y a su vez acoplada a un motor (eléctrico o de combustión interna).

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

- A). - Un factor hidráulico, característico del conducto a presión.
- B). - Un factor mecánico que es característico del grupo motor-bomba.

El primer factor determina una ley de funcionamiento que llamamos "Carga Total" (ver figura No. 1)

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



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

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

De la figura (1) podemos definir

$$h_1 = h_d + h_s$$

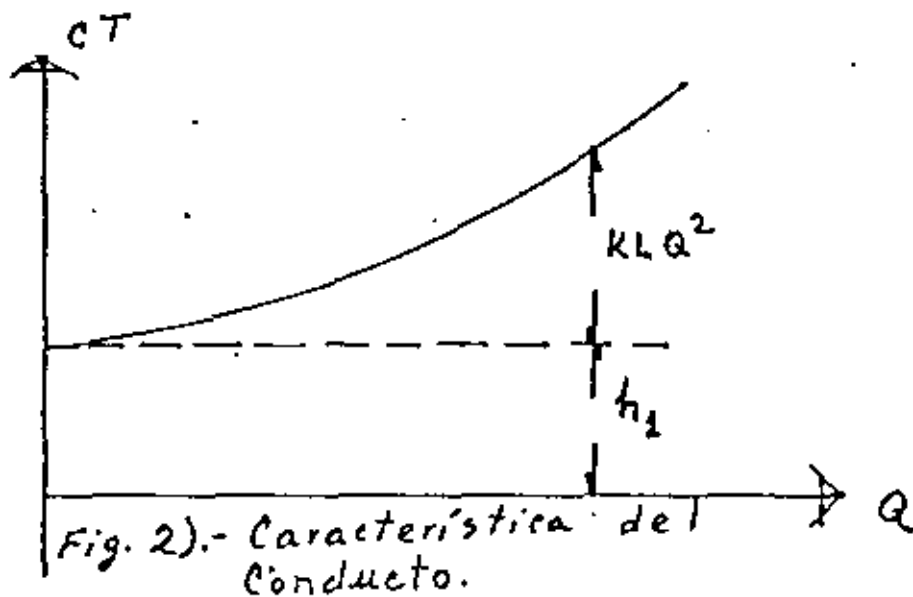
$$h_f + \sum h_{fs} = KLQ^2 \quad (*)$$

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

Entonces la relación (1) se escribe:

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

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:

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

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

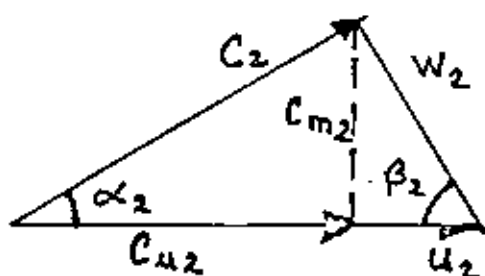


Fig. 3A). - Triángulo de velocidades a la salida del impulsor elemental.

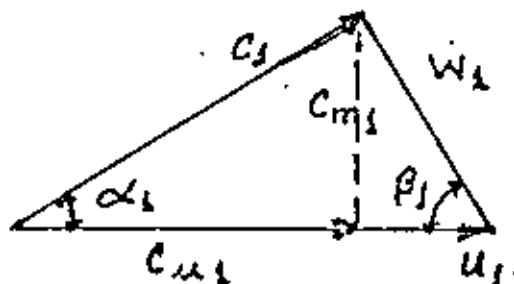


Fig. 3B). - Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor elemental.

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:

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

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

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:

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

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)

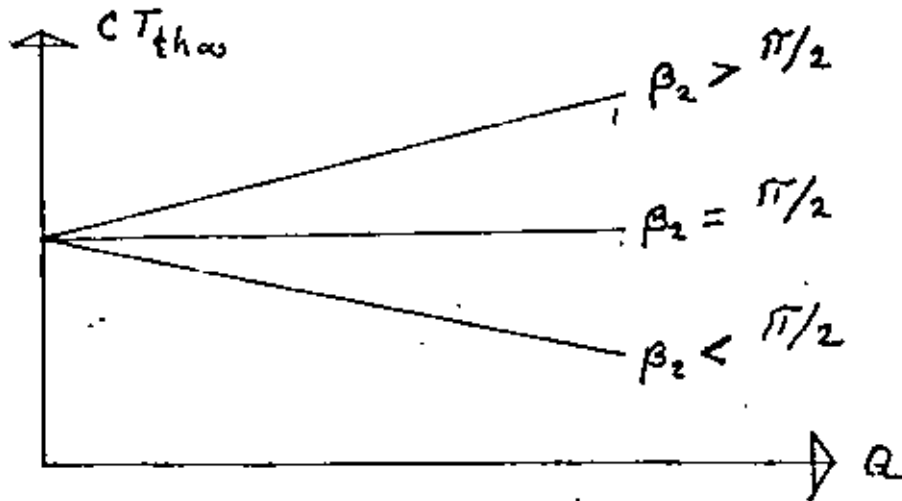


Fig. 4). - Gráfica de la función

$C_{T(th\infty)} [Q]$, 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.

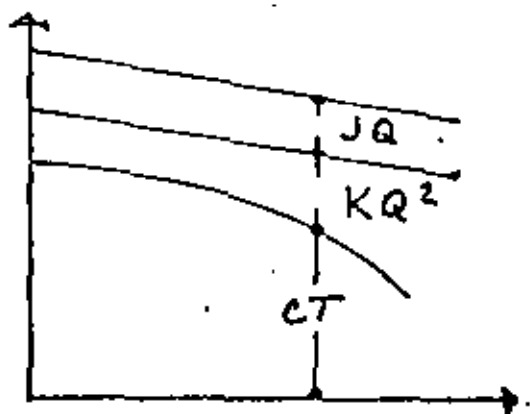
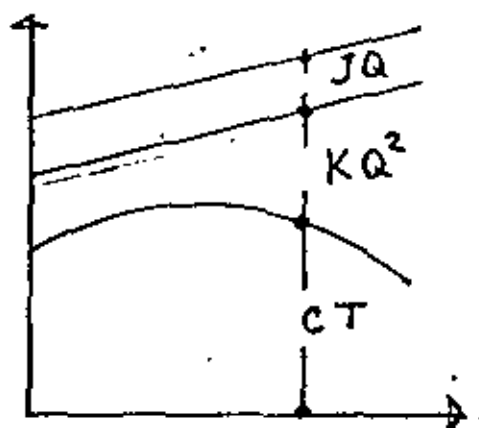


Fig. 5A Curva de operación cuando $\beta_2 > \pi/2$

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) son empíricos, los fabricantes se ven obligados a determinar las curvas características de cada modelo de bomba, en laboratorios de ensayo.

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

5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE

1800 RPM - 2-3

500

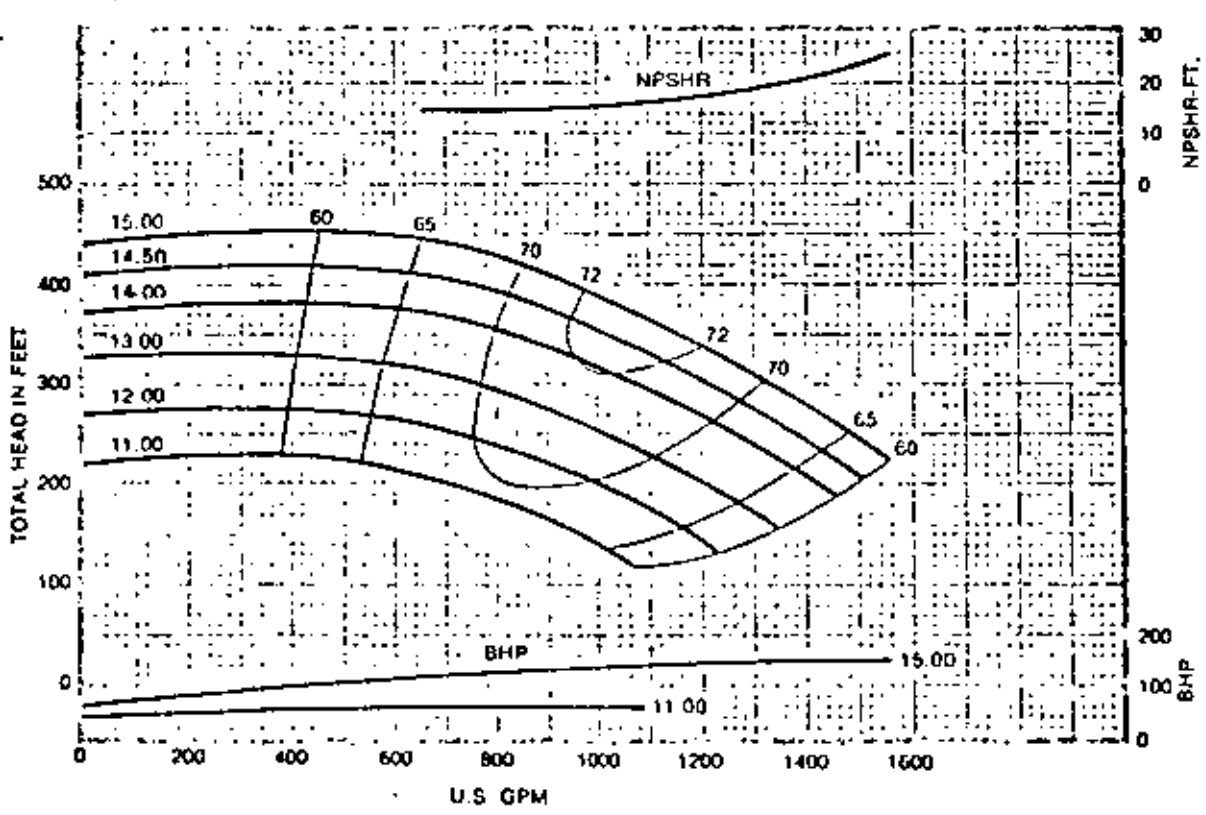
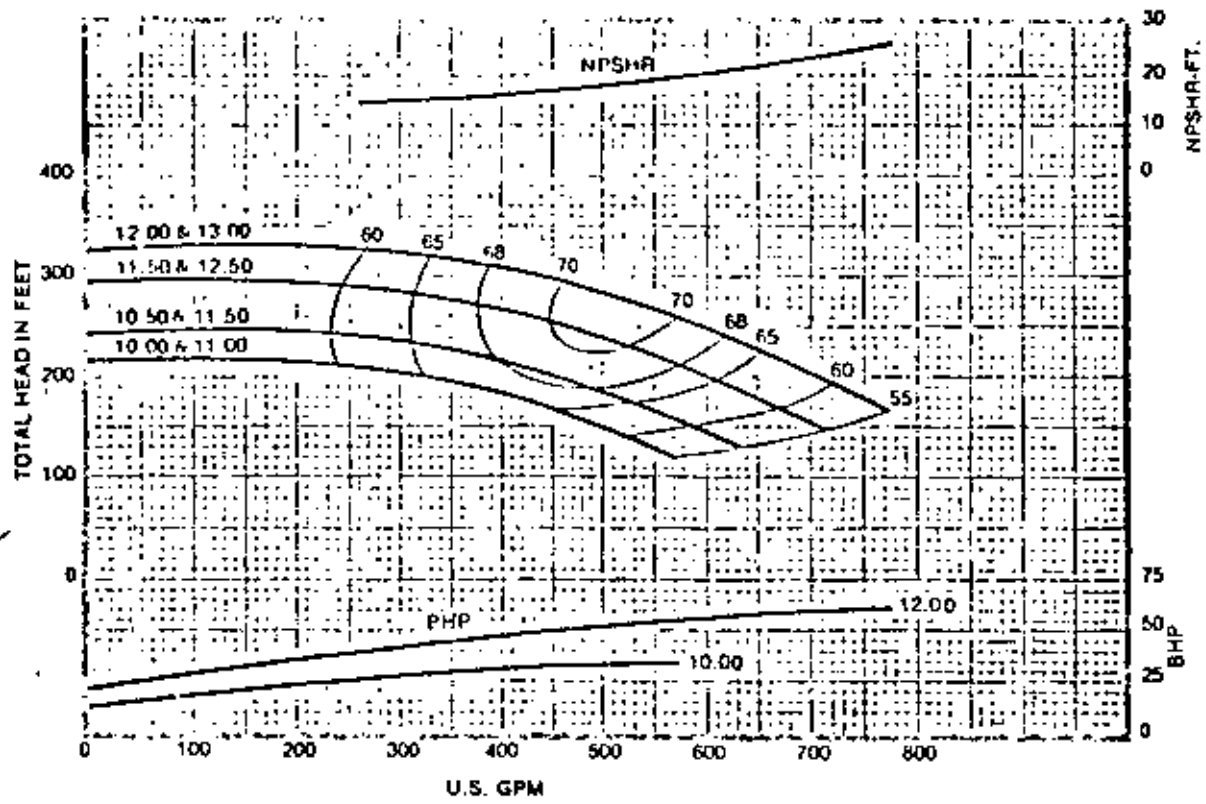
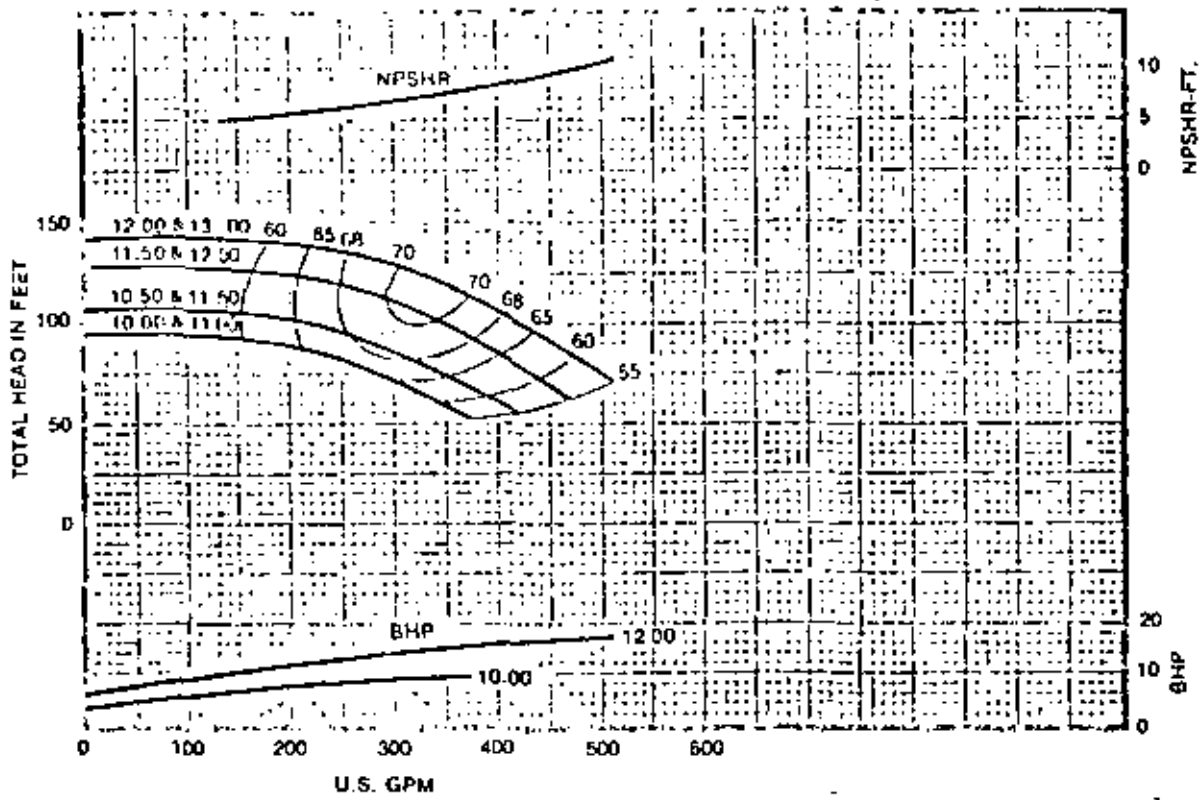


Figura 6 A.

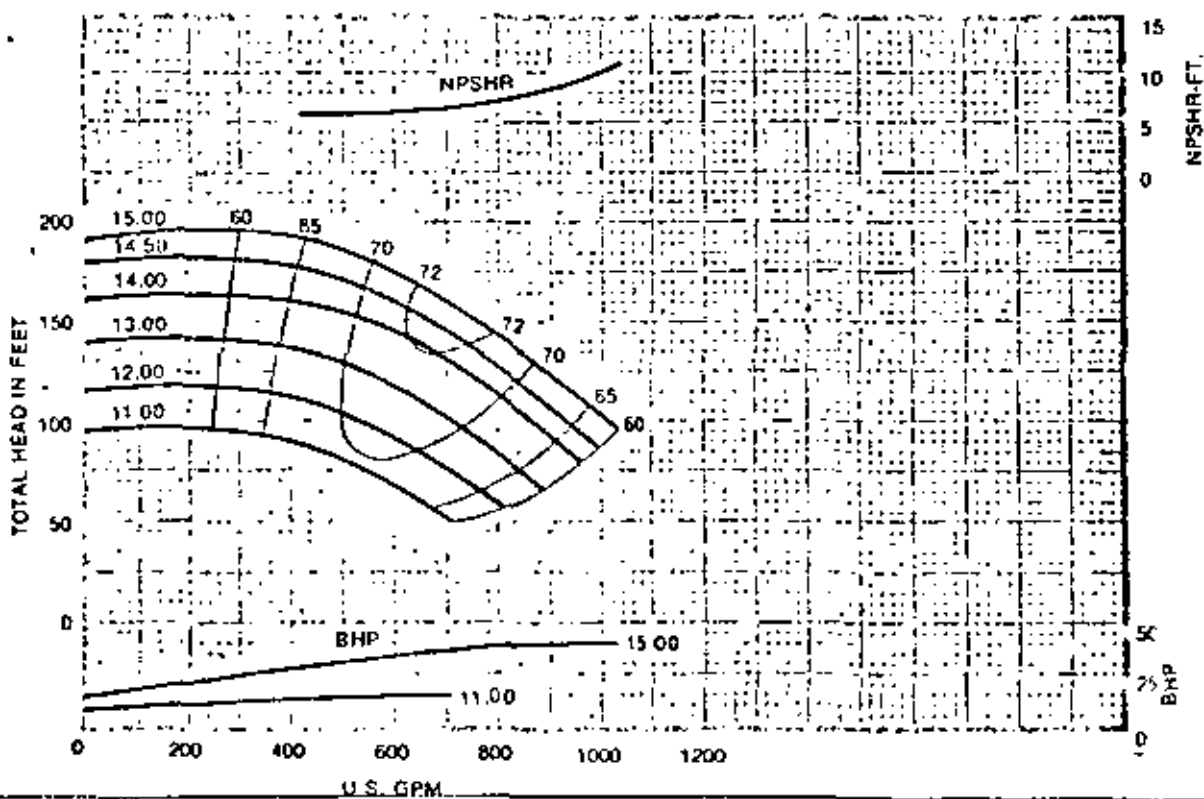
5900 MULTISTAGE SPLIT CASE PUMPS
PERFORMANCE

5900
10



3" 5922
1170 RPM

IMPELLER
K3T18 & 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"

Figure 6B.



WORBANKS MORSE PUMPS



2).- Criterio de selección de turbo-bombas

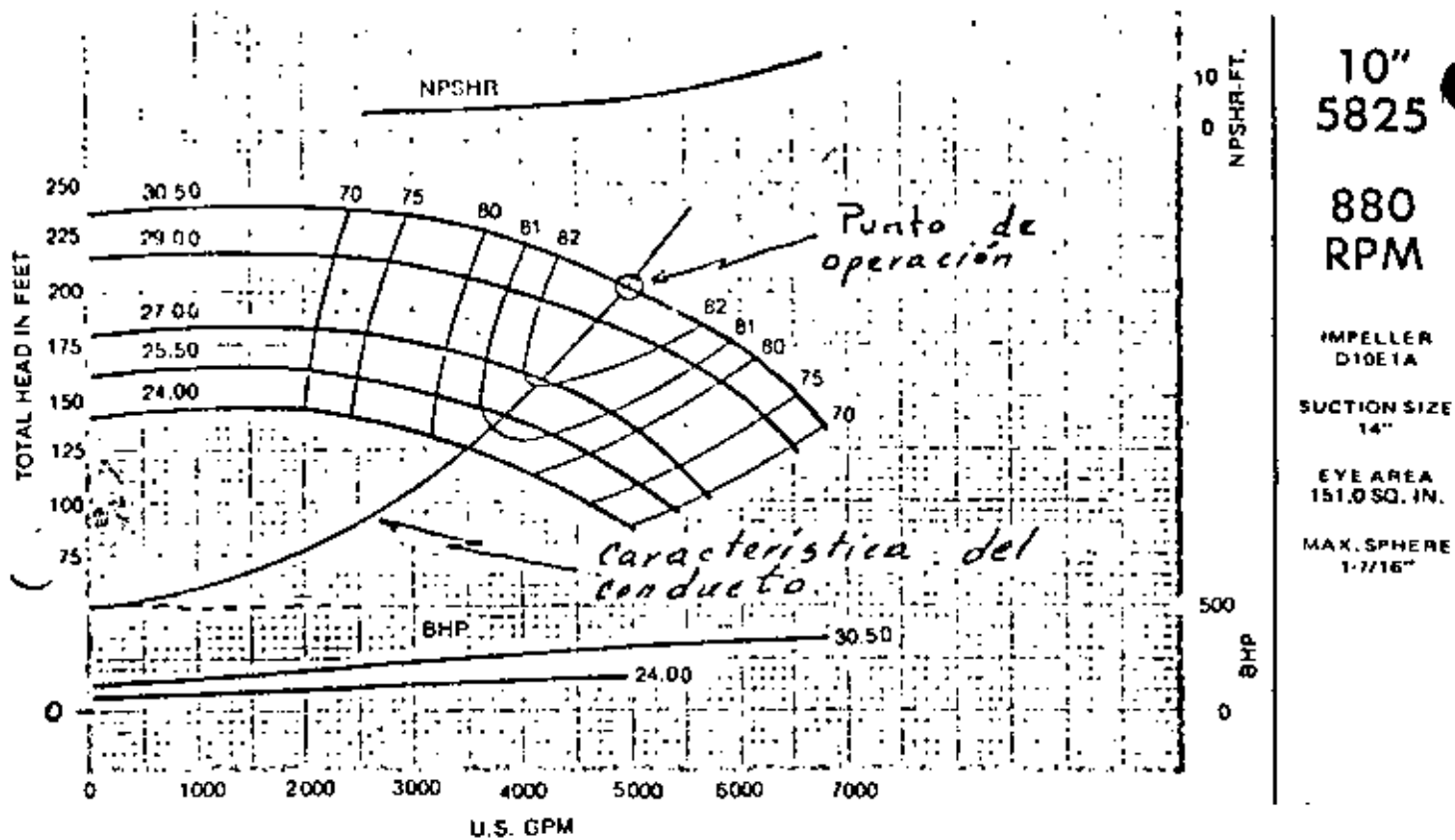
Como vimos en la sección (I-1)
definimos la característica del conducto por la ecuación (2);

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

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

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

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



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 únicamente de las dimensiones y forma de la instalación en el lado de la succión, se calcula con la siguiente relación:

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

ó

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

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

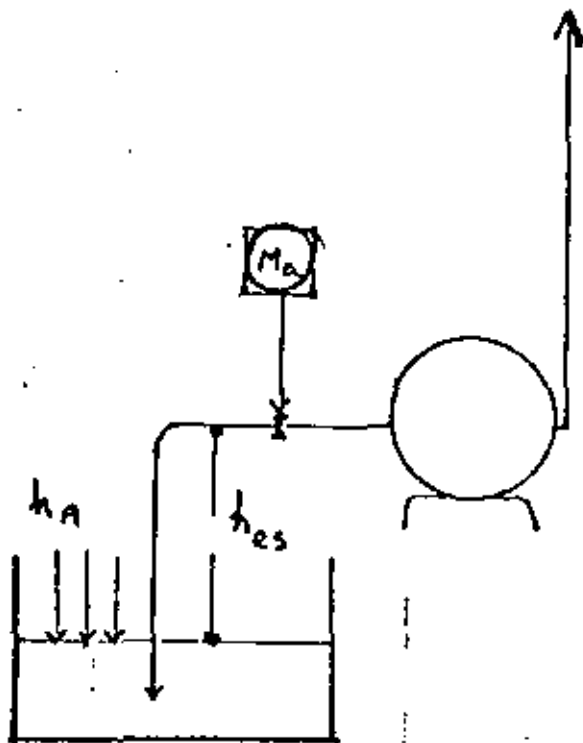


Figura 8A

Nomenclatura

h_A = Carga de presión atmosférica

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

h_{es} = Carga estática de succión

Ma = Lectura del manómetro de succión

V_s = Velocidad media en la brida de succión.

h_{pv} = Carga de presión de vapor.

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

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

o

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

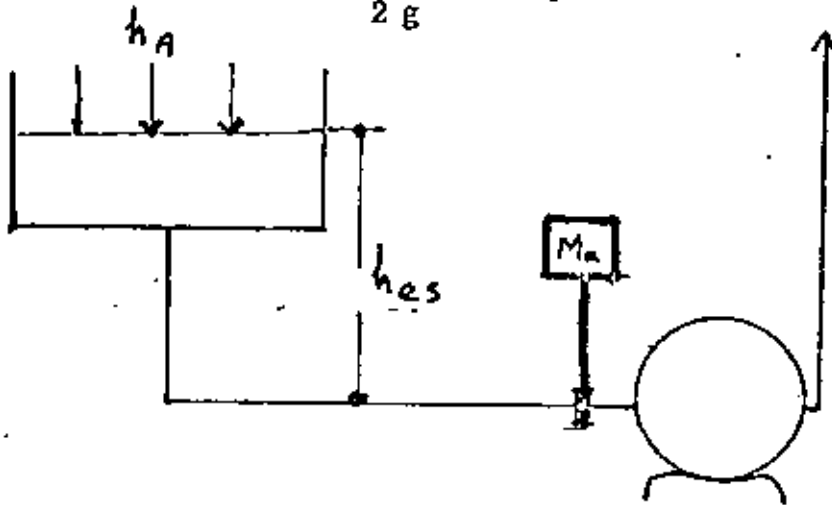


Fig. (8B)

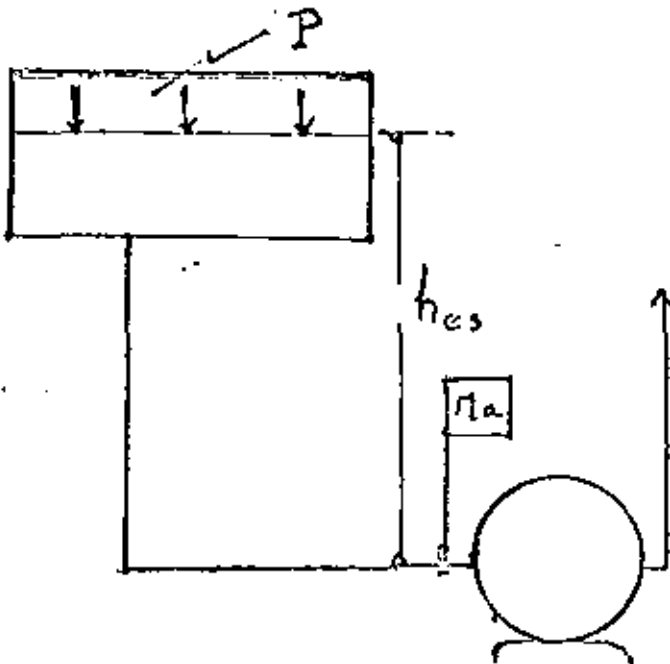


Bomba en carga bajo un recipiente cerrado Figura (8c)

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

6

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



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

Fig. 8c

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

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

o

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

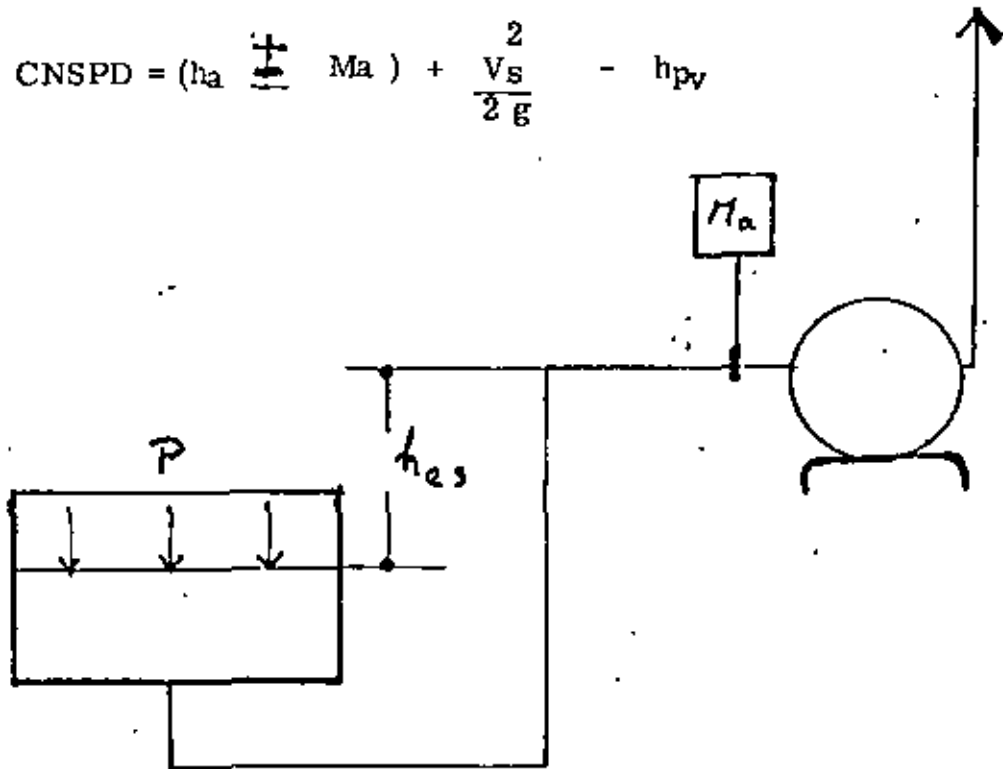


Figura 8D

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)

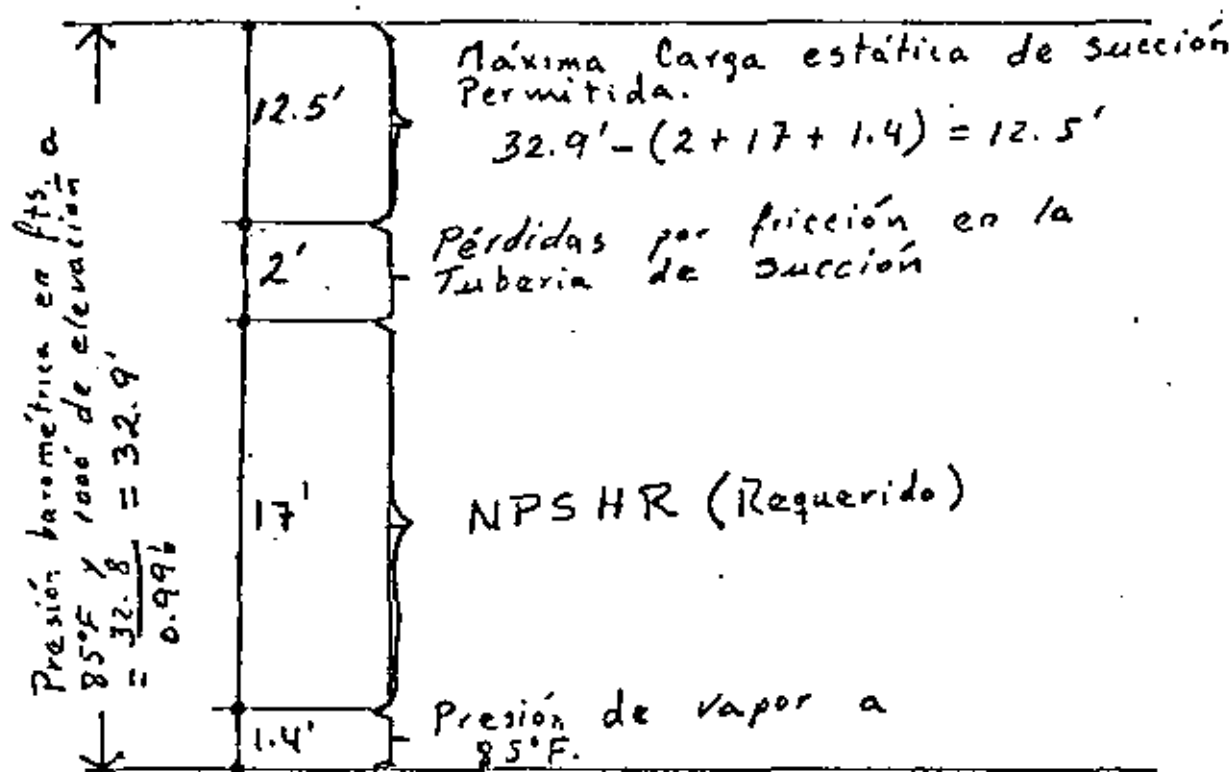


Fig. (9) Solución gráfica del problema cuando se bombea agua a 85°F.

Ejemplo (2)

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

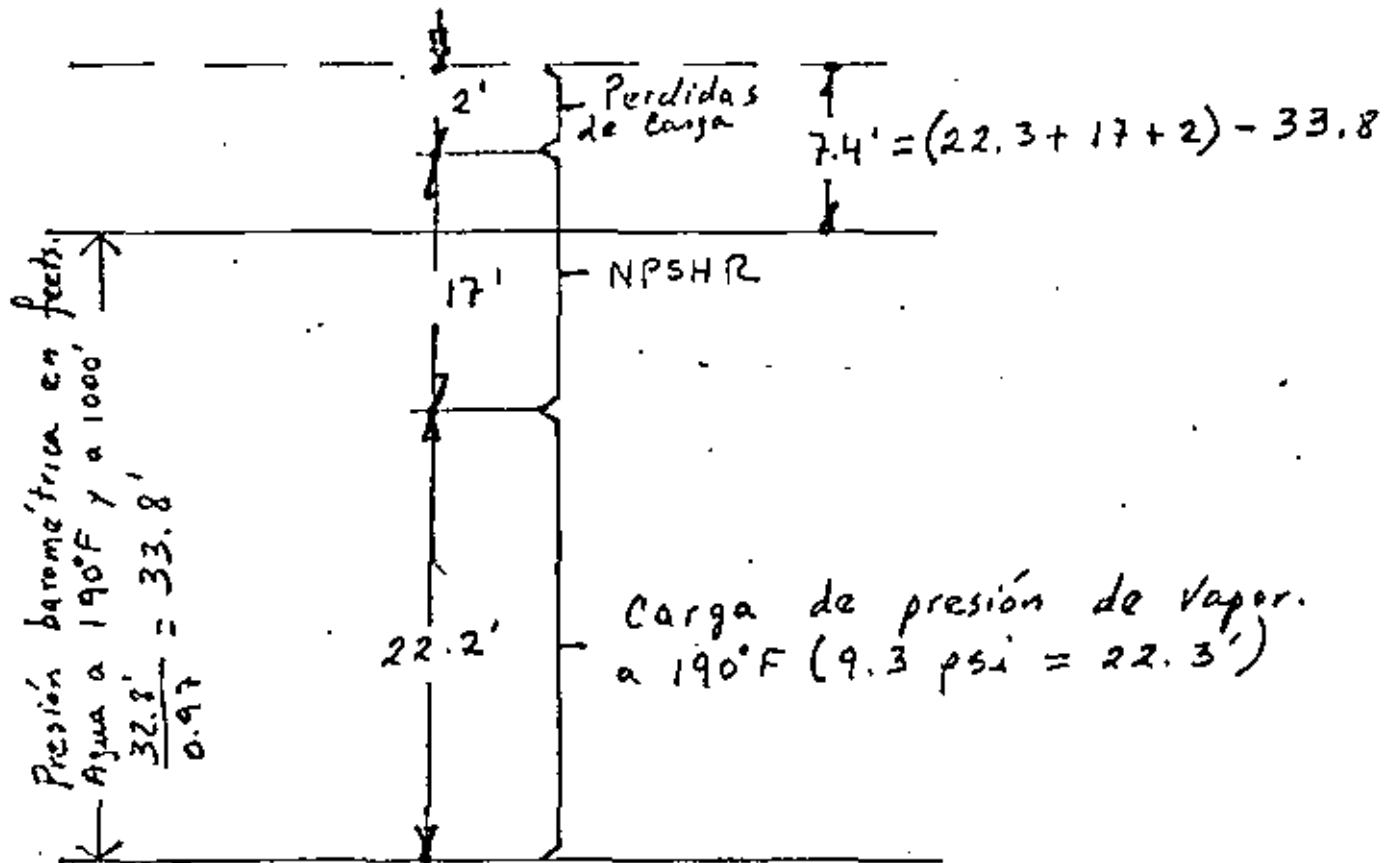


Fig. (10) Solución gráfica, cuando se bombea agua á 190°F .

**CAPITULO II. - SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES
Y VERTICALES CARCAMO HUMEDO Y SECO.**

**II. - 1). - INFORMACION NECESARIA PARA LA CORRECTA SELECCION
DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.**

a). - Periodo de operación en Hrs.

b). - Servicio

c). - Capacidad deseada

d). - Carga total

e). - Liquido a manejar

f). - Temperatura del fluido a bombear

g). - Viscosidad

h). - Tipo de impulsión (motor eléctrico ó de combustión interna).

i). - Número de unidades

Cont'n. 2

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

Datos suministrados. Punto de operación.

Tiempo de operación:	24 Hrs diarias (6 meses por año)
Servicio:	Bombas de condensado
No. de unidades:	2
Capacidad deseada:	69.40 LPS (1100 GPM)
Presión de descarga:	4.37 Kg/cm ² (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

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

Presión de vapor a TB (tabla 23)

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

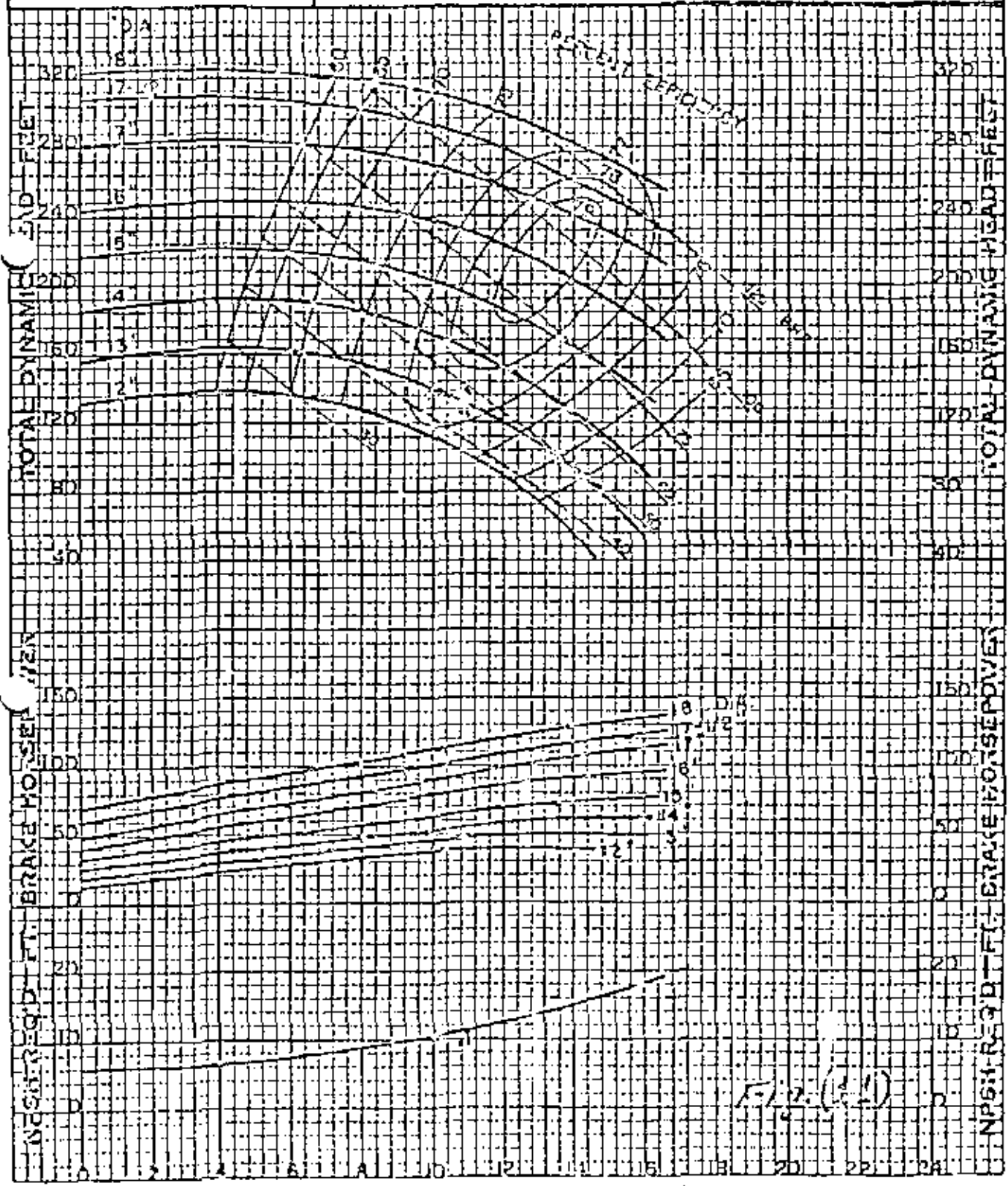


PERFORMANCE 5" FIG. 5814
 5824
 1750 R.P.M.

HYDRAULIC PERFORMANCE IS
 CONTINGENT ON FURNISHING
 THE PUMP WITH SPECIFIED
 AMOUNT OF CLEAR, FRESH,
 NON-AERATED WATER NOT TO
 EXCEED 65° F.

IMPELLER D5D1E
 SOLIDS _____
 REFERENCE 49770CP

8-30-62
 EQUIVALENT
 K.D./G.F.
 49933CP



- 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 velocidad de propagación de éstas ondas es del orden en magnitud, de la velocidad de propagación del sonido en el agua, lo cual da 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 o el bloqueo del tubo de succión causado por gases disueltos (ó vapor), lo cual se puede producir también a causa de una baja presión.

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

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

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

h_s (-) Figura 1

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

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

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

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

produce cuando la bomba no trabaja á régimen óptimo.

Cuando los choques a la entrada s3n 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.

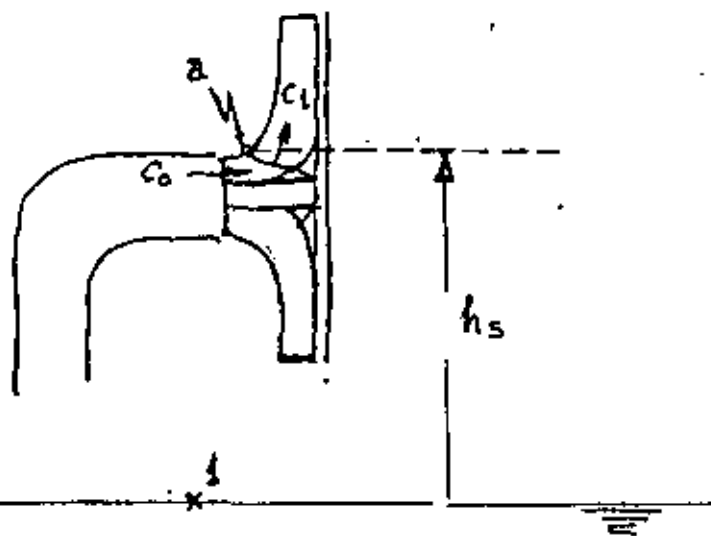


Figura No. 11.- Corte transversal del impulsor centrífugo radial

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:

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

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

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

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

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

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

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

Una gran cantidad de los factores importantes que afectan la operación de una bomba centrífuga son las condiciones de succión. Elevación de succión anormalmente alta, sumergencia insuficiente, ó bajo 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 velocidad específica es una característica muy útil para determinar la altura de succión máxima permisible ó la carga mínima de succión para evitar cavitación de acuerdo con diversas condiciones de capacidad carga y capacidad.

Para una carga y capacidad dadas, una bomba de baja velocidad específica operará con seguridad con alturas de succión mayores que otra con velocidad específica elevada.

Si la elevación de succión es muy alta (mayor de 4.5 m) es a veces necesario recurrir a velocidades muy lentas, consecuentemente a bombas de gran tamaño, mientras que si la altura de succión es baja, ó hay carga positiva en la succión la velocidad puede ser aumentada y seleccionarse bombas de menor tamaño.

LIMITACIONES A LA VELOCIDAD ESPECIFICA

El aumento de velocidad sin condiciones apropiadas en la succión causa a veces problemas serios de vibraciones, ruidos, etc.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

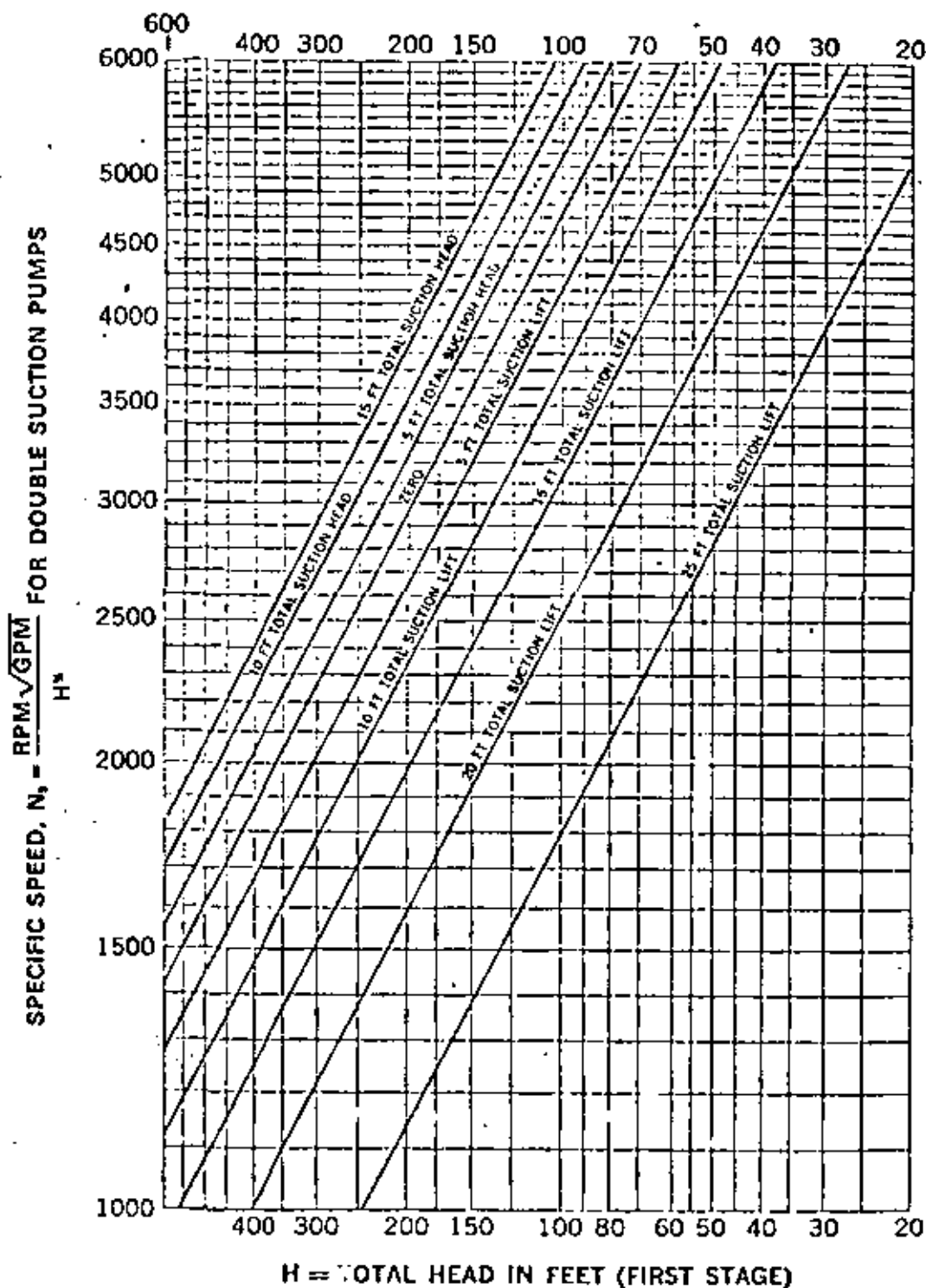


Fig. 57 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR DOUBLE SUCTION PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

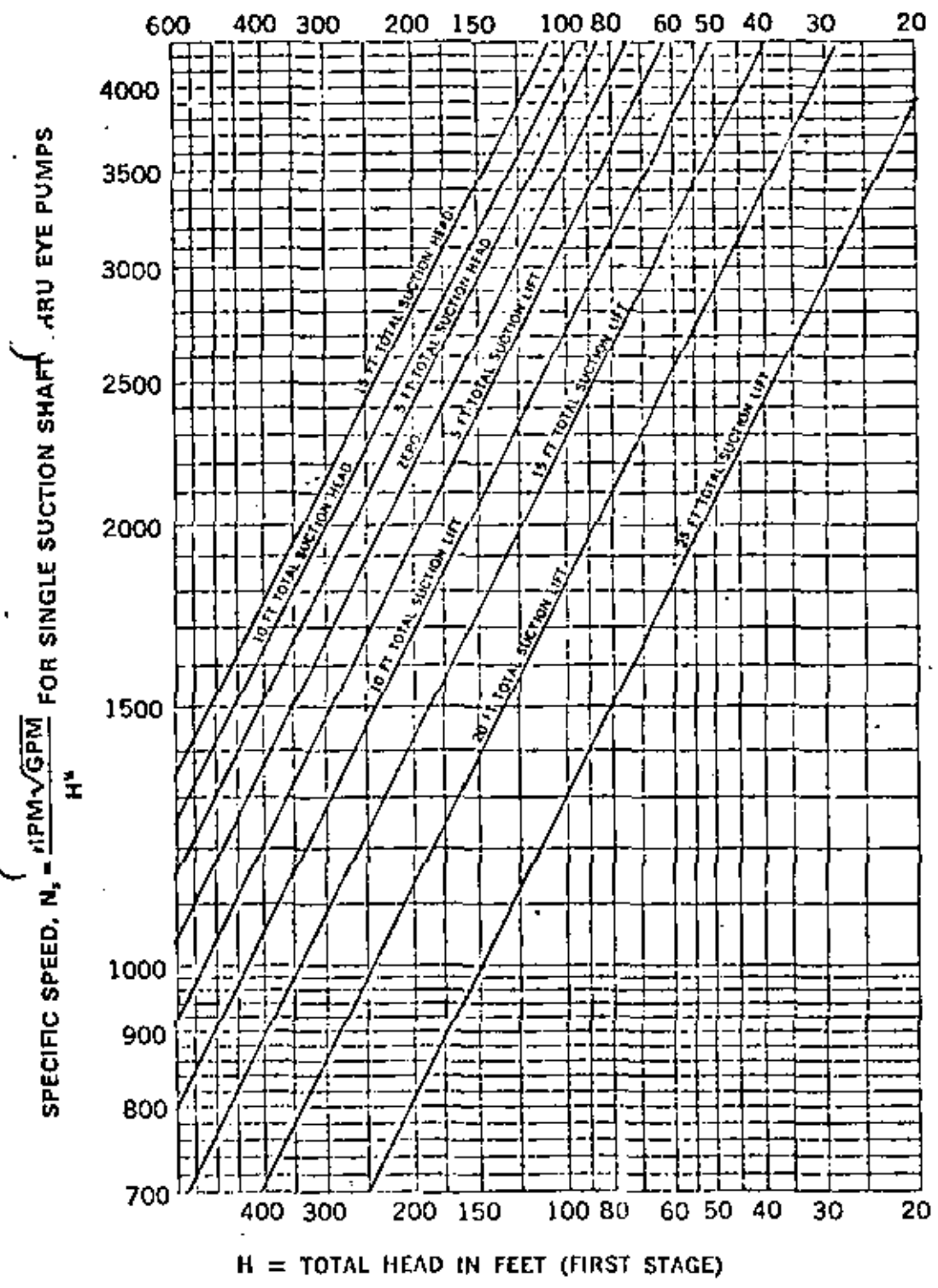


Fig. 58 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION SHAFT THRU EYE PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

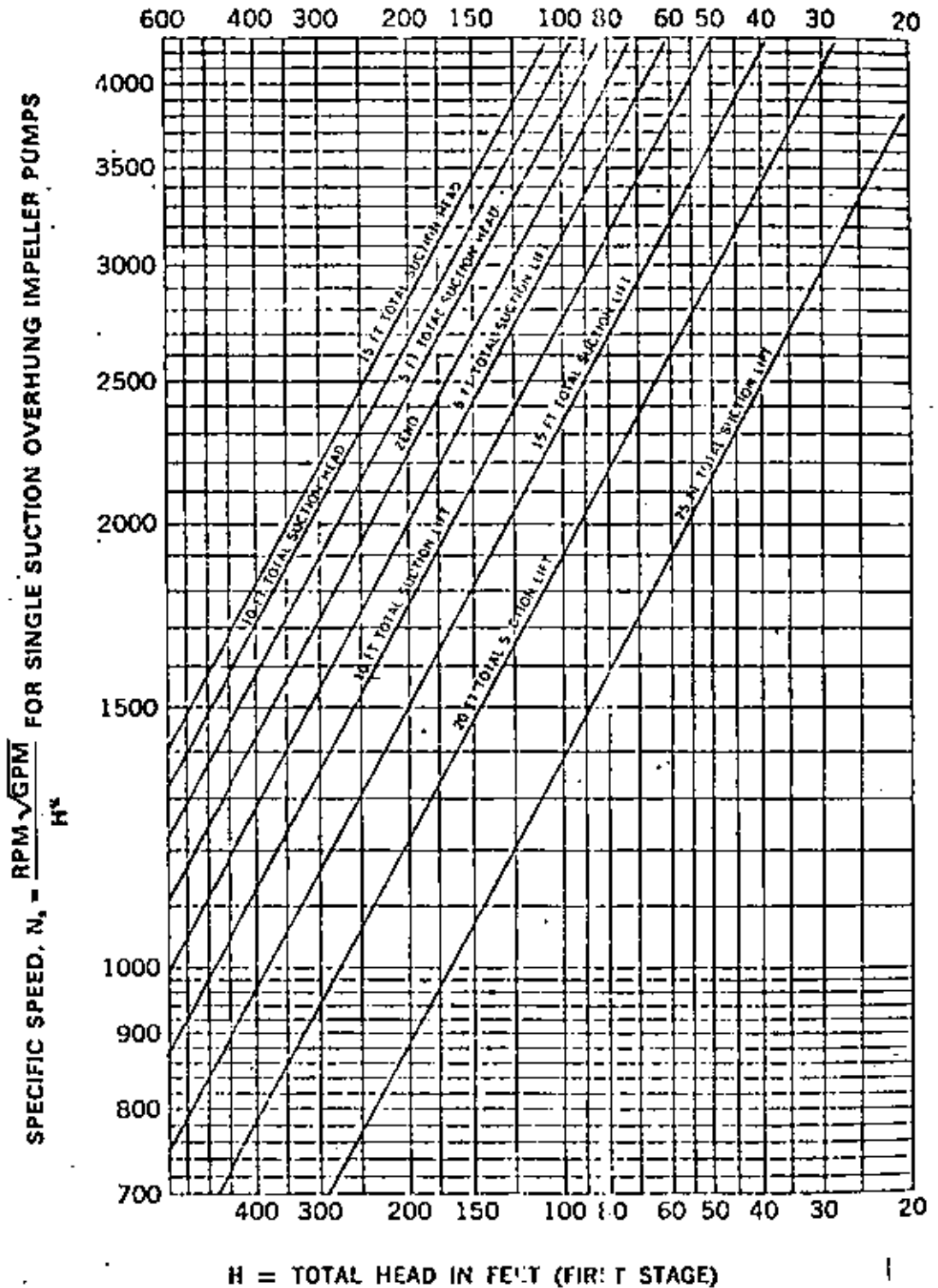


Fig. 59 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION OVERHUNG IMPELLER PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

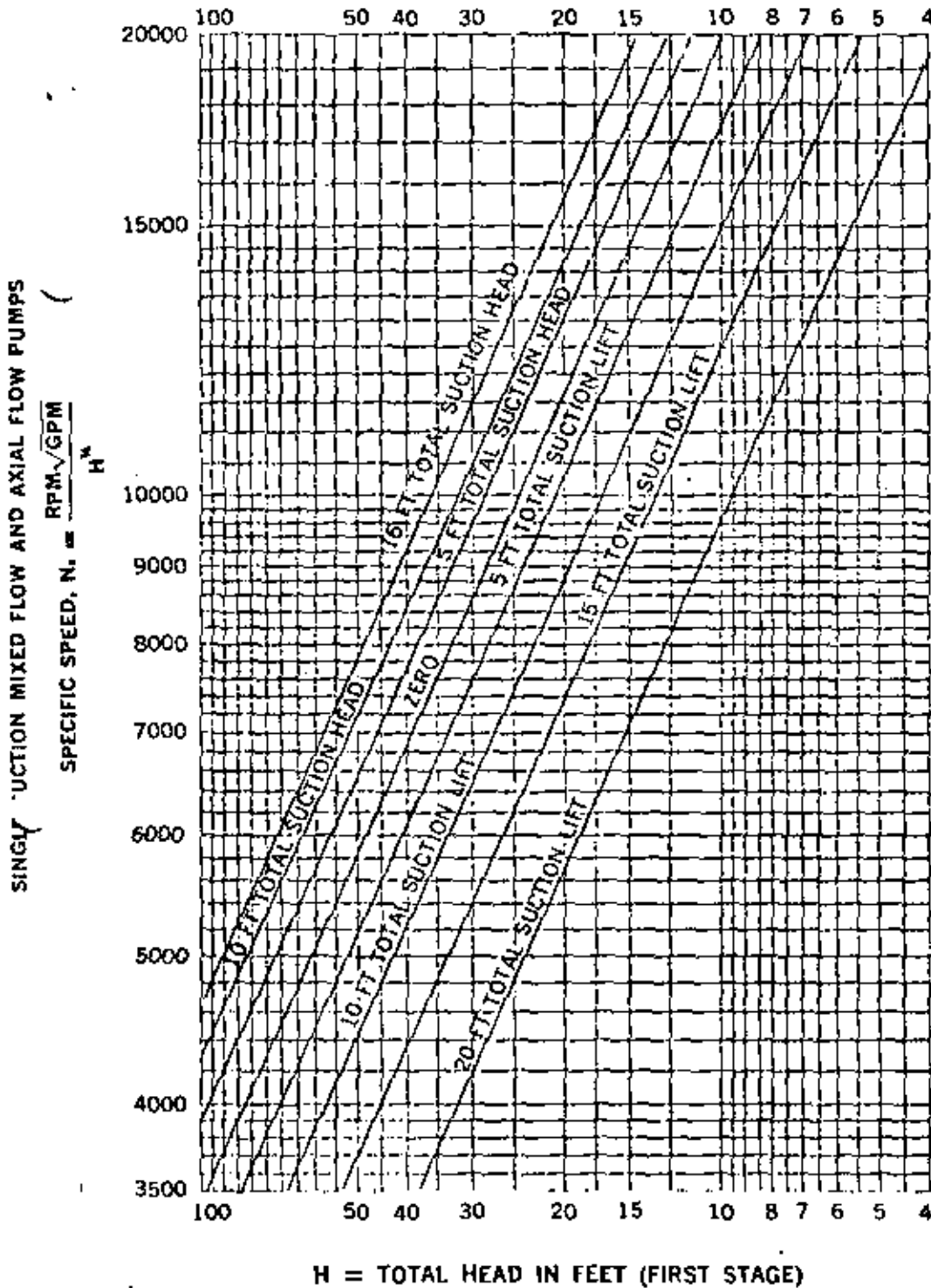
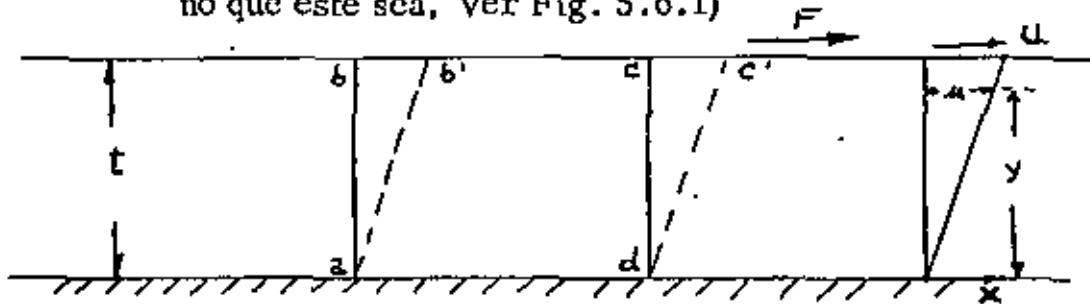


Fig. 60 UPPER LIMITS OF SPECIFIC SPEEDS FOR SINGLE SUCTION, MIXED AND AXIAL FLOW PUMPS HANDLING CLEAR WATER AT 85 F AT SEA LEVEL

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

5.6.1).- VISCOSIDAD

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



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

A es el 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

$$F = \frac{\Delta U}{t} \cdot \mu$$

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,

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

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

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

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

las dimensiones de la viscosidad pueden expresarse como

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

En el sistema técnico de unidades, la unidad de viscosidad (que no tiene nombre especial) es 1 Kg. seg/m². En el sistema ^{CGS es,} POISE y es 1 dina-seg/cm² ó gr/cm-seg.

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

5.6.2). - VISCOSIDAD CINEMATICA:

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

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

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

En muchas tablas y diagramas las variables son mostradas en relación a la viscosidad cinemática expresada en SSU.. En otras la viscosidad cinemática se expresa en $\text{ft}^2/\text{seg.}$ La relación entre las dos puede ser computada aproximadamente como sigue:

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

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

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

La última ecuación se usa cuando la viscosidad en SSU es igual a 100 ó mayor:

5.6.3).- DETERMINACION DE LA CURVA DE OPERACION DE UNA BOMBA CUANDO OPERA CON LIQUIDOS VISCOSOS. (*)

La curva de operación de una bomba centrífuga es afectada cuando bombea líquidos viscosos. Un marcado incremento en el BHP, una reducción en carga, y, alguna reducción en la capacidad ocurren con viscosidades altas y moderadas.

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

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

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

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

Haciendo referencia a las Figs. 62 y 63.

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

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

Usese solamente con fluidos Newtonianos (uniformes). Gels, pulpa de papel y escurrimientos residuales (Slurry) y otros 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 DAD DE Q Y H VISCOSAS.

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

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

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

$$C_Q = 0.95$$

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

$$C_E = 0.635$$

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

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

Seleccionamos una bomba para operar con agua a la capacidad de 790 GPM y 109' de carga total. La bomba seleccionada tiene una eficiencia trabajando con agua de 81% a 790 GPM, entonces la eficiencia con el líquido viscoso será la siguiente:

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

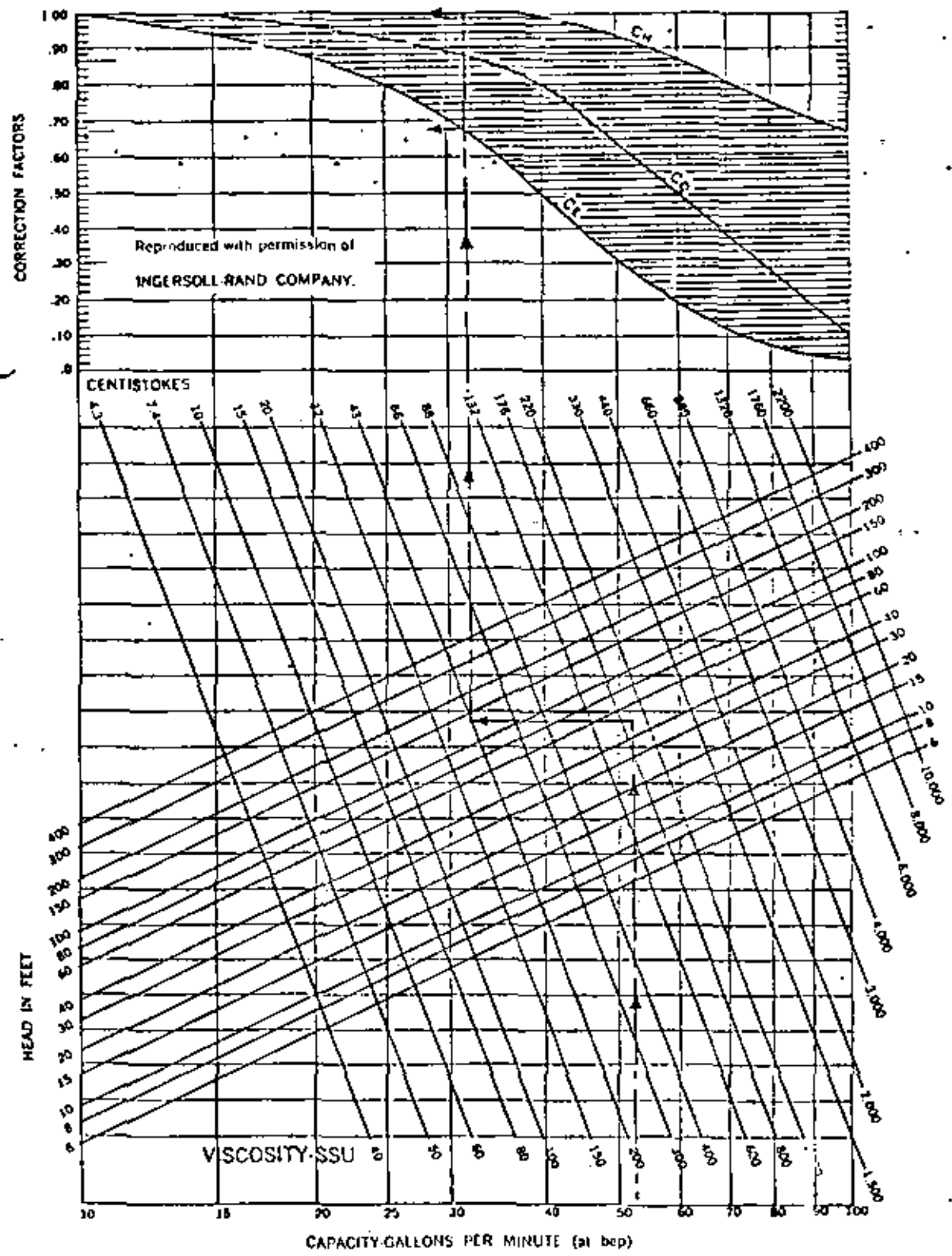


Fig. 62 VISCOSITY CORRECTION CHART

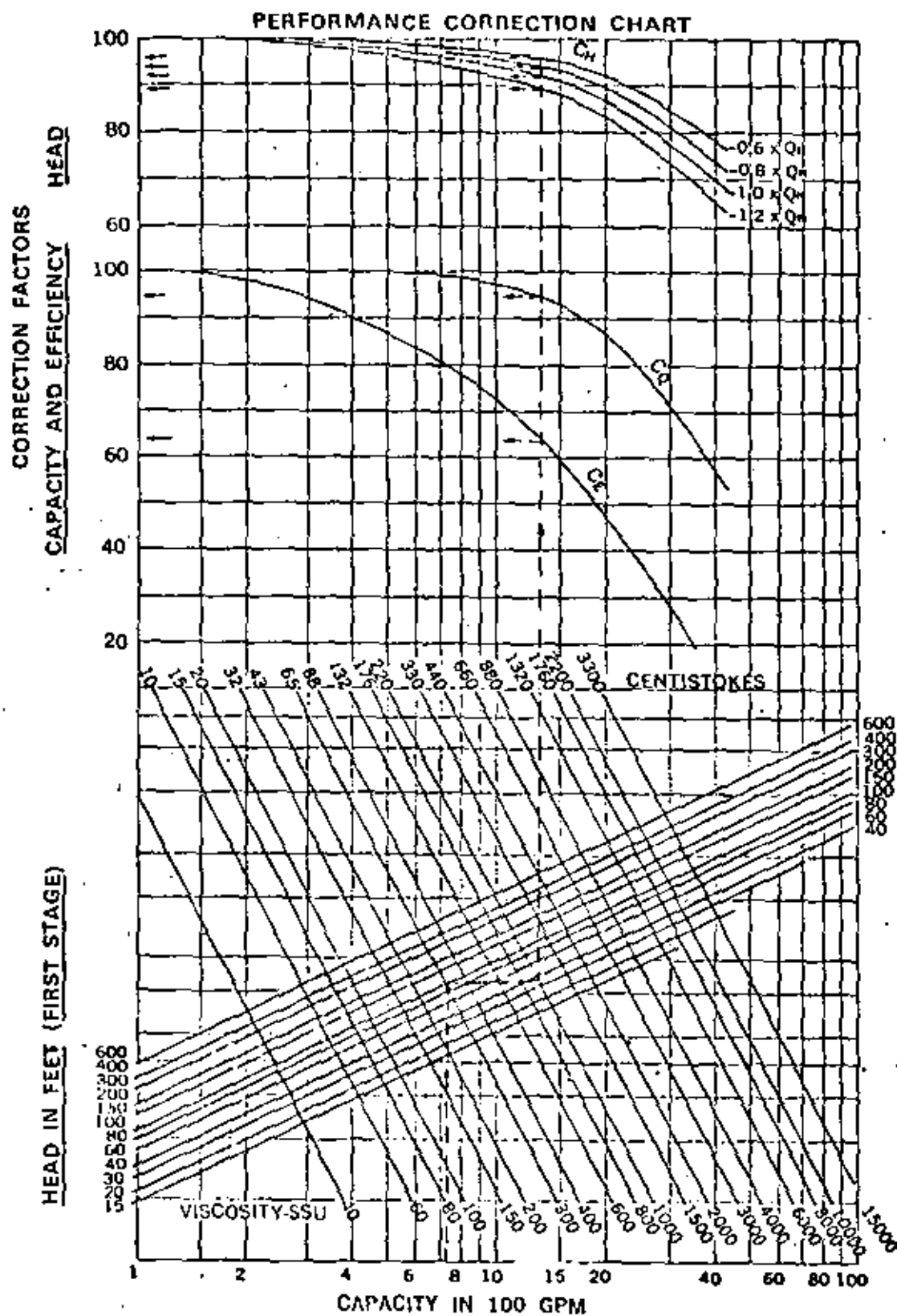


Fig. 63 PERFORMANCE CORRECTION CHART





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS
DE BOMBEO

LABORATORIO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

ING. CESAR CRUZ CARRILLO

Junio, 1979

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

Junio 1979

FINALIDADES DE LAS PRUEBAS:

Fundamentalmente el objetivo consiste en ensayar una bomba para obtener la información necesaria que permita construir la curva característica y de allí poder juzgar su comportamiento y en base a ello hacer la selección más adecuada para su aplicación. Es frecuente también la necesidad de llevar a cabo el ensayo para demostrar el cumplimiento de ciertas condiciones estipuladas en un contrato de compra-venta.

MAGNITUDES:

Puesto que en general una bomba es un mecanismo ideado y construido para desplazar un líquido contra la oposición de una fuerza resistente, estas dos magnitudes son las que en principio determinan la curva característica de una bomba, cuando son llevadas en unidades convenientes a un sistema de coordenadas cartesianas, y así es costumbre que la abscisa de un punto de la curva característica nos represente la "Cantidad" de líquido desplazado contra "Carga de oposición que está representada por la ordenada del mismo punto.

En la función desempeñada por cualquier bomba,

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

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

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

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

UNIDADES:

CONCEPTO: I.S.O. S. INGLES MET.

Caudal o gasto m³/seg. G.P.M. lt/seg.

Carga total de bombas	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 "cuentavueeltas" 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.

- 5 -

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 refiere.

CONDUCCION DE LAS PRUEBAS:

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

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

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

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

En bombas de eje horizontal el plano de referencia para todas las lecturas es el plano horizontal que pasa por el eje geométrico del impulsor, y generalmente el nivel del agua se encuentra por debajo de el luego la pre-

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 caudal

ga se llama "DATUM" y forma parte de la carga total:

CARGA TOTAL = Lectura + Datum + Carga de ve
locidad.

MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.

1.- TUBERIA DE SUCCION

2.- VACUOMETRO

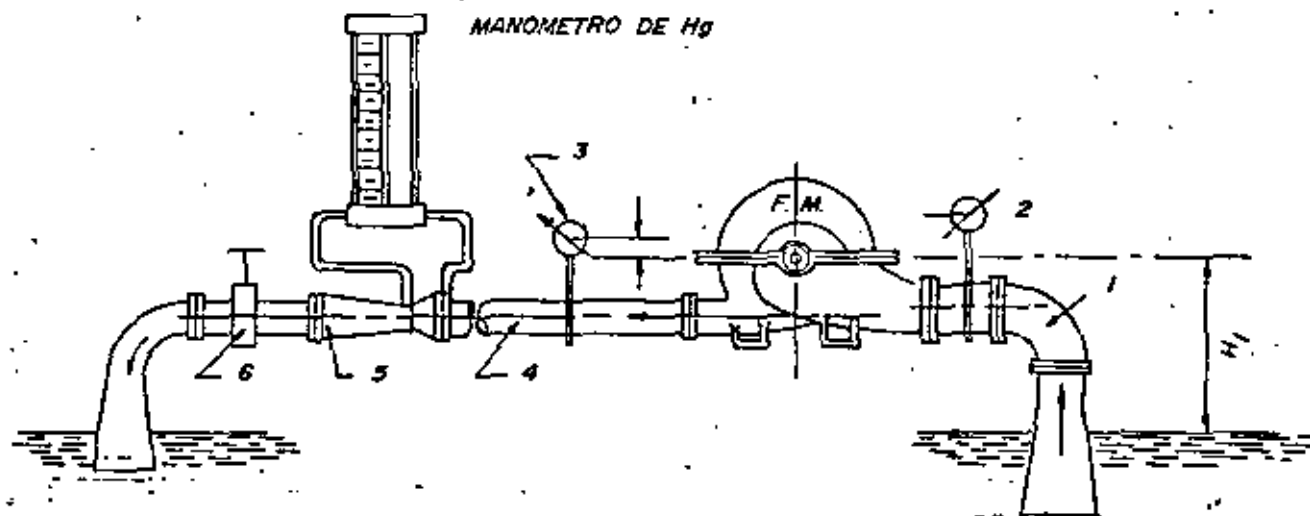
3.- MANOMETRO

4.- TUBERIA DE DESCARGA

5.- VENTURI

6.- VALVULA DE CONTROL

BOMBA CENTRIFUGA DE CAJA PARTIDA



INSTALACION TIPICA DE PRUEBA
DE UNA BOMBA

DIVISION HIDRAULICA

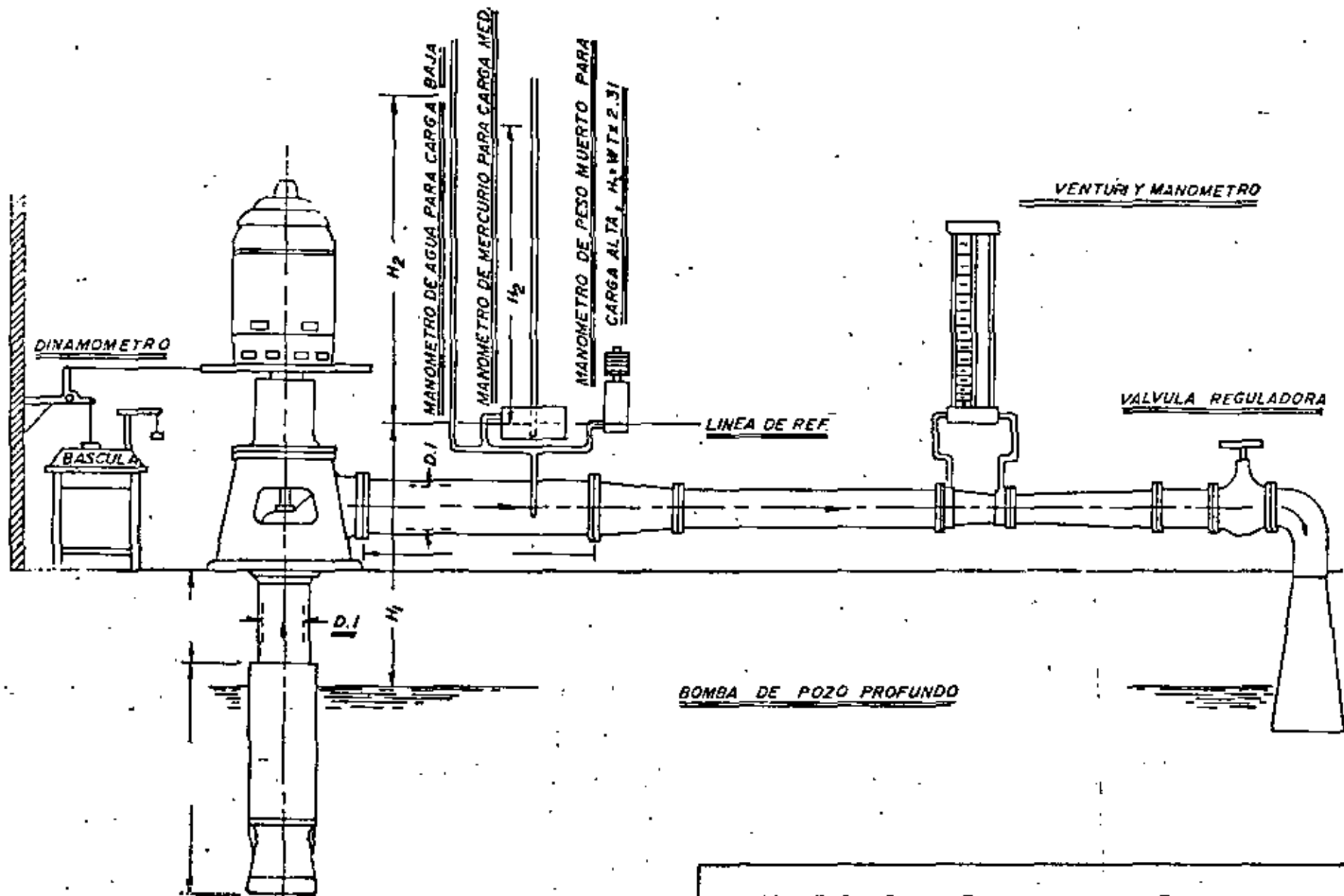
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

TLANEPANTLA ESTADO DE MEXICO

MEDICION DE POTENCIA

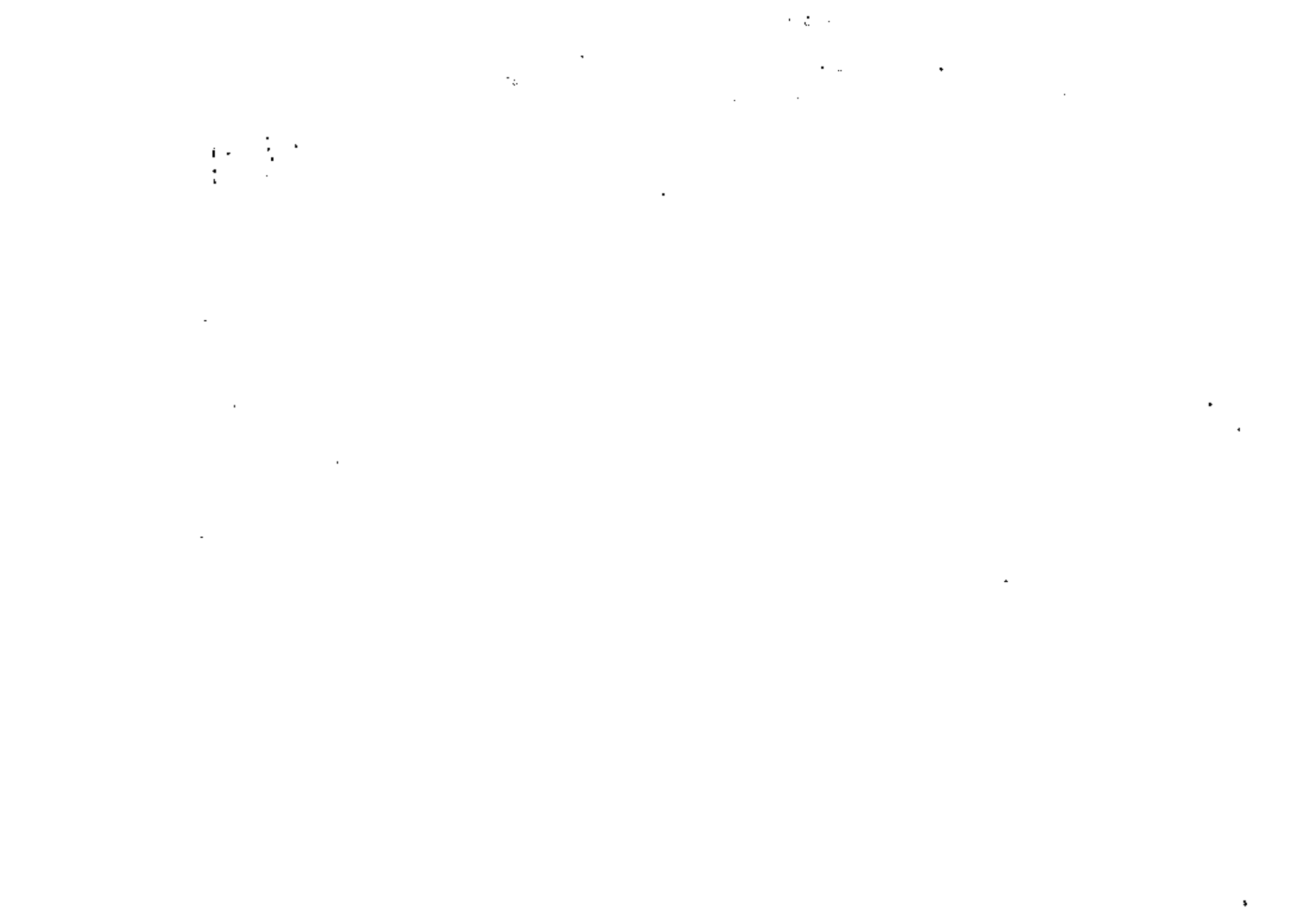
MEDICION DE CARGA

MEDICION DE FLUJO



Cine

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



MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.
SUMARIO DE INFORMACION NECESARIA
ACENCA 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 _____
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:

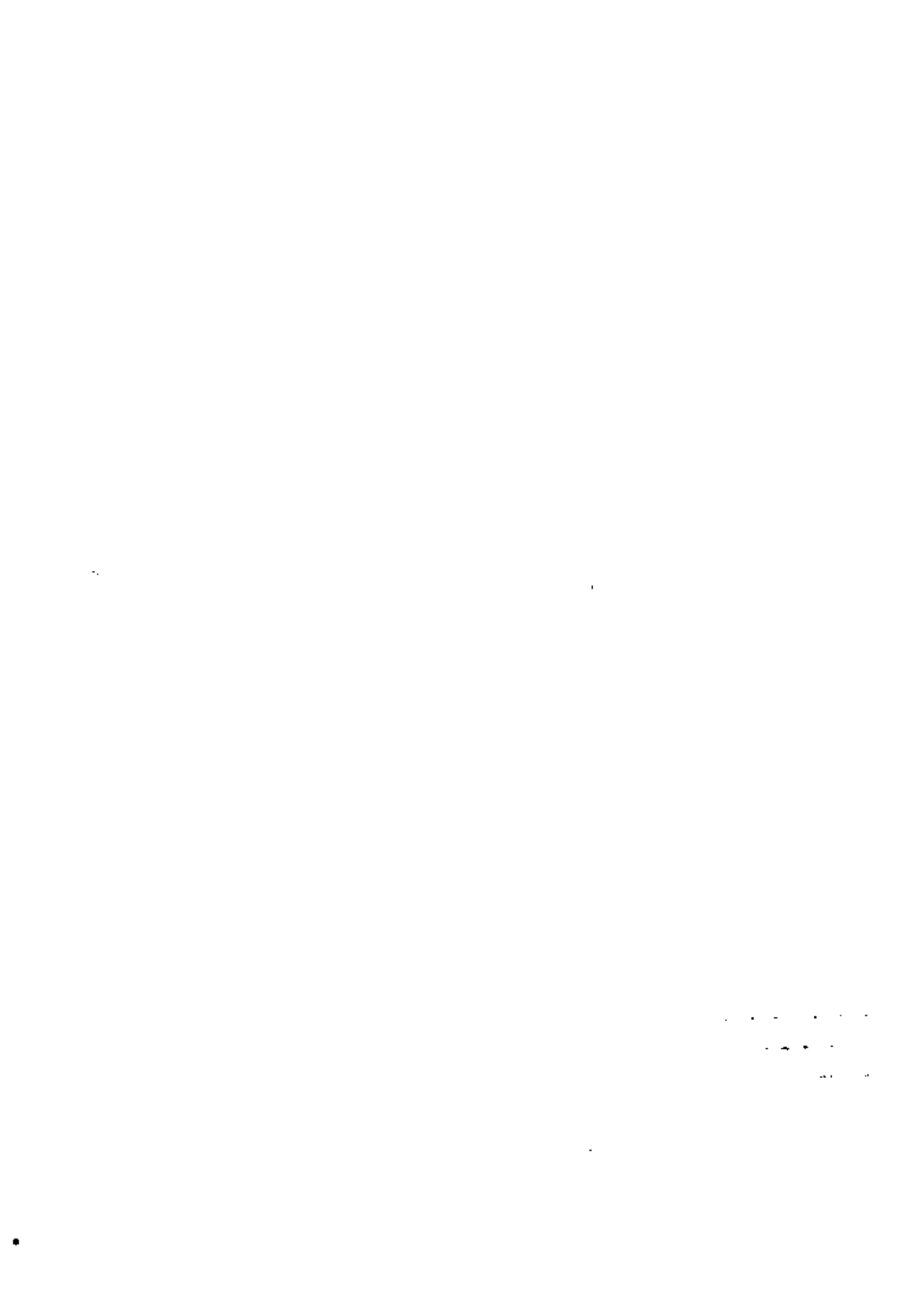
1. Método de medición _____
2. Manufactura y número de serie del instrumento _____
3. Fecha de calibración _____

Velocidad:

1. Método de medición _____

2. Manufactura y número de serie del instrumento _____

3. Fecha de calibración _____





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de Ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

PRUEBA DE LABORATORIO

ING. CESAR CRUZ CARRILLO

2 Julio

JUNIO 1979



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 ENPIES	CARGA TOTAL EN MTS	η DE BOMBA	
		V	A	KW	R.P.M.	η			P ₁	P ₂	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	21.75	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	316.45	120.86	87.37
6																		
7)																

OBSERVACIONES.-

PROBO.- Ing. Victor M. Moreno
 REVISO.- 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 PUNTEA

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

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

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

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

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

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

4.- POTENCIA CONSUMIDA (FLECHA)

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

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

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

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

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

5.- EFICIENCIA DE LA BOMBA

$$N_1 = 12.61/71.43 = 17.65\%$$

$$N_2 = 53.57/82.58 = 64.87\%$$

$$N_3 = 64.56/84.33 = 76.55\%$$

$$N_4 = 71.18/84.25 = 84.48\%$$

$$N_5 = 73.48/84.1 = 87.37\%$$

6.- POTENCIA CONSUMIDA (LINEA)

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

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

$$BHP_3 = (120 \times 0.598)/0.746 = 96.19$$

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

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

7.- EFICIENCIA DEL MOTOR

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

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

$$N_3 = 84.33/96.19 = 87.67$$

$$N_4 = 84.25/99.73 = 84.48$$

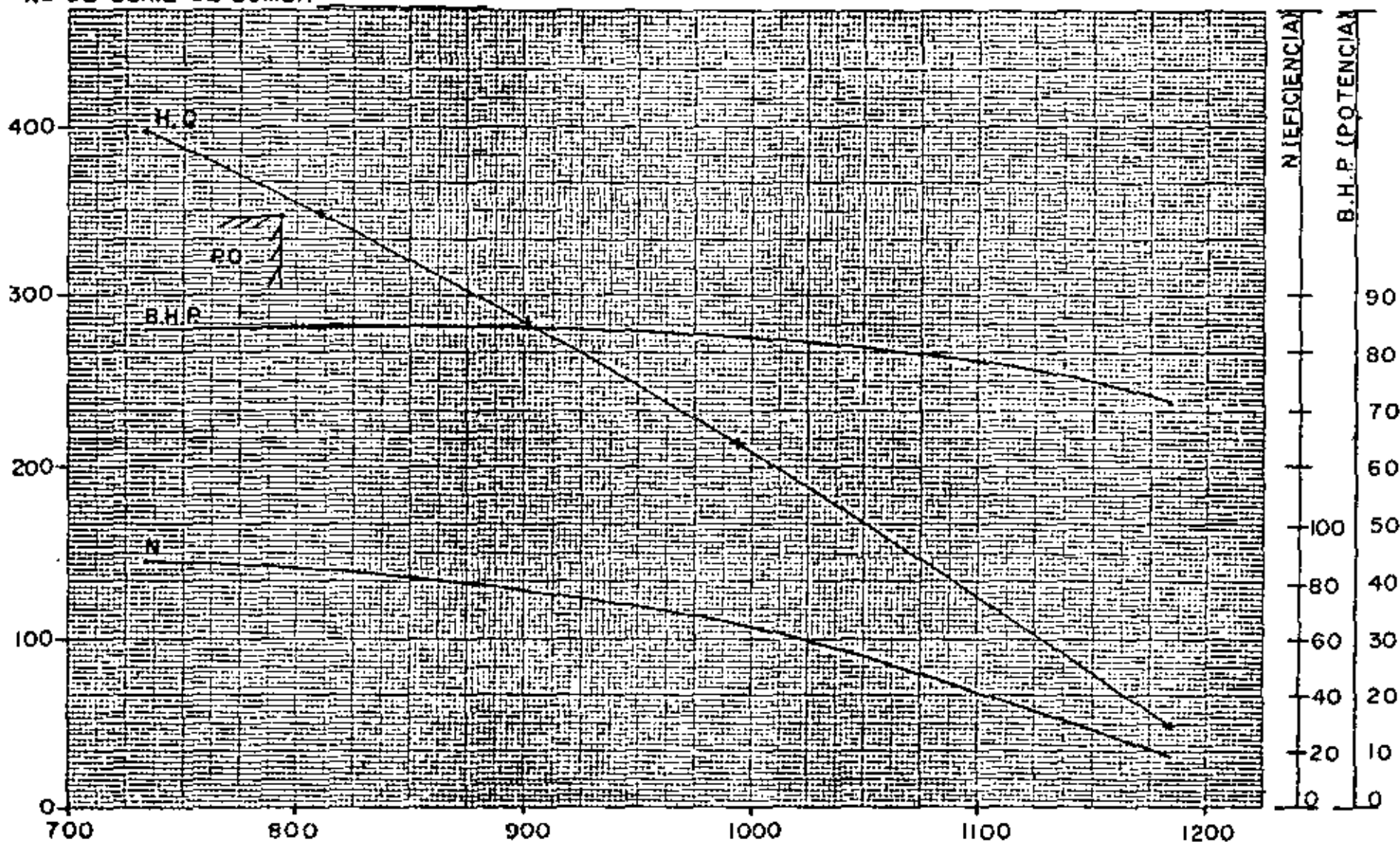
$$N_5 = 84.1/101 = 83.26 \%$$



MANUFACTURERA FAIRBANKS MORSE, S.A.
 DEPARTAMENTO DE INGENIERIA. (HIDRAULICA)

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

N° DE SERIE DE BOMBA _____



CLIENTE CONSTRUCTORA GUIA, S.A
 FECHA 20 DE JUNIO DE 1979

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



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam.



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS
DE BOMBEO

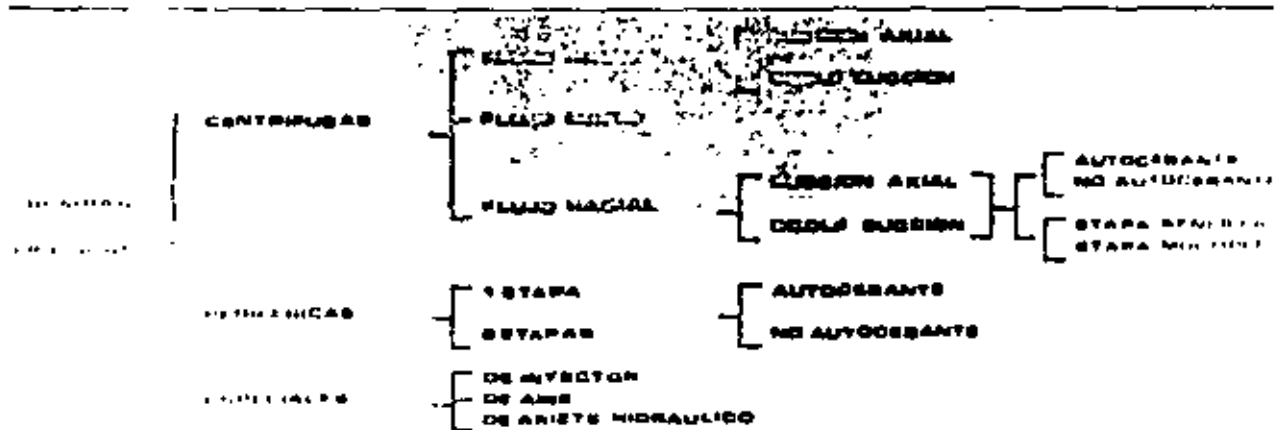
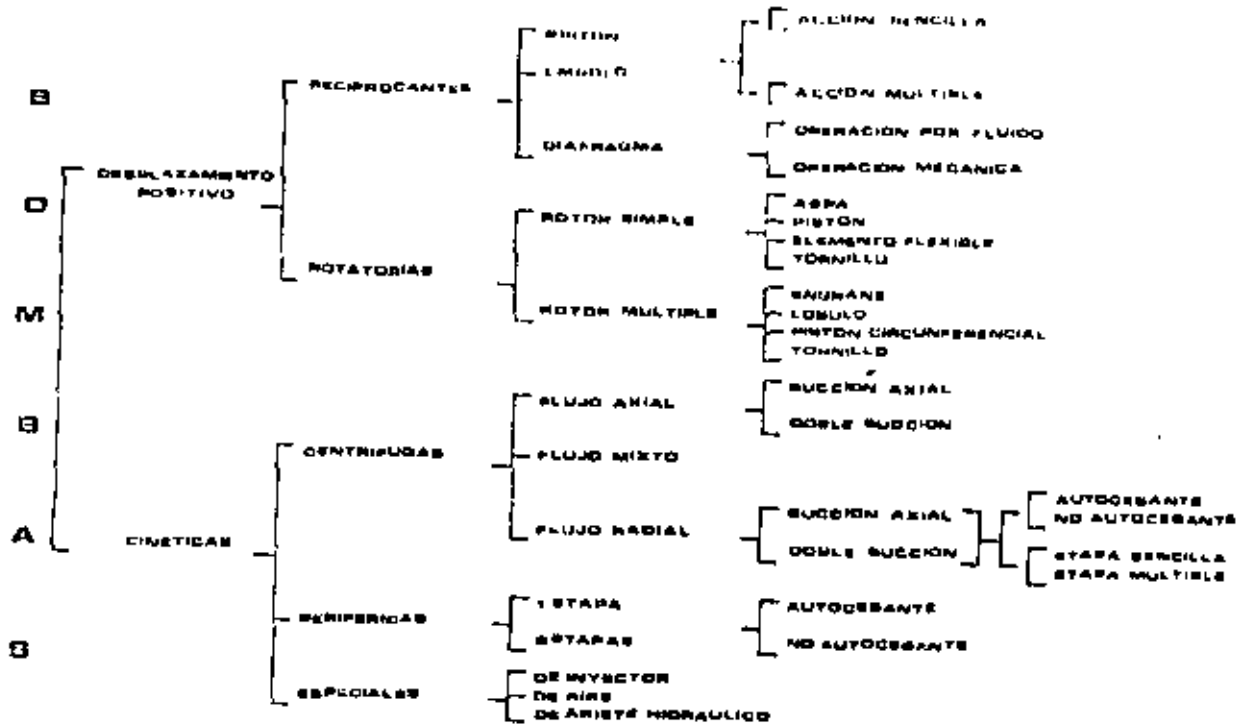
CONTINUACION

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

4 JULIO, 1979.

1 A

1



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 MUEBLES
1	19 mm	19 mm	15 m	25
2	19 mm	19 mm	30 m	15
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.

2° B.- LOS HIDRONEUMATICOS

Los Sistemas Hidroneumáticos de Abastecimiento de Agua a Presión Variable, reciben su nombre por la combinación de aire comprimido y agua, que se efectúa en un tanque metálico de presión, que de esta manera puede utilizar el aire comprimido por sus características de elasticidad y, el agua, se almacena en esta forma en la parte inferior del tanque de presión, comprimida por el aire, para poder así abastecer la red de tubería con agua a presión para suplir las demandas de la instalación hidráulica en forma tal, - que la bomba no tenga que operar constantemente, sino que

opera, arrancando la bomba al bajar el nivel del agua en el tanque de presión, descomprimiendo así el aire y cerrando un interruptor de presión.

Al operar la bomba, parte del agua que bombea es enviada a la red, y el excedente va al tanque hidroneumático, en el cual al subir el nivel del agua vuelve a comprimir el aire hasta llegar a una presión máxima predeterminada, la cual acciona el interruptor de presión, desconectándolo y parando la bomba. Tal como se ilustra en las figuras 1 y 2.

Todo sistema hidroneumático trabaja con dos presiones: una, la baja presión, a la cual se hace operar la bomba, llamada carga manométrica y la otra, llamada alta presión, que corresponde a la presión máxima de operación del sistema hidroneumático, a la cual se hace parar la bomba y que consiste de la carga manométrica más la presión diferencial.

Esta presión diferencial se calcula en la tabla N° 4, basada en el volumen de agua y aire más adecuado, para obtener la máxima extracción de agua posible, dejando siempre un nivel de agua no menor del 20% en el tanque hidroneumático, llamado sello de agua, para poder mantener el aire comprimido siempre dentro del tanque sin que escape a la tubería.
(Figura 4)

La presión de diseño de un sistema hidroneumático, o carga

manométrica consiste de la suma de los siguientes factores:

- a).- Altura en metros de succión de la bomba.
- b).- Pérdidas por fricción en la tubería, conexiones y válvulas de succión.
- c).- Altura de descarga.
- d).- Pérdidas por fricción en tubería de descarga vertical y horizontal, válvulas y conexiones.
- e).- Presión en metros de columna de agua que se desea en la descarga más alta y más alejada.

La presión máxima de la bomba y por consiguiente del sistema hidroneumático debe de consistir de esta carga manométrica más la presión diferencial en metros mostrada en la tabla de W. West figura 4.

La presión de cierre de la bomba es también importante, pues en el caso de que intencionalmente o por error la bomba de un sistema hidroneumático sea operada en forma manual, esta presión de cierre de la bomba no debe de exceder desde .7 Kg/cm² a un máximo absoluto de 1.4 Kg/cm², para evitar daños al tanque hidroneumático escapando así el aire comprimido o llenándose el tanque de agua en su totalidad lo que causa muchos trastornos.

El diseño de la capacidad máxima de la bomba se hace, como se ha explicado en capítulos anteriores utilizando, de prefe

rencia el método de Hunter que se muestra en las figuras 12, 13, y 14 adjuntas y que ya ha sido explicado en detalle anteriormente para cálculo de bombas y de tubería.

El gasto mínimo de la bomba (Figura 5) es de importancia, pues de ser muy pequeño, cualquier demanda por pequeña que sea puede ser causa de que la bomba de un sistema hidroneumático trabaje en forma constante, sin parar, al no tener capacidad la bomba para surtir dicha demanda.

Si el gasto mínimo de la bomba es demasiado grande, entonces esto podría causar arranques y paradas demasiado frecuentes de la bomba, pues el volumen del agua en el tanque hidroneumático se recuperará demasiado rápidamente.

Lo ideal es que la bomba opere en forma semejante a las demandas de un sistema, o sea: desde un gasto mínimo del 20 al 25% hasta el gasto máximo de 100% predeterminado para su capacidad total (Figura 16).

La selección de la bomba para un sistema hidroneumático debe de ser, utilizando una curva-parada como la que se muestra en la figura 18 en la cual el gasto máximo de la bomba corresponde a la carga manométrica, el gasto mínimo (25% + -) correspondiente a la carga máxima (carga manométrica + diferencial), y la presión de cierre de la bomba siendo un poco mayor que la carga máxima.

Las figuras 19 y 20 muestran dos tipos de curva diferente.- La primera un tipo de curva plana inadecuada para sistemas hidroneumáticos, y la segunda, la figura 20, un tipo de curva parada adecuada para sistemas hidroneumáticos.

La selección de un tanque hidroneumático se hace comunmente para 6 ciclos por hora. O sea: 5 minutos de operación de la bomba y 5 minutos, durante los cuales el tanque, exclusivamente, está surtiendo a la red, total 10 minutos por ciclo que multiplicado por 6 ciclos, nos dan los 6 ciclos por hora de operación (Figura 21).

De esta manera, la capacidad total del tanque se calcula por la capacidad máxima de la bomba en litros por minuto, que es igual a al demanda máxima del sistema hidráulico, multiplicado por los 5 minutos de operación que se desea, y al resultante se divide por el % de extracción que se puede obtener del tanque de acuerdo con la tabla de W. West (Figura 4).

E j e m p l o :

Capacidad máxima de la bomba	=	500 LPM
Multiplicado por 5 minutos	=	2500 LPM

Extracción calculada según la tabla de W. West. 20% = 0.20

O sea que si dividimos: $2500 \div 0.20$ obtendremos un tanque con capacidad de 12,500 litros.

En la figura 22 se muestra una secuencia de operación de un sistema hidroneumático duplex en el cual existe un nivel bajo, uno para la bomba uno, un nivel bajo dos para la bomba dos y posteriormente el nivel intermedio, el nivel alto de inyección del aire y un último nivel en el cual se indica la expulsión del aire por medio de la válvula de alivio.

La figura 23 muestra una ilustración de una compresora de aire propia para sistemas hidroneumáticos.

En la figura 24 se muestra el aire libre requerido para suministrar el aire comprimido para tanques hidroneumáticos, calculado por cada 100 litros de capacidad total del tanque, el cual puede ser suministrado indistintamente, ya sea por una compresora de aire o por un cargador de aire de tipo adecuado.

Las figuras 25, 26, 27 y 28 nos muestran diversos tipos de controles para sistemas hidroneumáticos fabricados en los E.U.A. y vendidos en México, que operan las bombas con la compresora de un sistema hidroneumático para obtener una operación correcta. Estos sistemas americanos, sin embargo, sirven solamente en sistemas que tienen un buen equipo de mantenimiento y en los cuales no se presentan problemas tales como: interrupciones de corriente, falta de agua, fusibles fundidos, arrancadores eléctricos sobre-cargados u otras causas, pues su sistema de operación no es adecuado -

para estas interrupciones, ya que la recuperación de la presión correcta de operación depende de la recuperación del aire comprimido que en ocasiones lleva más de 12 horas.

Algunos fabricantes en México han diseñado controles más adecuados para nuestro medio y que suplen estas faltas que pueden interrumpir el servicio de agua por horas con los perjuicios consiguientes.

Al fin y al cabo el control más adecuado para un sistema hidroneumático es el más simple, y éste es el interruptor de presión que afortunadamente es fabricado en México por varias firmas.

Aún en E.U.A., se consideró ésto y una casa de California fabricó un cargador de aire que permitía el uso exclusivamente de interruptores de presión como controles de un sistema hidroneumático.

Desafortunadamente este control ilustrado en las figuras 31 y 32 tenía piezas móviles dentro del cargador de aire las cuales, ya sea por oxidación o por incrustación de las sales contenidas en el agua, requería constante mantenimiento, lo cual no siempre era posible dar, ya sea por falta de personal preparado o por falta de conocimientos suficientes sobre la operación de este control y de este cargador, que era un tanto complicado.

La necesidad de un cargador de aire adecuado para sistemas hidroneumáticos dió origen a un cargador diseñado en México, el "HIDROPISTON" (Marca Registrada, Patente 107985) figuras 33 y 34, cuya simplicidad o por no tener piezas móviles sujetas a oxidación o incrustación, ha dado magnífico resultado en México para sistemas de presión de toda especie, desde el sistema de presión doméstico, toda clase de sistemas hidroneumáticos, y los sistemas programados de presión variable.

El uso del "HIDROPISTON" permite operar los sistemas hidroneumáticos con los simples interruptores de presión antes mencionados e ilustrados en las figuras 29 y 30.

El defecto del hidropistón, era que al operar la bomba, la presión del equipo hidroneumático cerraba bruscamente la válvula de cheque colocada entre el tanque hidroneumático y el hidropistón, causando un fuerte golpe que se transmitía por toda la instalación y la estructura de casas y edificios; aunque sin causar golpe de ariete gracias al aire comprimido contenido en el tanque hidroneumático que absorbera y amortiguaba este golpe de ariete.

Para corregir esto 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 entitulado "SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA UTILIZADOS EN E.U.A.", ya que su costo era excesivo y por consiguiente estuvieron limitados en su uso, describiremos otro sistema, - Único en su género que se encuentra instalado en Acapulco, - Gro.

Este sistema de presión constante ilustrado diagramáticamente en la figura 48 consistía de dos bombas equipadas con motor de velocidad constante, que son alternadas en su operación manualmente. Cada bomba tiene capacidad para surtir el 100% del gasto calculado para el edificio. En la tubería de descarga cercana a las bombas, se encuentra instalada una válvula que permite abastecer a la red, únicamente la cantidad de agua requerida para ésta, y el excedente de agua no requerida por la red es retornada a la cisterna.

De esta manera se puede ver en el estudio que se muestra en el diagrama que la presión "P" es constante; el gasto "QA" suministrado por la bomba también es constante y por consiguiente la fuerza eléctrica consumida por la bomba que opera a un gasto constante, a una presión constante y a una eficiencia

constante, es también constante, por lo que la corriente eléctrica consumida por el motor de la bomba es constante las 24 horas del día sin importar que el consumo sea 0%, 25%, 50%, 75%, o 100%, lo que en forma definitiva es anti-económico.

Lo importante de este sistema es que la válvula que inyecta el gasto "QB" a la red es variable y que el gasto "QC" que retorna a la cisterna es la diferencia entre el gasto "QA" que suministra la bomba y el gasto "QB" requerido por la red, y que esto permite que la red del edificio opere siempre a una presión constante.

En la figura 49 se muestra una curva de este mismo sistema instalado en Acapulco, Gro., en la cual se ve la forma de operación de esta bomba en un punto fijo a un gasto de 15 LPS a una presión de 48.75 metros con una eficiencia de 65% consumiéndose en forma constante una corriente eléctrica de 15 HP.

Este estudio es solamente hipotético, y se da con fines ilustrativos.

Un sistema, también de presión constante, que podría haberse utilizado en este caso anterior se ilustra en la figura N° 50 en la cual también se ven dos bombas; pero por razón de que en este caso se utiliza una bomba de diseño especial con curva plana (ver curva figura 51), no era necesario utilizar

una válvula como en el caso del equipo anterior, pues la misma presión constante se obtiene en un caso y en el otro; pero con la ventaja adicional, como se puede ver en la curva de la figura 51 que el gasto varía desde el 33%, 5 LPS (punto A) al 66%, 10 LPS (punto B), hasta el gasto máximo de 100%, 15 LPS, y en cualquier punto intermedio entre éstos a una presión casi totalmente igual pero, dado que el gasto varía de acuerdo con las demandas de la red, por consiguiente la demanda de energía eléctrica varía con este gasto como se podrá ver en la explicación al pie de esta curva.

Este sistema de utilizar una sola bomba para suministrar desde el gasto 0% hasta más del 100% del gasto, tiene un defecto gravísimo: el que en gastos pequeños, la bomba puede entrar en su límite de turbulencia con la vibración, ruido y destrucción descritos en el primer capítulo; y, en gastos mayores, que pueden presentarse ocasionalmente en emergencias, sin tener un control automático que arranque la segunda bomba, puede ocurrir lo mismo al exceder el límite máximo de la bomba entrando a la zona de cavitación.

Para mejorar este sistema de presión constante, utilizando bombas de diseño especial de curva plana se requería

un control especial, el que no podía ser el interruptor de presión, pues al no haber variaciones en la presión por ser éstos, "SISTEMAS DE PRESION CONSTANTE" no se disponía de un diferencial con el cual pudiera operar un interruptor de presión.

Fué necesario por consiguiente diseñar un control adecuado para este sistema y para ésto se requería de un medidor de flujo de gran exactitud que pudiera operar con un rango desde el 20% hasta el 100% de la demanda. Se encontró un solo aparato que pudiera servir para estos fines que consistía de un venturi de diseño especial patentado en los E.U.A.

Este medidor equipado con un indicador de flujo y controles electrónicos se ha venido utilizando en México para los sistemas de presión constante aquí descritos.

El primer paso para diseñar este sistema consistía en suministrar la capacidad total del sistema con varias bombas y así poder pasar del uso de una bomba a dos, tres, cuatro o más hasta suministrar el gasto total y tener en adición una bomba para ser utilizada como emergencia.

Además del control anterior especial para "SISTEMAS PROGRAMADOS DE PRESION CONSTANTE" fué necesario fabricar alterna

dores o variadores de secuencia de dos, tres, cuatro, cinco, o seis bombas, de acuerdo con el número de éstas, que variaran la secuencia de operación de estas bombas con el fin no solo de que se igualara el desgaste de las mismas, sino de que en cada ciclo de operación por corto que fuera, cambiara la bomba o bombas que fuera necesario operar para abastecer la demanda y que así se mantuvieran éstas cebadas y en condiciones de operación, pues se ha visto siempre que una bomba parada tiende a descebarse y a pegarse - sus piezas móviles ya sea por oxidación o por incrustación de las sales disueltas en el agua.

Muy poco tiempo después de que se iniciara el uso de éstos sistemas en México fueron publicadas unas gráficas por la Universidad de John Hopkins de Washington, E.U.A., sobre el uso horario de agua en diversos tipos de edificios (condominios, apartamentos, hoteles, hospitales, fraccionamientos, etc.), de diversas condiciones socio-económicas, obtenidas en diferentes estados de la Unión Americana, por medio de la instalación de medidores, registradores y totalizadores de flujo instalados con el fin de determinar, no solo los consumos horarios de agua, sino de determinar además las diferencias de un tipo de edificio a otro, de una condición socio-económica a otra y de un estado a otro en los E.U.A.

Posteriormente se obtuvieron gráficas de gasto semejante, de diversas poblaciones de los E.U.A. y éstas comparadas con gráficas obtenidas por la Secretaría de Recursos Hidráulicos en diversas poblaciones de México sirvieron para hacer un índice de comparación, y así se pudieron hacer gráficas de demandas para las 24 horas del día de diversos tipos de edificios, fraccionamientos y poblaciones que pudieran utilizarse mientras se disponía de material o experiencia que permitiera hacer el estudio más exacto.

Con este material los sistemas de bombeo múltiple de presión constante se convirtieron en sistemas programados de presión constante que permitían utilizar la bomba más pequeña con el motor más pequeño para abastecer la demanda más pequeña, y así cambiando de bombas y/o haciéndolas operar simultáneamente se lograba que estuviera el menor número de bombas con la menor potencia en caballos de fuerza operando para abastecer una demanda determinada, y dado, que la presión suministrada era constante, la descarga de agua en todas las llaves también era constante y esto permitió la creación de un "SISTEMA PROGRAMADO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA A PRESION CONSTANTE" que operaba en forma programada a la demanda de una instalación.

La primera ventaja que demostró tener el sistema programado de presión constante fué que al no requerirse la presión

diferencial de 14 metros que requería el sistema de presión variable para operar por medio de los interruptores de presión, fué, que se aumentó el número de pisos que se podían abastecer con los 45 metros de columna de agua (4.5 Kg/cm^2), llegando en total los pisos servidos a un número de 13 en vez de los 8 pisos que podía suministrar los hidroneumáticos y los sistemas de presión variable en general, tal como se muestra en la figura N° 54.

Una curva de un sistema programado de presión constante se ilustra en la figura 55 y diagramas y dibujos de instalación están ilustrados en las figuras subsecuentes.

3



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

MOTORES

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

20 JUNIO, 1979.



CAPITULO 6.- MOTORES

INTRODUCCION.

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

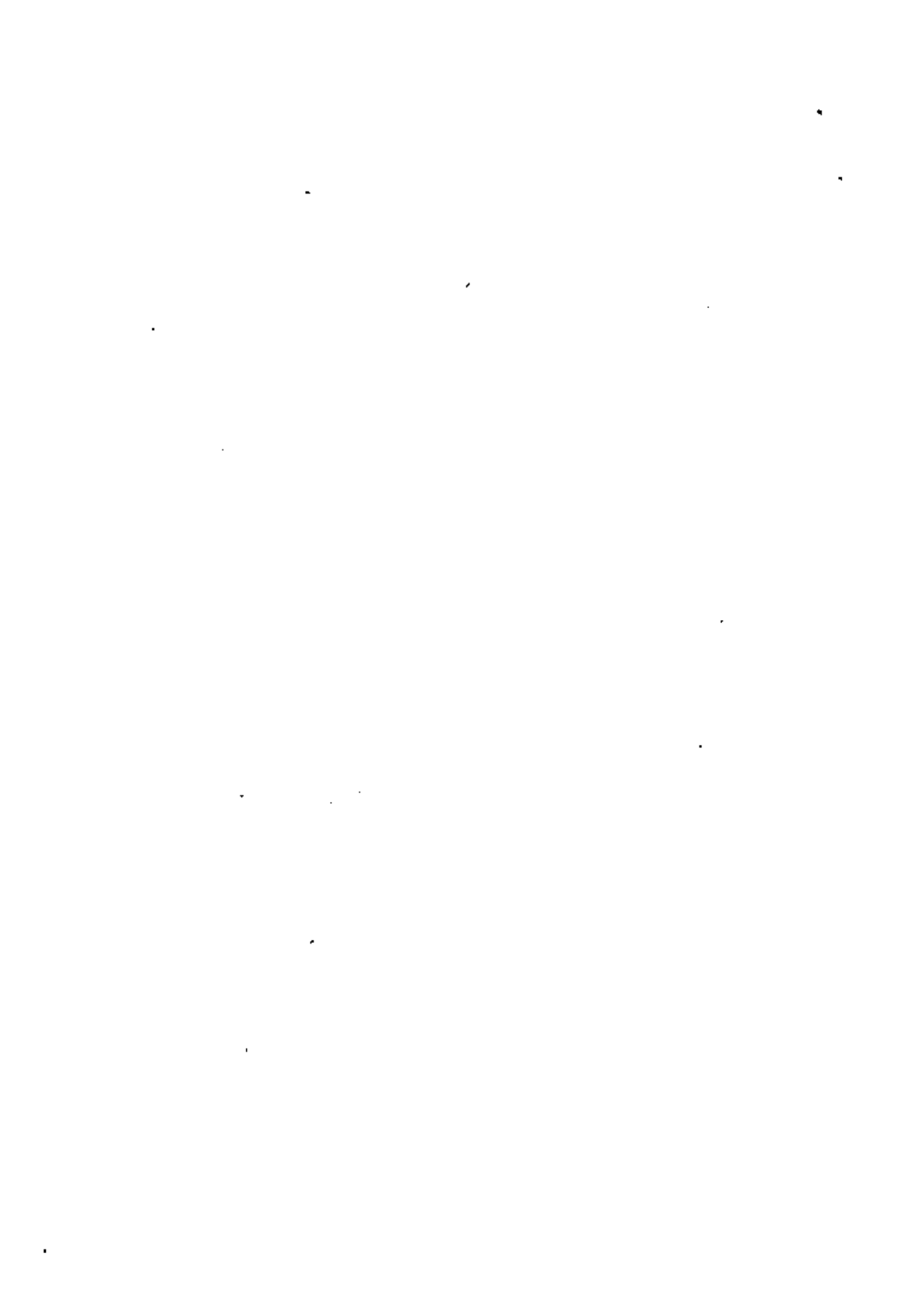
- 6.2.1.- Clases de motores eléctricos en sistemas de bombeo.
- 6.2.2.- Características para selección del motor eléctrico.
- 6.2.3.- Potencia requerida por la carga.
- 6.2.4.- Velocidad de rotación.
- 6.2.5.- Par requerido.
- 6.2.6.- Potencia del motor
- 6.2.7.- Par del motor de inducción.
- 6.2.8.- 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 maquinas para eliminar dificultades.



6.- MOTORES.

INTRODUCCION

En la actualidad, la gran mayoría de las plantas de bombeo son accionadas por energía eléctrica. Las grandes ventajas que proporciona la corriente alterna para ser transportada desde los centros de generación hasta los puntos de consumo la hacen insustituible. Por otra parte, el uso de la electricidad, además de ser una fuente de energía de absoluta pureza, representa el medio más confiable en eficiencia y continuidad a los menores costos de operación que cualquier otro energético, máxime si consideramos que en los últimos tiempos se aprovechan más las posibilidades hidrológicas para su generación. Solo en casos contados se impulsan equipos de bombeo por medio de motores de combustión interna y es por esta razón que en el presente apartado se tratará solo de plantas de bombeo accionadas por motor eléctrico.

No terminan aquí las funciones de la energía eléctrica en plantas de bombeo, se le usa también como medio de señalización y operación remotas de las estaciones de bombeo pudiéndose en la actualidad, manejar a distancia y desde una sola central de mando, complicados sistemas hidráulicos con el auxilio de minicomputadoras.

En el presente capítulo se tratarán en forma general los elementos básicos que intervienen en las plantas de bombeo desde el punto de vista eléctrico.

6.1.- Aspectos generales.

6.1.1.- Naturaleza de la electricidad.- Como todos sabemos, el átomo está compuesto de un núcleo que contiene protones, de carga eléctrica positivo; neutrones que son partículas eléctricamente neutras compuestas de un protón y un electrón unidos entre sí y electrones, que tienen carga eléctrica negativa y que giran en torno al núcleo.

El número de electrones que giran alrededor del núcleo siempre es igual al número de protones libres que están dentro de él.

En los átomos, los electrones que están más cerca al núcleo son fuertemente atraídos por este, no se pueden librar fácilmente de su órbita y se les llama electrones fijos. Los electrones más alejados al núcleo son atraídos por éste con menor fuerza, se les puede liberar fácilmente y se les denomina como electrones libres.

La corriente eléctrica es producida por el movimiento de estos electrones libres.

Estas características se presentan en los metales como la plata, el cobre y el aluminio que tienen una fuerza de atracción muy débil entre el núcleo y los electrones libres por lo que se les llama materiales conductores; en cambio, materiales como el vidrio, plásticos, lana y arcillas cocidas, tienen una fuerza de atracción muy elevada por lo que se les llama

materiales aislantes; en estos últimos se requiere un campo eléctrico muy poderoso para poder provocar que sus electrones abandonen a sus átomos.

La electricidad puede producirse por magnetismo, por acción química, por luz, por calor, por presión o por frotamiento. En todos los casos, si se permite un flujo de corriente, su dirección es del punto donde se tiene exceso de electrones (-) al punto donde se tiene déficit de electrones (+). Sin embargo, el flujo de corriente convencional que se sigue tomando en los textos es de (+) a (-); esto es simplemente por pura conveniencia.

6.1.2.- Términos eléctricos más usuales en sistemas de bombeo y sus unidades.

1.- La corriente eléctrica (I) se mide en Amperes (A ó Amps.). El Ampère es una corriente de tal intensidad, que cuando circula por dos conductores rectos y paralelos de longitud definida y sección transversal despreciable, distanciados entre sí un metro y colocados en el vacío, se produce entre ambos conductores una fuerza de 2×10^{-7} newtons por cada metro de su longitud.

2.- La tensión (V ó E), diferencia de potencial o fuerza electromotriz se mide en Volts (V. ó Volsts). El volt es la diferencia de potencial eléctrica entre

dos puntos (o entre dos superficies) ^{equi}potenciales) de un conductor recorrido por una corriente constante de un ampere, cuando la potencia disipada entre los dos puntos referidos de este conductor es de un watt.

3.- La resistencia eléctrica (R) se mide en Ohms (Ω). El Ohm es la resistencia eléctrica entre dos puntos de un conductor cuando, al mantener entre ellos una diferencia de potencial constante de un volt, circula por el mismo una corriente de un ampere, siempre y cuando el conducto no sea origen de una fuerza electromotriz.

4.- La potencia eléctrica (P) se mide en watts (w) y es la cantidad de energía eléctrica que se transporta o consume en la unidad de tiempo.

Por definición $P = ei = \text{watts}$.

Esta expresión se refiere a valores instantáneos de la tensión y de la corriente. En sistemas de corriente continua, tanto la tensión como la intensidad son constantes durante períodos de tiempo apreciables. Durante estos intervalos, la potencia es constante y se pueden medir por separado la tensión y la corriente. Su producto será la potencia.

En los circuitos de corriente alterna, la corriente y la tensión varían rápidamente, su variación suele ser

sinusoidal y no pasan simultaneamente por los valores máximos y mínimos. La potencia en corriente alterna pueden tener valores positivos y negativos en cada período. En realidad solo será siempre positiva cuando la corriente y la tensión estén exactamente en fase. Si el desfase es de 90° ya sea en adelanto o en atraso y la corriente pasa por cero cuando la tensión es máxima, la potencia tendrá semiondas positivas y negativas iguales y el valor medio de la potencia será cero.

El valor medio de la potencia en corriente alterna, para tensiones y corrientes sinusoidales, está dado por :

$$P = EI \cos \varphi = \text{Watts.}$$

donde: P = Potencia media

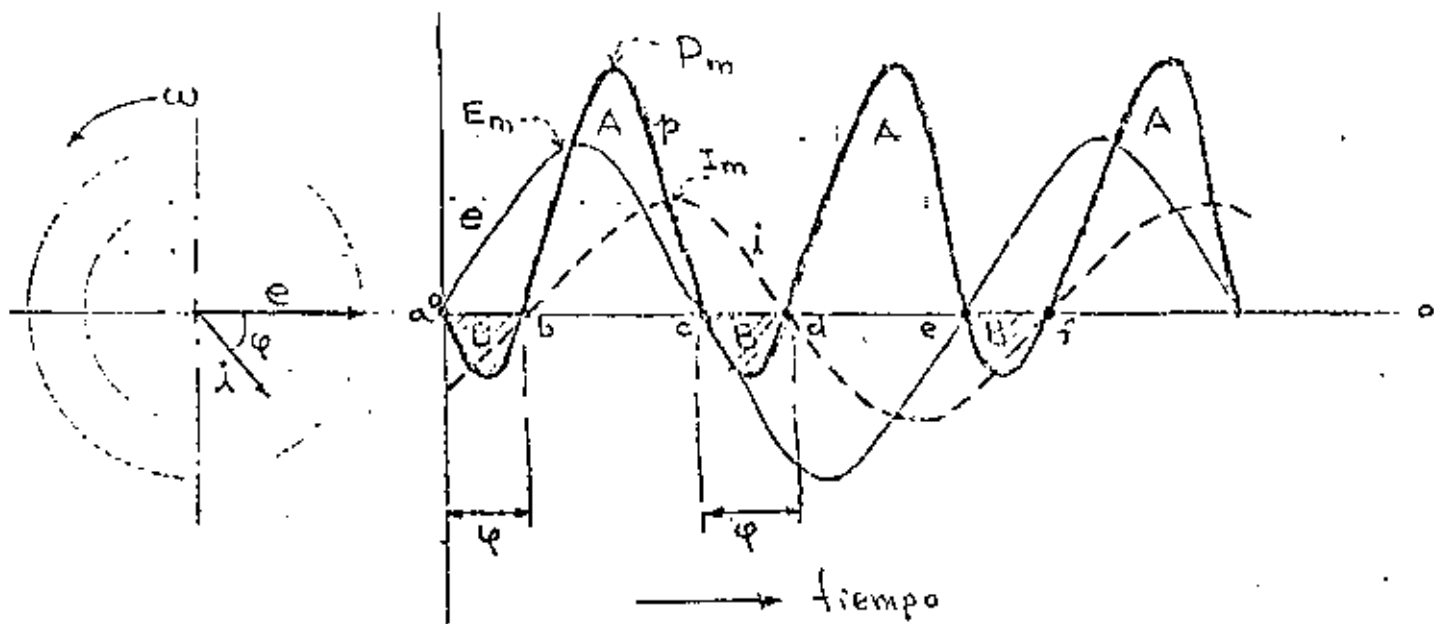
E = tensión eficaz media en volts.

I = intensidad eficaz media en Amps.

φ = ángulo de fase o el desplazamiento en el tiempo entre la corriente y la tensión expresado en grados eléctricos (un período completo representa 360° eléctrico).

El valor $\cos \varphi$ recibe el nombre de factor de potencia del circuito.

P es la potencia verdadera



La curva de potencia tiene por expresi3n:

$$p = (E_m \text{ sen } \omega t) [I_m \text{ sen } (\omega t - \varphi)]$$

Que desarrollada es:

$$p = E_m I_m (\text{sen}^2 \omega t \text{ cos } \varphi - \text{sen } \omega t \text{ cos } \omega t \text{ sen } \varphi)$$

$$= \frac{E_m I_m}{2} [(1 - \text{cos } 2\omega t) \text{ cos } \varphi - \text{sen } 2\omega t \text{ sen } \varphi]$$

La potencia media es el 3rea dividida por el tiempo T, o sea:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p dt = \frac{E_m I_m}{2T} \left[t \text{ cos } \varphi - \frac{\text{sen } 2\omega t}{2\omega} \text{ cos } \varphi + \frac{\text{cos } 2\omega t}{2\omega} \text{ sen } \varphi \right] \Big|_0^T =$$

$$= \frac{E_m I_m}{2T} T \text{ cos } \varphi = \frac{E_m}{\sqrt{2}} \cdot \frac{I_m}{\sqrt{2}} \text{ cos } \varphi = EI \text{ cos } \varphi$$

(El valor m3ximo de e y de i : E_m , I_m , corresponden a un valor eficaz de $\frac{E_m}{\sqrt{2}} = E$ y de $\frac{I_m}{\sqrt{2}} = I$; para una curva sinusoidal, el valor m3ximo es $\sqrt{2}$ o 1.414 del valor eficaz)

EI es la potencia aparente y se da en voltamperes (VA)

El factor de potencia tiene por valor;

$$\cos \varphi = \frac{\text{Watts}}{\text{VA}} = \frac{P}{EI} < 1$$

Cuando $\varphi = 0^\circ$ (intensidad y tensión en fase)

$$P = EI$$

Cuando $\varphi = 90^\circ$ su coseno ≈ 0 y $P = 0$ (intensidad y tensión en cuadratura).

5.- Energía.- La energía en corriente alterna es igual al producto de la potencia por el tiempo. La unidad de trabajo eléctrico es el watt-segundo llamado también julio (joule) y es el trabajo suministrado por segundo por una corriente de 1A. en una resistencia entre cuyos extremos hay una diferencia de potencial de 1V. En la práctica se toma como unidad de potencial el kilowatt hora = KWh = $1000 \times 3600 = 3\,600\,000$ Julios.

$$\text{Potencia} = 745 \text{ watts} = 1 \text{ HP}$$

$$\text{Trabajo} = 1 \text{ KWh} = 1.36 \text{ HP} \times \text{hora}$$

6.- Consecuencias del Bajo Factor de Potencia

Cuando una industria opera con Bajo Factor de Potencia (menos de 85%), tiene que pagar a la Compañía suministradora de energía eléctrica, una cantidad mayor que el valor del consumo real.

El bajo Factor de Potencia, resulta debido a que en una instalación, un equipo para operar necesita cierta cantidad de energía magnética, como es el caso de los motores, transformadores, reactores de las lámparas fluorescentes, etc., esta energía varia de un 10% a 20% de la energía realmente aprovechada, o sea, tiene un factor de potencia de 80% a 90%.

Para cuando los equipos operan perfectamente, o sea, cuando están operando al 100% de su carga y en forma constante, el factor de potencia será entre 80% y 90%, pero habrá ocasiones en las cuales los equipos operen casi en vacío, en estos últimos casos, es cuando ofrecen una reacción muy poderosa al paso débil de las corrientes eléctricas, que varían entre 30% y 50%, o más de cargas reactivas comparadas con las efectivas en este caso, cuando el factor de potencia baja a 70% y 50%, el bajo factor de potencia motiva un aumento de intensidad de corriente y caídas de voltaje en las líneas alimentadoras de la Compañía Suministradora, que de persistir esto, obliga a la compañía a aumentar su capacidad en la planta generadora de electricidad; por lo que se ha convenido que cuando esto suceda con algún consumidor, éste pague un sobreprecio por el bajo factor de potencia mínimo permitido (85%) entre el factor de potencia promedio mensual medido, por ejemplo: si el factor de potencia es de 42.5% el sobreprecio sería:

$$\frac{85}{42.5} = 2$$

o sea, el doble de la facturación normal.

El factor de potencia, es el coseno del ángulo que forma el vector voltaje y el vector corriente, esto se debe a que en un circuito de corriente alterna, el voltaje y la corriente no adquieren sus valores máximos en el 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 períodos ejecutados por la corriente durante un segundo. La unidad es el período o ciclo por segundo y se le da el nombre de Hertz en honor del Físico Alemán Enrique Hertz (1857 - 1894) que descubrió estas ondas eléctricas.

La frecuencia usada prácticamente en todo el mundo para

KVAC

El factor de potencia, es el cociente entre la potencia activa y el producto de la tensión por la corriente. Este factor de potencia se debe a la existencia de cargas inductivas y capacitivas en el sistema. Cuando el factor de potencia es menor que la unidad, se requiere compensación con capacitores para mejorar el mismo.

En un sistema de potencia, la potencia activa (KW) y la potencia reactiva (KVAR) se relacionan con la potencia compleja (KVAC) a través de un triángulo de potencia. El ángulo de fase ϕ está determinado por la relación entre la potencia reactiva y la potencia activa.

La potencia compleja se puede expresar como:

$$KVAC = \sqrt{KW^2 + KVAR^2}$$

Donde:

- KW : Potencia activa (Watts)
- $KVAR$: Potencia reactiva (VAr)
- $KVAC$: Potencia compleja (VA)

El factor de potencia $\cos \phi$ se define como:

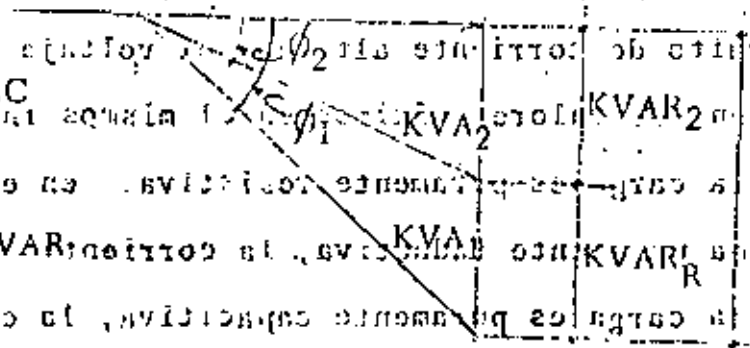
$$\cos \phi = \frac{KW}{KVAC}$$

Por lo tanto, la potencia reactiva puede calcularse como:

$$KVAR = KVAC \sin \phi$$

La potencia reactiva que debe ser compensada por los capacitores se denota como $KVAR_R$.

Para determinar el tamaño de los capacitores, necesitamos conocer los valores de $KVAR_R$.



La potencia reactiva que debe ser compensada por los capacitores se denota como $KVAR_R$.

Si $\text{Tang } \phi_1 = \frac{KVAR_1}{KW}$ y $\text{Tang } \phi_2 = \frac{KVAR_2}{KW}$ son los valores de tangente de los ángulos de fase antes y después de la compensación, entonces:

$$KVAR_R = KVAR_1 - KVAR_2$$

$$\text{Tang } \phi_1 = \frac{KVAR_1}{KW} \quad (2)$$

$$\text{Tang } \phi_2 = \frac{KVAR_2}{KW} \quad (3)$$

Subst. (2) y (3) en (1) :

La potencia reactiva que debe ser compensada por los capacitores se denota como $KVAR_R$.

El tamaño de los capacitores puede calcularse como:

$$KVAR_R = KW (\text{Tang } \phi_1 - \text{Tang } \phi_2) \quad (4)$$

Esta fórmula puede utilizarse para calcular el tamaño del capacitor requerido.

El factor de potencia es un indicador de la eficiencia del sistema de potencia. Un factor de potencia bajo indica una alta presencia de potencia reactiva, lo que resulta en pérdidas de energía y sobrecalentamiento de los equipos. Por lo tanto, es importante mantener un factor de potencia cercano a la unidad.

La potencia reactiva es necesaria para el funcionamiento de los equipos inductivos y capacitivos. Sin embargo, una cantidad excesiva de potencia reactiva puede causar problemas de voltaje y estabilidad en el sistema.

La compensación de la potencia reactiva con capacitores es una técnica común para mejorar el factor de potencia y reducir las pérdidas de energía.

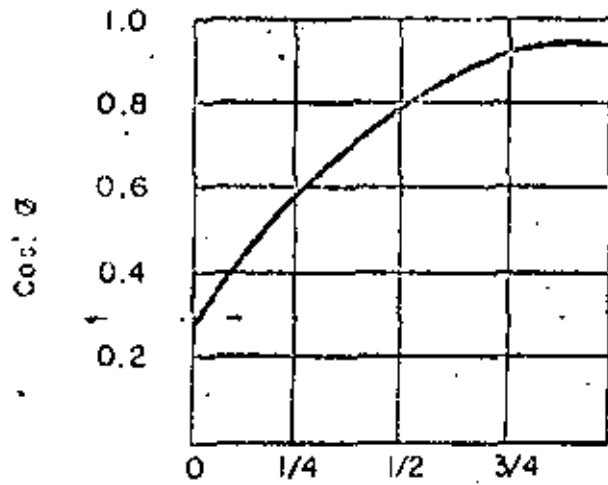
CORRECCION DE FACTOR DE POTENCIA

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	0.723	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	0.263	0.130		
82	0.698	0.369	0.213	0.078		
84	0.646	0.317	0.161			
85	0.620	0.291	0.135			
86	0.594	0.265	0.109			
88	0.540	0.211	0.055			
90	0.485	0.166				
92	0.426	0.097				
94	0.363	0.034				
95	0.329					

Ejemplo:

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



Carga operación motor.

Fig. No. 8. 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.

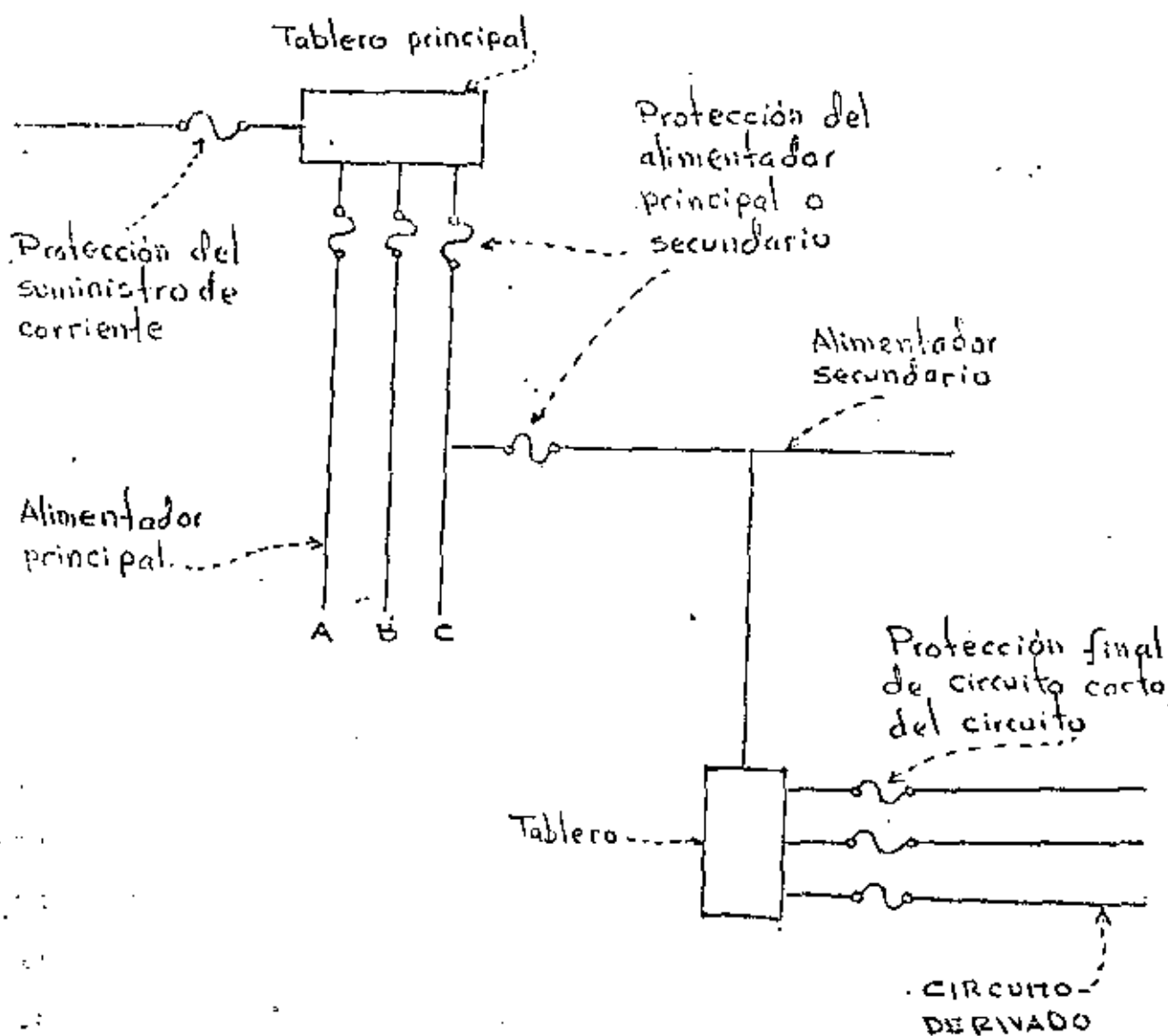
6.1.3.- Sistemas eléctricos en corriente alterna.- Antes de pasar a los sistemas eléctricos debe entenderse que es un circuito derivado y qué alimentadores.

En toda ~~la~~ instalación eléctrica, se tiene una acometida o alimentación por parte de la Csa. suministradora de energía eléctrica. Según el caso, ésta acometida puede ser en alta o en baja tensión, esto depende de la demanda de energía por parte del usuario.

En cualquier forma, ya sea con subestación reductora o directamente al voltaje de suministro, el usuario realiza una distribución de la energía eléctrica en su local por medio de circuitos que en algunos casos resultan muy complicados. Lo que se requiere es transferir la energía eléctrica desde la fuente de suministro hasta el circuito derivado. Este sistema es un esquema del equipo que provee las correctas cantidades de corriente y valores de voltaje a cada salida de alimentación; puede constar de uno o más alimentadores principales y de uno o más alimentadores secundarios o subalimentadores. Ahora bien el circuito derivado es aquella porción del sistema del alambrado que se extiende a partir del último aparato de protección de sobrecorriente y que es aprovechado como

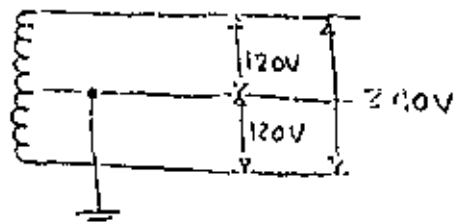
protección del circuito derivado. Las protecciones térmicas o de sobre corriente de los motores no deben considerarse como protecciones del circuito derivado.

El tamaño de un circuito derivado se determinan por el tamaño de la protección de sobrecorriente y nunca por el tamaño del conductor.

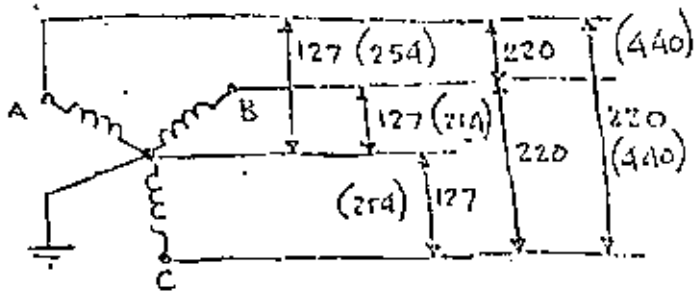


ESQUEMA QUE ILUSTR LA DEFINICION DE CIRCUITO DERIVADO

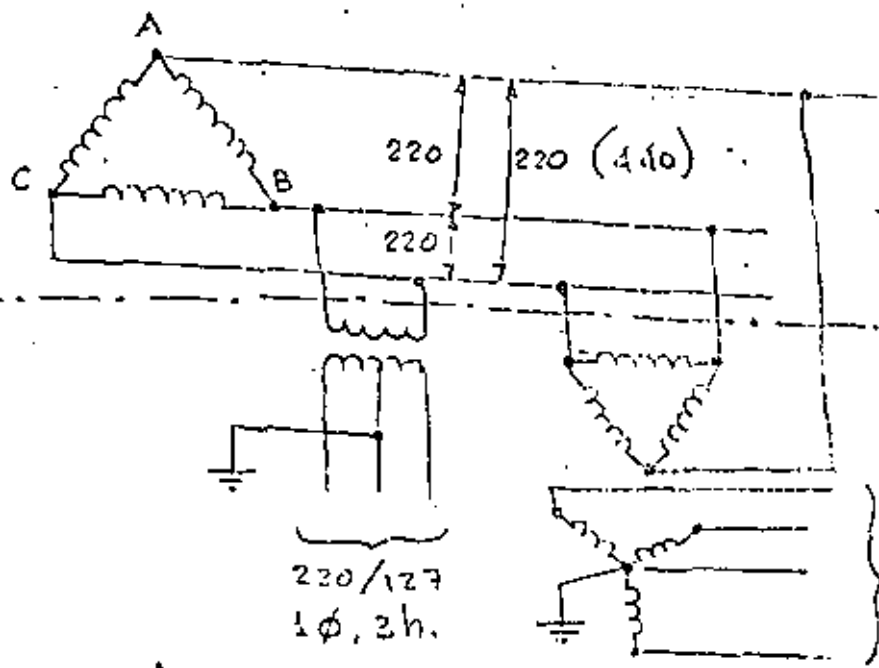
Los sistemas eléctricos modernos usan cuatro tipos básicos para los servicios de utilización del voltaje, tanto en la distribución secundaria como en los circuitos derivados para la alimentación de cargas de motores o de alumbrado. Estos sistemas son los que se indican gráficamente a continuación:



Una fase, tres hilos.

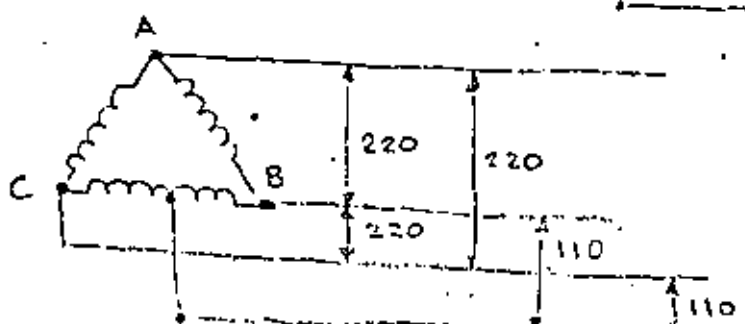


Tres fases, cuatro hilos.
Conexión Estrella.



Tres fases, tres hilos.
Conexión Delta.

220/127, 3 φ, 4 h.



Tres fases, cuatro hilos
(El centro de una fase derivada y aterrizada).

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. Conocidos HP	$\frac{HP \times 746}{V \times N}$	$\frac{HP \times 746}{V \times N \times \cos\phi}$	$\frac{HP \times 746}{1.73 \times V \times N \times \cos\phi}$
Ampr. Conocidos KW	$\frac{KW \times 1000}{V}$	$\frac{KW \times 1000}{V \times \cos\phi}$	$\frac{KW \times 1000}{1.73 \times V \times \cos\phi}$
Ampr. Conocidos KVA	-----	$\frac{KVA \times 1000}{V}$	$\frac{KVA \times 1000}{1.73 \times V}$
KW	$\frac{I \times V}{1000}$	$\frac{I \times V \times \cos\phi}{1000}$	$\frac{I \times V \times \cos\phi \times 1.73}{1000}$
KVA	-----	$\frac{I \times V}{1000}$	$\frac{I \times V \times 1.73}{1000}$
Potencia en la flecha HP	$\frac{I \times E \times N}{746}$	$\frac{I \times V \times N \times \cos\phi}{746}$	$\frac{I \times V \times 1.73 \times N \times \cos\phi}{746}$
Factor de Potencia.	Unitario	$\frac{W}{V \times I}$	$\frac{W}{1.73 \times V \times I}$
Potencia en la flecha de una bomba que maneja agua limpia.		$HP = \frac{Q \times H_T}{76 \times N_b}$	

Dando:

- I = Corriente en Ampr.
- V = Voltaje en Volts.
- N = Eficiencia del motor eléctrico.
- N_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 citado aparato.

La caída de voltaje se debe a la resistencia que opone todo conductor al paso de la corriente eléctrica, esta resistencia varía en razón directa de la longitud del conducto y en razón inversa al área del mismo, es decir;

$$R = \frac{L}{S}$$

Donde: R = Resistencia en Ohms

L = Longitud

S = área

Para un cálculo aproximado y práctico, solo hay que tomar en cuenta el defasaje entre las tensiones y las intensidades de corriente que producen las cargas conectadas en los sistemas

y 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.

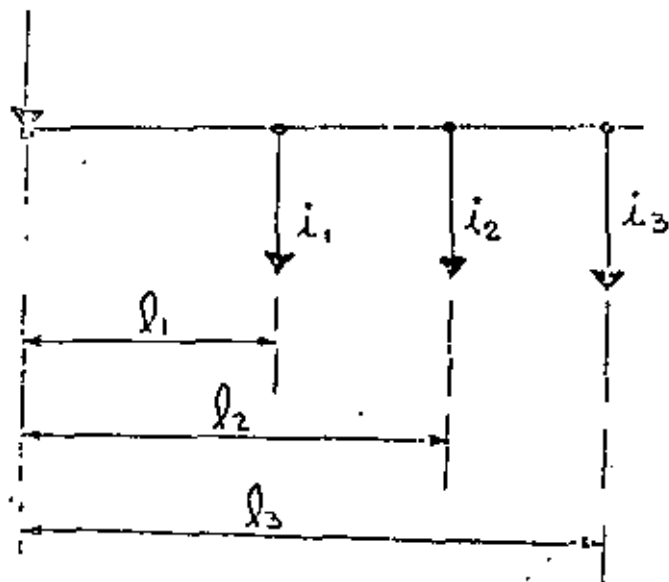
Las fórmulas aproximadas para determinar la sección de un conductor que deberá pasar una corriente determinada a una caída de voltaje fijada, son:

1.- Para línea monofásica:

$$S = \frac{2P}{\delta} \sum (i \cos \varphi l)$$

$$\delta = \frac{V \times e\%}{100}$$

$$\rho = \frac{1}{56} \text{ para el Cu.}$$



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:

$$S = \frac{P}{\delta} \cdot \sqrt{3} \sum (i \cos \varphi l)$$

NOTA:.- Las galgas de los conductores se dan en el estandar - 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.

6.2.- 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 semiperiodo para que el motor gire de una manera continua. El motor síncrono como tal, no arranca por sí solo, debe ser llevado antes a un valor próximo a su velocidad síncrona lo que se logra con la excitatriz que va acoplada directamente al eje del motor o por medio de un motor de inducción acoplado directamente o por engranes, aunque este último método casi no se usa.

En el motor de inducción, el estator suele estar conectado a la línea y recibe corriente alterna que crea un campo magnético rotativo alrededor del devanado del estator. Este flujo rotativo corta las barras o los devanados del rotor, induciendo en ellos una corriente

secundaria: La reacción entre el flujo de las corrientes del rotor y el del campo rotativo del estator produce el par motor (Regla de Fleming o de la mano derecha).

Hasta hace pocos años el motor síncrono se imponía en tamaños medios y grandes a partir de 1800 r.p.m. (4 polos) por su alta eficiencia, factor de potencia prácticamente unitario, y por que el motor de inducción tenía mucho deslizamiento (Diferencia de rotación con respecto a su velocidad síncrona). Sin embargo, en los últimos años se logran diseños de motores de inducción que presentan muchas ventajas al haber mejorado su eficiencia y su factor de potencia y con un deslizamiento mínimo. Por otra parte, su bajo costo comparado con el del motor síncrono y su fácil control, aunado a que el motor de inducción puede proporcionar los pares de arranque y de marcha de casi todo tipo de carga. (incluidas todas las bombas centrífugas) hacen que el motor de inducción sea cada día más aceptado que el tipo síncrono. La última decisión debe basarse en un estudio cuidadoso del tipo de carga a mover.

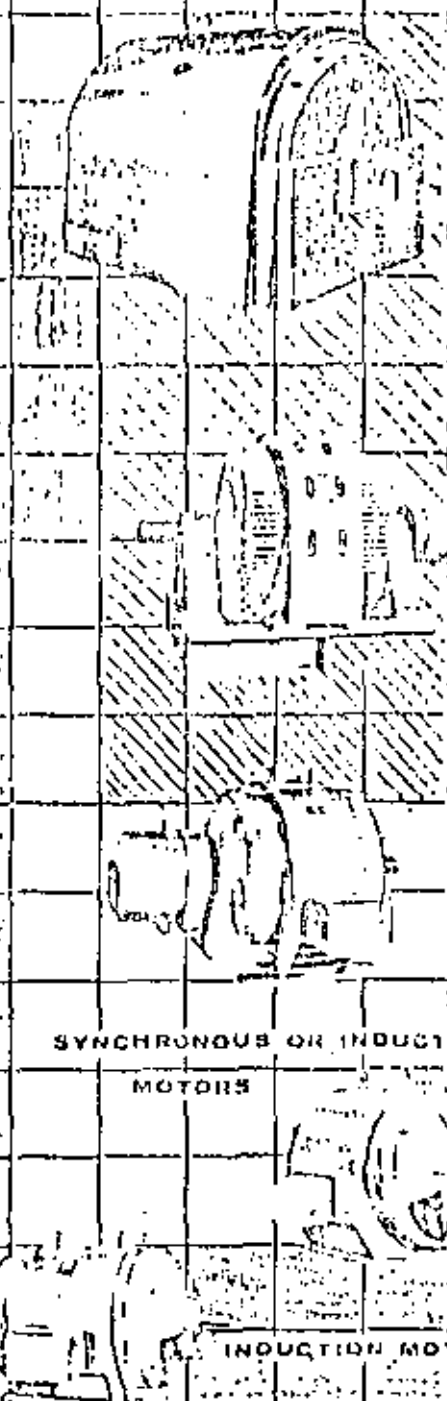
En la figura número 6.1 se da una tabla de las aplicaciones de los motores síncronos y de inducción recomendables, conforme a su tamaño en HP y su velocidad de rotación.

GENERAL CHARACTERISTICS OF SYNCHRONOUS, INDUCTION AND OTHER MOTORS

HORSEPOWER

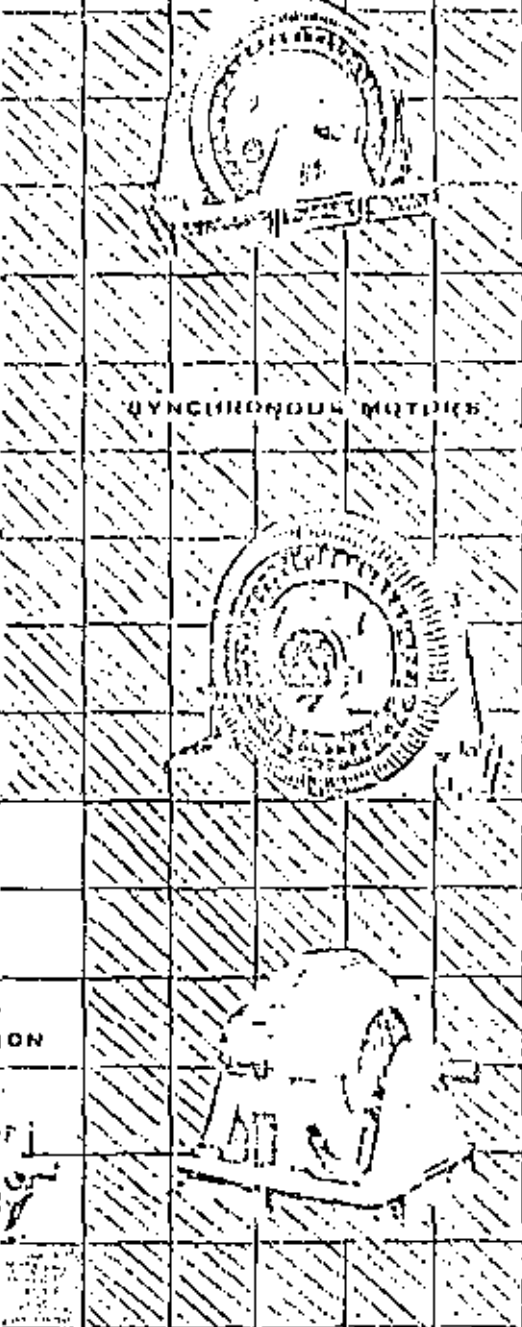
1000
500
250

6000
4000
3000
2000
1500
1250
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100



SYNCHRONOUS OR INDUCTION MOTORS

INDUCTION MOTORS



SYNCHRONOUS MOTORS

RPM 3600 1800 1200 900 720 600 540 450 400 300 AND LOWER

FIGURE NO. 6.1.

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 η	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 solo de este tipo de motores.

6.2.2.- Características para selección del motor eléctrico.- La selección de un motor de inducción depende básicamente de los siguientes factores:

1.- Características de la carga que será impulsada por el motor:

1.1.- Potencia requerida en la flecha de la carga.

1.2.- Velocidad de rotación.

1.3.- Par requerido, tanto en el arranque como en velocidad de operación.

2.- Características del motor eléctrico:

2.1.- Potencia del motor.

2.2.- Par que puede proporcionar en el arranque y en la aceleración hasta llegar a su velocidad normal.

2.3.- Voltaje, amperaje, frecuencia y número de fases.

3.- Condiciones del medio ambiente en que operará el motor:

3.1.- Temperatura.

3.2.- Elevación sobre el nivel del mar

3.3.- Instalación interior o a la intemperie.

4.- Sistema de control y arranque.

4.1.- Protecciones y control.

4.2.- Caída de voltaje.

4.3.- Arranque a tensión plena o a tensión reducida.

6.2.3.-Potencia requerida en la carga.

En los sistemas de bombeo, el fabricante de la bomba - normalmente proporciona el caballaje requerido (HP). - En otra forma, los HP de la bomba se pueden determinar por la fórmula:

$$HP = \frac{HQ}{76 \times \eta_b}$$

En donde: H = altura total de bombeo incluidas las pérdidas en m. de columna de agua.

Q = caudal manejado por la bomba en l.p.s.

η_b = eficiencia de la bomba en decimales.

Si el valor de los HP se desea conocer en KW basta multiplicar por el factor: 1HP = 0.745 KW.

6.2.4.-Velocidad de rotación.- En los sistemas de bombeo las bombas son impulsadas acopladas directamente al motor, - es decir, sin engranes ni sistemas de poleas. Por esta razón la velocidad de los motores eléctricos es la misma que la de las bombas.

La velocidad síncrona de un motor de inducción está dada por la expresión:

$$\text{R.P.M.} = \frac{120f}{P}$$

donde: f = frecuencia de la corriente alterna en Hertz.

P = número de polos del motor eléctrico.

Las velocidades para las frecuencias más usuales, son:

No. de Polos	R.P.M. a $f=50$ Hz	R.P.M. A $f=60$ Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720
12	500	600

Estas velocidades representan la velocidad síncrona del motor

de inducción. Sobre estos valores se debe descontar el deslizamiento del motor (debido al deslizamiento del campo magnético del inductor sobre el inducido). En motores pequeños el deslizamiento puede ser del 3% al 5% de la velocidad síncrona; en los motores grandes de un 0.7% a 1.5%.

Si: N = Velocidad síncrona del motor en R.P.M.

N_o = Velocidad de operación en R.P.M.

El deslizamiento vale: $d = \frac{N - N_o}{N} \times 100$ (En %)

6.2.5.- Par requerido.- El par requerido por la carga, desde que ésta es llevada de su estado de reposo hasta su velocidad de régimen debe ser siempre cubierta por el par que pueda entregar el motor en el mismo lapso de aceleración. De otro modo, el motor no podrá tomar su velocidad de operación. Por esto es importante conocer la curva del par requerido por la bomba cuando se va a seleccionar un motor o a cambiarlo por otro. Estas curvas del par de la bomba las debe proporcionar el fabricante.

6.2.6.- Potencia del motor.- La determinación de la potencia del motor para su aplicación a una bomba dada se determina mediante la misma fórmula ya expresada para la potencia de la bomba pero haciendo intervenir la eficiencia propia del motor o sea los HP que este

gastará en sus pérdidas eléctricas (Cobre o fierro) y en sus pérdidas mecánicas (fricción de los rodamientos básicamente). La expresión es entonces:

$$HP = \frac{HQ}{76 \times \eta_b \times \eta_m}$$

Donde η_b = eficiencia de la bomba

η_m = eficiencia del motor

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 98 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).

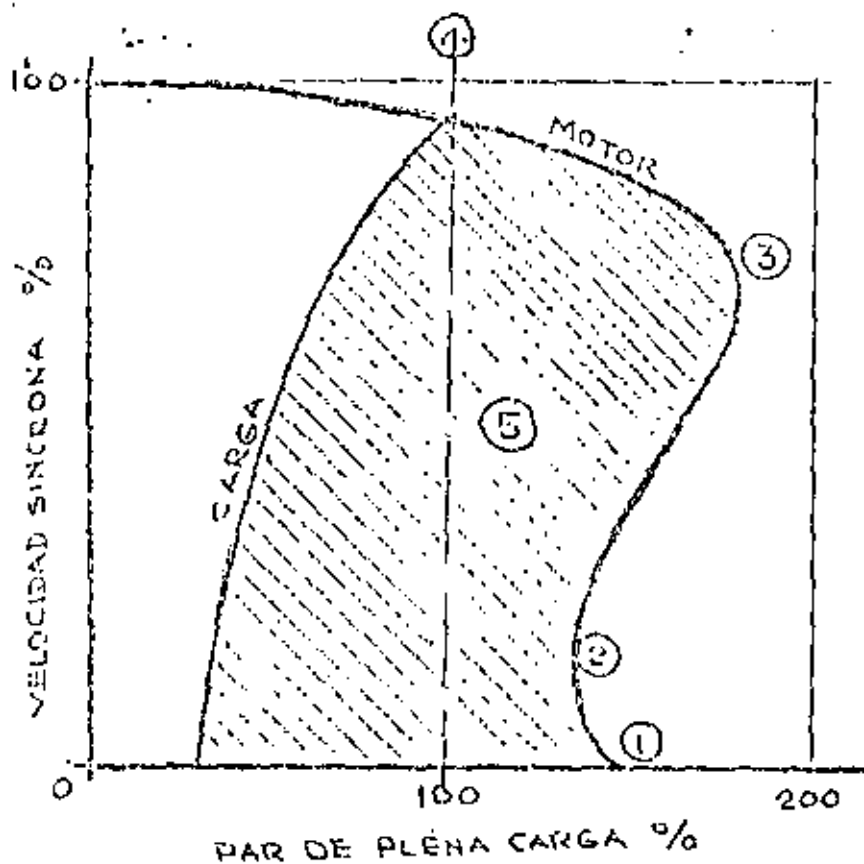
En el punto (2) se tiene el par mínimo que sigue al arranque.

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.

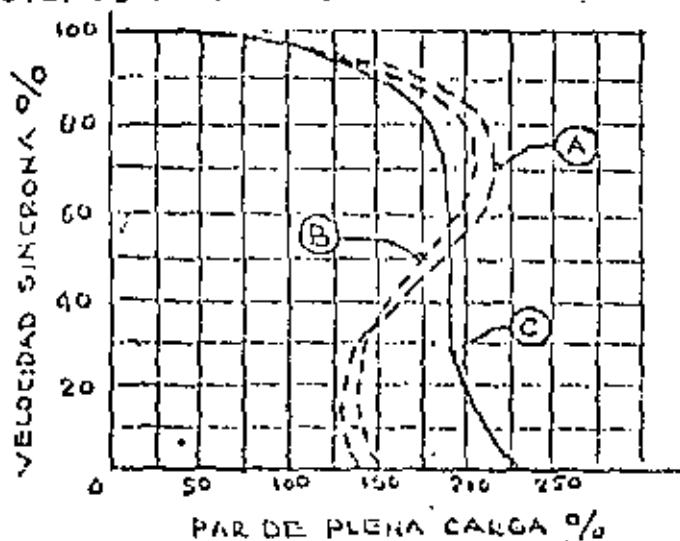
En esta misma figura se ha sobrepuesto una curva par-velocidad de una carga supuesta. La diferencia o exceso de pares entre los desarrollados por el motor y los demandados por la

GRAFICA 5.1.- CURVA PAR-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCION.



- ①.- Par de arranque.
- ②.- Par mínimo.
- ③.- Par máximo.
- ④.- Par de plena carga.
- ⑤.- Par de aceleración.

GRAFICA 5.2.- CURVA PAR-VELOCIDAD DE MOTORES DE INDUCCION NEMA 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

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.

<u>Motor localizado en</u>	<u>Tipo de motor</u>
Fábricas y oficinas limpias, almacenes, casetas de elevadores, cuartos aislados para motores, plantas generadoras y toda clase de aplicación donde la atmósfera sea limpia y seca.	Standard a prueba de goteo.

En interiores o exteriores con alta humedad y vapores o salpicaduras químicas.	Motor totalmente cerrado con ventilación, tipo químico.
--	---

En interiores o exteriores con polvo abrasivo y vapores o gases químicos en adición.	
--	--

Aplicaciones polvosas y húmedas con materiales como polvos y pulpa que pueden obstruir los ductos de ventilación de un motor abierto. .

Condiciones tropicales

En interiores con polvo metálico (máquinas herramientas para trabajo pesado, industria automotriz etc.)

Motor totalmente cerrado con ventilación

En interiores o exteriores con polvo abrasivo.

Polvos secos con explosivos.

Atmósferas explosivas.

Motor totalmente cerrado con ventilación y a prueba de explosión.

6.2.9. _ Protección, alimentación y arranque de motores eléctricos.

1.- Protecciones.- Un aspecto de vital importancia en las instalaciones de equipo de bombeo es sin duda el sistema -

de protección y control del motor eléctrico. A través de su tablero se acostumbra controlar y proteger no solo al motor sino también a la bomba y a su equipo auxiliar.

Así por ejemplo a las bombas se les instalan protecciones contra alta temperatura de las chumaceras, bajo nivel en la succión, aire en la carcasa si son del tipo centrífuga de voluta y en algunas ocasiones protecciones contra vibraciones. 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 mínima de conducción continua, igual al 115% C.P.C.

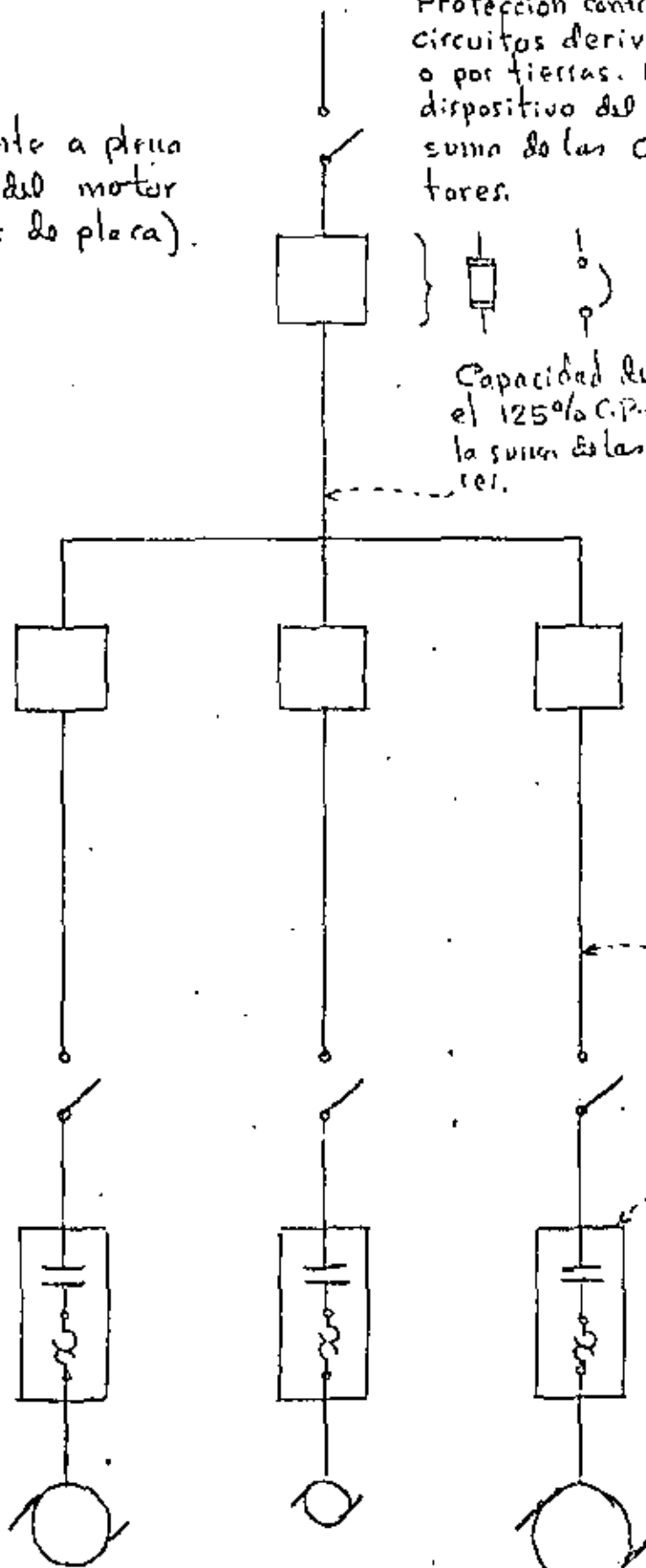
Capacidad del conductor, no menor del 125% de la C.P.C.

Arrancador

Elementos térmicos, protección por sobrecarga (de acuerdo a la C.P.C.)

200% 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 mm^2 ($1 \text{ mm}^2 = 2000 \text{ c.m.}$)

I = corriente en amps.

l = distancia en metros.

P = $\frac{1}{56}$ para el cobre

δ = caída de voltaje = $\frac{E \times e\%}{100}$ = volts

$\cos \varphi$ = factor de potencia (0.8 a 0.85)

$e\%$ = caída de tensión en %

E = voltaje nominal del sistema.

3.- Arranque de motores.- Siempre y cuando la capacidad de la línea alimentadora lo permita, un motor eléctrico puede ser arrancado directo a la línea, es decir a tensión plena. El arranque a tensión plena permite aprovechar al máximo el par del motor. Sin embargo, en la gran mayoría de los casos el arranque a tensión plena es impráctico por las molestias que representan a la fuente de suministro, a la línea y a otros usuarios de energía que se alimentan del mismo sistema donde se hace el arranque

del motor.

Por esta razón, el arranque de los motores eléctricos se hace a tensión reducida. Los siguientes son los métodos de arranque a tensión reducida que se usan en la actualidad.

- 1.- Devanado partido.- Proporciona un buen par de arranque pero se limita a motores de 50HP en B.T. y 150 H.P. en A.T.

- 2.- Autotransformador.- Es el sistema más usado; intercala un autotransformador en la línea durante el arranque. -- Las derivaciones en el autotransformador permiten un ajuste de la corriente y el par de arranque. Puede ser de -- transición abierta o transición cerrada, esta última tiene la ventaja de que el motor nunca queda fuera de la línea.

La relación de la derivación y los KVA de arranque y par son:

Tap. de voltaje	KVA de arranque	Par
80%	64%	64%
65%	42%	42%
50%	25%	25%

- 3.- Arranque con reactor.- Da muy bajo par de arranque por KVA. No se recomienda para bombas aunque es de bajo costo comparado con el autotransformador.
- 4.- Estrella - Delta.- Se comporta como el arranque con autotransformador suponiendo a éste trabajando en un tap equivalente al 57%; tiene un par muy bajo.
- 5.- Resistencia en serie.- Se recomienda solo para sistemas de baja tensión por el alto costo que tendría una resistencia en alta tensión. Proporciona un par muy pobre.

En las figuras 6.3 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 3 | 6.3

**FULL VOLTAGE
STARTING**

Full-voltage starting should always be used unless (1) limited capacity of power system makes reduced kva starting necessary, or (2) torque increments are required in starting.

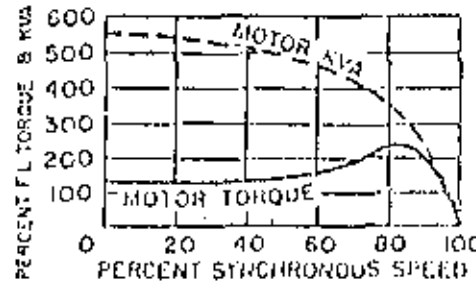
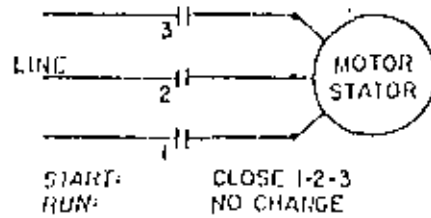


Figure 4 | 6.4

**AUTO-TRANSFORMER
STARTING
(Open-Transition)**

Switched in line during starting, the auto transformer reduces voltage to the motor. Opening of circuit during transition to full voltage sometimes gives objectionable line surges.

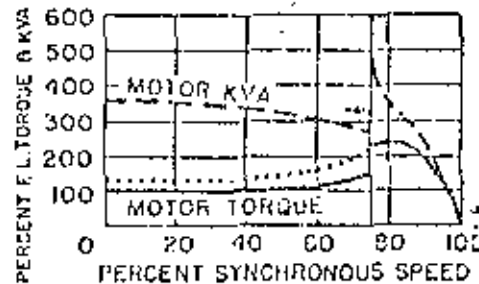
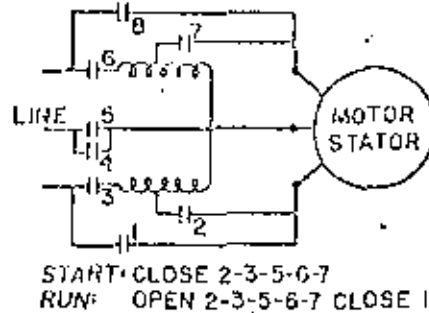


Figure 5 | 6.5

**AUTO-TRANSFORMER
STARTING
(Closed-Transition)**

Also called "Korndorfer Starting." Circuit is not interrupted during starting. On transfer, part of the auto-transformer reactance remains in series with the stator winding.

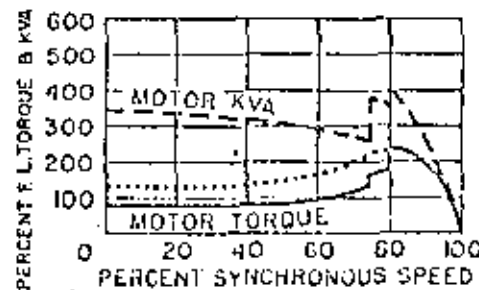
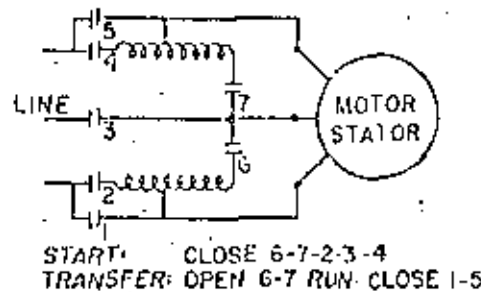
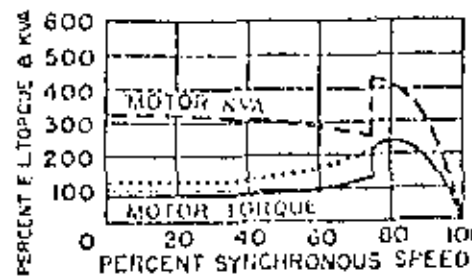
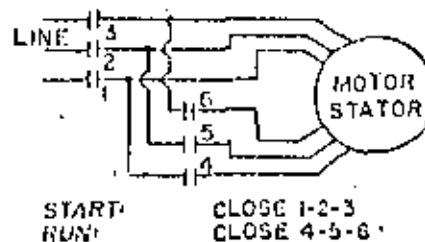


Figure 6 | 6.6

**PART WINDING
STARTING**

Part-winding starting requires no auto-transformer, reactor or reactor and uses simple switching. Available in two or more starting steps depending on size, speed and voltage of motor.



Section 2 | Starting Methods

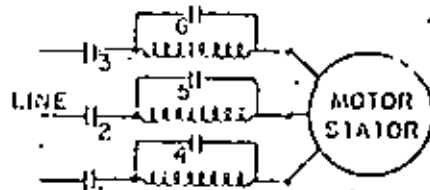
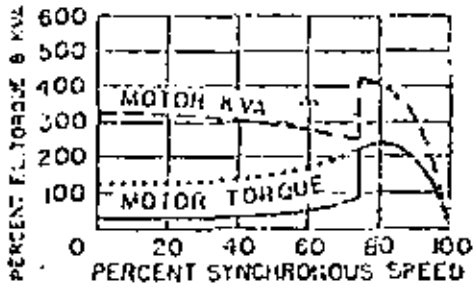
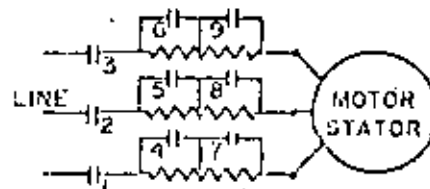
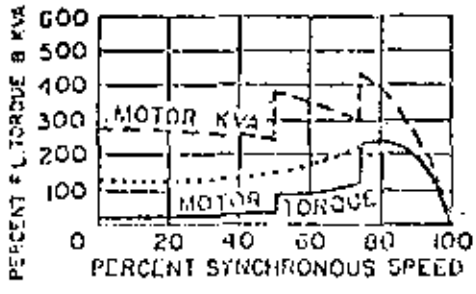
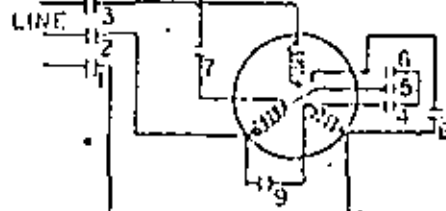
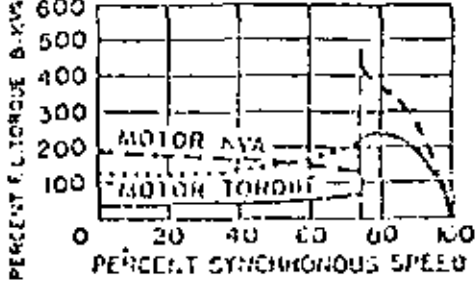
UNDIVIDEDLY THE METHOD OF STARTING may have an important effect on the amount of voltage drop so a knowledge of the available methods and of their characteristics is desirable.

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 SCREW-CAGE INDUCTION MOTORS
<p>Figure 7 6-7</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 kva drawn from the line than with auto-transformer starting.</p>	 <p>START: CLOSE 1-2-3 RUN: CLOSE 4-5-6</p>	
<p>Figure 8 6-8</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>Figure 9 6-9</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>	

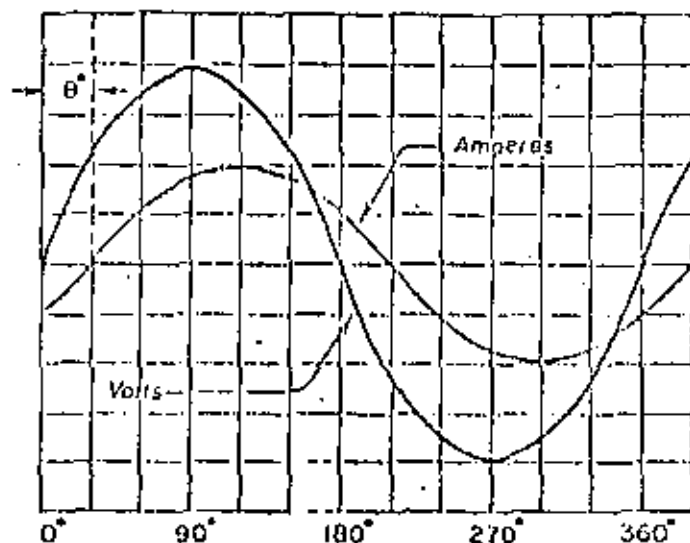


Figure 13 |
Volts leading amperes by 30 degrees, rectangular representation.

more popular. This provides closed transition, resulting in minimized electrical disturbance and in continuous positive torque during transfer to full voltage.

Part Winding Start, Figure 6, is practical when a motor can be wound two or more circuits, with the windings properly disposed to provide steps of reduced kva and torque. This automatically provides closed transition. In the case of induction motors the torques obtained on part 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.

Series Reactor, Figure 7, may be used to provide two-step, (reduced voltage and full voltage) starting, with closed transition, but has the disadvantage of a low torque-to-kva ratio.

Resistance Starting, Figure 8, has similar characteristics but is not limited to one reduced voltage step.

Star-Delta, Figure 9, start-run is frequently used abroad and is becoming more popular here. It requires no external transformer, reactor or resistors and utilizes a simple motor connection, 6 leads being brought out; the starter requiring 3 - 3PST contactors. However this method has the following disadvantages:

1. Open transition from wye start to delta run.
2. Limited to torque and kva values equivalent to

33% of full voltage values.

3. Must operate on delta connection, which is usually discouraged.

Table 1, below, lists various starting methods with typical values of voltage, kva and torque.

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)	—	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 autotransformer.

†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

SYNCHRONOUS MOTOR RATED SPEEDS may range from a low of 60 rpm to a high of 3600 rpm on 60 cycles, starting and full in torques ranging from 30% to 200%. This torque range requires the use of a wide variety of amortisseur 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 sumer-
gido 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 mez-
clas de metano - aire.
- Tipo 11.- Resistente a la corrosión.- Equipo encerrado en -
aceite.
- Tipo 12.- Uso industrial, hermético al polvo y goteo.- Cons-
truido para uso interior con protección contra fi-
bras, insectos, pelusas, polvos, goteos y condensa-
ciones extremas de líquidos.
- Tipo 13.- Uso industrial, hermético al aceite y al polvo.-
Usos interiores principalmente en gabinetes de --
dispositivos piloto para máquinas herramientas.

Clasificación de motores.- De acuerdo con las normas de la National-Electrical Manufacturers Association (NEMA), los motores se clasifican designándolos mediante letras.

1. Letras de código.- Las letras marcadas en las placas de los motores para indicar la potencia absorbida con el rotor bloqueado, estarán de acuerdo con la tabla siguiente:

Letra de código,	KVA por HP con rotor - en corto circuito,
A	0 a 3,14
B	3,15 a 3,54
C	3,55 a 3,99
D	4,00 a 4,49
E	4,50 a 4,99
F	5,00 a 5,59
G	5,60 a 6,29
H	6,30 a 7,09
J	7,10 a 7,99
K	8,00 a 8,99
L	9,00 a 9,99
M	10,00 a 11,19
N	11,20 a 12,49
P	12,50 a 13,99
R	14,00 en adelante.

Aunque esta tabla da la potencia en KVA absorbida por el rotor por HP de potencia útil, los valores son los mismos que la rela-

ción entre la intensidad de la corriente de arranque y la nominal para motores trifásicos si se supone una eficiencia de 85 % y un factor de potencia de 88 %.

2. Clases de motores.- Existen seis clases que se distinguen con las letras A, B, C, D, E, F.

Clase A.- Par normal de arranque alrededor de 150 % del de régimen; clasificación de letras de código de F a R; tensión de arranque reducida.

Aplicaciones: Máquinas herramienta, bombas centrífugas, grupos motor generador, ventiladores, aspiradores, equipos que requieren un par de arranque bajo.

Clase B.- Par normal de arranque 150 % del nominal; clasificación de letras de código B a E; arranque a plena tensión.

Aplicaciones: Las mismas de la clase A pero más usada. Muchos fabricantes hacen sólo motores clase B.

Clase C.- Elevado par de arranque, 225 % del nominal; letras de código B a E.

Aplicaciones: Bombas de movimiento alternativo, equipos que requieren un gran par de arranque.

Clase D.- Alta resistencia, elevado par de arranque, 275 % del nominal.

Aplicaciones: Centrífugas de azucareras, máquinas con volante.

Aislamiento.- Aislante eléctrico es toda substancia de tan baja conductividad, que el paso de corriente a través de ella puede ser despreciado

Los aislamientos que se emplean en los devanados de los motores son de varias clases. A continuación se citan las más usadas y sus principales características.

Aislamiento clase A:

- a) Algodón, seda, papel o 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 conglutinadas con material orgánico.

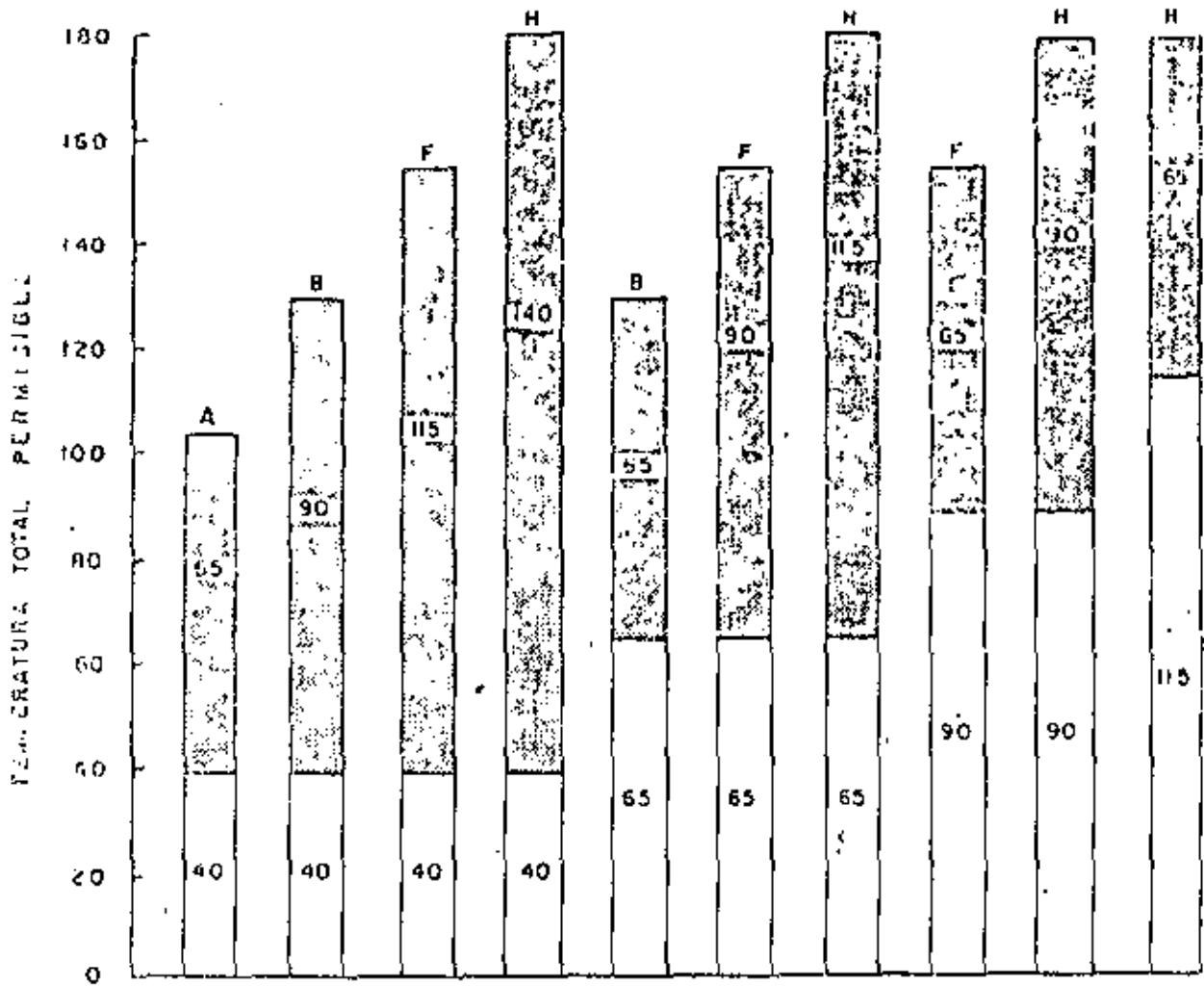
Aislamiento clase F:

Mylamm, fibra de vidrio, políester, dacron y resinas epóxicas.

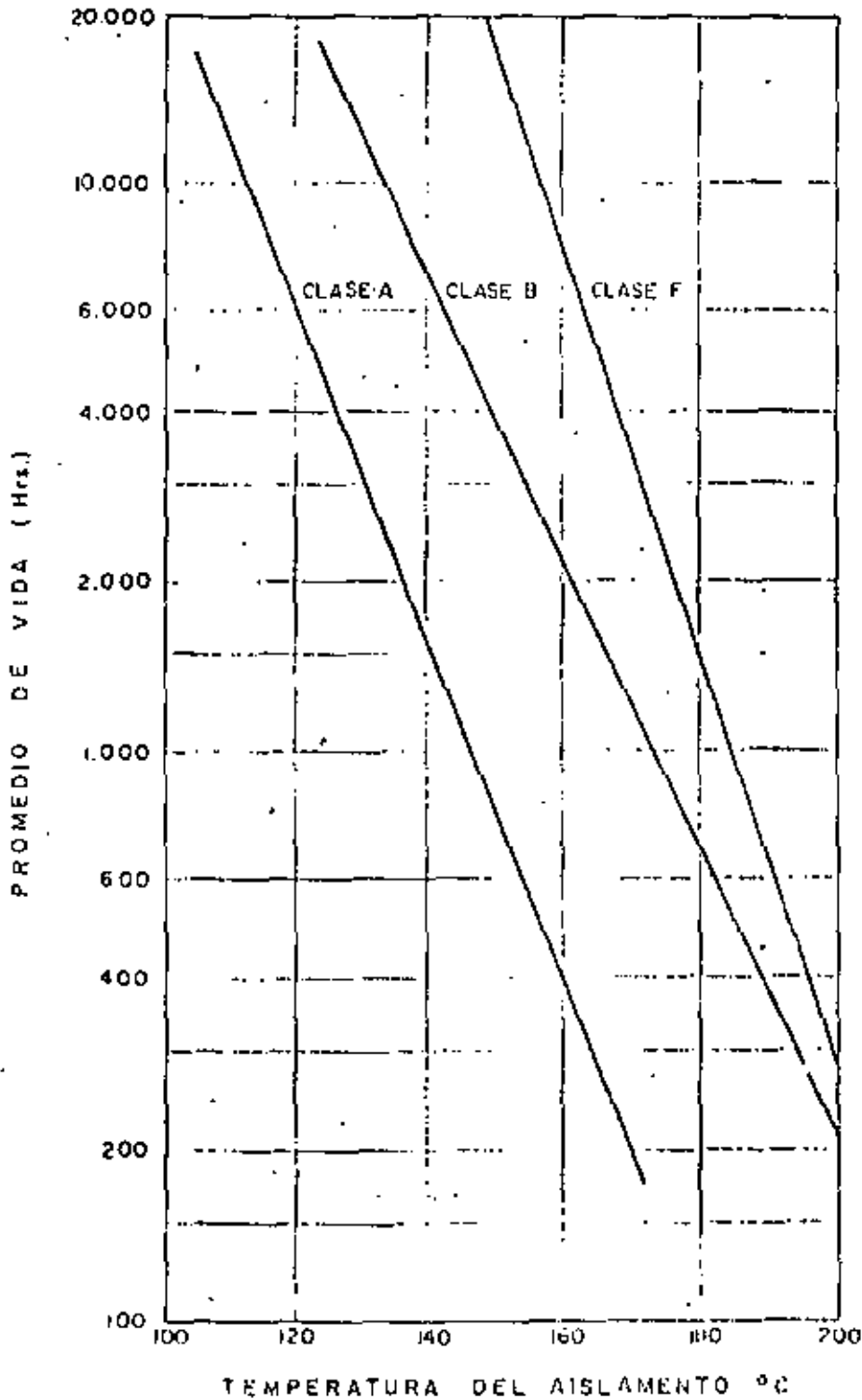
Aislamiento clase H:

- 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:



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

Clase de aislamiento	Temperatura total - permisible.
A	105° C (221° F)
B	130° C (266° F)
F	155° C (311° F)
H	180° C (356° F)

La temperatura total permisible es la suma de las temperaturas ambiente y la generada por el motor.

Protección mecánica de los motores.- Esta protección va encaminada a proteger la parte interna del motor como son: el rotor, el embobinado, etc.

Existen varios tipos de protección mecánica para los motores, - los cuales están de acuerdo con el uso del motor.

Los más usuales son:

Motor a prueba de goteo.- Tiene aberturas de ventilación en tal forma que las gotas de algún líquido o partículas que caigan sobre el motor - a un ángulo no mayor a 15° sobre la vertical, no puedan penetrar al motor.

Motor a prueba de explosión.- Están diseñados específicamente para - reducir al mínimo el peligro de cualquier explosión interna, calor o - flama que pudiera inflamar los gases circundantes, o sea, en locales - donde existan gases inflamables, vapores de gasolina, hidrógeno o éter, los cuales se consideran más peligrosos. Esencialmente esta protección se basa en encerrar herméticamente toda la parte interna del motor.

6.2.11.5 ANOMALIAS Y CORRECCION DE FALLAS COMUNES EN MOTORES ELECTRICOS DE INDUCCION Y ARRANCADORES MANUALES.

En la actualidad un equipo ocioso, es un equipo que no produce y si no produce, afecta económicamente a la industria a la cual pertenece ; lo mismo sucede con un equipo en mal estado, el cual se encuentra más tiempo en un taller que en su lugar de operación, por tal motivo, es importante conocer el funcionamiento de ellos, con el fin de detectar cualquier anomalía que exista y poder repararse, evitando en esta forma, males mayores.

Para nuestro caso, es necesario tener en la planta de bombeo, una persona idónea, la cual amén de operar y mantener los equipos integrantes de la planta de bombeo en buen estado de funcionamiento, conozca estos equipos y su operación.

A continuación se presenta ^{un} el 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 botques de arranque.
Motor no arranca.	Tiene una fase abierta, puede estar sobrecargado.	Vedse 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.
El motor no adquiere la velocidad del régimen.	Graza demasiado dura	Emplear lubricante apropiado.
	Voltaje demasiado bajo, debido a caída en la línea	Usese voltaje más alto en las terminales del transformador o disminúyase la carga.
	Carga muy alta para el arranque	Compruébese la carga que el motor puede soportar al arranque.

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El motor tarda mucho en acelerar.	Demasiada carga, rotor defectuoso.	Disminúyase la carga, repongase el rotor.
Rotación invertida.	Fases en secuencia errada.	Inviertase las conexiones en el motor o en el tablero.
El motor se recalentado.	<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 chorro constante del motor. Si este no es el caso, consultar con el fabricante.</p> <p>Véase que todas las terminales estén bien conectadas.</p> <p>Busque los terminales defectuosos, revise las conexiones y los transformadores.</p> <p>Comprobar datos de placa.</p> <p>Indicada por alta resistencia.</p> <p>Usése un voltmetro y compruébese en las terminales.</p> <p>Usese un voltmetro y compruébese en las terminales.</p> <p>Compruebe alineación y cambíese cojinetes.</p>
El motor vibra.	<p>Motor mal alineado.</p> <p>Bases débiles.</p> <p>Cojinetes de bolas defectuoso o desalineado.</p>	<p>Realínese</p> <p>Refuercense.</p> <p>Remplácese y alínese</p>
Motor ruidoso.	El motor funciona con una sola fase.	Parar el motor y arrancar de nuevo y verá que esto no será posible. Ver si hay circuitos abiertos.

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
Recalentamiento de los cojinetes	Sacudidas en la flecha.	Comprobar la alineación.
	Vibración.	(véase el caso anterior).
	Laminaciones flojas, rotor flojo.	Apretar los pernos de sujeción.
	El motor se ha aflojado de la base.	Apretar los pernos de sujeción.
	Flecha torcida.	Enderezar la flecha.
	Grasa excesiva.	Emplear la apropiada.
Insuficiente aceite.	Añadir aceite.	

ARRANCADORES

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El contactor ó relevador no se cierra.	<p>Botón, enclavamiento o relevador que no hacen buen contacto.</p> <p>Conexión flojo o rota.</p> <p>Botón 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>
El contactor ó relevador no se abre.	<p>Botón mal conectado</p> <p>El calzo 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 calzo.</p>
<p>Excesiva corrosión de los contactos. Los contactos se funden y se pegan 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>Alísense 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>

6.3.- Mediciones eléctricas en plantas de bombeo.- La naturaleza pone en nuestras manos elementos tangibles que podemos apreciar con nuestros sentidos y hasta medir en forma aproximada con algo de experiencia.- Así, podemos calcular sin mucho error, el volumen de agua contenida en un recipiente semi vacío, o el peso de un trozo de metal con solo sostenerlo en las manos. Pero el fluido eléctrico, aún cuando sentimos su presencia al tocar imprudentemente un cable con corriente, o al ver una lámpara encendida o un motor eléctrico en marcha, no podemos cuantificar su magnitud por mucha experiencia que tengamos.

Los instrumentos eléctricos de medida son los ojos y los sentidos con los que podemos cuantificar este misterioso fluido. Es por tanto de especial interés el contar con los aparatos correctos que nos permitan evaluar las magnitudes de la electricidad que se manejan en cualquier instalación donde ésta se utiliza.

Aquí nos referimos a las principales mediciones eléctricas que se deben hacer en las plantas de bombeo.

6.3.1.- Precisión.- Generalmente, la precisión necesaria en las plantas de bombeo es del orden de 1% al 2.5%. Comparativamente en laboratorio se requieren precisiones del 0.1 al 0.5%

6.3.2.- Tamaño de los instrumentos eléctricos.- Los instrumentos de medición pueden ser de carátula circular o la más aceptada en los tableros modernos, de carátula rectangular. Son para embutir o sobreponer y en los E.U.A. se fabrican preferentemente de 124x124 mm (4 1/2" x 4 1/2") con longitud de escala de 130 mm. (5.1"); en Europa se prefieren los de 144 x 144 mm con longitud de escala de 133 mm.

6.3.3.- Instrumentos.- Los instrumentos de medida adquieren su nombre según la unidad que miden:

Abreviatura	UNIDAD	INSTRUMENTO	MIDE
A	Ampere	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.

6.3.4.- 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 Ampérometros 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 Ampérometros 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 Ampérometros 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 Wátmetros 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 <u>conexio</u> nes.
Armazón	Volts.	Clave
Serie	Fases	Rodamientos (acci- te y tipo si son - lubricados).
	Amps. a Plena Carga.	

Con estos datos y con instrumentos bien seleccionados es fácil checar el funcionamiento del motor o de cualquier aparato eléctrico, y detectar de inmediato alguna anomalía antes que se -- presenten daños mayores.

Muchas veces pueden detectarse anomalías de la carga movida através de las mediciones sobre el motor eléctrico, o fallas en el - suministro de la energía. Por eso es tan importante que en toda planta de bombeo se lleve en la bitácora, un registro cuidadoso de las mediciones eléctricas.

6.4.- El motor de combustión interna.

En nuestros días, el uso de la energía eléctrica para producir trabajo se ha impuesto sobre los motores de combustión, calderas y otros medios, gracias a que su transportación es fácil y económica ya que su uso no contamina al medio ambiente. En sistemas de bombeo, definitivamente la energía eléctrica puede considerarse en general, como único medio para mover bombas.

Sin embargo hay casos particulares donde resulta necesario el uso de motores de combustión interna. Podemos citar los siguientes como más comunes:

- 1.- Equipos de bombeo en localidades rurales no electrificadas.
- 2.- Equipos de bombeo usados en la construcción.
- 3.- Equipos de bombeo de organizaciones de salvamento.
- 4.- Plantas de bombeo donde se requiere contar con un respaldo en caso de falla de la fuente de suministro normal de energía eléctrica.

Este es el caso más común e importante de uso de motores de combustión interna, en sistemas de bombeo. El motor se acopla directamente a un alternador síncrono para generar energía eléctrica de emergencia, que será usada en los motores eléctricos de los equipos de bombeo.

- 5.- Uso de motores de combustión con el fin secundario de aprovechar algún combustible subproducto de un proceso. Tal es el caso de la utilización del gas metano producido en la digestión-

de lodos de las plantas de tratamiento de aguas residuales.

Podemos agregar que en costos de operación, el motor eléctrico tiene la gran ventaja de su alta eficiencia, mayor vida útil y poco mantenimiento en comparación con el motor de combustión interna. Mientras que un motor eléctrico puede llegar a tener hasta 98 % de eficiencia, uno de combustión interna difícilmente llega a 36 %.

6.4.1. Tipos de ciclos en motores de combustión interna.- El proceso de combustión en los motores, se lleva a cabo principalmente a: Volumen constante, presión constante o por una combinación sucesiva de estos dos procedimientos.

Ciclo Otto.- Es el ciclo de encendido por chispa y su proceso es de volumen constante.

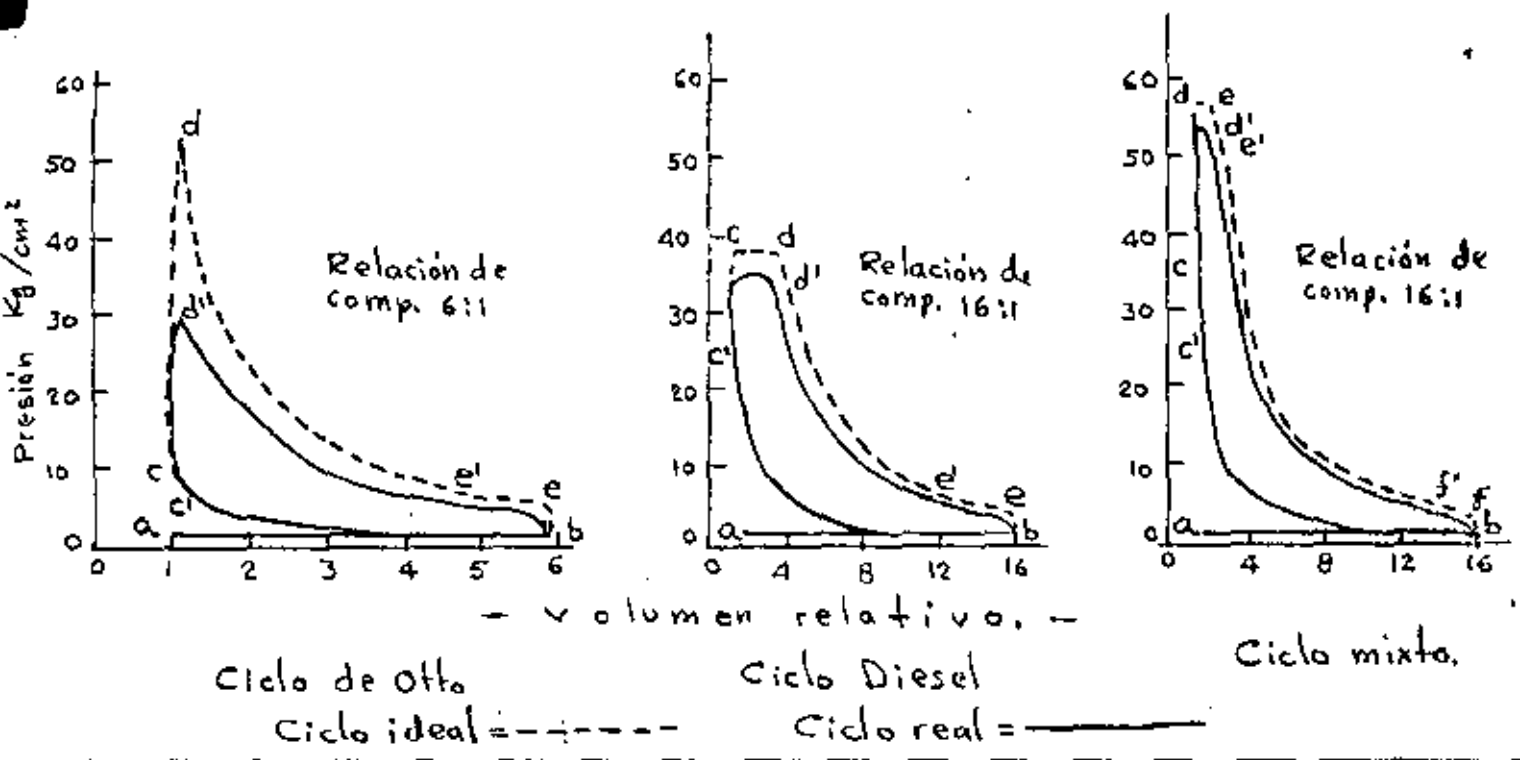
Ciclo Diesel.- Es el ciclo de encendido por compresión y su proceso es de presión constante.

Ciclo Mixto.- Si es de volumen y presión constante se le llama ciclo mixto, de combinación o de presión limitada.

Otra diferencia fundamental en los ciclos Otto y Diesel es la forma de mezclar el aire y el combustible: en el ciclo Otto es antes de la compresión y en el ciclo Diesel, generalmente es cerca del final de la compresión.

Relación de compresión.- Es un valor que generalmente se especifica y corresponde a la relación del desplazamiento más el volumen del espacio muerto dividido entre el volumen del espacio muerto.

Este valor es el nominal y resulta mucho mayor a la relación de compresión real debido al retardo del cierre de la válvula de admisión.



PROCESOS DEL CICLO IDEAL

<p>a-b.- Carrera de aspiración. Admisión de la carga</p> <p>b-c.- Carrera de compresión. en c: Encendido de la carga comprimida</p> <p>c-d.- Combustión (Explosión)</p> <p>d-e.- Expansión en e: Se abre la válvula de escape.</p> <p>b-a.- Carrera de escape.</p>	<p>a-b.- Carrera de aspiración. Admisión del aire.</p> <p>b-c.- Compresión del aire</p> <p>c-d.- Inyección y combustión del combustible.</p> <p>d-e.- Expansión. en e: Se abre la válvula de escape.</p> <p>b-a.- Carrera de escape.</p>	<p>a-b.- Carrera de aspiración Admisión del aire.</p> <p>b-c.- Compresión del aire.</p> <p>c-d.- Encendido y combustión a volumen constante.</p> <p>d-e.- Combustión a presión constante.</p> <p>e-f.- Expansión. en f: Comienza el escape.</p> <p>b-a.- Carrera de escape.</p>
--	--	---

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 mezcla de los gases o sistemas de inyección del combustible. Las presiones de combustión son de 3,5 a 5 veces las presiones de compresión.

Los motores de ciclo Diesel consumen combustibles líquidos de baja volatilidad. Sus relaciones de compresión se encuentran entre 11,5:1 y 22:1 y sus presiones de compresión de 28 a 49 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	268	201
Consumo de combustible,	lt/CVef/hora	0,36	0,24
Eficiencia total,	%	24	29
Presión media efectiva,	Kg/cm ² .	6,05	6,26
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

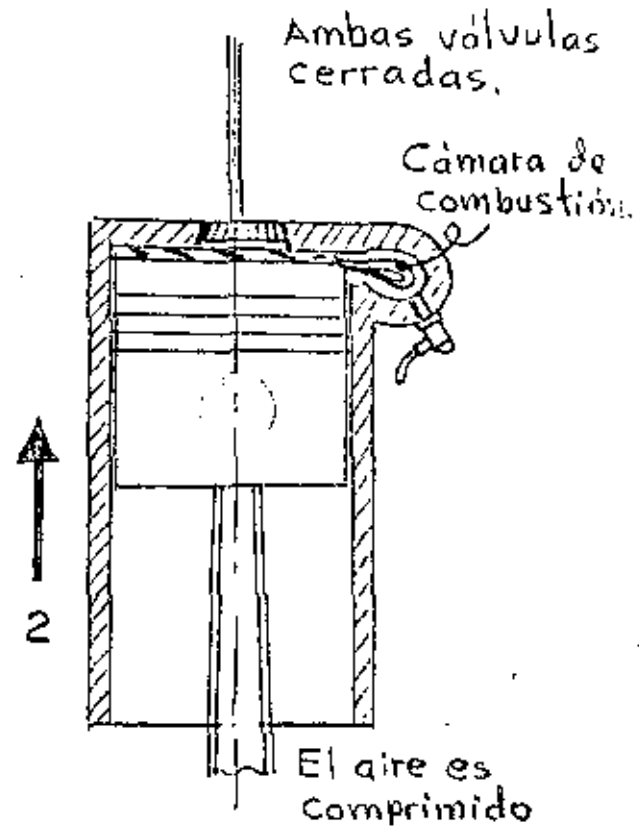
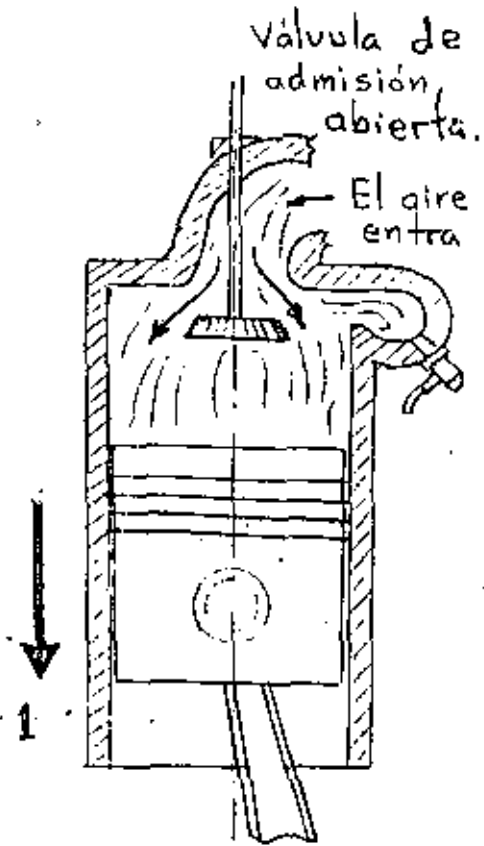
Fuente: The Texas Co.

TABLA No. 6.4.2-2,

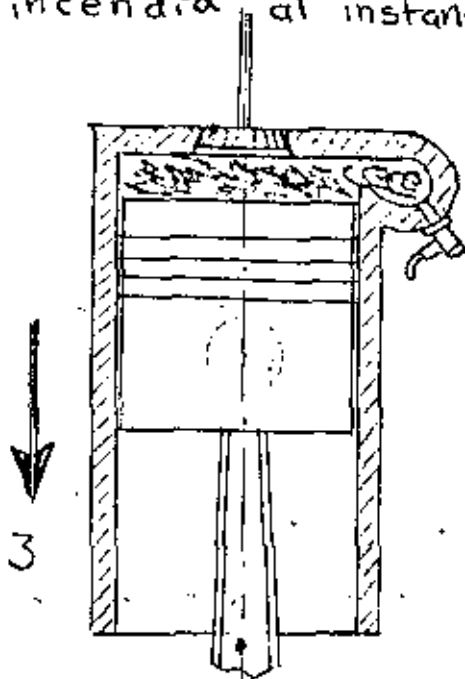
INFLUENCIA DE LA RAZON DE COMPRESION,

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	399
10	36,0	0,193	18,66	437
12	37,4	0,187	23,94	471
14	38,1	0,182	29,57	499
16	38,5	0,180	35,56	521
18	38,8	0,179	41,55	543
20	39,1	0,178	47,18	560

Fuente: The Texas Co.

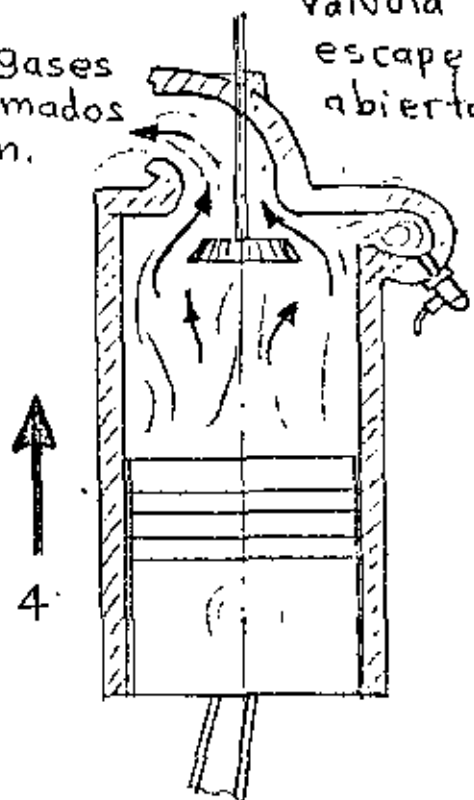


El combustible inyectado se incendia al instante.



Los gases quemados salen.

Válvula de escape abierta



6.4.2. El motor Diesel.- El bajo costo de operación del motor Diesel lo ha colocado en ventaja comparado con el motor de gasolina o ciclo Otto a pesar de su mayor costo de adquisición. En sistemas de bombeo el motor Diesel es mucho más usado que el de gasolina con excepción de motores muy pequeños donde el motor de gasolina tiene gran ventaja por su baja inversión inicial, más aún si son equipos móviles donde se busca poco peso. En este apartado trataremos sobre el motor Diesel haciendo algunas comparaciones más con el motor Otto.

En la tabla 6.4.2-1 se dan datos comparativos de comportamiento de motores de Gasolina, ciclo Otto y Diesel, sacados como promedio de varios fabricantes para dos motores de iguales dimensiones.

En la tabla número 6.4.2-2 se indican los efectos de la relación de compresión sobre la economía.

6.4.3. Arranque del motor Diesel. El motor Diesel requiere condiciones más 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

terfás; en motores pequeños se suele usar una bujía de encendido para hacerlos arrancar como si fueran a explosión, una vez en marcha normal se elimina el sistema de ignición y pasa a funcionar como Diesel.

Cuando se tienen problemas de baja temperatura ambiente, algunas máquinas están equipadas con calentadores eléctricos dentro de la cámara de combustión, facilitando en esta forma el encendido. También suelen usarse combustibles que tienen temperaturas bajas de encendido para el arranque.

6.4.4. Combustión del Diesel.- La combustión del aceite Diesel se efectúa en dos etapas:

- 1a. Ignición retardada.
- 2a. Inflamación de la mezcla combustible-aire.

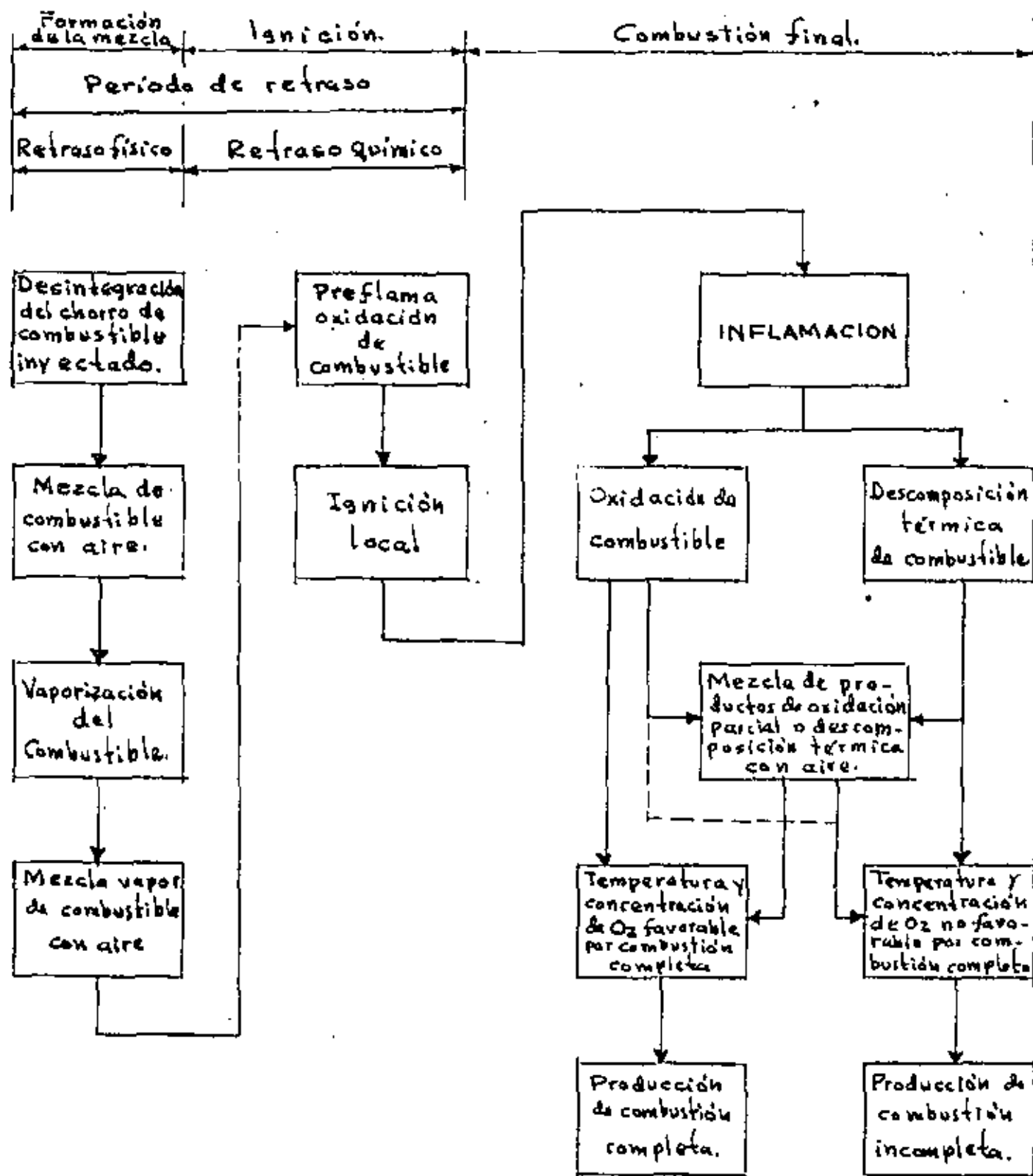
Este proceso de combustión es sumamente compleja y se explica en el diagrama de las acciones que se producen en cada etapa.

El período de retraso puede ser de muy 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 pistón por ciclo. En el ciclo de cuatro tiempos, los procesos de admisión, compresión, expansión y escape, se verifican en un tiempo cada uno:

- 1.- En la primera embolada hacia abajo, el cilindro se lleva con aire fresco.

ESQUEMA DEL PROCESO DE COMBUSTION EN UN MOTOR DIESEL.



DATOS PRACTICOS.

La mayoría de los fabricantes recomiendan disminuir la potencia como sigue:

Gasolina: 1% por cada 100 m. s. n. m.

Diesel : 1% por cada 100 m. s. n. m. arriba de 600 m.

} POR ALTITUD

Gasolina o Diesel: 1% por cada 2°C que 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.

10
11

APENDICE

6.4.8.- GUIA DE OPERADORES DE MAQUINAS PARA ELIMINAR DIFICULTADES

1. ATASCAMIENTO DE ANILLOS

1. Pistones o cilindros torcidos.
2. Altas o bajas temperaturas de la chaqueta de agua.
3. Pistones desgastados.
4. Anillos desgastados o débiles.
5. Insuficiente juego lateral de los anillos.
6. Alto grado de alimentación de aceite a los cilindros.
7. Alto vacío en el cárter.
8. Alta 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 excesiva del pistón.

3. CAMARA DE COMBUSTION Y DEPOSITOS

1. Mal filtrado del aire.
2. Gas húmedo o corrosivo.
3. Mal filtrado del combustible Diesel.
4. Mala embustión.
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 atomización de aceite.
9. Respiradero o ventilador del cárter tapado.
10. Mal enfriamiento de los pistones.

5. DESGASTE O FALLA DE LOS COJINETES

1. Juego excesiva de los cojinetes.
2. Juego insuficiente de los cojinetes.
3. Cojinetes desalineados.
4. Cigüeñal torcido.
5. Insuficiente aceite.
6. Baja viscosidad del aceite.
7. Aceite contaminado.
8. Aceite corrosivo.
9. Agua en el aceite.
10. Construcción 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 desgastados o atascados.

6. Control ineficaz de los anillos de aceite.
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. Cácter 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 cácter.
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 superiores
facultad de Ingeniería, unam.



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

BOMBAS PARA POZO PROFUNDO

ING. JAIME ARMANDO REVILLA FAJARDO

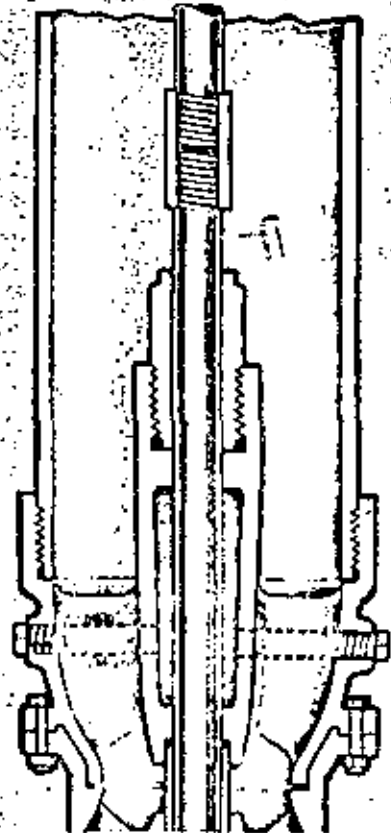
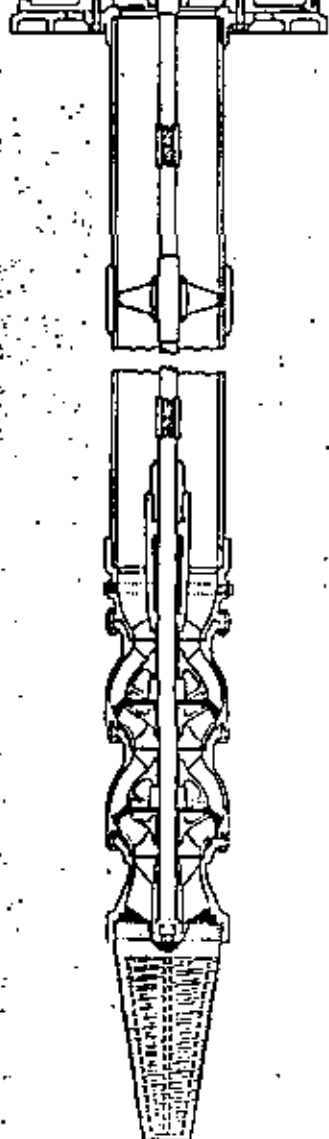
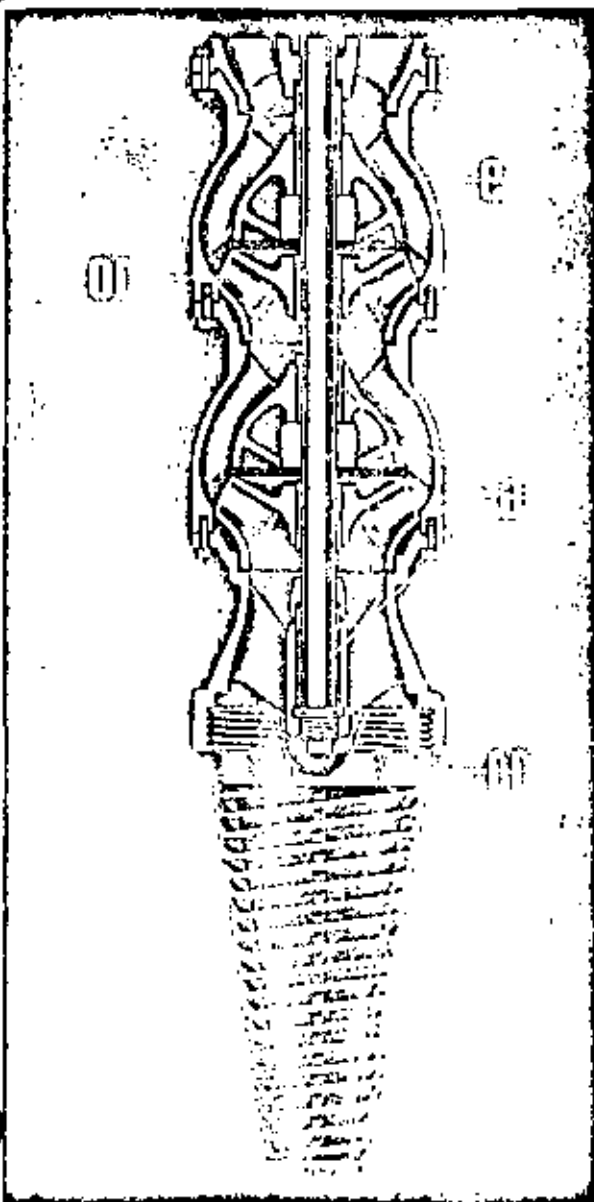
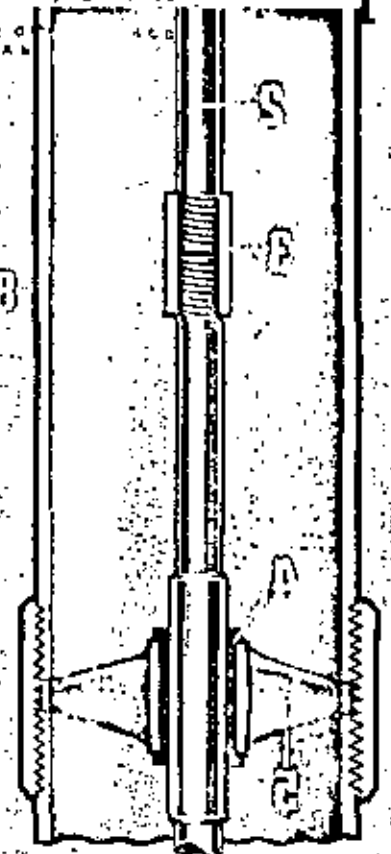
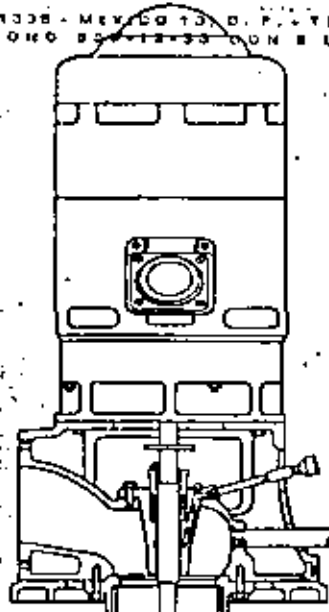
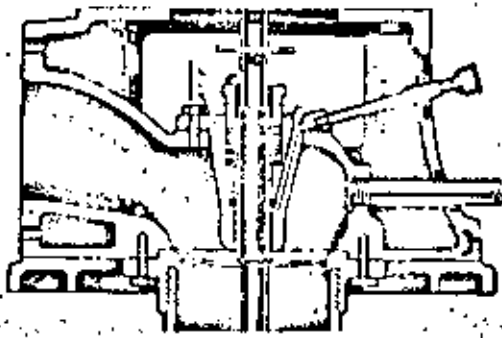
Junio, Julio, 1979



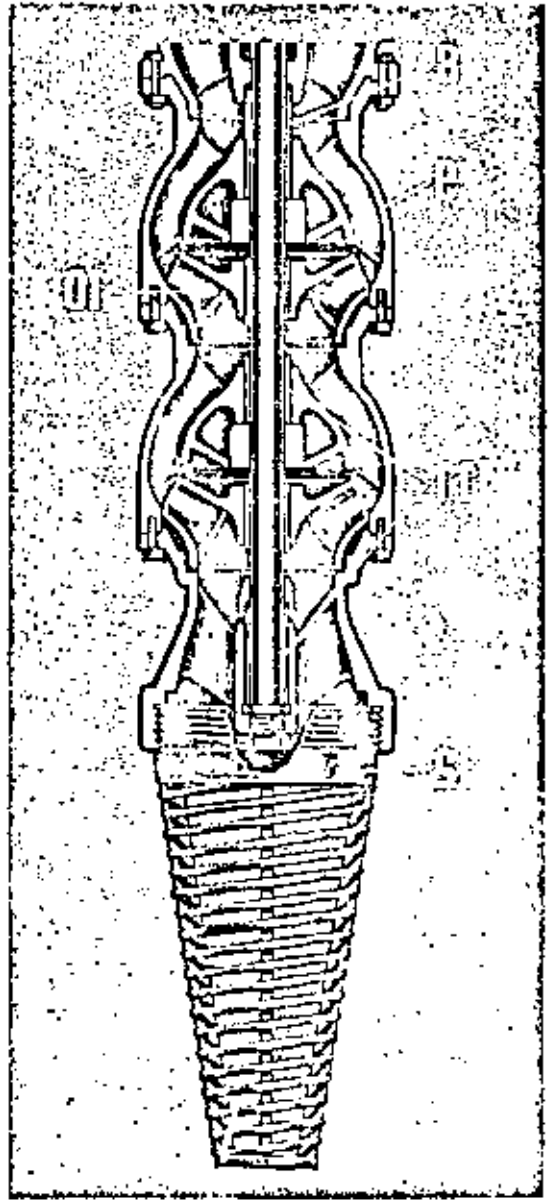
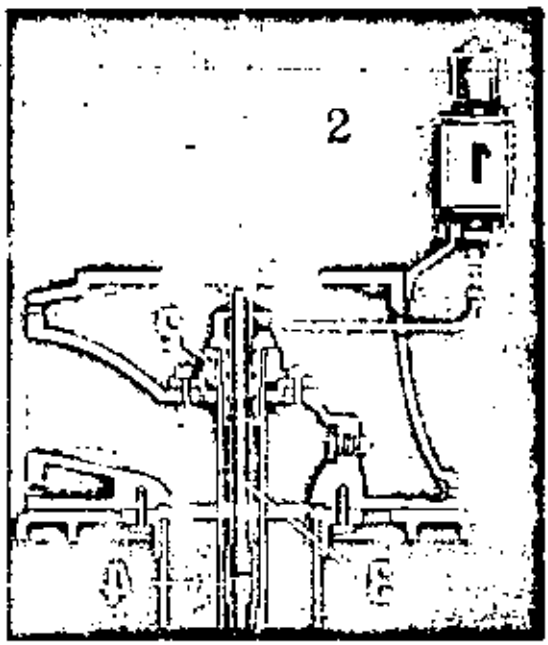
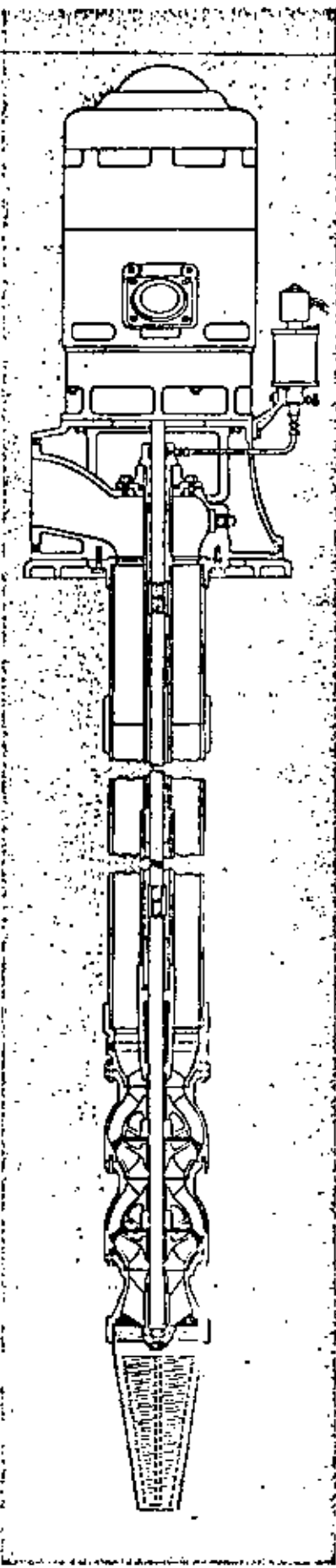
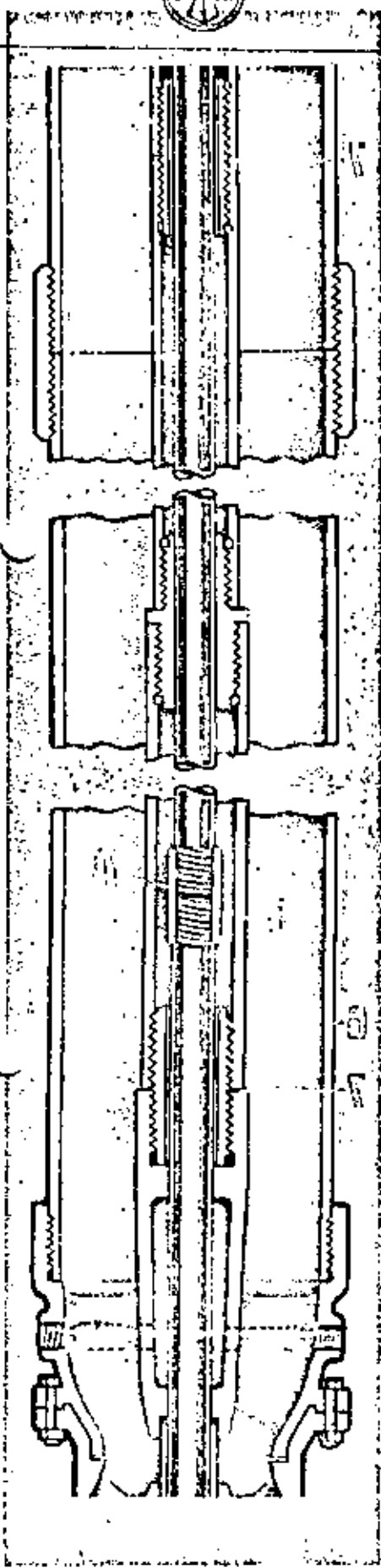


Manufacturera Fairbanks Morse, S. A.

AV. CUAUHTEMOC 1338 - MEXICO 13, D. F. - TELEFONO 55-12-33 - LINEAS



1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11

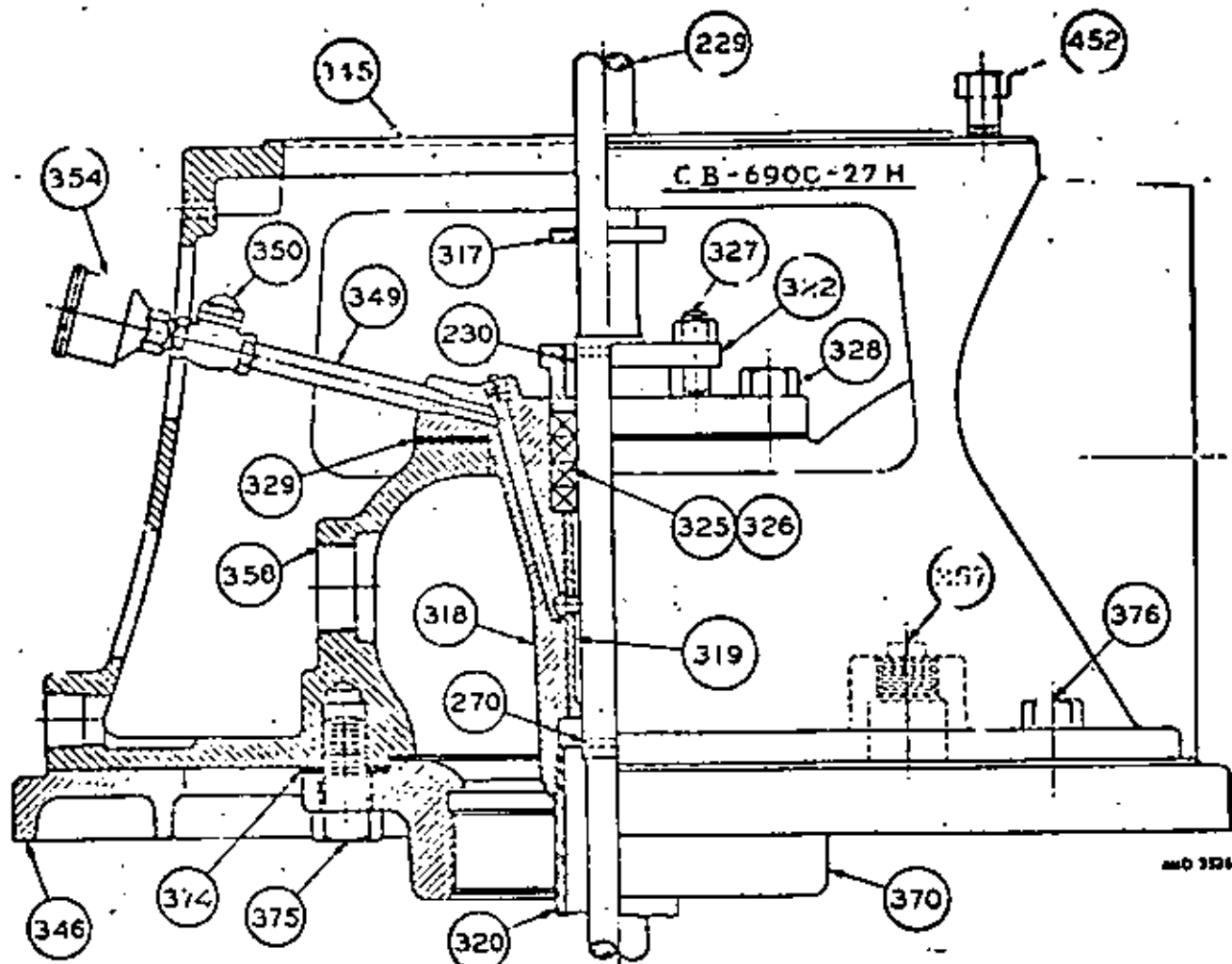




ILUSTRACION No. 11

Partes del Cabezal de Descarga

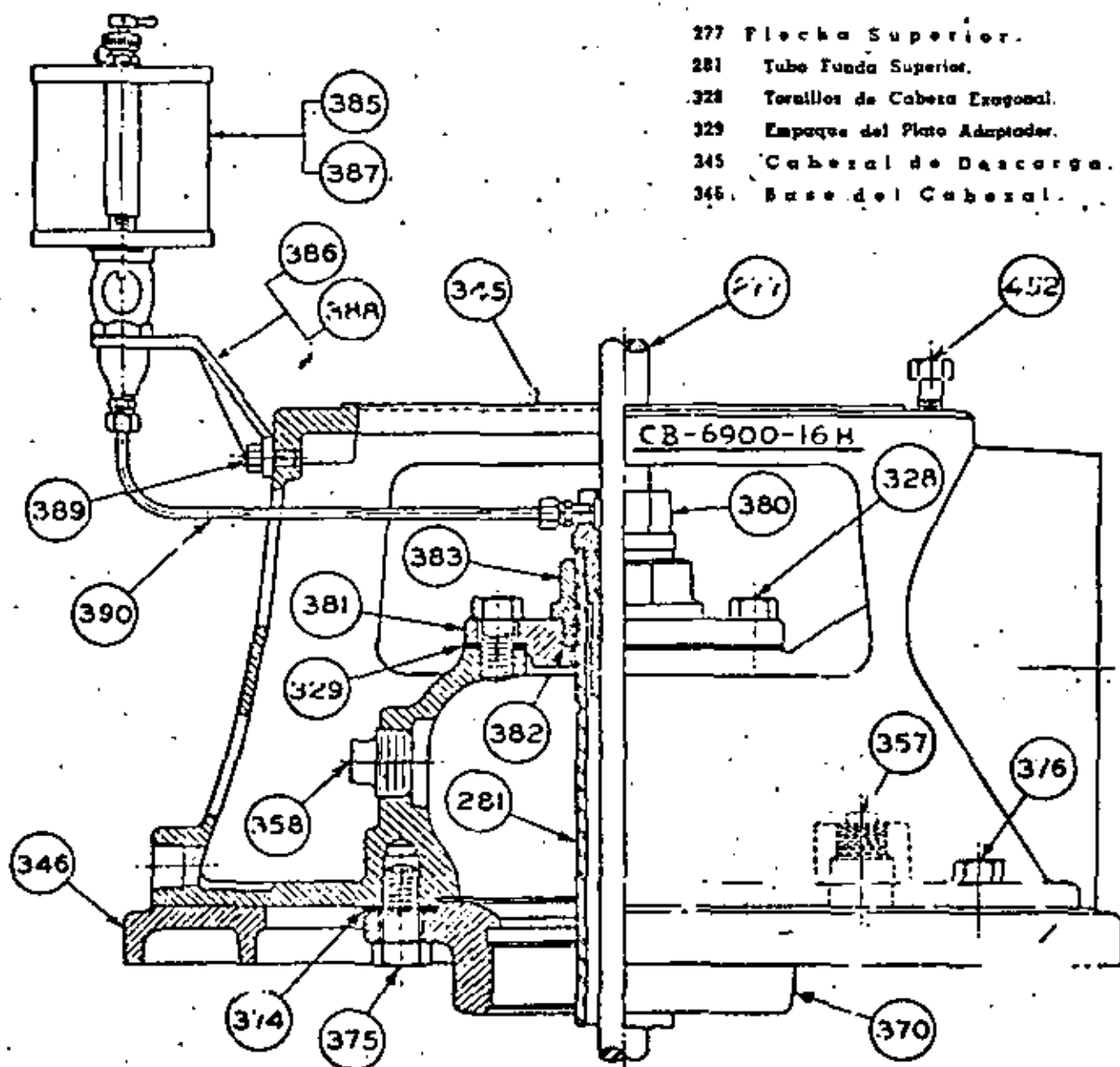
Fig. 6977 (Lubricación por AGUA)



- | | | | |
|-----|---------------------------------|-----|--|
| 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 dispersar de Agua. | 350 | Válvula de Retención con Resorte. |
| 318 | Estopero. | 354 | Grasea del Estopero. |
| 319 | Buja del Estopero. | 357 | Tapón para facilitar pruebas. |
| 320 | Tubo Aculeador. | 358 | Entrada del agua de prelubricación. |
| 322 | Glándula del estopero | 370 | Brida de la Columna. |
| 325 | Empaque. | 374 | Empaque de la Brida 370. |
| 326 | Grasa para Empaque. | 375 | Tornillos de la Brida 370. |
| 327 | Tornillos Opresores. | 376 | Tornillos para fijar la Base 346. |
| 328 | Tornillos de Cabeza Exagonal. | 452 | Tornillos para fijar motor o Cabezal de Engranaje. |
| 329 | Empaque. | | |

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

4



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

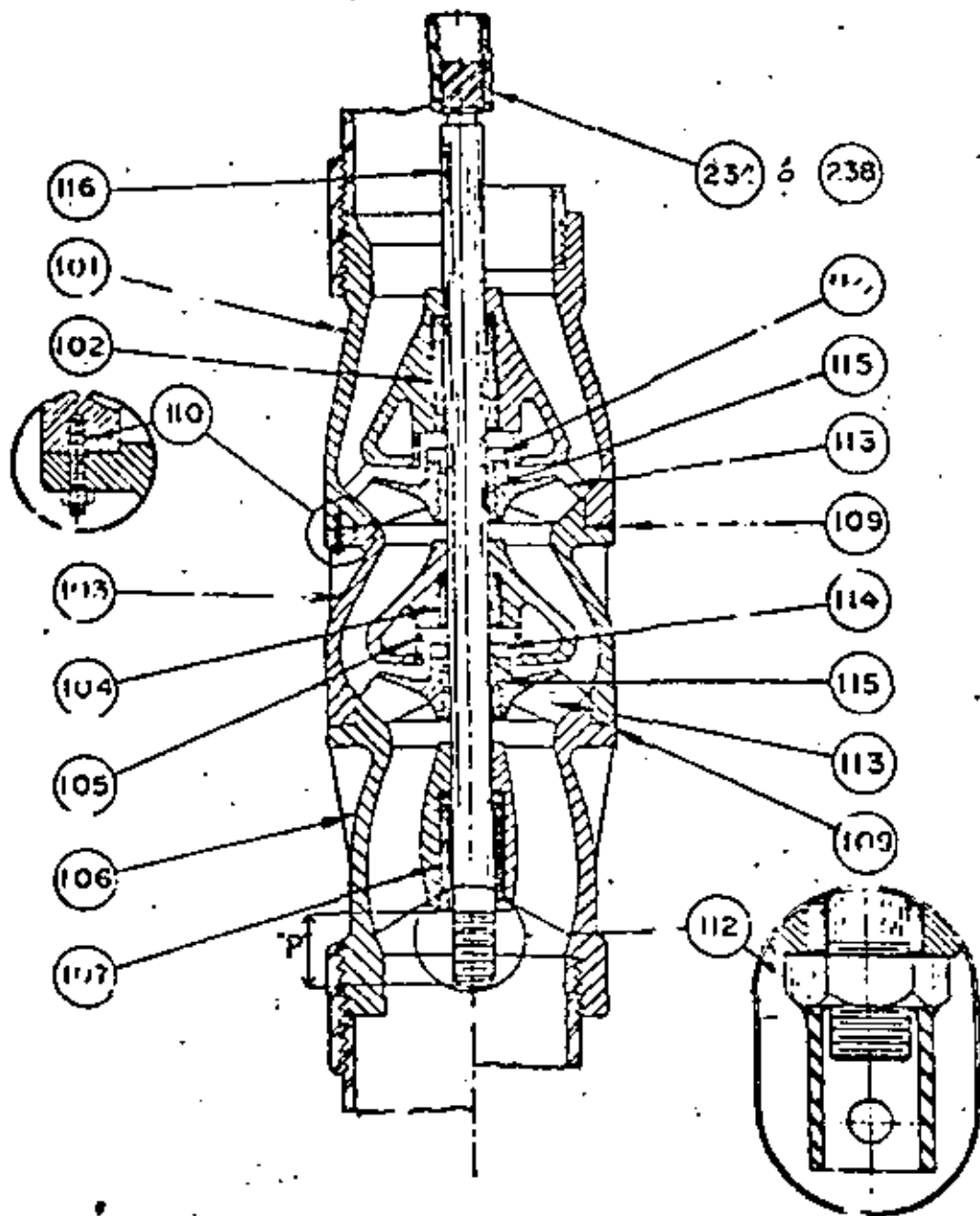
- 357 Tapón para Facilitar Pruebas.
- 358 Tapón.
- 370 Brida de la Columna.
- 374 Empaque para Brida 370.
- 375 Tornillos para Brida 370.
- 376 Tornillos para fijar Base 346.
- 380 Chumacera Superior.
- 381 Plato Adaptador.
- 382 Empaque.

- 283 Tuerca Tensora de Tubo Funda.
- 385 Acelerador Manual.
- 386 Manija de la Acelerador 385.
- 387 Acelerador Automático (Solenoid).
- 388 Manija de la Acelerador 387.
- 389 Tornillos para Manija.
- 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

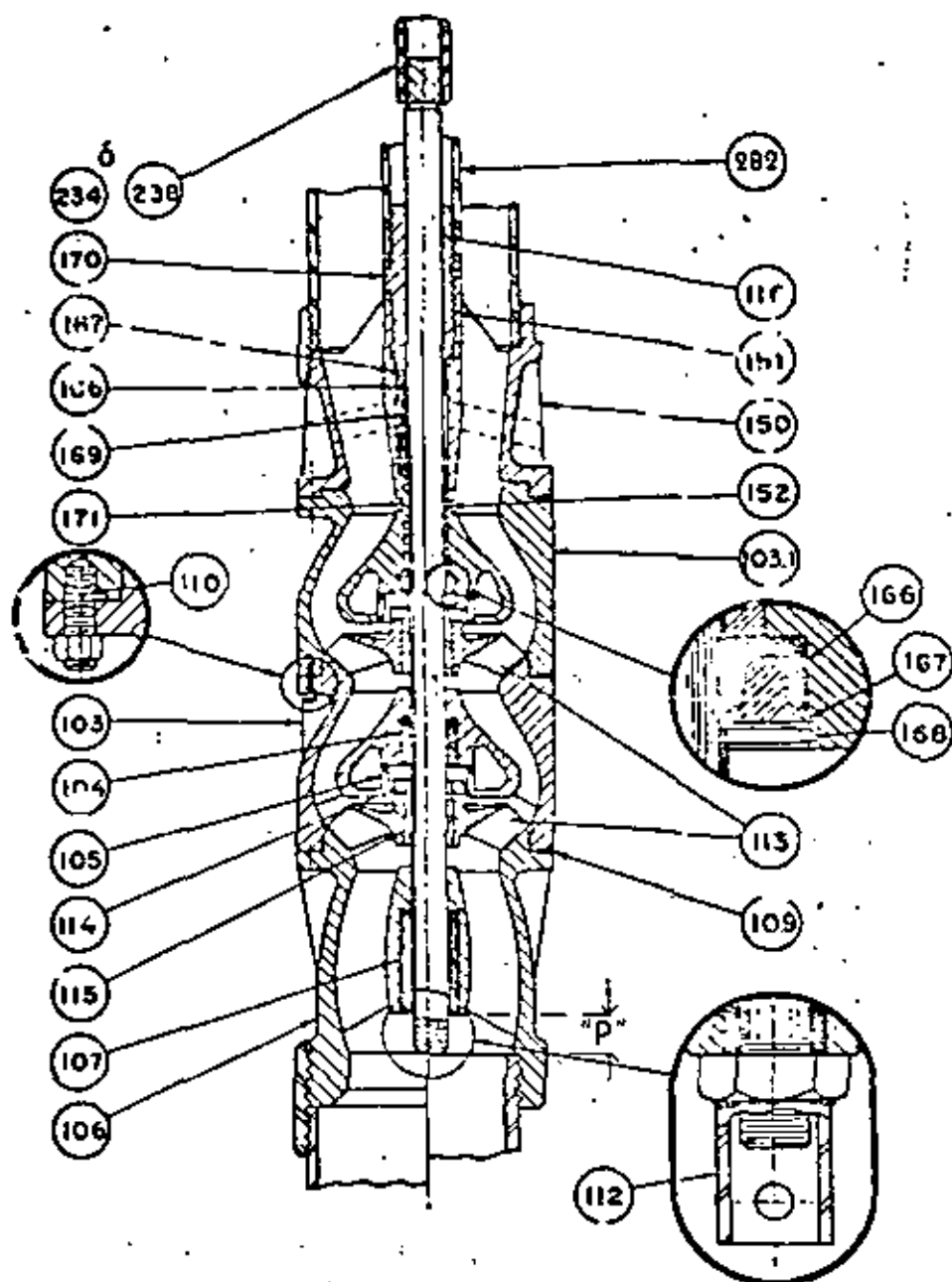
5



- 101 Tazón de Descarga.
- 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
- 103 Tazón Intermedio.
- 104 Chumacera del Tazón Intermedia.
- 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 Tuerca para Armado del Juego.
- 113 Impelente-impulsor.
- 114 Tuerca del impulsor.
- 115 Buje o Cono del impulsor.
- 116 Flecha de la Bomba (de acero inoxidable).

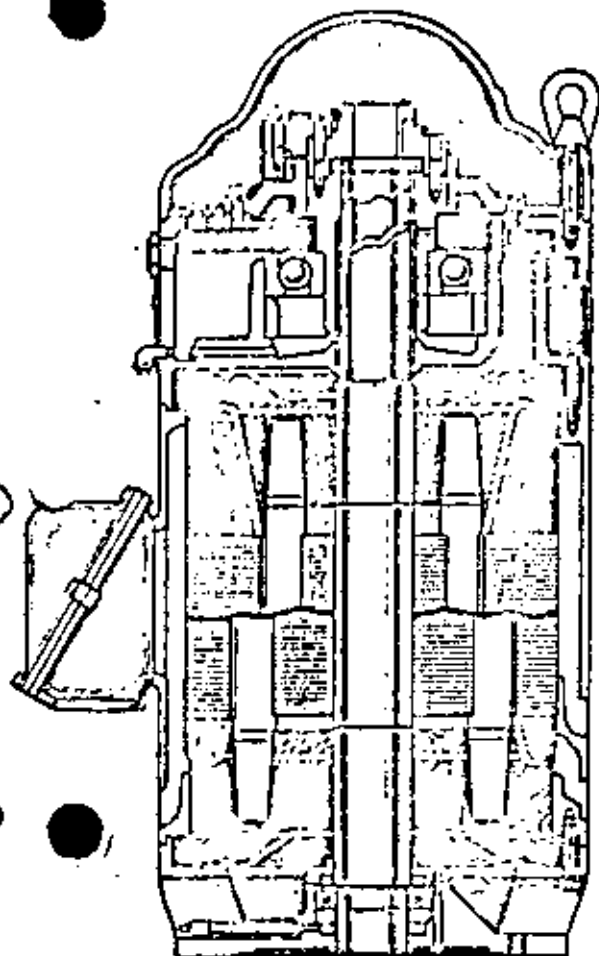
ILUSTRACION No. 17 - Identificación de Partes de la Bomba
(JUEGO DE TAZONES)
POMONA Fig. 6972 lubricada por ACEITE.



- 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 Prisionero (uno para cada Tazón).
- 110 Birlos y Tuercas del Tazón (para cada Tazón).
- 112 Tuerca para Armado del Juego.
- 113 Impulsor-impulsor.
- 114 Tuerca del impulsor.
- 115 Buje o Cono del impulsor.

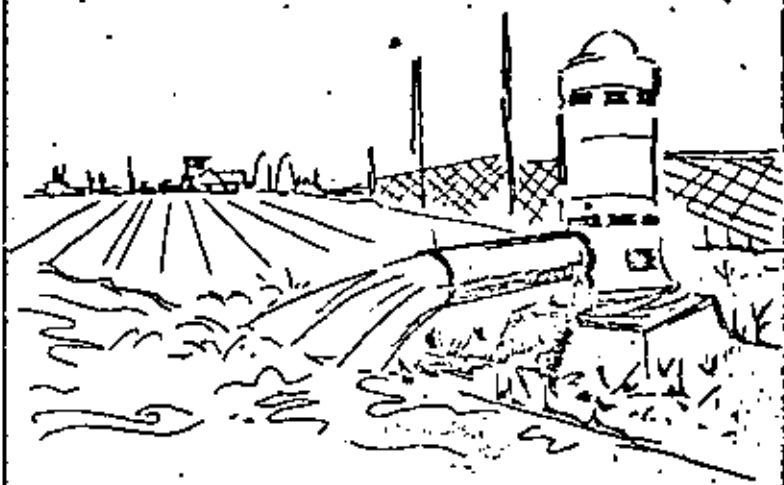
- 118 Flecha de la Bomba (de acero Inoxidable).
- 150 Tazón de Descarga.
- 151 Chumacera Superior del Tazón de Descarga.
- 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
- 166 Sello de Cuero "U".
- 167 Anillo de Soporte del Cuero "U".
- 168 Anillo Expansor del Cuero "U".
- 169 Sello "Múltiple de Cuero "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.

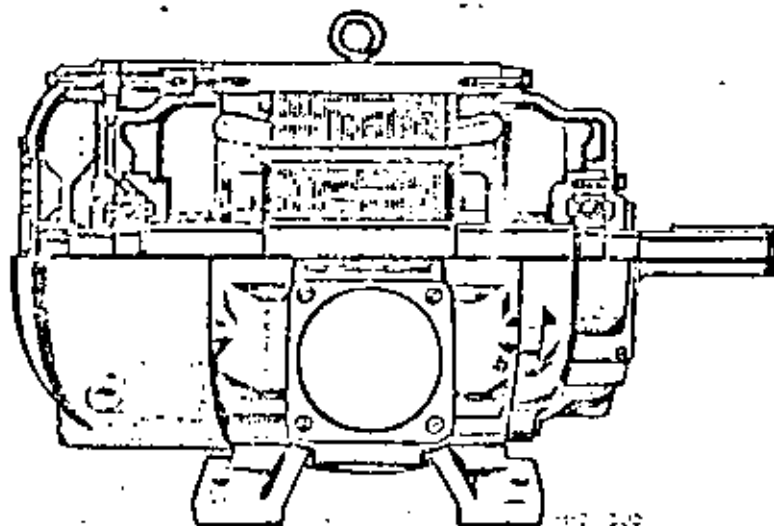


Los motores verticales para servicio de bombeo, aseguran una operación prolongada sin problemas, con muy poco servicio de mantenimiento.

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

B. - Dirección

C. - Nombre del pozo

D. - Diámetro interior del ademe

E. - Nivel estático (h_E)

F. - Abatimiento (a)

G. - Nivel dinámico (ND)

H. - Elevación (h_{ed})

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

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 ($L_c = \frac{7.10 + ND}{3.05} = \text{No. de tramos de 3.05 m de longitud cada tramo}$).

Q). - Tipo de lubricación, agua, figura 6977

Cont'n. 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)

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 3.2%, con éste lado corregimos el valor de la carga total aprox. H_1 , ya que:

$h_{fc} = 3.2\% \times \frac{60}{100} = 1.96$; 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 pérdidas 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"

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

THOLEY-114

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																			
		20	31	41	51	61	71	81	91	101	111	121	131	141	151	161	171	181	191	201	
3-1/4	2-3/8	0.83	1.15	1.45	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	5.95	6.25	
3-1/4	3-3/8	0.88	1.25	1.60	1.95	2.30	2.65	3.00	3.35	3.70	4.05	4.40	4.75	5.10	5.45	5.80	6.15	6.50	6.85	7.20	
4-1/4	4-3/8																				
4-1/4	5-3/8																				
5-1/4	5-3/8																				
6-1/4	6-3/8																				
6-1/4	7-3/8																				
6-3/4	6-3/8																				
6-3/4	7-3/8																				
6-3/4	8-3/8																				
6-3/4	9-3/8																				

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																			
		375	450	525	600	675	750	825	900	975	1050	1125	1200	1275	1350	1425	1500	1575	1650	1725	
8-1/4	8-3/8	1.80	2.65	3.50	4.35	5.20	6.05	6.90	7.75	8.60	9.45	10.30	11.15	12.00	12.85	13.70	14.55	15.40	16.25	17.10	
8-1/4	9-3/8	2.10	3.15	4.20	5.25	6.30	7.35	8.40	9.45	10.50	11.55	12.60	13.65	14.70	15.75	16.80	17.85	18.90	19.95	21.00	
8-3/4	8-3/8	2.25	3.45	4.65	5.85	7.05	8.25	9.45	10.65	11.85	13.05	14.25	15.45	16.65	17.85	19.05	20.25	21.45	22.65	23.85	
8-3/4	9-3/8	2.55	3.90	5.25	6.60	7.95	9.30	10.65	12.00	13.35	14.70	16.05	17.40	18.75	20.10	21.45	22.80	24.15	25.50	26.85	
9-1/4	9-3/8	2.85	4.35	5.85	7.35	8.85	10.35	11.85	13.35	14.85	16.35	17.85	19.35	20.85	22.35	23.85	25.35	26.85	28.35	29.85	
9-1/4	10-3/8	3.15	4.80	6.45	8.10	9.75	11.40	13.05	14.70	16.35	18.00	19.65	21.30	22.95	24.60	26.25	27.90	29.55	31.20	32.85	
9-3/4	9-3/8	3.45	5.25	7.05	8.85	10.65	12.45	14.25	16.05	17.85	19.65	21.45	23.25	25.05	26.85	28.65	30.45	32.25	34.05	35.85	
9-3/4	10-3/8	3.75	5.70	7.65	9.60	11.55	13.50	15.45	17.40	19.35	21.30	23.25	25.20	27.15	29.10	31.05	33.00	34.95	36.90	38.85	
10-1/4	10-3/8	4.05	6.15	8.25	10.35	12.45	14.55	16.65	18.75	20.85	22.95	25.05	27.15	29.25	31.35	33.45	35.55	37.65	39.75	41.85	
10-1/4	11-3/8	4.35	6.60	8.85	11.10	13.35	15.60	17.85	20.10	22.35	24.60	26.85	29.10	31.35	33.60	35.85	38.10	40.35	42.60	44.85	
10-3/4	10-3/8	4.65	7.05	9.45	11.85	14.25	16.65	19.05	21.45	23.85	26.25	28.65	31.05	33.45	35.85	38.25	40.65	43.05	45.45	47.85	
10-3/4	11-3/8	4.95	7.50	10.05	12.60	15.15	17.70	20.25	22.80	25.35	27.90	30.45	33.00	35.55	38.10	40.65	43.20	45.75	48.30	50.85	
11-1/4	11-3/8	5.25	7.95	10.65	13.35	16.05	18.75	21.45	24.15	26.85	29.55	32.25	34.95	37.65	40.35	43.05	45.75	48.45	51.15	53.85	
11-1/4	12-3/8	5.55	8.40	11.25	14.10	17.05	19.95	22.85	25.75	28.65	31.55	34.45	37.35	40.25	43.15	46.05	48.95	51.85	54.75	57.65	
11-3/4	11-3/8	5.85	8.95	11.95	14.95	18.05	21.05	24.05	27.05	30.05	33.05	36.05	39.05	42.05	45.05	48.05	51.05	54.05	57.05	60.05	
11-3/4	12-3/8	6.15	9.30	12.45	15.60	18.75	21.90	25.05	28.20	31.35	34.50	37.65	40.80	43.95	47.10	50.25	53.40	56.55	59.70	62.85	
12-1/4	12-3/8	6.45	9.75	13.05	16.35	19.65	22.95	26.25	29.55	32.85	36.15	39.45	42.75	46.05	49.35	52.65	55.95	59.25	62.55	65.85	
12-1/4	13-3/8	6.75	10.20	13.65	17.10	20.55	24.00	27.45	30.90	34.35	37.80	41.25	44.70	48.15	51.60	55.05	58.50	61.95	65.40	68.85	
12-3/4	12-3/8	7.05	10.65	14.25	17.85	21.45	25.05	28.65	32.25	35.85	39.45	43.05	46.65	50.25	53.85	57.45	61.05	64.65	68.25	71.85	
12-3/4	13-3/8	7.35	11.10	14.85	18.55	22.25	25.95	29.65	33.35	37.05	40.75	44.45	48.15	51.85	55.55	59.25	62.95	66.65	70.35	74.05	
13-1/4	13-3/8	7.65	11.55	15.45	19.25	23.05	26.85	30.65	34.45	38.25	42.05	45.85	49.65	53.45	57.25	61.05	64.85	68.65	72.45	76.25	
13-1/4	14-3/8	7.95	12.00	16.05	20.00	23.90	27.80	31.70	35.60	39.50	43.40	47.30	51.20	55.10	59.00	62.90	66.80	70.70	74.60	78.50	
13-3/4	13-3/8	8.25	12.45	16.65	20.65	24.65	28.65	32.65	36.65	40.65	44.65	48.65	52.65	56.65	60.65	64.65	68.65	72.65	76.65	80.65	
13-3/4	14-3/8	8.55	12.90	17.25	21.35	25.45	29.55	33.65	37.75	41.85	45.95	50.05	54.15	58.25	62.35	66.45	70.55	74.65	78.75	82.85	
14-1/4	14-3/8	8.85	13.35	17.85	22.05	26.25	30.45	34.65	38.85	43.05	47.25	51.45	55.65	59.85	64.05	68.25	72.45	76.65	80.85	85.05	
14-1/4	15-3/8	9.15	13.80	18.45	22.75	27.05	31.35	35.65	39.95	44.25	48.55	52.85	57.15	61.45	65.75	70.05	74.35	78.65	82.95	87.25	
14-3/4	14-3/8	9.45	14.25	19.05	23.45	27.85	32.25	36.65	41.05	45.45	49.85	54.25	58.65	63.05	67.45	71.85	76.25	80.65	85.05	89.45	
14-3/4	15-3/8	9.75	14.70	19.65	24.15	28.65	33.15	37.65	42.15	46.65	51.15	55.65	60.15	64.65	69.15	73.65	78.15	82.65	87.15	91.65	
15-1/4	15-3/8	10.05	15.15	20.35	24.85	29.45	34.05	38.65	43.25	47.85	52.45	57.05	61.65	66.25	70.85	75.45	80.05	84.65	89.25	93.85	
15-1/4	16-3/8	10.35	15.60	21.05	25.65	30.35	35.05	39.75	44.45	49.15	53.85	58.55	63.25	67.95	72.65	77.35	82.05	86.75	91.45	96.15	
15-3/4	15-3/8	10.65	16.05	21.75	26.45	31.25	36.05	40.85	45.65	50.45	55.25	60.05	64.85	69.65	74.45	79.25	84.05	88.85	93.65	98.45	
15-3/4	16-3/8	10.95	16.50	22.45	27.25	32.15	37.05	41.95	46.85	51.75	56.65	61.55	66.45	71.35	76.25	81.15	86.05	90.95	95.85	100.75	
16-1/4	16-3/8	11.25	16.95	23.15	28.05	33.05	38.05	43.05	48.05	53.05	58.05	63.05	68.05	73.05	78.05	83.05	88.05	93.05	98.05	103.05	
16-1/4	17-3/8	11.55	17.40	23.85	28.85	33.95	39.05	44.15	49.25	54.35	59.45	64.55	69.65	74.75	79.85	84.95	90.05	95.15	100.25	105.35	

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																			
		2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000	6400	6800	7200	7600	8000	8400	8800	9200	9600	10000	
16-3/4	16-3/8	11.85	17.85	24.05	29.25	34.45	39.65	44.85	50.05	55.25	60.45	65.65	70.85	76.05	81.25	86.45	91.65	96.85	102.05	107.25	
16-3/4	17-3/8	12.15	18.25	24.75	30.05	35.35	40.65	45.95	51.25	56.55	61.85	67.15	72.45	77.75	83.05	88.35	93.65	98.95	104.25	109.55	
17-1/4	17-3/8	12.45	18.75	25.45	30.85	36.25	41.65	47.05	52.45	57.85	63.25	68.65	74.05	79.45	84.85	90.25	95.65	101.05	106.45	111.85	
17-1/4	18-3/8	12.75	19.25	26.15	31.65	37.15	42.65	48.15	53.65	59.15	64.65	70.15	75.65	81.15	86.65	92.15	97.65	103.15	108.65	114.15	
17-3/4	17-3/8	13.05	19.75	26.85	32.45	38.05	43.65	49.25	54.85	60.45	66.05	71.65	77.25	82.85	88.45	94.05	99.65	105.25	110.85	116.45	
17-3/4	18-3/8	13.35	20.25	27.55	33.35	39.15	44.95	50.75	56.55	62.35	68.15	73.95	79.75	85.55	91.35	97.15	102.95	108.75	114.55	120.35	
18-1/4	18-3/8	13.65	20.75	28.25	34.25	40.25	46.15	52.05	57.95	63.85	69.75	75.65	81.55	87.45	9						



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"	153	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	202	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 = $(K_t \times \text{Total Dynamic Head}) + (K_s \times \text{Number of Stages}) + (K_{sl} \times \text{Sealing})$

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

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

SHAFT LOSSES -- OIL AND WATER LUBRICATED (4)

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

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

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:

$$L_c = 60'$$

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

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

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

$$CAH = K_t \times C T = 13.4 \times 269.16' = 3606.4$$

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

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

4078.62 lbs.

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

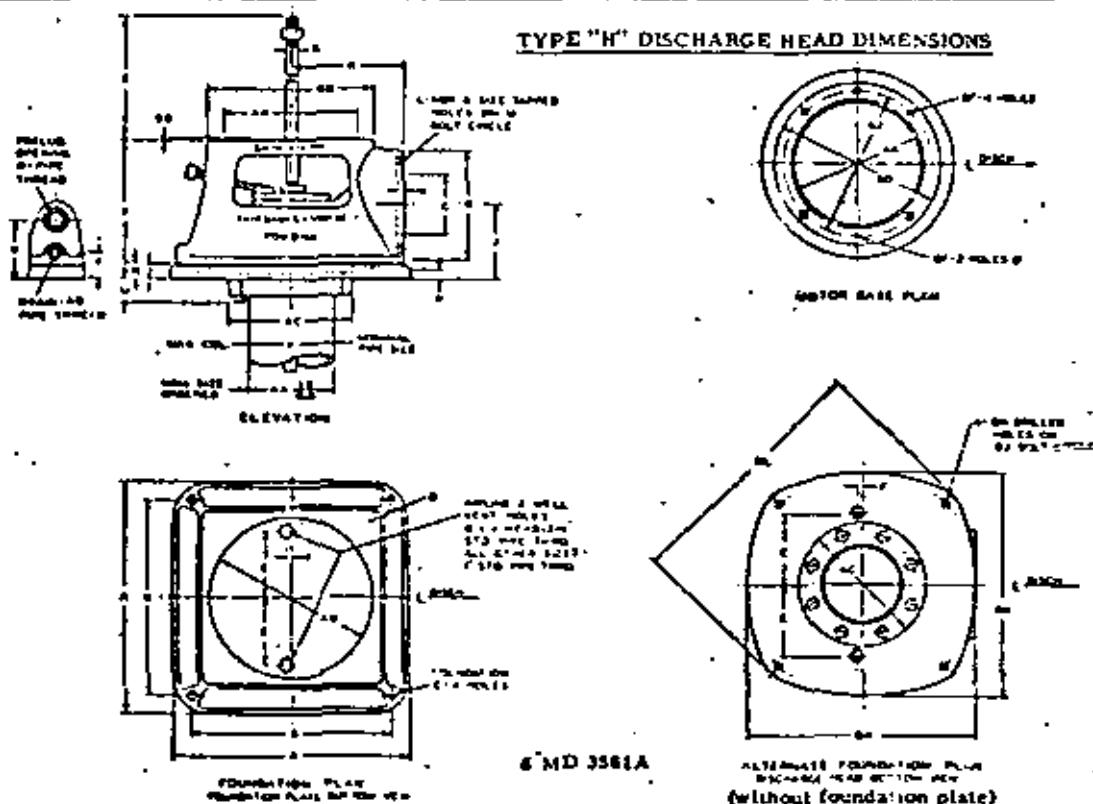
Cont'n. . 11



(11)

TABLE-(3-6)

TYPE "H" DISCHARGE HEAD DIMENSIONS



ALL DIMENSIONS IN INCHES

SIZE HEAD	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	R	S	T	U
10 x 4	10	13-1/2	3-1/4	2-3/8	3-1/2	0	4	7-1/2	4-1/8	9	101-3/8	7-1/2	3/4	13-1/16	11-3/8		12-1/4	1-1/8
12 x 6	10	15-1/2	3-1/4	2-13/16	3-1/2	7/16	6	8-3/4	7-1/2	11	101-3/4	9-1/2	3/4	15-1/8	11-3/8		14	1-3/8
12 x 8	19	15-1/2	3-1/4	2-13/16	3-1/2	7/16	6	8-3/4	8-1/2	13-1/2	101-3/4	11-3/4	7/8	15-7/8	11-3/8		14-1/2	1-3/8
16-1/2 x 6	24	15-3/4	3/8	3-1/2	4-3/8	1/2	8	11-3/8	7-1/2	11-1/4	101-3/4	9-1/2	3/4	17	11-3/8		16	2
16-1/2 x 8	24	16-3/4	3/8	3-1/2	4-3/8	1/2	8	11-3/8	8-1/2	13-1/2	101-3/4	11-3/4	7/8	17-1/8	11-3/8		16-1/2	2-1/2
16-1/2 x 10	24	17-1/4	3/8	3-1/2	4-3/8	1/2	10	11-3/8	9-3/4	16	101-3/4	14-1/4	1	17-1/8	11-3/8		16-1/2	2-1/2
20 x 6	29	24	1	4-1/4	6-1/2	0	10	13-3/4	9-3/4	16	102-1/2	11-3/4	3/4	18	11-3/8		18-1/2	2
20 x 10	29	24	1	4-1/4	6-1/2	0	10	13-3/4	9-3/4	16	102-1/2	14-1/4	1	18	11-3/8		18-1/2	2-1/2
20 x 12	29	24	1	4-1/4	6-1/2	0	12	13-3/4	10-1/4	18	102-1/2	17	1-1/2	18	11-3/8		18-1/2	2-1/2
24-1/2 x 10	35	29	1-1/8	5-1/8	8-1/2	0	10	15-3/4	10-3/8	16	112-1/2	14-1/4	1	19-3/8	11-3/8		20-1/2	2-1/2
24-1/2 x 12	35	29	1-1/8	5-1/8	8-1/2	0	12	15-3/4	11-3/8	18	112-1/2	17	1-1/2	19-3/8	11-3/8		20-1/2	2-1/2
24-1/2 x 14	35	29	1-1/8	5-1/8	8-1/2	0	14	15-3/4	12-3/8	21	112-1/2	18-3/4	1-1/2	19-3/8	11-3/8		24-1/2	1-1/8

SIZE HEAD	V	W	X	Y	Z	AA	AB	AC	AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL	AM	AN	AO	AP
10 x 4	5	1	4-1/8	2-3/8	1-3/8		11-3/8	8-3/4	3-1/4	10-2/5	5-1/8	1/8	10	7/16	5/8	10-3/8	15	10-3/4			
12 x 6	8-1/4	1	4-1/8	2-3/8	1-3/8		14-1/8	10	3-1/4	10-2/5	5-1/8	1/8	12	7/16	5/8	10-3/8	18	10-3/4			
12 x 8	8	1-1/2	4-1/8	2-3/8	1-3/8		14-1/8	11-1/2	3-1/4	10-2/5	5-1/8	1/8	12	7/16	5/8	10-3/8	18	10-3/4			
16-1/2 x 6	8	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		17-1/4	12-5/8	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	16-1/2	5/8	3/4	12-3/4	22-3/4	12-3/4	25-1/8		
16-1/2 x 8	8	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		17-1/4	12-5/8	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	16-1/2	5/8	3/4	12-3/4	22-3/4	12-3/4	25-1/8		
16-1/2 x 10	10	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		17-1/4	14-3/4	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	16-1/2	5/8	3/4	12-3/4	22-3/4	12-3/4	25-1/8		
20 x 6	8	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		21-3/8	12-5/8	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	20	11/16	3/4	14	27-3/4	11-1/2			
20 x 10	10	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		21-3/8	14-3/4	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	20	11/16	3/4	14	27-3/4	11-1/2			
20 x 12	12	1-1/2	5-1/16	2-3/4	1-3/8		21-3/8	17-1/2	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	20	11/16	3/4	14	27-3/4	11-1/2			
24-1/2 x 10	10	1-1/2	6-1/8	3-1/8	1-3/8		23-1/2	14-3/4	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	24-1/2	11/16	3/4	15	33-3/4	11-1/2			
24-1/2 x 12	12	1-1/2	6-1/8	3-1/8	1-3/8		23-1/2	17-1/2	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	24-1/2	11/16	3/4	15	33-3/4	11-1/2			
24-1/2 x 14	14	1-1/2	6-1/8	3-1/8	1-3/8		23-1/2	21	3-1/4	13-4/5	6-1/8	1/8	24-1/2	11/16	3/4	15	33-3/4	11-1/2			

* TAPPED

† 2 DRILLED HOLES

‡ WHEN USING 6" COLUMN V 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	10.8
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	2.9
6 LC	3.2	2.5
6 MC	3.2	2.6
6 HC	3.3	2.6
7 MC	4.7	3.0
8 XLC	5.0	3.5
8 LC	6.0	3.3
8 MC	6.7	3.3
8 HC	7.3	3.3
10 XLC	8.2	10.8
10 LC	9.0	11.2
10 MC	9.3	11.3
10 HC	10.6	11.3
12 LC	13.2	18.0
12 MC	13.4	18.3
12 HC	15.5	19.5
14 LC	17.6	24.0
14 MC	18.3	30.0
14 HC	21.5	24.5
16 LC	19.5	34.5
16 MC	23.0	34.5
18 MC	35.0	48.0
20 MC	38.8	55.0

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	8.5
10 MC	725-8	5.0	8.0
10 XMC	2105	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	23.5
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	87.0

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
15"	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) encontramos;

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

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

CALCULO DE LA SUMERGENCIA MINIMA DE LA BOMBA.

Asumimos que 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:

$$\begin{aligned} \text{Sumergencia mínima} &= 27.31 - (1.4 + 0.5 + 9.5') \\ &= + 15.91' \end{aligned}$$



CARACTERISTICAS DE OPERACION			MODELO 12" MC	FIGURA 6970	ROM 1770
NUMERO DE ETAPAS	CAMBIO DE EFICIENCIA	IMPULSOR BRONCE	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)		
1	RESTAR 3 PTS.	TAZON FoFo			
2	RESTAR 2 PTS.	DIAM TAZON 11-1/2"			
3	RESTAR 1 PTS.	K _T = 13.4			
6 O MAS	SUMAR 1 PTS.				

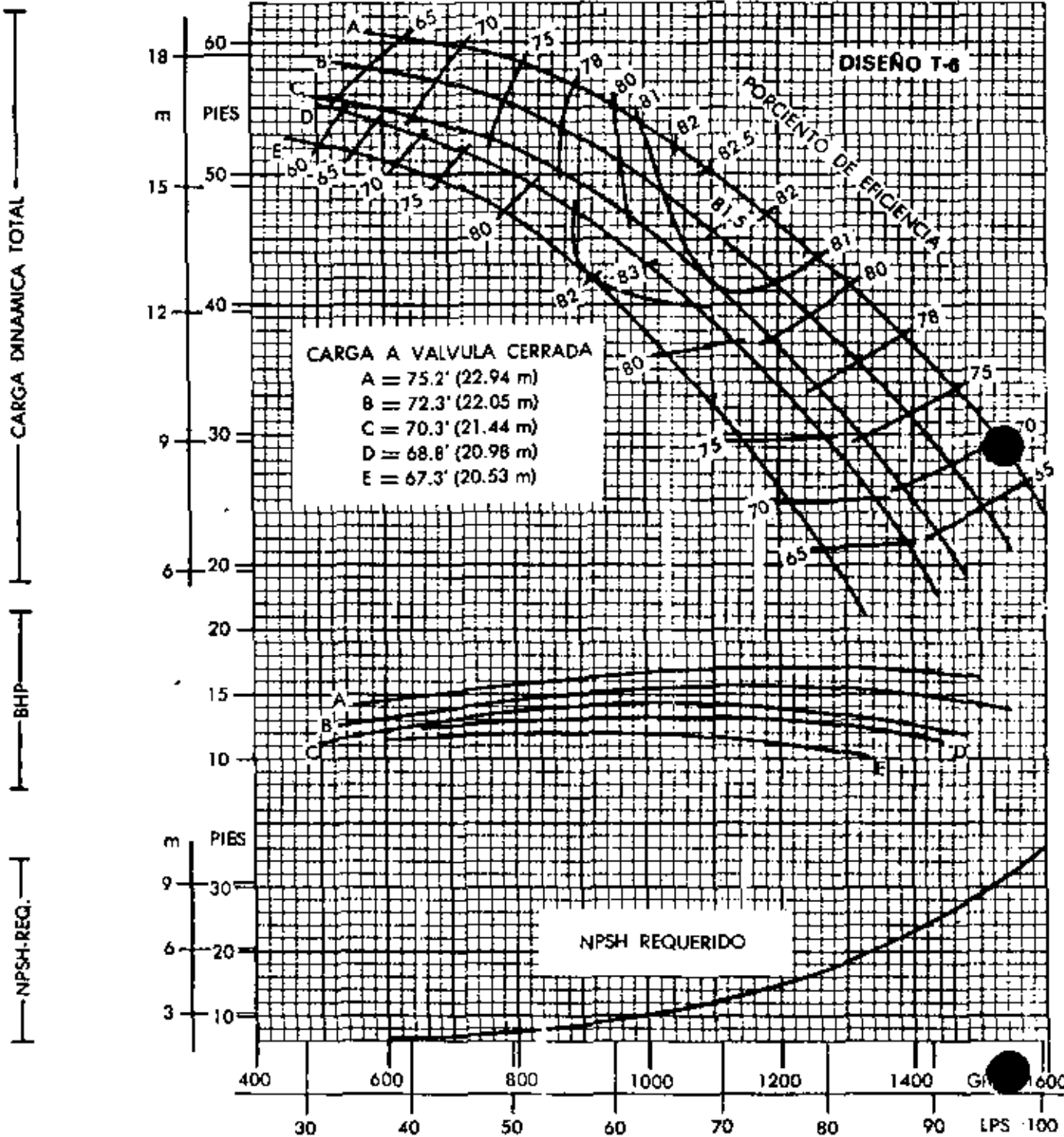




TABLA (3-8)

LINESHAFT STRETCH CHART

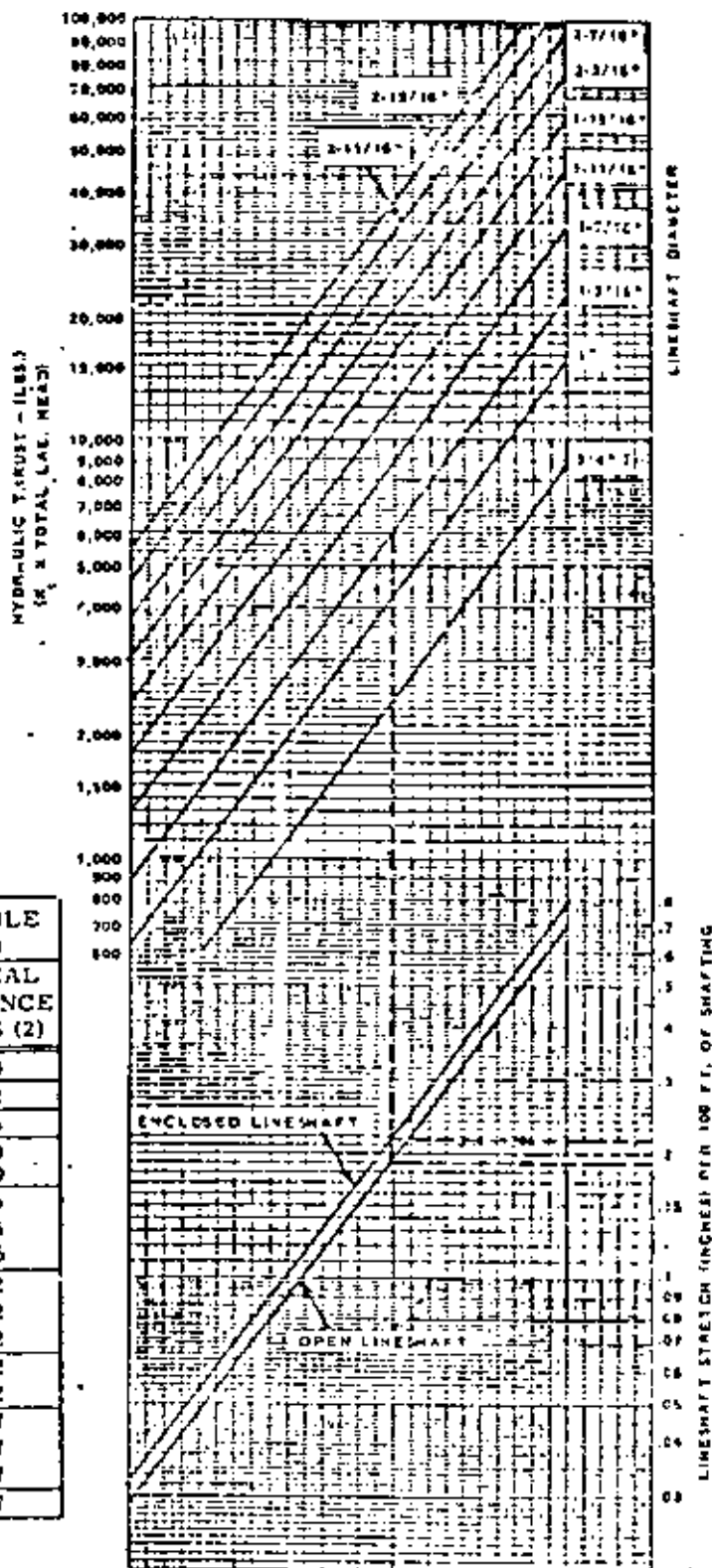
FIG. 6972 & 6977 BOWLS (1)

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)
8 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	2103	.750	1.50
12 MC	743-7	.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	1203-4	.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	2195-6	.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.

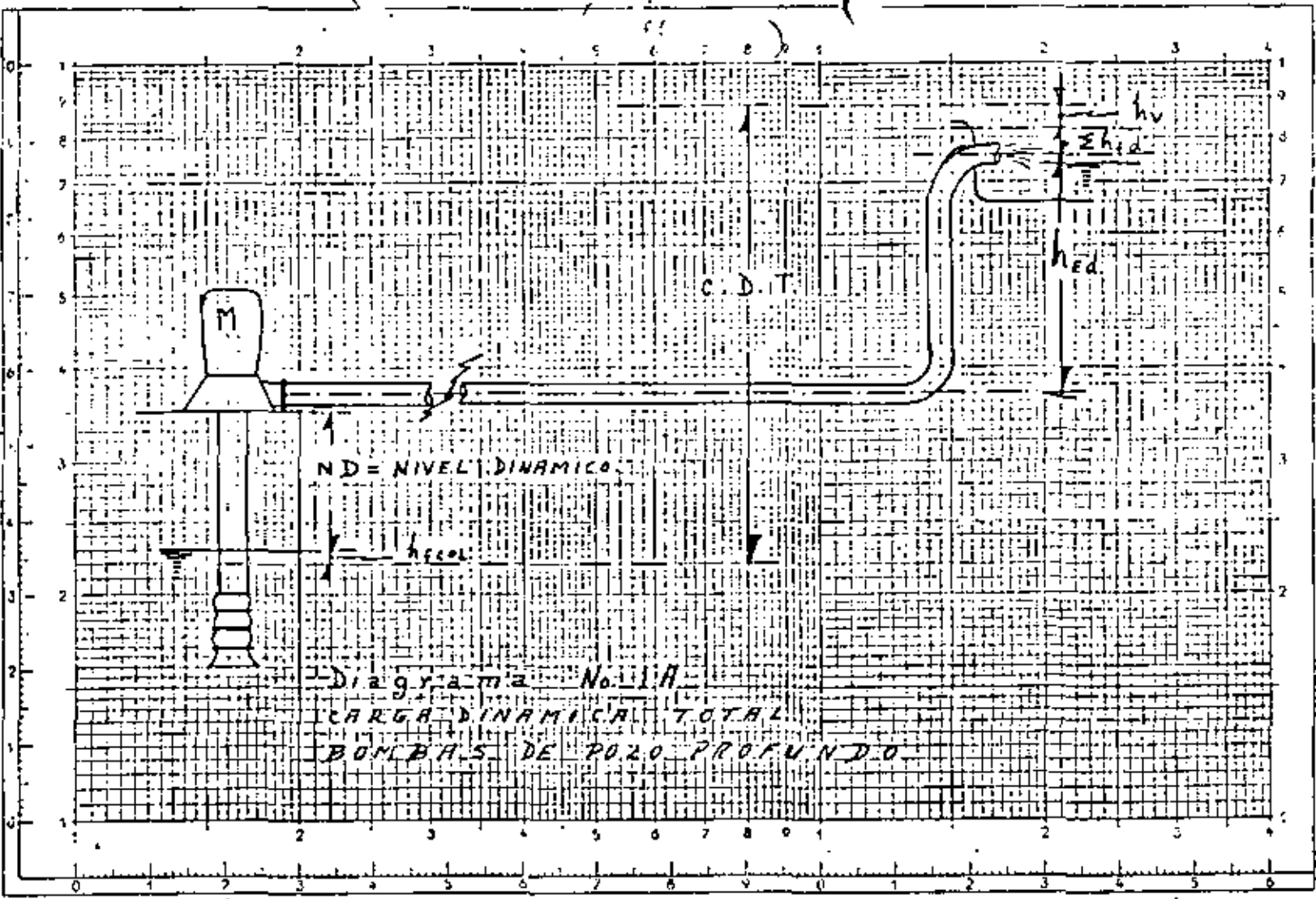


Subject to change without notice.

- 15 -

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

DINA 4
M-B-24
log 7-100
100/100



SELECCION DE BOMBAS DE POZO PROFUNDO

Ejemplo:

Datos del pozo	
Díámetro 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 =	22 m
+ h _{fd} =	79.57 m (261')
Q = 100.95 LPS =	1600 GPM
Longitud columna =	100'
Lubricación columna descada =	Aceite
Velocidad de operación =	1770 RPM
Primera aproximación :	

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

(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

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

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

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

- 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 formula de CT(1), entonces:

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

en donde

$$0.659 = h_v \rho^n = \frac{V_{10}^2}{2g}$$

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:

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

Perdidas mecánicas

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

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



CARACTERISTICAS DE OPERACION			MODELO	FIGURA	R
NUMERO DE ETAPAS	CAMBIO DE EFICIENCIA	IMPULSOR BRONCE	12" HC	6970	1770
1	RESTAR 2 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 1 PTS.	DIAM. TAZON 11-1/2"			
		K _T = 15.5			

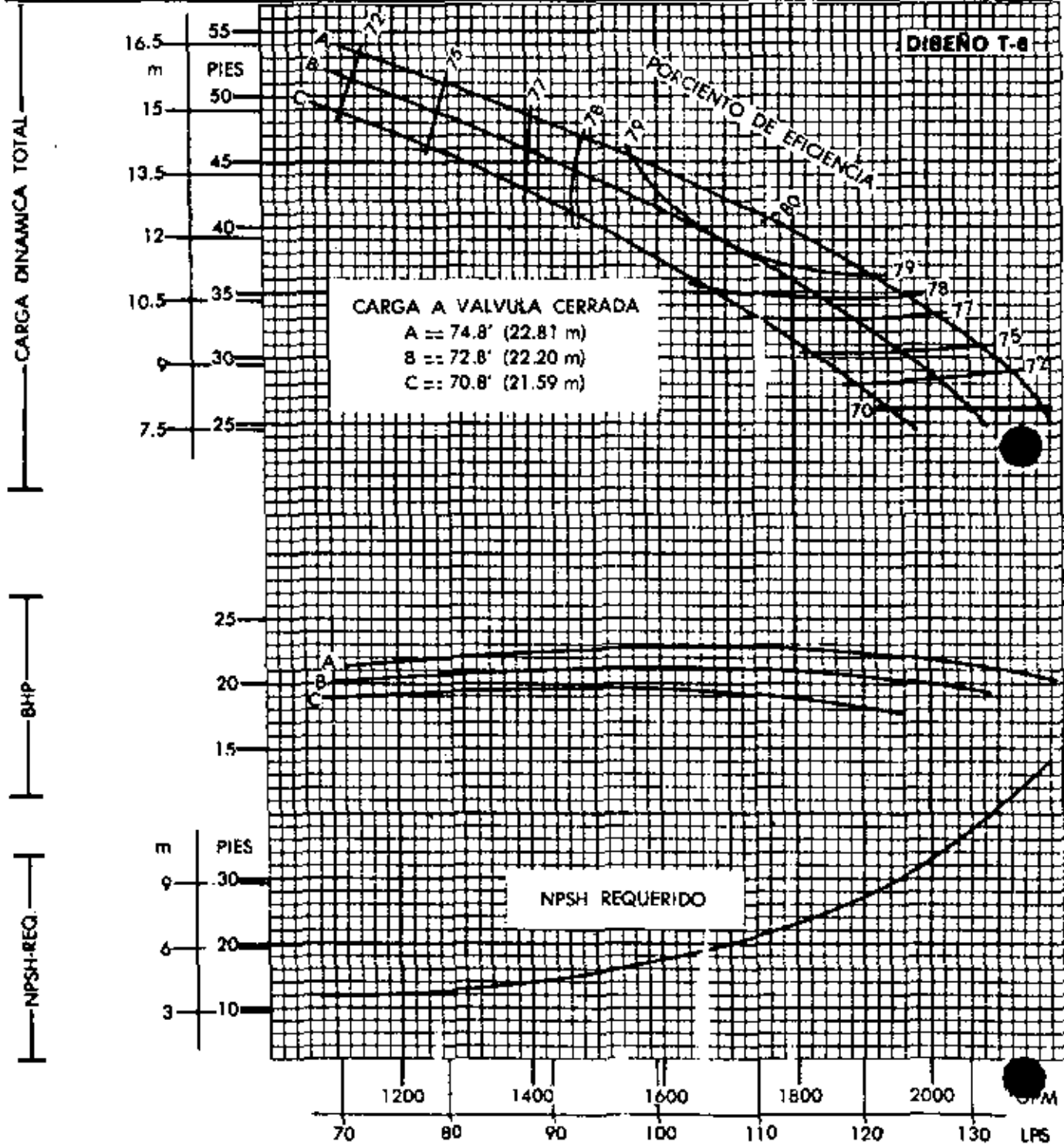


TABLA No. 1.- SELECCION DE FLECHAS DE TRANSMISION

Diámetro Flecha		BHP a la velocidad de:							Máxima carga Axial	
Pulgadas	mm	3560	1770	1170	880	705	585	100	Lbs	Kgs.
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
1-1/16"	30.16	210	105	69	52	41	34	5.92	5400	2451.60
1-1/4"	31.75	224	111	73	55	44	36	6.31	5400	2451.60
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	4086.00
1-9/16"	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 / ISI-1045

2.- Para otros rangos de velocidad usar la siguiente fórmula: BHP (disponi-

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

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

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



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

Enclosed Line shaft	Open Line shaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																			
		20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	
3x1%	2x1%	2.83	3.50	4.15	4.81	5.45	6.05	6.55	7.05	7.50	8.00	8.45	8.90	9.35	9.80	10.25	10.70	11.15	11.60	12.05	
3x1 1/2%	2x1 1/2%	1.98	2.42	2.93	3.44	3.95	4.45	4.95	5.45	5.95	6.45	6.95	7.45	7.95	8.45	8.95	9.45	9.95	10.45	10.95	
4x1%	3x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
4x1 1/2%	3x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
5x1%	4x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
5x1 1/2%	4x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
6x1%	5x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
6x1 1/2%	5x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
7x1%	6x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
7x1 1/2%	6x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
8x1%	7x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
8x1 1/2%	7x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
9x1%	8x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
9x1 1/2%	8x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	
10x1%	9x1%				0.90	1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	
10x1 1/2%	9x1 1/2%				1.14	1.43	1.75	2.05	2.35	2.65	2.95	3.25	3.55	3.85	4.15	4.45	4.75	5.05	5.35	5.65	

Enclosed Line shaft	Open Line shaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																			
		375	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1100	1200	1300	1400	1500	
6x1%	6x1%	1.63	2.05	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.00	10.50	
6x1 1/2%	6x1 1/2%	2.27	2.55	3.15	3.85	4.55	5.30	6.15	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	
6x2	6x1%	2.95	3.30	4.10	4.90	5.80	6.80	7.80	8.90	10.00	11.10	12.20	13.30	14.40	15.50	16.60	17.70	18.80	19.90	21.00	
6x2 1/2%	6x1 1/2%	3.60	4.00	4.95	5.95	7.05	8.20	9.40	10.60	11.80	13.00	14.20	15.40	16.60	17.80	19.00	20.20	21.40	22.60	23.80	
6x3	6x1%	4.25	4.75	5.80	7.00	8.30	9.70	11.10	12.50	14.00	15.50	17.00	18.50	20.00	21.50	23.00	24.50	26.00	27.50	29.00	
6x3 1/2%	6x1 1/2%	4.95	5.50	6.60	7.90	9.30	10.80	12.30	13.80	15.40	17.00	18.60	20.20	21.80	23.40	25.00	26.60	28.20	29.80	31.40	
8x1%	8x1%				0.90	1.10	1.28	1.48	1.70	1.95	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.45	3.70	3.95	4.20	4.45	
8x1 1/2%	8x1 1/2%				1.10	1.28	1.48	1.70	1.95	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.45	3.70	3.95	4.20	4.45	4.70	
8x2	8x1%				0.90	1.10	1.28	1.48	1.70	1.95	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.45	3.70	3.95	4.20	4.45	
8x2 1/2%	8x1 1/2%				1.10	1.28	1.48	1.70	1.95	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.45	3.70	3.95	4.20	4.45	4.70	
10x1%	10x1%				0.90	1.00	1.25	1.50	1.80	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20	4.55	4.90	5.25	5.60	
10x1 1/2%	10x1 1/2%				1.00	1.10	1.35	1.60	1.90	2.20	2.55	2.90	3.25	3.60	3.95	4.30	4.65	5.00	5.35	5.70	
10x2	10x1%				0.90	1.00	1.25	1.50	1.80	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20	4.55	4.90	5.25	5.60	
10x2 1/2%	10x1 1/2%				1.00	1.10	1.35	1.60	1.90	2.20	2.55	2.90	3.25	3.60	3.95	4.30	4.65	5.00	5.35	5.70	
10x3	10x1%				0.90	1.00	1.25	1.50	1.80	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20	4.55	4.90	5.25	5.60	
10x3 1/2%	10x1 1/2%				1.00	1.10	1.35	1.60	1.90	2.20	2.55	2.90	3.25	3.60	3.95	4.30	4.65	5.00	5.35	5.70	
10x4	10x1%				0.90	1.00	1.25	1.50	1.80	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20	4.55	4.90	5.25	5.60	
10x4 1/2%	10x1 1/2%				1.00	1.10	1.35	1.60	1.90	2.20	2.55	2.90	3.25	3.60	3.95	4.30	4.65	5.00	5.35	5.70	
12x2	12x1%																				
12x2 1/2%	12x1 1/2%																				
12x3	12x1%																				
12x3 1/2%	12x1 1/2%																				
12x4	12x1%																				
12x4 1/2%	12x1 1/2%																				
14x2	14x1%																				
14x2 1/2%	14x1 1/2%																				
14x3	14x1%																				
14x3 1/2%	14x1 1/2%																				
14x4	14x1%																				
14x4 1/2%	14x1 1/2%																				

Enclosed Line shaft	Open Line shaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																		
		2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500
10x1%	10x1%	5.00	5.65	6.35	7.05	7.85	8.70	9.60												
10x2	10x1 1/2%	5.60	6.40	7.15	8.00	8.90	9.80													
10x2 1/2%	10x1 1/2%	6.20	7.10	7.95	8.90	9.90														
10x3	10x2%	6.80	7.85	8.95	10.10	11.30														
10x3 1/2%	10x2 1/2%	7.40	8.60	9.85	11.20	12.60														
12x2	12x1%	7.20	8.10	9.15	10.30	11.55	12.90	14.30	15.70	17.10	18.50	19.90	21.30	22.70	24.10	25.50	26.90	28.30	29.70	31.10
12x2 1/2%	12x1 1/2%	7.85	8.95	10.20	11.55	13.00	14.50	16.00	17.50	19.00	20.50	22.00	23.50	25.00	26.50	28.00	29.50	31.00	32.50	34.00
12x3	12x1%	8.50	9.70	11.05	12.50	14.00	15.50	17.00	18.50	20.00	21.50	23.00	24.50	26.00	27.50	29.00	30.50	32.00	33.50	35.00
12x3 1/2%	12x1 1/2%	9.15	10.45	11.95	13.50	15.10	16.70	18.30	19.90	21.50	23.10	24.70	26.30	27.90	29.50	31.10	32.70	34.30	35.90	37.50
12x4	12x1%	9.80	11.20	12.80	14.45	16.15	17.90	19.65	21.40	23.15	24.90	26.65	28.40	30.15	31.90	33.65	35.40	37.15	38.90	40.65
12x4 1/2%	12x1 1/2%	10.45	11.95	13.70	15.50	17.35	19.20	21.05	22.90	24.75	26.60	28.45	30.30	32.15	34.00	35.85	37.70	39.55	41.40	43.25
14x2	14x1%	11.60	13.30	15.15	17.10	19.15	21.30	23.45	25.60	27.75	29.90	32.05	34.20	36.35	38.50	40.65	42.80	44.95	47.10	49.25
14x2 1/2%	14x1 1/2%	12.30	14.15	16.15	18.30	20.55	22.90	25.25	27.60	29.95	32.30	34.65	37.00	39.35	41.70	44.05	46.40	48.75	51.10	53.45
14x3	14x1%	13.00	14.95	17.05	19.30	21.65	24.10	26.55	29.00	31.45	33.90	36.35	38.80	41.25	43.70	46.15	48.60	51.05	53.50	55.95
14x3 1/2%	14x1 1/2%	13.70	15.75	17.95	20.30	22.75	25.20	27.65	30.10	32.55	35.00	37.45	39.90	42.35	44.80	47.25	49.70	52.15	54.60	57.05
14x4	14x1%	14.40	16.55	18.85	21.30	23.85	26.40	28.95	31.50	34.05	36.60	39.15	41.70	44.25	46.80	49.35	51.90	54.45	57.00	59.55
14x4 1/2%	14x1 1/2%	15.10	17.35	19.80	22.35	24.90	27.45	30.00	32.55	35.10	37.65	40.20	42.75	45.30	47.85	50.40	52.95	55.50	58.05	60.60
16x2	16x1%	16.80	19.15	21																

TABLA No. 3 PERDIDAS MECANICAS
FLECHAS DE TRANSMISION

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

Diámetro Flecha	R P M					
	3500	1770	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".

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		Aargamiento máximo c/maquinado especial (Cut-Back)		Tipo Damper
		T4	T6	T4	T6	
4LC	T4 y T6	0.187"	0.125"	0.312"	No	T4, SI
4MC	T6	-	0.187"	No	No	SI
4HC	T4	0.250"	-	0.312"	No	SI
6XLC	T4	0.312"	-	No	No	SI
6LC	T4	0.312"	-	0.468"	No	SI
6MC	T4 y T6	0.312"	0.312"	0.437"	No	T4, SI
6HC	T4 y T6	0.312"	0.312"	0.437"	No	T4, SI
7MC	T6	-	0.437"	No	No	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 c/maquinado especial (Cut-Back)		Tipo Dampe
		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 N.º 5

NOTA: MULTIPLICAR TDH (CARGA DINAMICA TOTAL) POR LA CONSTANTE Y EL RESULTADO MULTIPLICARLO 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 25' DE LONGITUD.

170' x .000019 x .000170 x .000170 x 115 = 0.19555 00

LUBRICACION AGUA

BOMBA	3/4"	1	1 3/16	1 7/16	1 1/2	1 5/16	1 3/8	1 1/2	2 1/16	2 3/16	2 1/2	2 7/16	2 1/2	2 11/16	2 7/8	3 7/16
50VBA																
4LC	000010	070029	000041													
4HC	000008	000035	000035													
5XLC	000022	000013	000009													
6MC	000025	000014	000010	000070												
6HC	000027	000015	000011	000072												
7MC	000025	000022	000015	000011	000007											
8XLC																
8LC																
8MC	000024	000020	000014	000010												
8HC	000022	000013	000011	000014												
10LC	000026	000027	000018	000018												
10HC	000022	000017	000014	000010												
12LC	000020	000012	000009	000007												
12HC	000019	000010	000007	000004												
14LC	000019	000010	000006	000004												
14HC	000017	000008	000004	000002												
15LC	000022	000013	000009	000006												
15MC																
15HC	000014															
18HC	000022															
20MC	000024															
24MC	000025															

15

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	.0000079				
6HC	.000036	.000020	.000014	.0000099				
7MC	.000044	.000025	.000018	.000012	.0000087			
8XLC	.000045	.000025	.000018	.000012	.0000089			
8LC	.000054	.000031	.000022	.000015	.000011			
8MC	.000061	.000034	.000024	.000017	.000012			
8HC	.000059	.000033	.000023	.000016	.000012			
10XLC			.000030	.000020	.000015			
10LC	.000081	.000048	.000032	.000022	.000016			
10MC		.000047	.000033	.000023	.000016			
10HC			.000044	.000030	.000022			
12LC				.000040	.000029	.000017		
12MC			.000056	.000038	.000029	.000018	.000013	.000011
12HC			.000054	.000043	.000031	.000019	.000015	.000012
14LC			.000053	.000046	.000031	.000019	.000015	
14MC			.000079	.000054	.000039	.000023	.000019	
14HC				.000057	.000041	.000024	.000020	.000016
16LC			.000070	.000048	.000035	.000021	.000017	
16MC					.000045	.000027		
18MC					.000063	.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.

$$180' \times .000029 = .005220 \times 130' = \boxed{.0678600}$$



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

9. - PLANTAS DE BOMBEO

Ing. Octavio Velasco Sánchez.

Junio de 1979 .

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 .

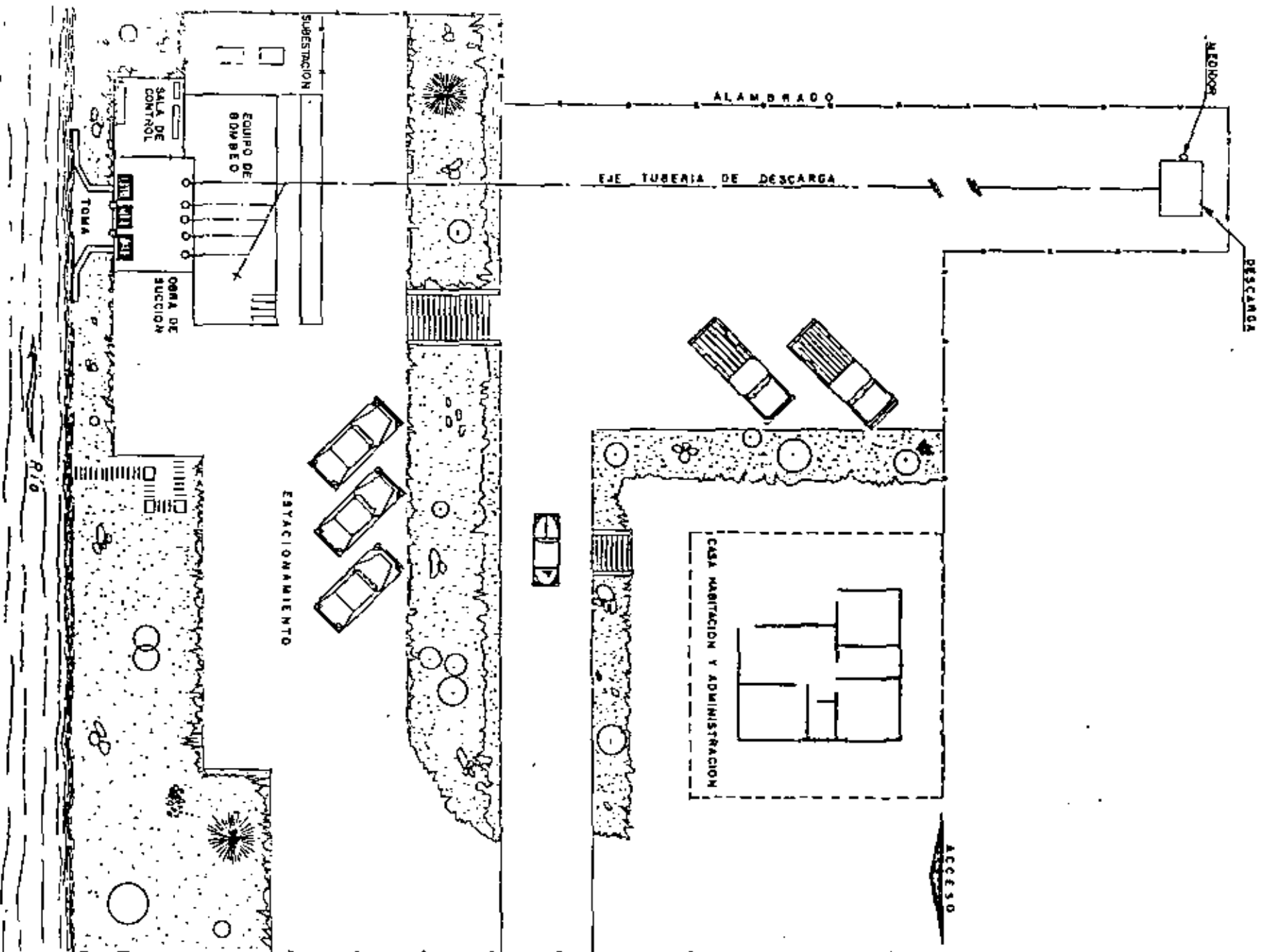


Fig. 1 ESQUEMA DE UNA PLANTA DE BOMBEO

- . 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 .

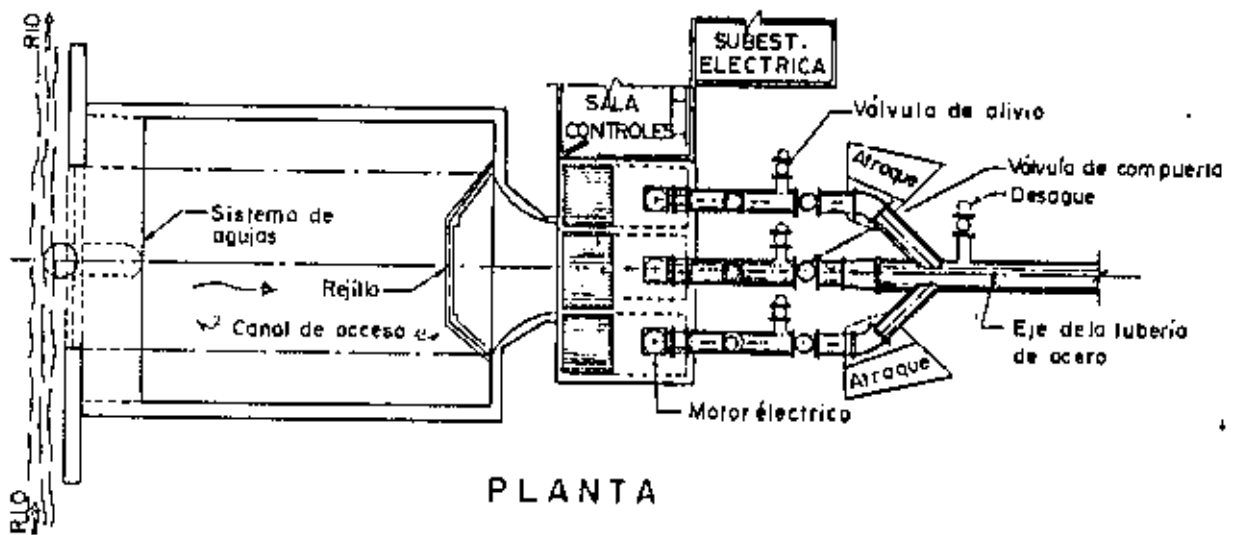
En el diseño de cada una de las partes de una planta de bombeo , se tendrán presentes las circunstancias del caso , como son : que el agua que se va a aprovechar va a ser bombeada y que todas las medidas previsorias que se consideren redundarán en la economía del sistema .

Captación , cárcamo y descarga .

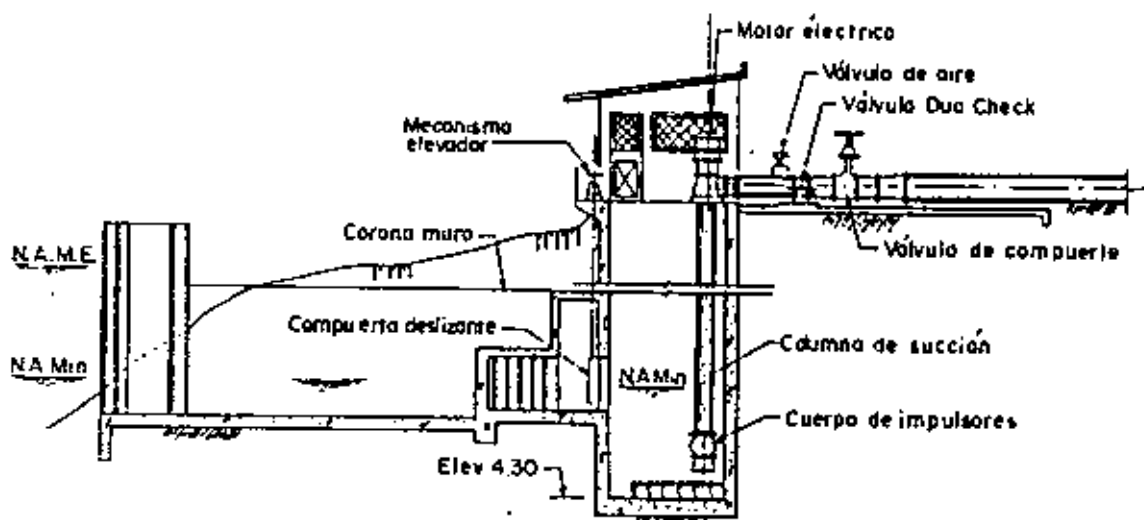
En algunos casos , la obra de captación mediante la cual se toma el agua de la fuente de abastecimiento , se localiza lejos del sistema de bombeo , de tal manera que pueda tratarse en forma separada , como por ejemplo en el caso en captar el agua mediante una Presa de Almacenamiento o de Derivación , 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.

De pendiendo 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 .



PLANTA



PERFIL

Fig. Nº2-Toma directa y cárcamo de bombeo

Por ejemplo , en las partes curvas del cauce las obras deberán localizarse en la parte cóncava de la curva , véase Fig. No. 3 . Si es posible deberá escogerse - el sitio más profundo del río para procurar un desarene o lavado con las crecientes.

Cárcamo de bombeo .

En el cárcamo se instalan las bombas , y en esta estructura se efectúa la succión de las mismas , iniciándose con ello el bombeo del agua .

Quando 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 .

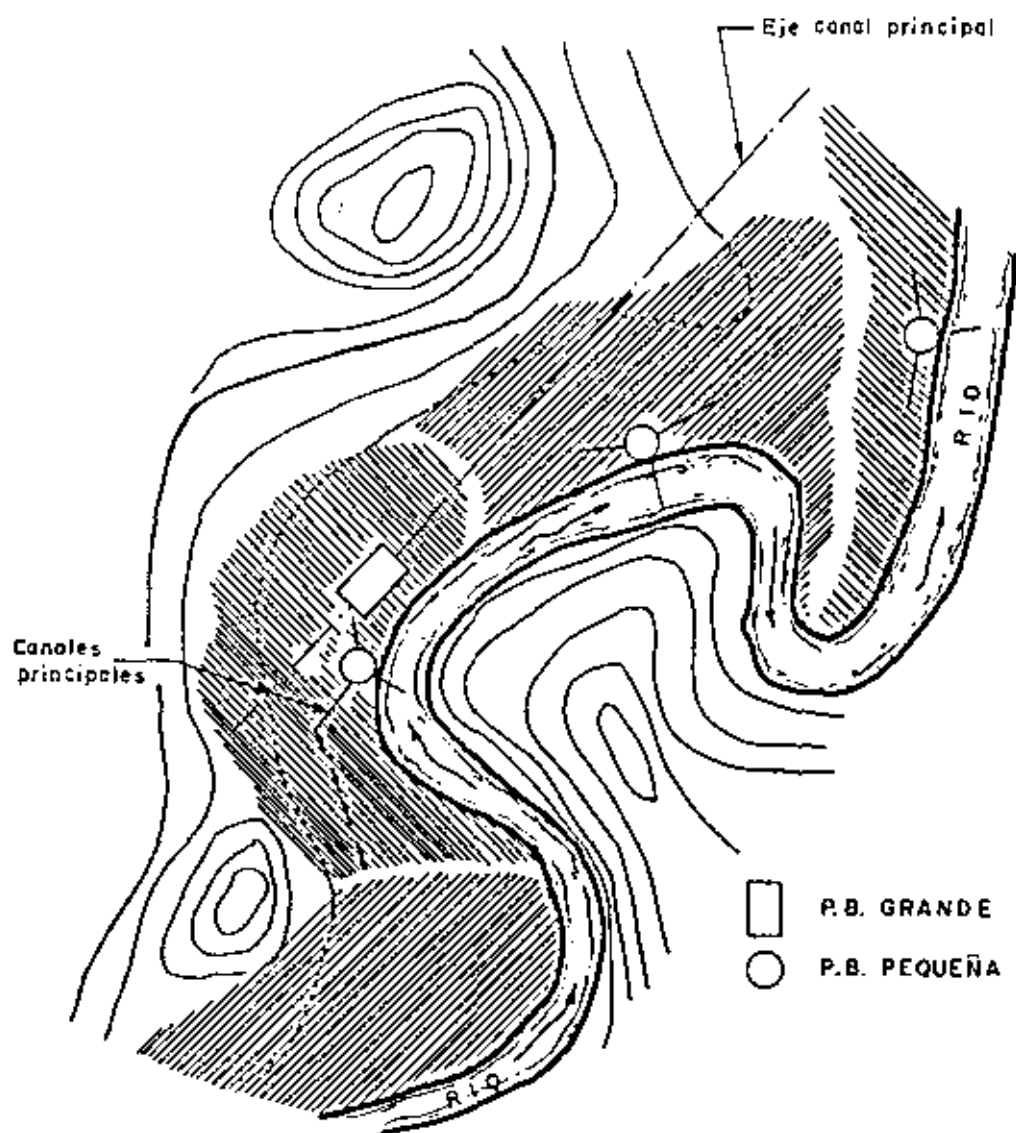


Fig. 3.— Localización de tomas, en curvas

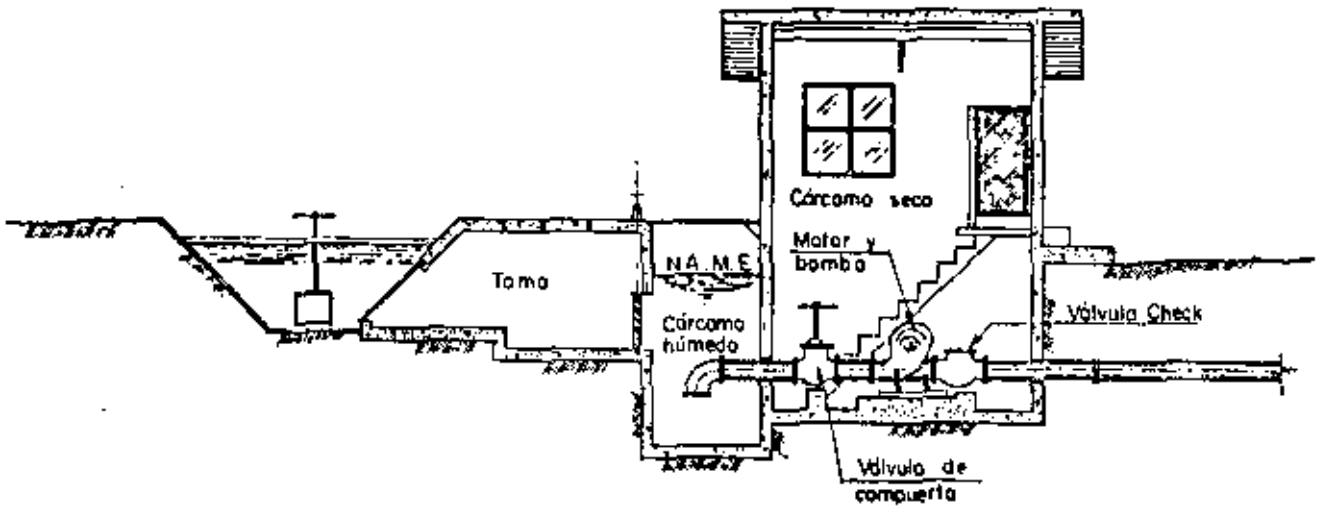


Fig. Nº 4.— Instalación típica de una centrífuga horizontal

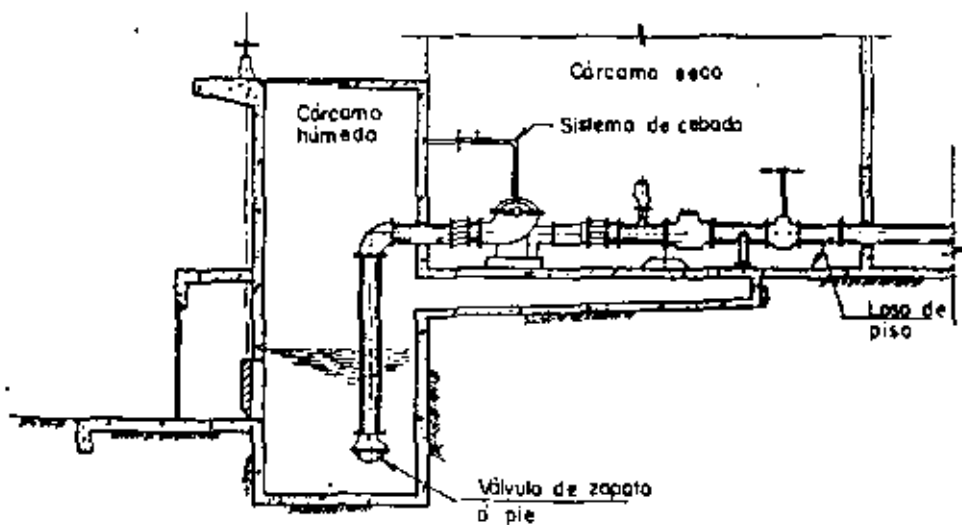


Fig. Nº 5.— Instalación típica de bomba horizontal con sistema de cebado.

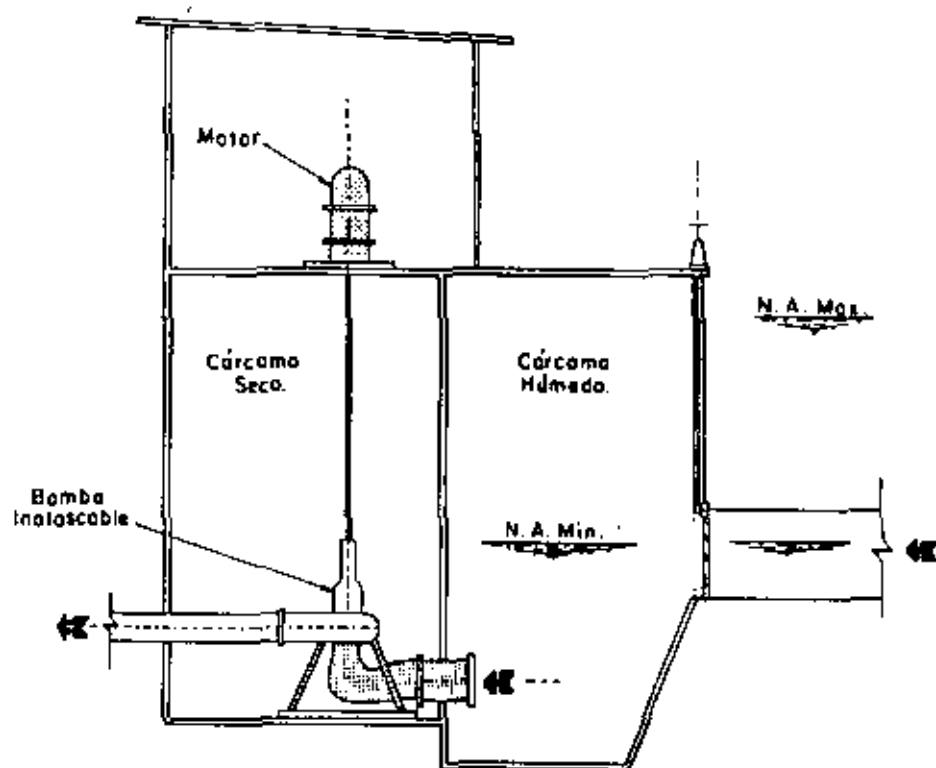


Fig.-6 Bomba vertical instalada en cárcamo seco.

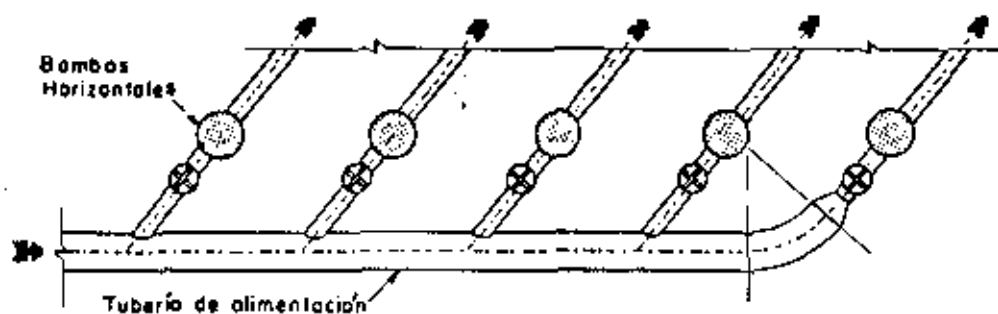


Fig.-7 Bombas horizontales que se alimentan con una tubería común.

Tratándose de una planta sobre la márgen de un río por ejemplo , se tendrá más libertad para elegir el mejor sitio de acuerdo con las circunstancias , y así se deben considerar las mejores condiciones físicas que ofrece el lugar donde ha de hacerse la instalación y su ubicación con respecto a las estructuras de toma y descarga . La combinación de estos factores permitirá elegir el sitio más conveniente y desde luego marcará la localización general del sistema de bombeo .

El cárcamo deberá ubicarse en un lugar estable , sin peligro de derrumbes , lejos de cruces con arroyos y en general en un terreno consistente . La falta de esta última característica se traduce en el aumento del costo de la estructura ya que no es igual excavar en un terreno rocoso que en una arcilla deleznable ; se puede aseverar que para una misma profundidad los problemas de ademe serían mayores en el segundo caso .

Es recomendable situarlo en un lugar más alto de la traza que forma el nivel de aguas máximas del río con la ladera del cauce , a una distancia mínima que se obtiene conociendo o estimando el ángulo de reposo del material , Fig. No. 9 .

En ocasiones , para la localización pueden influir factores especiales , como el acceso rápido a un camino existente cercano a la línea de conducción , a la facilidad para derivar la energía eléctrica de una línea que pasa en un lugar próximo , etc.

Ordinariamente el sitio de la descarga está más o menos obligado y se elige antes que el del cárcamo , lo mismo que la Toma , por lo que para saber la conveniencia de ubicarlo lejos , cerca o junto a una de estas estructuras , es necesario efectuar un estudio comparativo , de carácter económico , considerando las consecuencias de cada alternativa .

Se hace la observación que , siendo la finalidad de dicho estudio , la de conocer una conveniencia más para ubicar el cárcamo , pero que en general , no es determinante para elegir el sitio , el análisis que se hace no es del 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 -

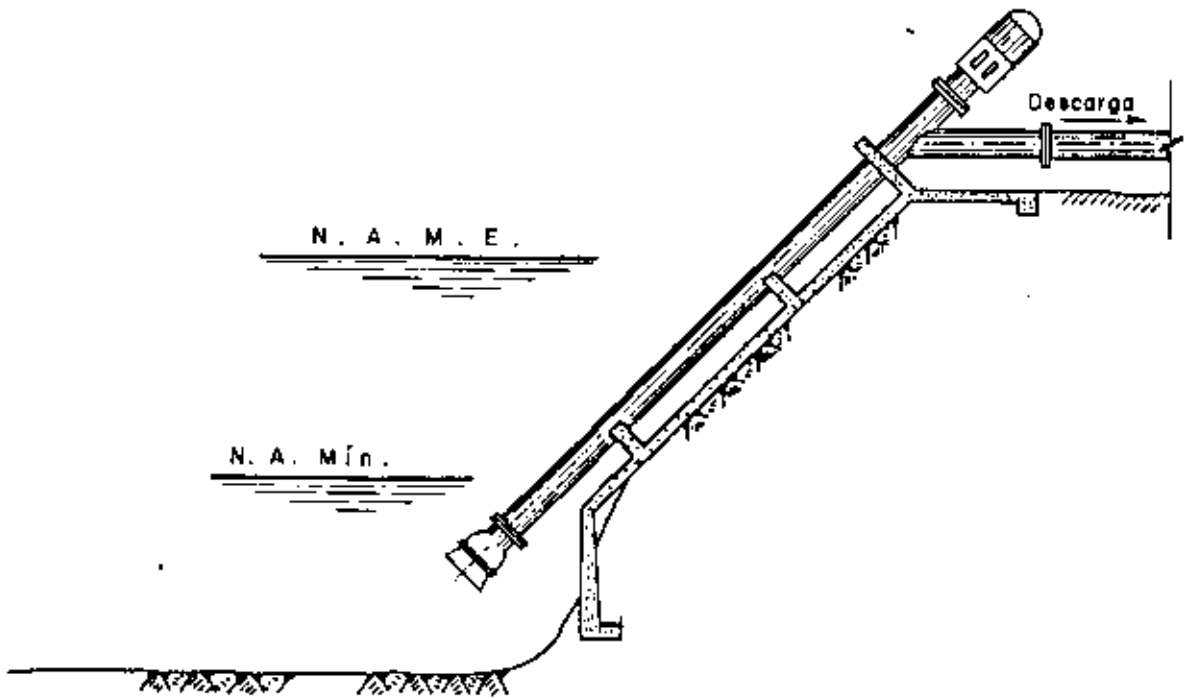


Fig. 8. - Bombas inclinadas instalada en la orilla de una laguna



Fig. 9.- Localización córrago

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 energía , con un cambio total en la uniformidad de la carga se podrán producir remolinos que no aparecen en la superficie y esto puede tener resultados adversos .

Una velocidad desigual en la distribución , conduce a la rotación de porciones de la masa de agua a lo largo de la línea de succión en forma turbulenta que podrá poner en movimiento la línea central .

La distribución desigual del flujo puede ser causada por la geometría del depósito de succión y la manera en que el agua se introduce en el cárcamo .

Calculando un promedio de velocidad bajo , no es una base propia para juzgar la excelencia de la toma ! Altas velocidades locales en las corrientes y remolinos , se pueden presentar en las tomas que tengan un promedio bajo de velocidad . Efectivamente , la distribución desigual que representan , ocurre menos en flujos de altas velocidades con bastante turbulencia para oponerse a la formación gradual de un vórtice más y más grande en cualquier región . Se pueden presentar pequeños y numerosos remolinos que no causarán inconvenientes .

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia dependen , principalmente , del acceso a la toma y del tamaño de la bomba . Los fabricantes de bombas , generalmente proporcionan información de los problemas específicos , cuando el diseño del cárcamo es en forma preliminar , y si este diseño contiene todos los dibujos necesarios para la instalación que proporcionen las limitaciones físicas del lugar .

Un análisis completo de las estructuras de los depósitos , es mejor que este acompañado con estudios de modelos a escala (véase párrafo B-65) .

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares , para casos en particular y para la operación de una bomba , como las que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de las siguientes recomendaciones .

1. - El acondicionamiento ideal del acceso , es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba ; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar torbellinos . La campana de succión debe estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la base o piso del pozo de succión .

2. - El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente , siempre que esto se pueda evitar , si las bombas tienen que estar localizadas en las líneas del flujo , se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflectar el agua hacia arriba . El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar estos requisitos .

3. - En lo que sea posible , la trayectoria del flujo deberá ser en forma que reduzca el arrastre de remolinos tras la bomba y obstruccionar la corriente del flujo .

4. - Figura BF-36 (10) ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas , en vista de que estos --

valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas ; no deberán ser tomados como valores absolutos , sino , únicamente , como guías básicas a posibles variaciones .

5. - La dimensión " C " es un valor promedio que puede ser mayor o menor y está sujeto a consultas con el fabricante de la bomba .

6. - La dimensión " B " se ha sugerido como máxima que puede depender en cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la campana de succión propuesto por el Constructor ; la orilla de la campana debe de estar lo más cercana posible a la pared trasera del depósito o cárcamo ; algunas veces la posición de la campana de succión está sujeta al espacio que requiere el motor en el piso superior si esto aumenta la dimensión " B " , excesivamente , deberá instalarse un muro falso .

7. - Dimensión " S " es la mínima para el ancho del depósito para la instalación de una sola bomba , esta dimensión puede ser aumentada pero si se hace menor deberá consultarse con el fabricante para saber si es la adecuada.

8. - La dimensión " H " es el valor mínimo y está basada en el nivel normal del agua en la campana de succión de la bomba , tomando en consideración las pérdidas por fricción a través de la pichancha , rejilla y acceso a la toma ; esta dimensión puede ser considerablemente menor , momentáneamente , o con poca frecuencia sin que por eso se produzca un grave daño para la bomba . Sin embargo , deberá recordarse que esta situación no representa la sumergencia . La sumergencia se ha estimado por medio de la dimensión " H " menos " C " esto representa la altura física del nivel del agua arriba de la entrada de la campana de succión .

La sumergencia efectiva de la bomba es un poco menor que ésta , desde el momento en que la abertura del impulsor está a cierta distancia arriba de la entrada de la campana de succión , posiblemente de 3 a 4 pies . Para el propósito de proyectar un buen diseño para el depósito , en relación con el proyecto se sobreentiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las indicaciones especificadas , Figs. BF- 32 , BF-34 , y BF-35 (no se presentan estas figuras N. del T) ; la sumersión referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la formación de remolinos.

9. - Dimensiones " Y " y " A " son las recomendadas como valores mínimos ; estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee , pero deberán estar limitadas a las restricciones indicadas en la curva . Si el diseño no incluye la rejilla , se puede considerar la dimensión " A " más grande , las dimensiones de anchura y de la altura de la rejilla no deberán ser , substancialmente , menores que " S " y " H " , respectivamente .

10. - Si la velocidad de la corriente principal , es mayor que 2 pies por segundo , será necesario construir en la línea recta , separadores en el canal de acceso , aumentar la dimensión " A " , hacer un ensayo con un modelo de la instalación 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 desparando 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 amortiguando las 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 mo- delo 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 modifi- caciones en la estructura o en el arreglo de los amortiguadores cuando sea neces- ario 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 mo- delo deberá ser bastante extenso para incluir todas las partes del canal que puedan- afectar el flujo cerca de la bomba , incluyendo rejillas y compuertas . .

Pueden producirse diferentes entre el modelo y el prototipo , en vista de que

todas las consideraciones de similitud no pueden producirse simultáneamente; por consiguiente el rango de niveles y velocidades debe de ser estudiado hasta reducir, en lo posible cualquier acontecimiento desfavorable o indeseable que parezca, a la simple vista, insipiente en condiciones matemáticas análogas.

El flujo comparable en el modelo que se considera, puede ser obtenido por medio de los números de Froude, sobre esta base:

$$V_m = V_p \sqrt{R}$$

En donde:

V_m = Es la velocidad del agua en el modelo.

V_p = Es la velocidad del agua en el prototipo.

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

$$\frac{L_m}{L_p}$$

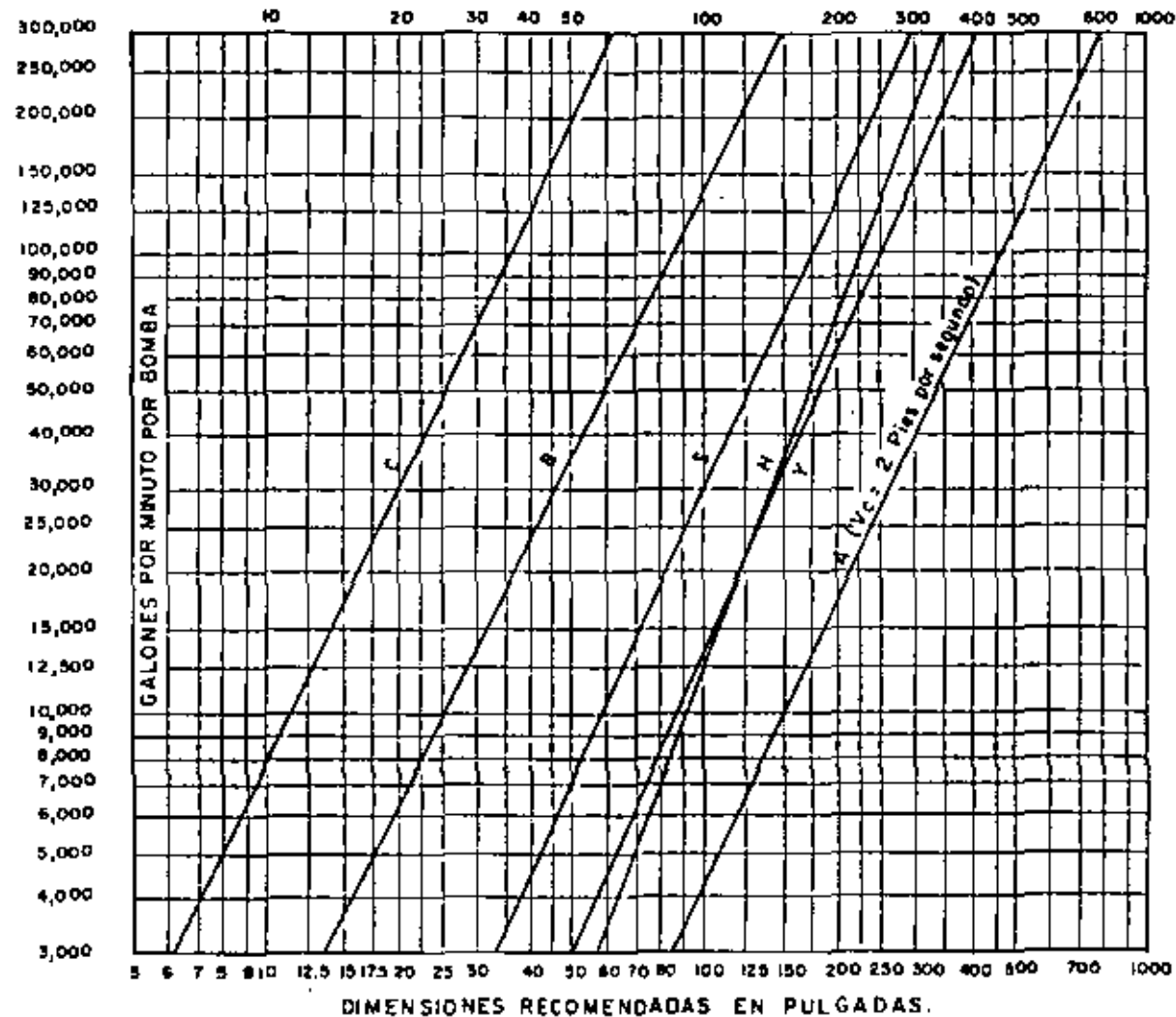
en donde:

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 pídase especificaciones al fabricante.

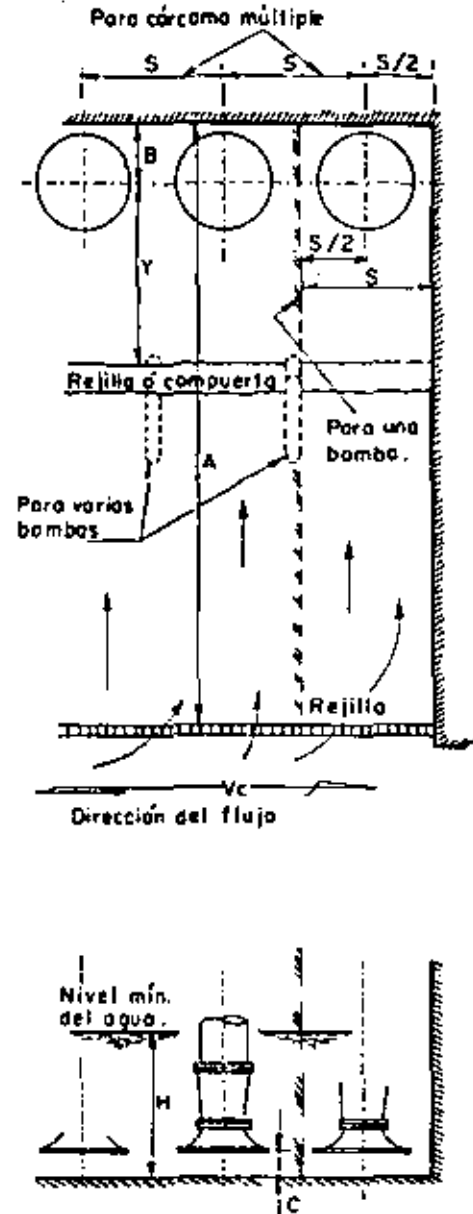
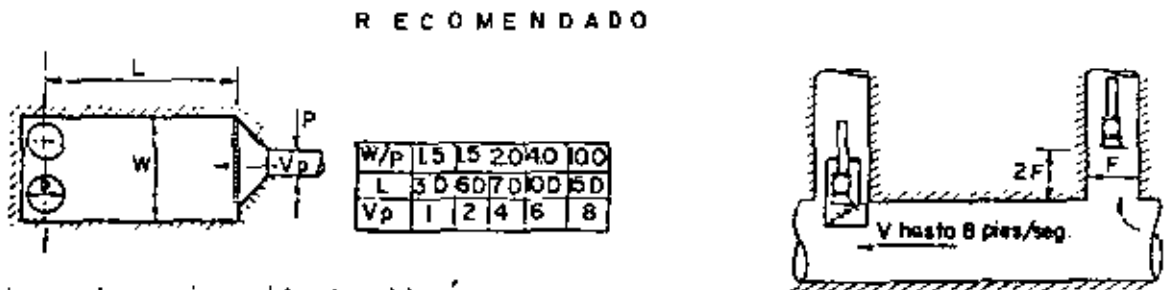
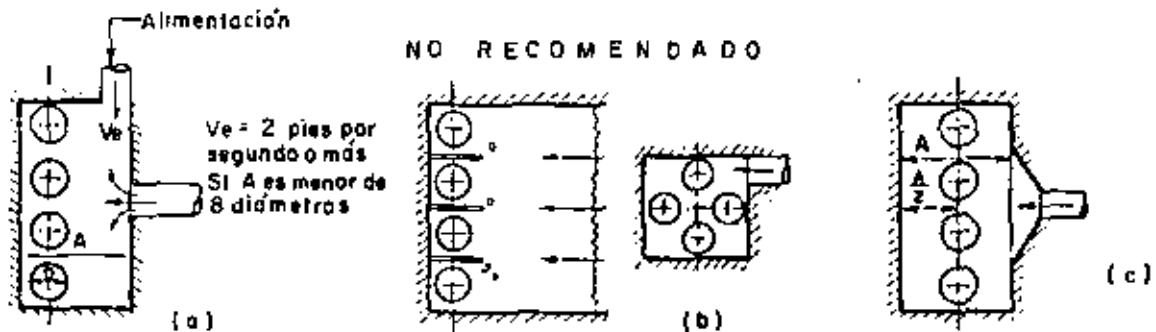
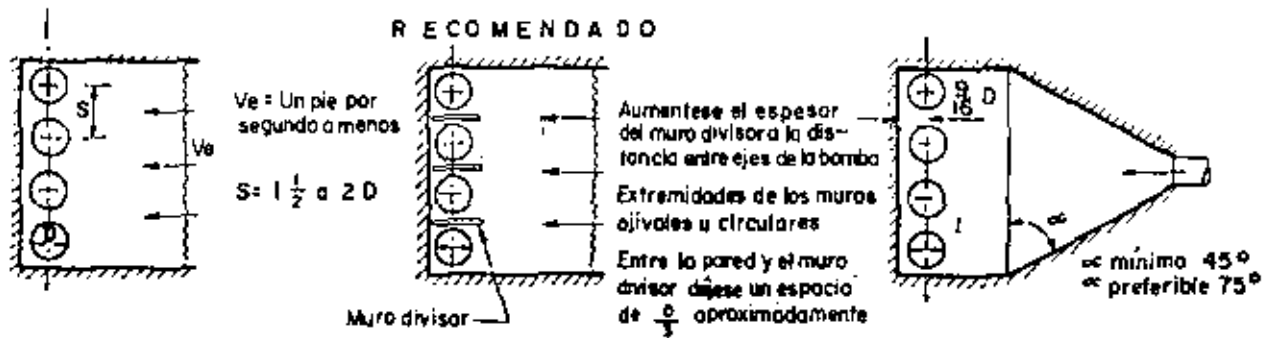


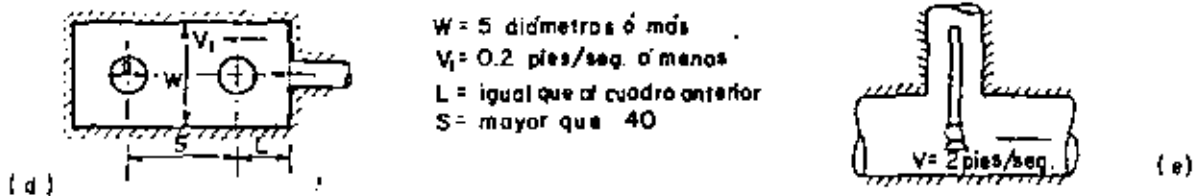
Fig. BF-3600)

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO



Los desarenadores, rejas y pichanchas 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)

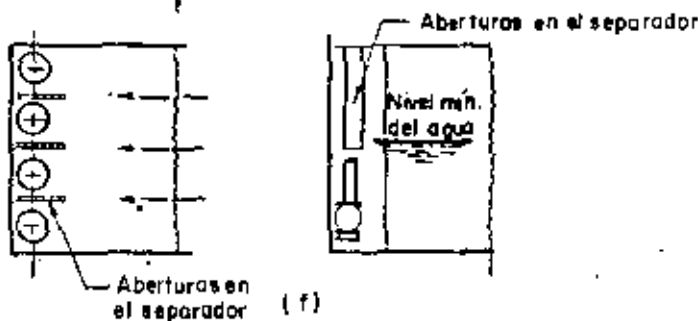


Fig. BF - 37 (1-1)

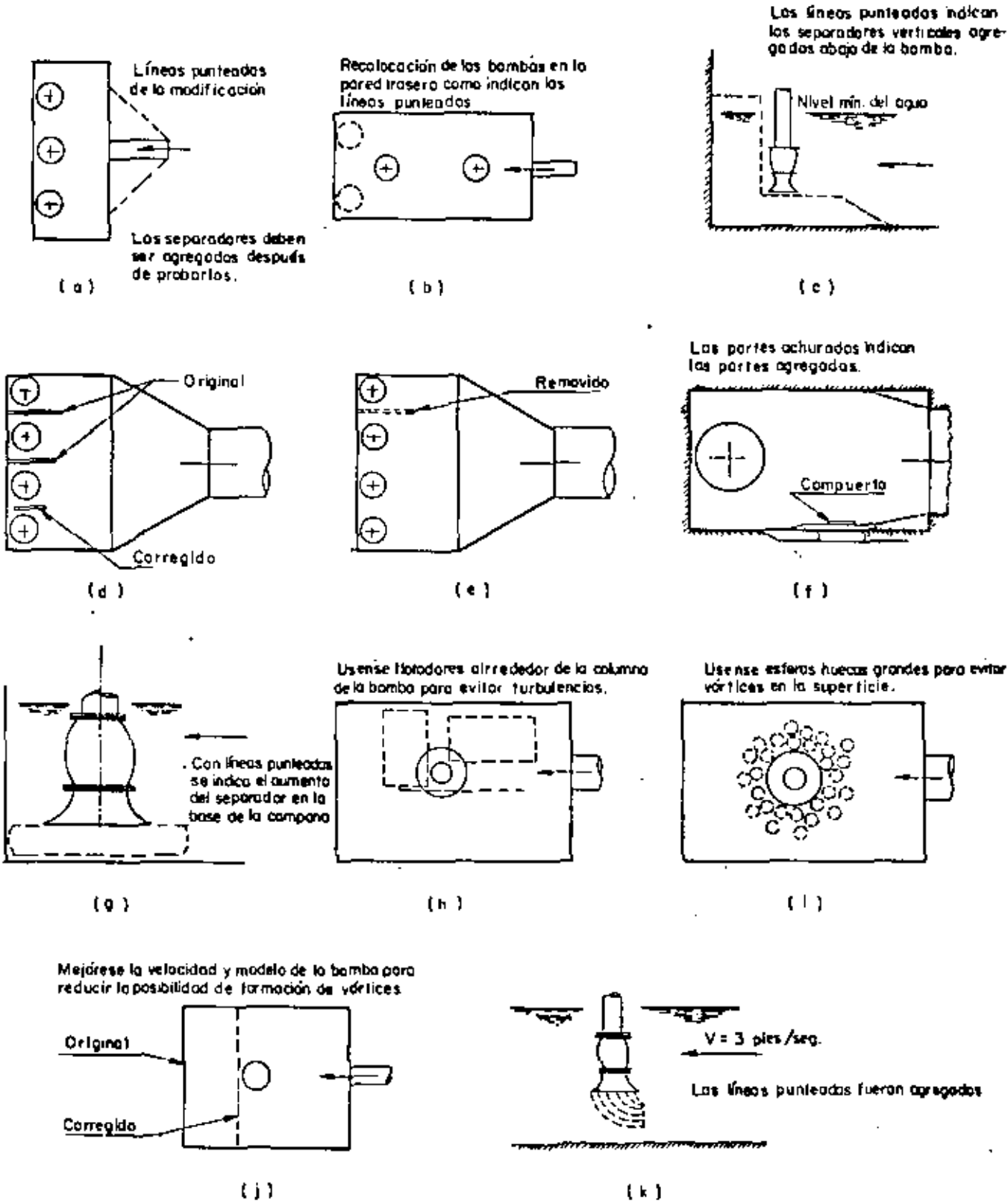


Fig. BF - 38 (12)

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 el 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 tube-- rías dadas , en una de menor diámetro se tienen mayores pérdidas de energía por fricción y consecuentemente esto origina un aumento de la carga de descarga del sistema y por lo tanto en la potencia requerida por la bomba , lo cual se traduce - en el aumento de los costos de operación . No obstante , el costo de esta tubería - es menor y los accesorios , como son las válvulas , piezas especiales , etc . , tam-- bién 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 po-- tencia , que a la larga y en muchas ocasiones es mayor que el costo adicional en - su precio inicial , comparado con otra de menor diámetro .

Es recomendable en la elección del diámetro de la tubería de descarga , un análisis más o menos detallado , especialmente cuando se trata de una longitud grande , pues en ocasiones las pérdidas por fricción que se puedan tener en ella , ocasionan una variación en el valor de la carga manométrica , en tal forma, que puede influir notablemente en la elección del tamaño del motor y en los costos operativos de la planta; esto independientemente de otros factores intangibles del proyecto en cuestión .

En cuanto al material y espesor de las tuberías , éstos dependerán principalmente de los esfuerzos a que estarán sometidas debido a las presiones normales de trabajo y las que se tienen al producirse el fenómeno llamado " golpe de ariete " que se presenta en el arranque y paro de las bombas . Las tuberías empleadas con mas frecuencia son las de asbesto cemento , acero , fierro y concreto .

Elementos de control y protección en la conexión de bombas .

En las descargas largas , ya se trate de una sola unidad de bombeo o de varias unidades conectadas a una tubería común , casi siempre es necesario el empleo de ciertos elementos cuyo objetivo es , la de algunos , controlar la descarga de las bombas y la de otros , proteger a las tuberías y al equipo de bombeo en general, principalmente del fenómeno llamado " golpe de ariete " .

A continuación se comentará en forma somera , la función de los elementos de control y protección que se usan con más frecuencia en las plantas de bombeo , para lo cual se considera como vía de ejemplo la figura No. 13 que muestra un caso práctico de tres bombas conectadas , para operar en paralelo , a una línea de descarga .

Juntas flexibles .

Son recomendables para absorber algunos movimientos ocasionados por el trabajo de la bomba , así como pequeños desalineamientos durante el montaje del conjunto ; también se aprovechan para desconectar con facilidad la unidad de bombeo cuando se requiera . Generalmente son empleadas las Juntas Dresser y Gibault o algún otro elemento similar .

Válvulas eliminadoras de aire .

a. - Algunas se instalan con el objeto de expulsar el aire retenido en la succión cuando la bomba no trabaja . Esta expulsión se efectúa luego de iniciarse la operación de la bomba . Se ubican inmediatamente a la descarga de la bomba , generalmente después de la junta flexible .

Uno de los tipos más usados es el que muestra la figura No. 14-1 a la cual puede aco-

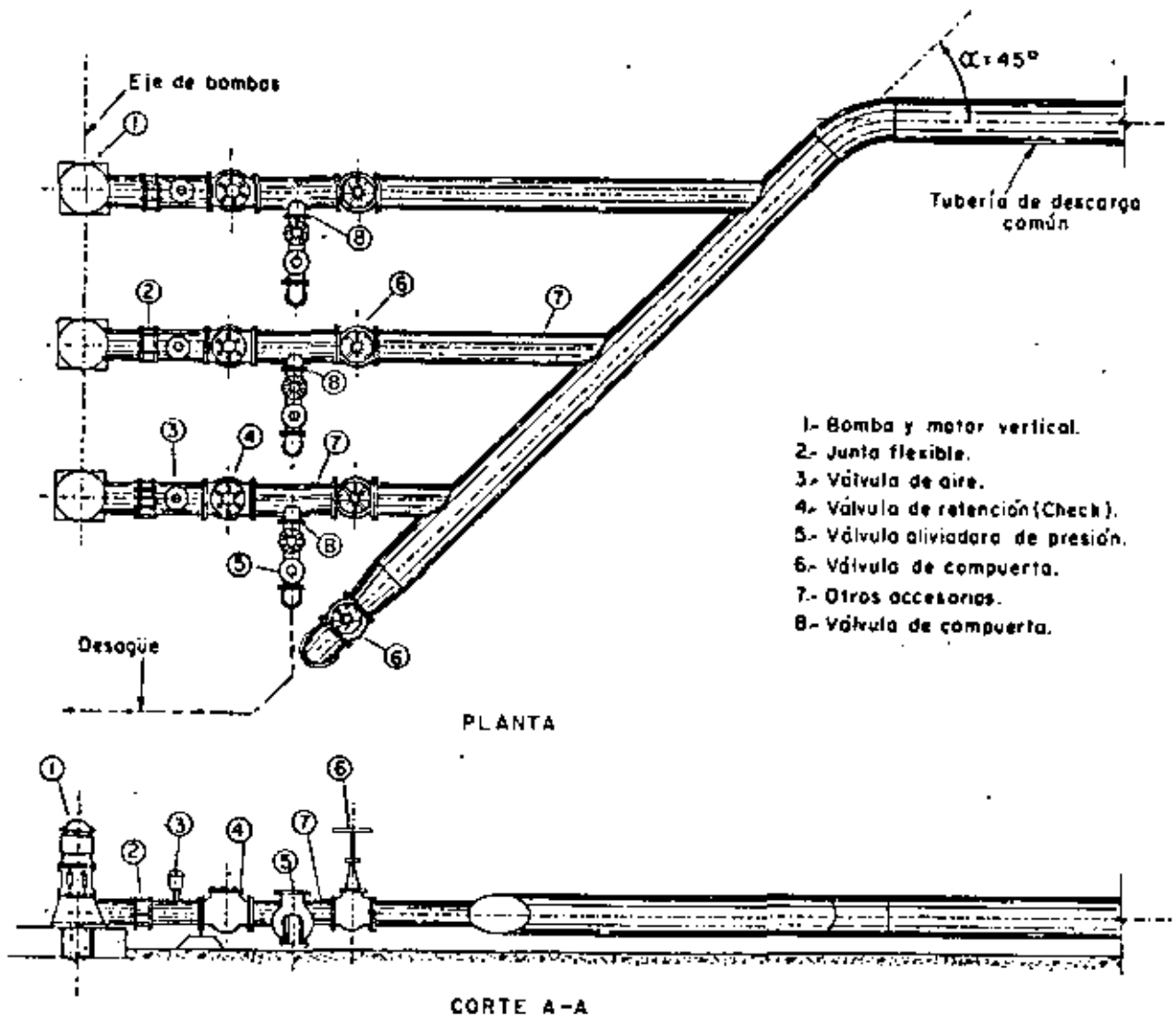


Fig. N°13- Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos, de control y protección.

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.

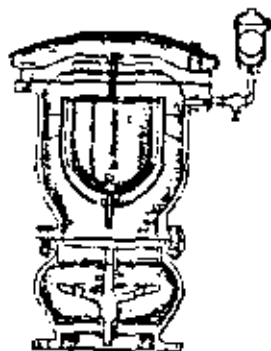
El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la descarga de una bomba, figura No. 14-8

Válvulas de alivio contra golpe de ariete.

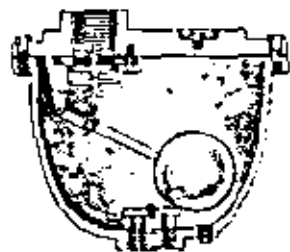
Las válvulas aliviadoras de presión son empleadas para proteger el equipo de bombeo, tuberías y demás elementos en la conexión, contra los cambios bruscos de presión que se producen por el arranque o paro del equipo de bombeo. La válvula está diseñada de tal manera, que puede abrirse automáticamente y descargar al exterior cuando la presión en el sistema, es mayor que aquella con la que fue calibrada, lográndose con ello el abatimiento de la línea piezométrica. El cierre de esta válvula también es automático y se logra cuando la presión en la línea llega a ser menor que la de su ajuste o calibración.

De acuerdo con lo anterior, el empleo de esta válvula dependerá de la magnitud de las presiones que se tengan debidas al golpe de ariete y de la conveniencia que surja al haber hecho un estudio económico, considerando la posibilidad de emplear elementos (tuberías, válvulas, etc.), resistentes a las presiones que se van a presentar. --
Figura No. 14-9

Su ubicación se elige después de los elementos de control o al principio de la tubería de descarga común. En una instalación como la figura No. 13 en la cual se ha instalado una válvula de alivio a cada bomba, se sitúa entre la Check y la de Compuerta,



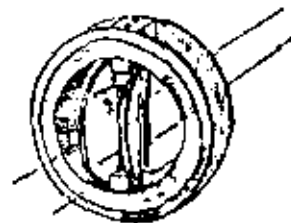
①



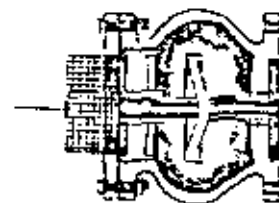
②



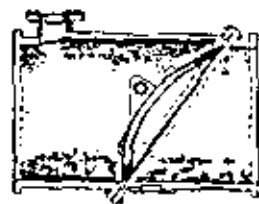
③



④



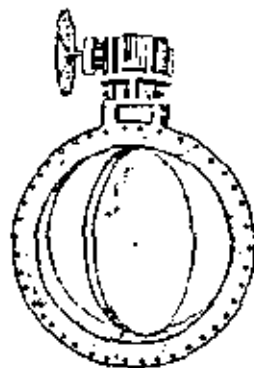
⑤



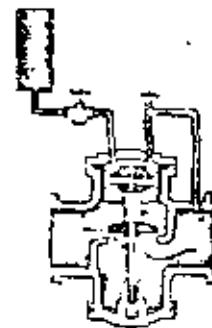
⑥



⑦



⑧



⑨

LAMINA 14 VALVULAS 1- de Ang 2- de Arg 3- Check 4- Duo-Check 5- Check s-olc-laso 6- Foto Check 7- Comperta 8- Manopla 9- Alveo

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 : codós , tes , reducciones o ampliaciones , carretes , extremidades , etc.

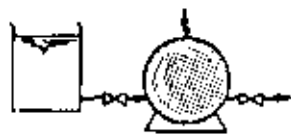
Equipo de cebado .

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 .

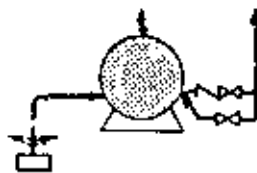
En el mercado existen ya sistemas de cebado de los cuales mencionamos los tanques cebadores , los eyectores y las bombas de vacío .

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 .



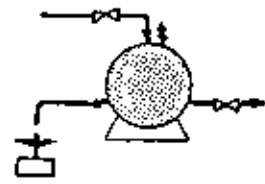
(a)

Mediante succión
Sumergida.



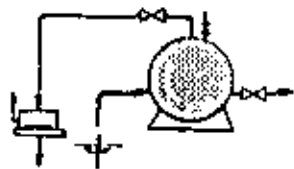
(b)

Aprovechando el agua
de la descarga.



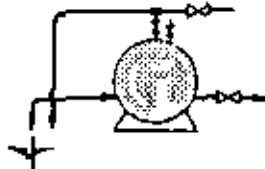
(c)

Válvula de pie y
fuente exterior.



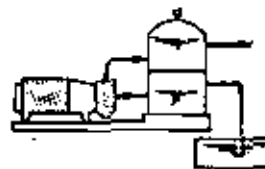
(d)

Con bomba auxiliar.



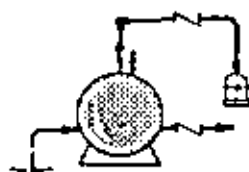
(e)

Con eyector.

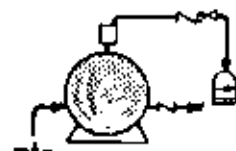


(f)

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 nó 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 .

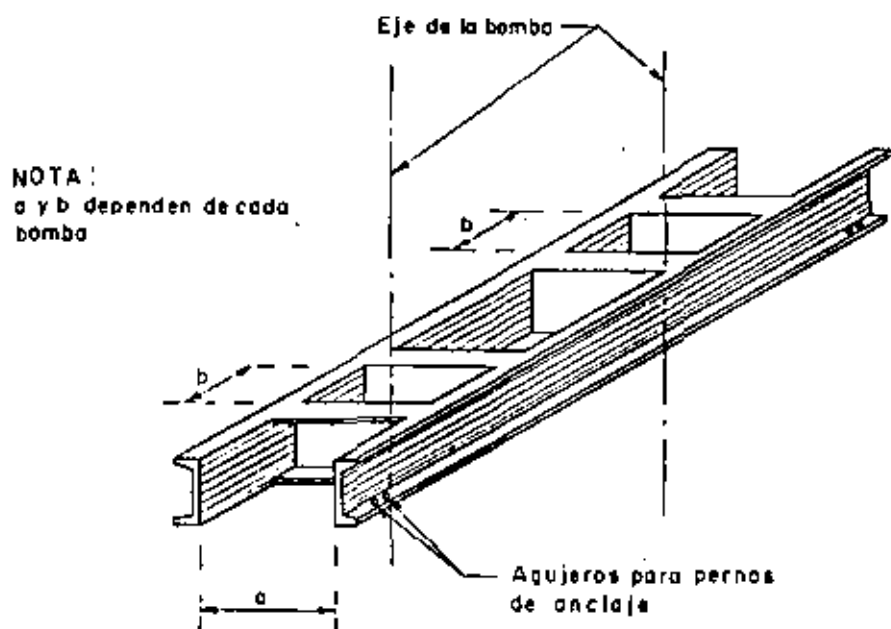


Fig. 16 : Apoyo de bomba vertical

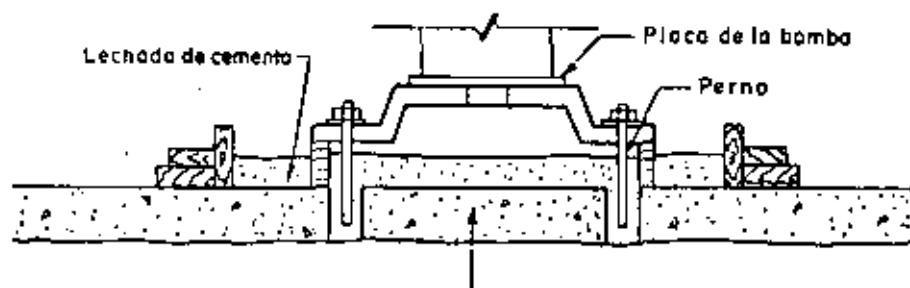


Fig. 17 Apoyo de bomba horizontal

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 ésto se puede desmontar la válvula por cualquier motivo sin desalinear el conjunto .

Los machones o atraques de codos o cambios de dirección , deberán diseñarse cuidadosamente basándose en la fuerza total resultante que se tenga debido a la presión hidrostática y, la resultante originada por el impulso y la reacción que ejerce el agua sobre el budo . 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 .

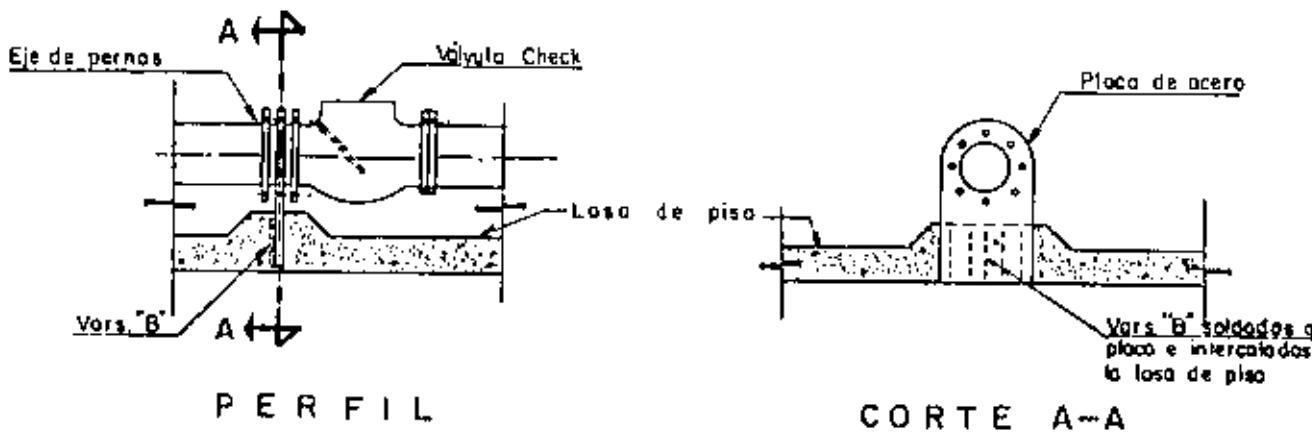
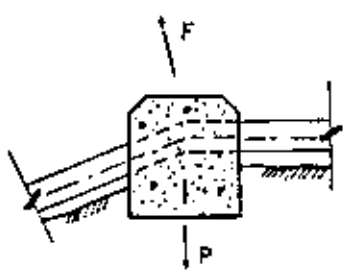
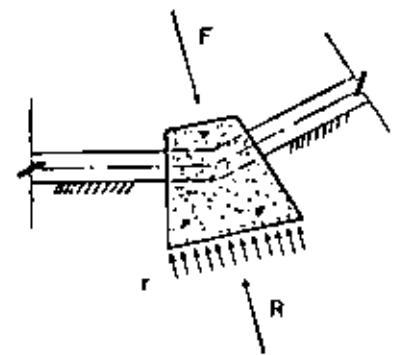


Fig. 18 Atraque para válvula check.



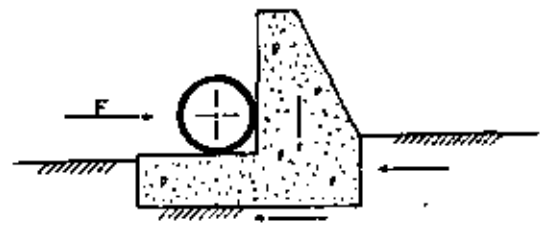
$P \geq F$

El peso del machón P debe contrarrestar la fuerza F



$AT = R \geq F$

El area de contacto A por la reacción del terreno R, soportan la fuerza F



El atraque trabaja como muro de retención que se opone a la fuerza F

Fig.19 - Atragues típicos en tuberías.

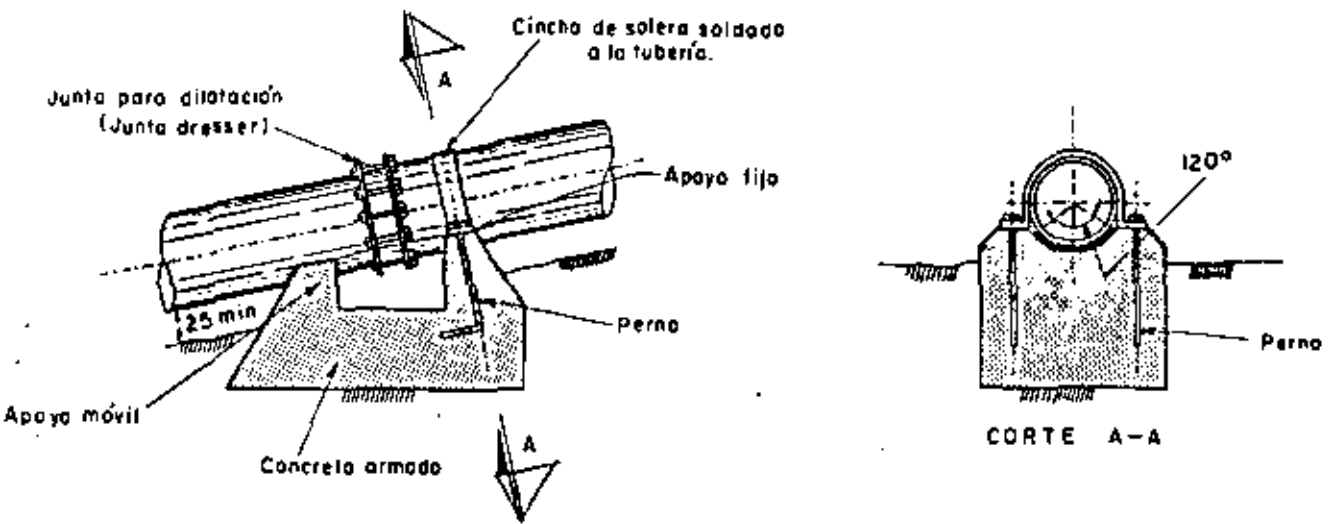


Fig.-20 Silleta para apoyo fijo y móvil



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 hidromeumáticos 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 ,

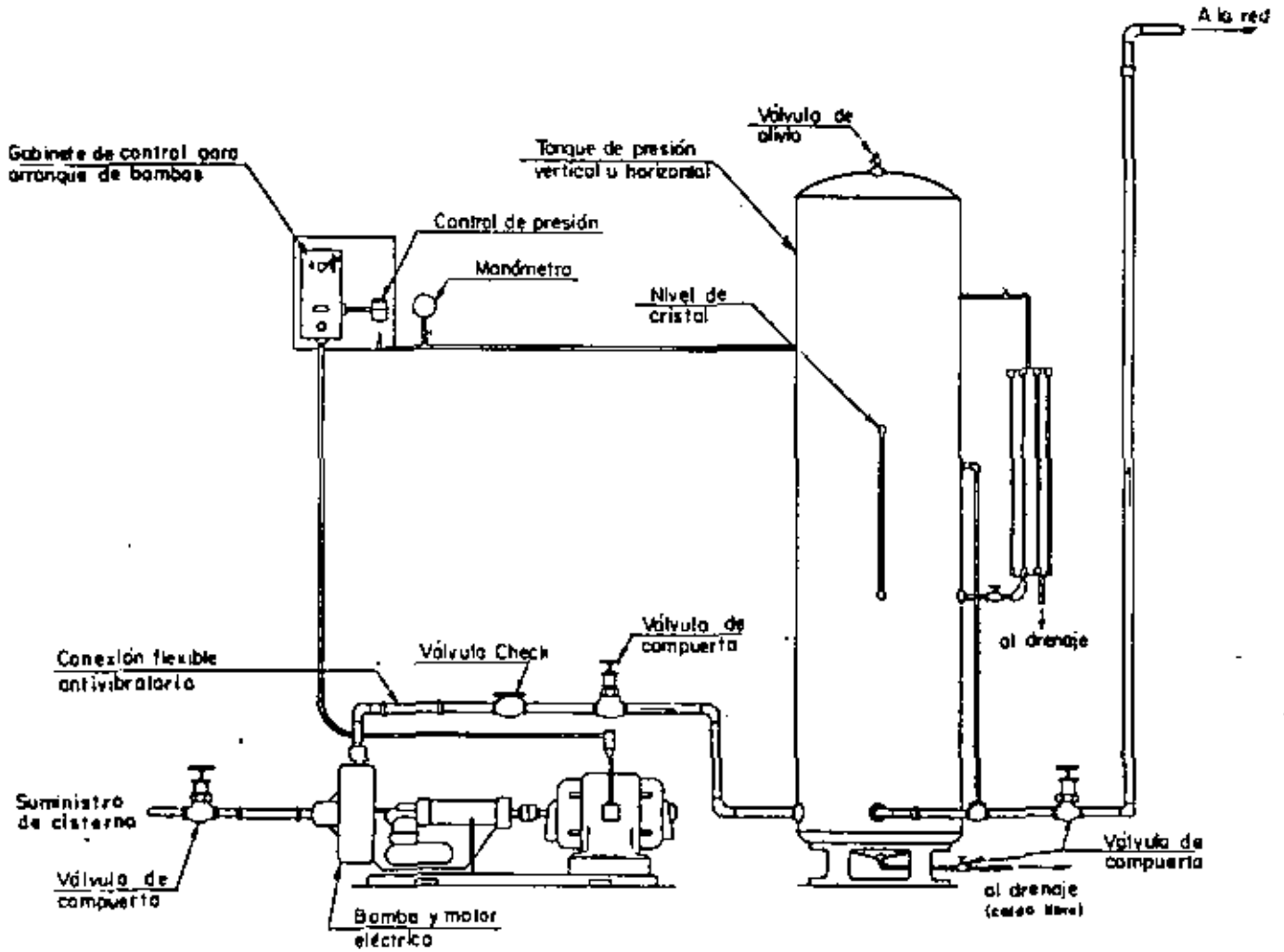


Fig.22 Sistema típico hidroneumático para abastecimiento de agua

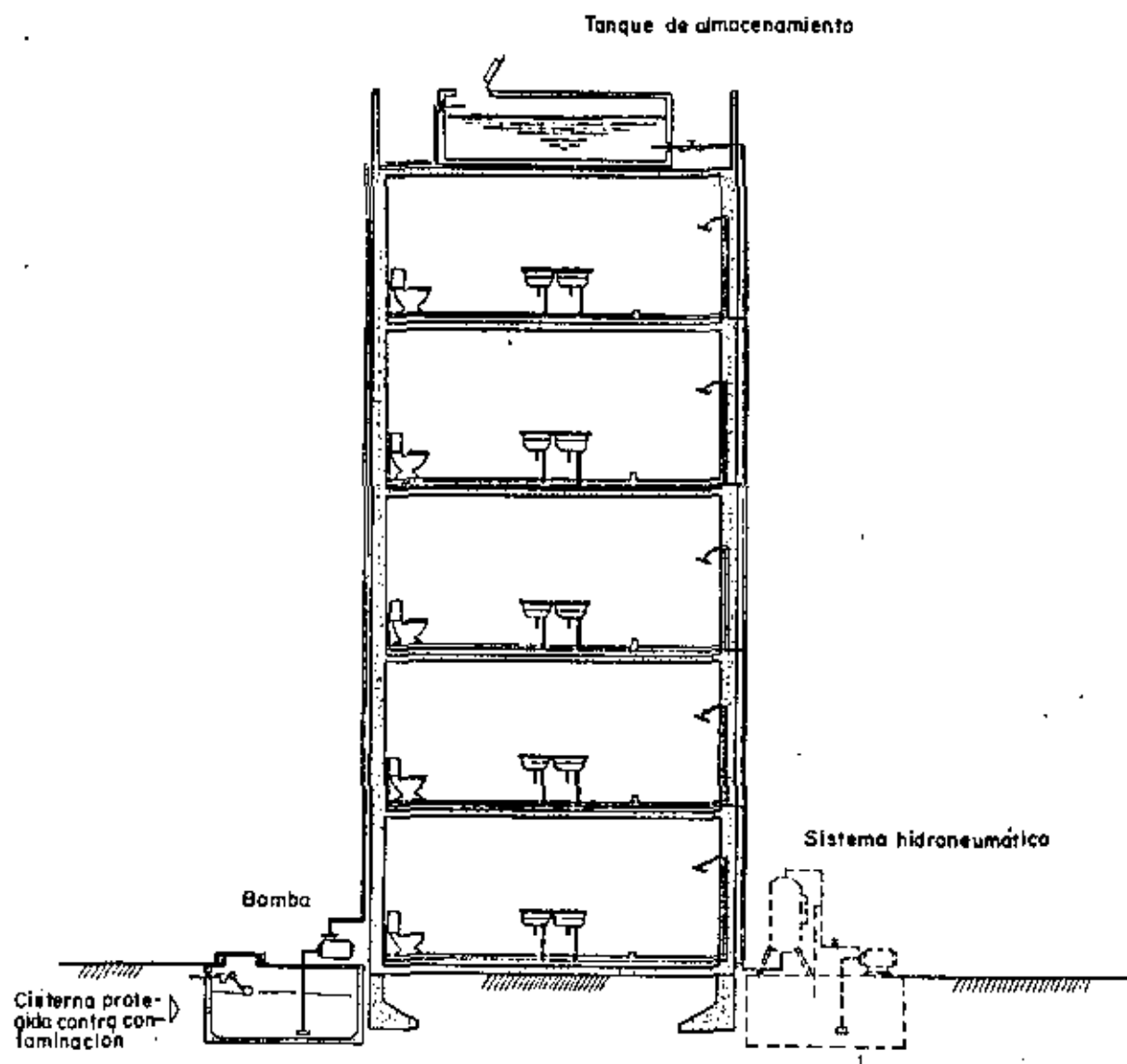


Fig.-23 Croquis de un abastecimiento de agua, indicando dos sistemas, hidroneumático y por gravedad

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-

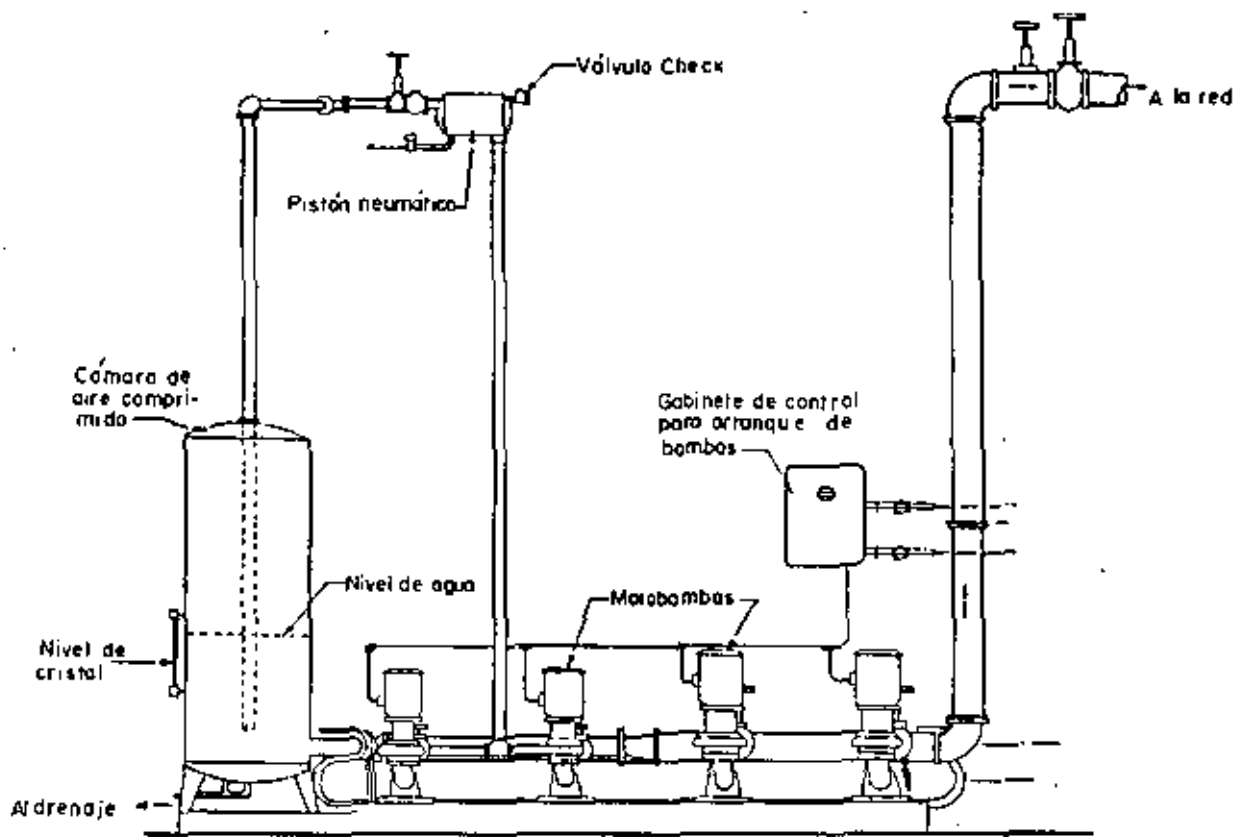


Fig. N^o24.-Intalación típica de un sistema automático de bombeo programado.

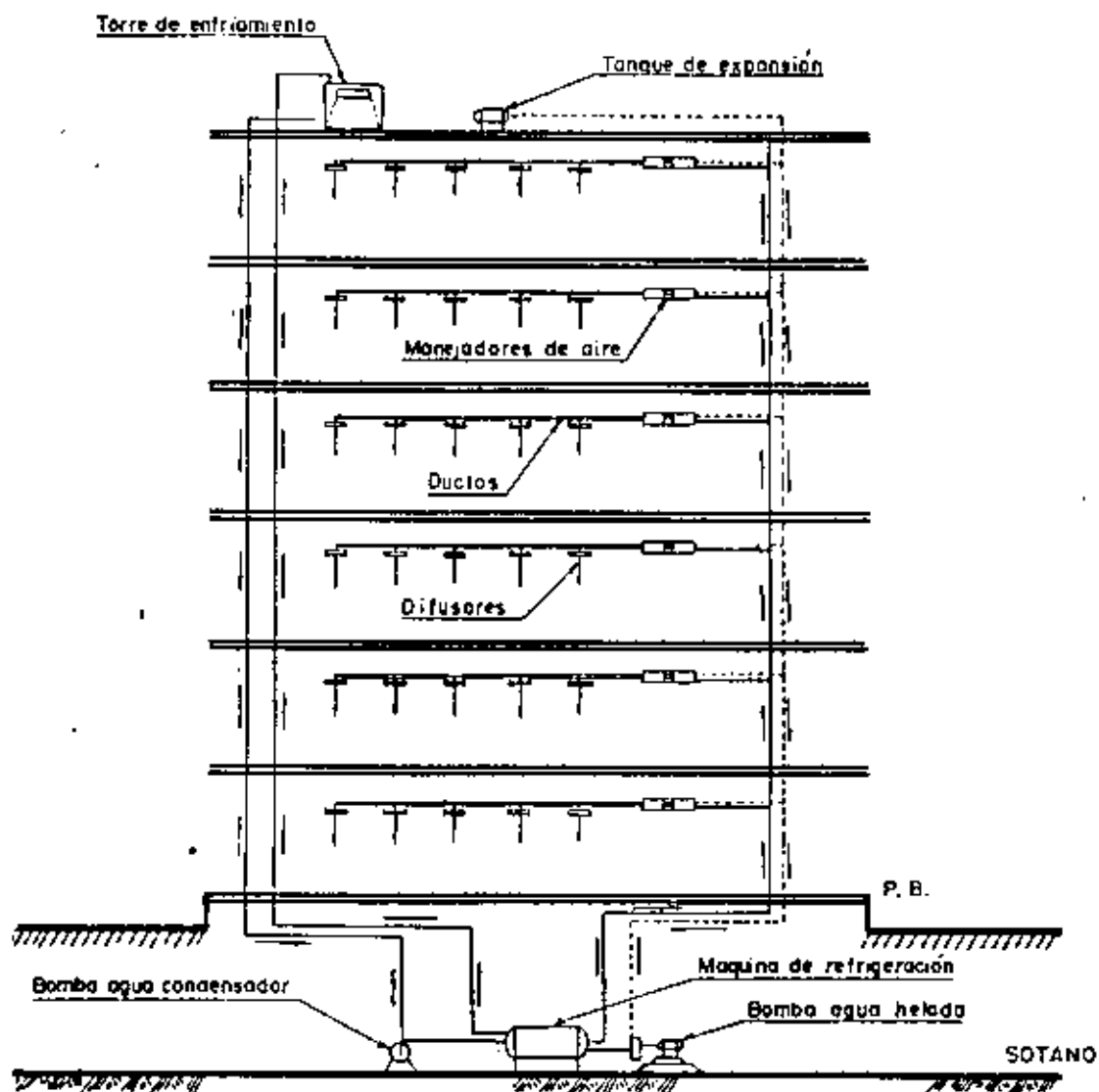


Fig. Nº25.- Instalación típica de un sistema central de acondicionamiento de aire

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 .

Asi por ejemplo el D. D. F. en sus normas de proyectos señala en detalle las recomendaciones y especificaciones que se deben cumplir en los proyectos contra incendio ,

Como ejemplo en lo relativo a hidrantes , se presenta la clasificación y distribución de los mismos (fig. No. 26) , y de los rociadores una distribución de ellos, presión y gasto de rociadores y diámetro de las tuberías de alimentación Fig. -- Nos. 27 y 28 .

La presión del agua en la red de hidrantes , deberá ser suficiente para probarse -- simultáneamente en el chiflón de los dos hidrantes más altos y en el chiflón de los hidrantes más alejados con sus válvulas completamente abiertas ,

CLASIFICACION DE HIDRANTES																			
HIDRANTES	BOQUEL			MANGUERA		TUBERIA		PRESION		LONGITUD DE CHORRO		GASTO		NUMERO DE FUENTES					
	VALVULA A 1.60 m DEL PISO	CHORRO	REGADERA	NEBLINA	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				DIAMETROS EN mm				Kg/cm ²		m		lt./min.		VOLUMEN MINIMO m ³					
CHICOS 38	51	11 13	38	38	38	30	63	51	1.76	3.51	6	3	140	280	6.4	33.6	6.6	67.2	
MEDIANOS 51	51	14 18	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 29	63	63	63	30	101	76	2.11	3.51	10	3	650	1300	39	156	76	312	
EQUIVALENCIAS:																			
				mm	11	13	14	16	25	29	38	51	63	76	101				
				pulg.	7/16	1/2	9/16	23/32	1	1 1/8	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 maderas	200	15
Fábricas de lacas de proxilino, bodegas de guayule y fibras de lino, fosforos 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.

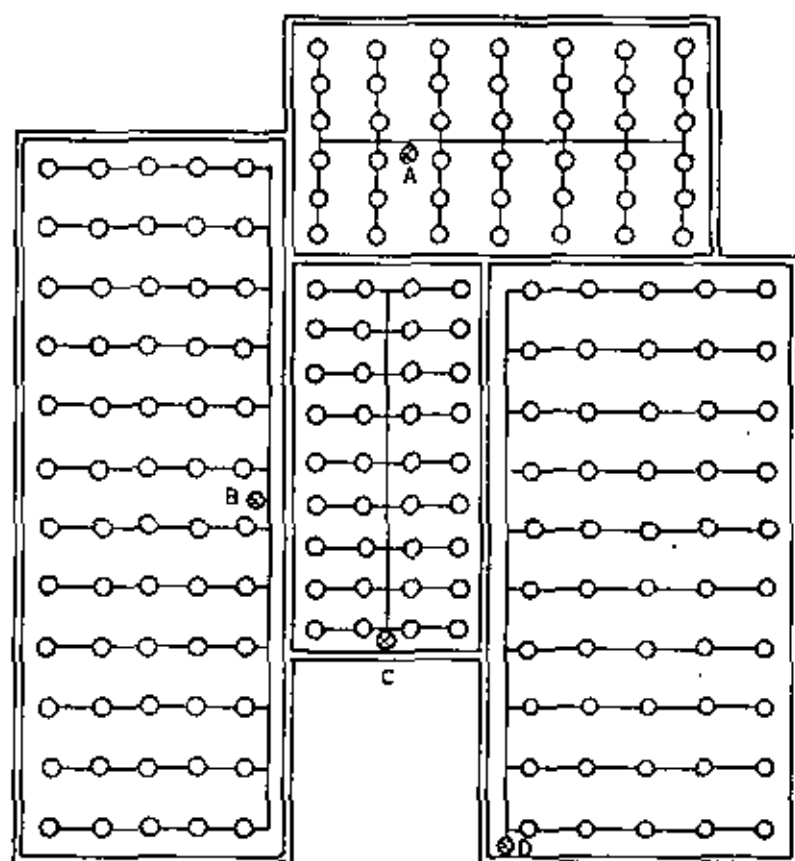


Fig. 27 Localización típica de rociadores contra incendio

- 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. min.
1.757	"	105.98	"
2.460	"	128.89	"
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 limite superior

Fig. 28 Datos relativos a rociadores contra incendio.





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

EQUIPO DE BOMBEO
APLICACIONES PRACTICAS

ING. FEDERICO ALCARAZ LOZANO.

JULIO, 1979.

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.

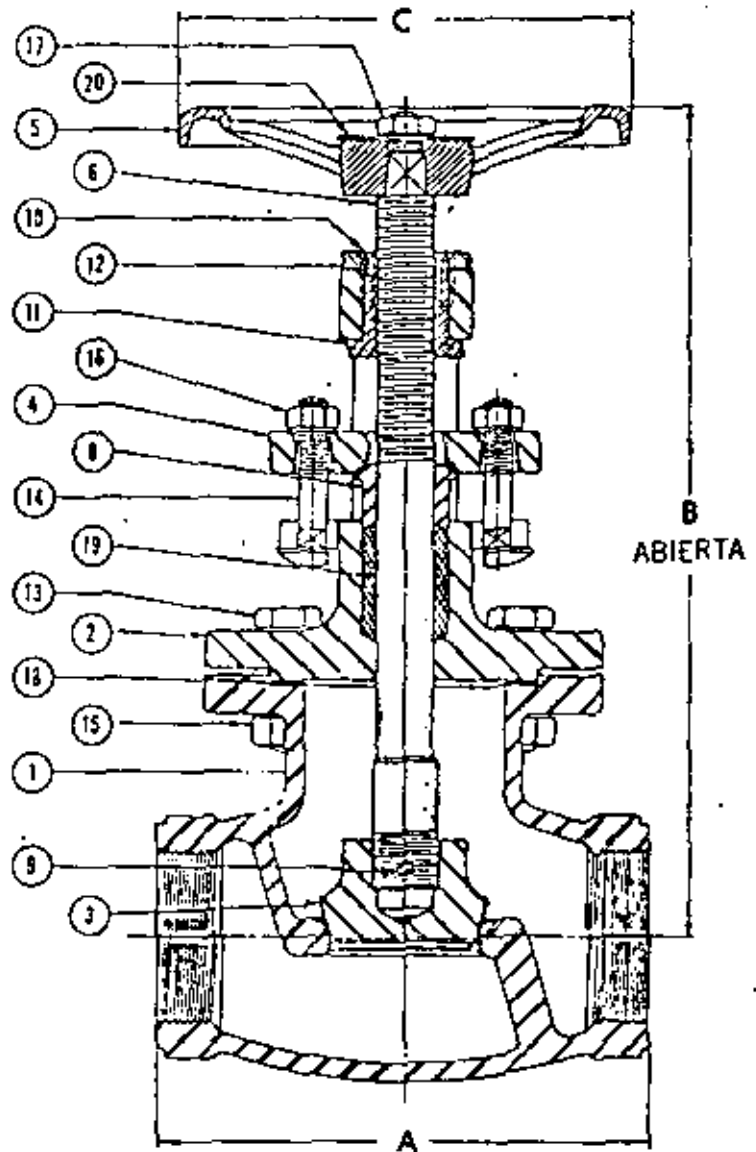
Estas válvulas son económicas y sirven también para controlar el flujo. Son muy recomendables, entre sus variedades se encuentra:

- 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

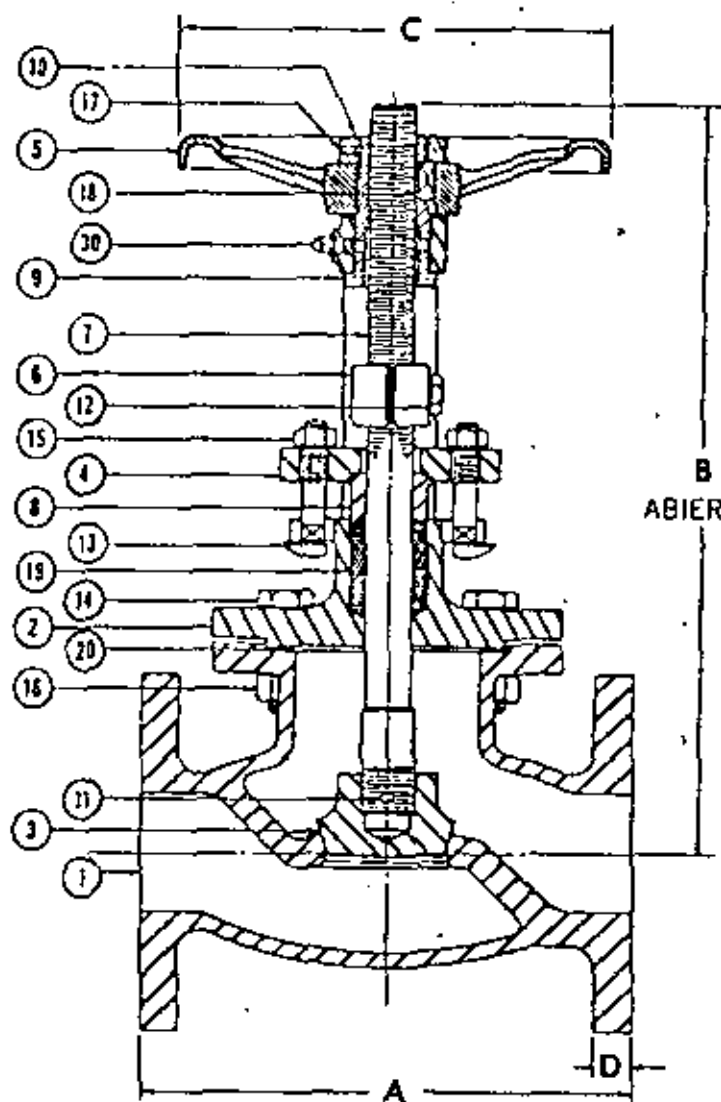


VALVULA DE GLOBO

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

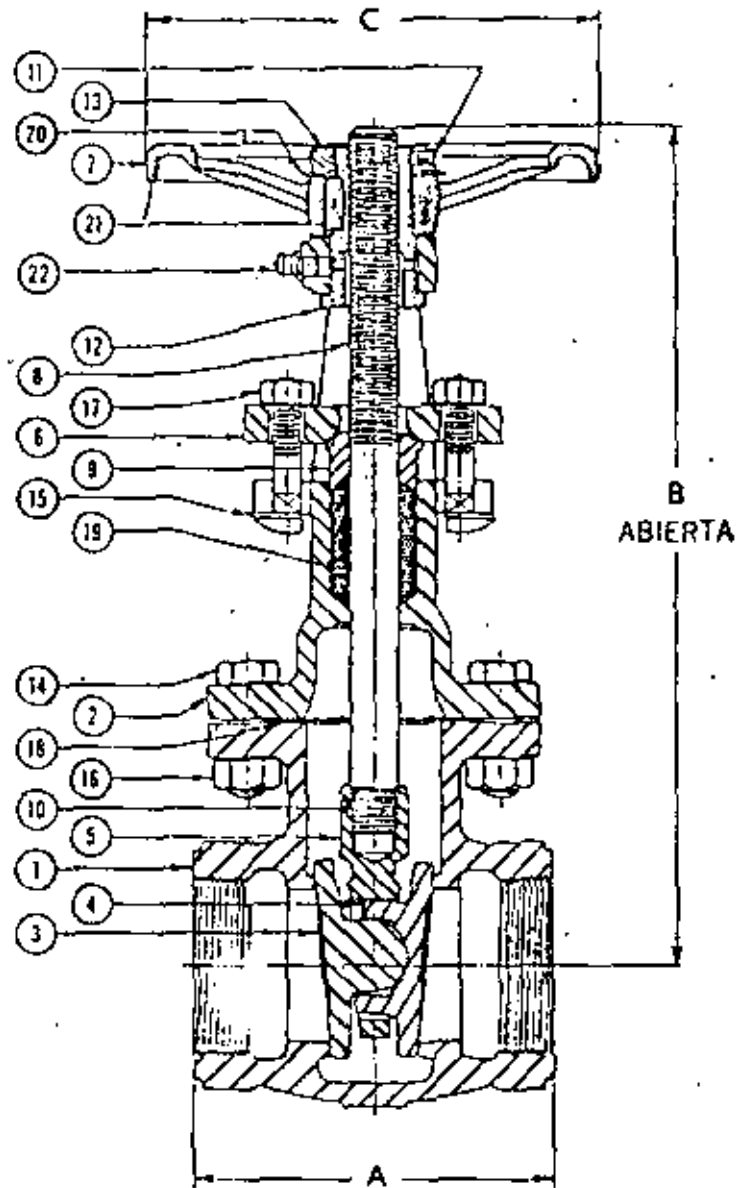


VALVULA GLOBO BRIDADA

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 CUÑERO VOLANTE
- 22 GRASERA

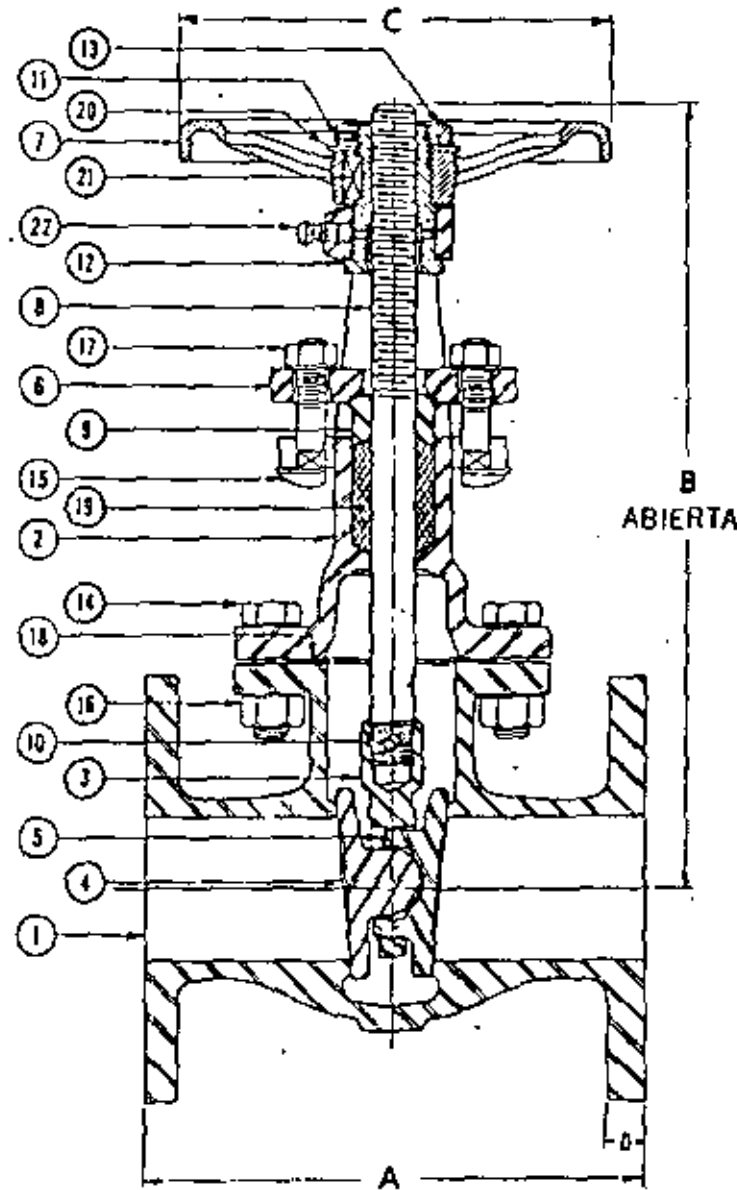


VALVULA DE COMPUERTA

Fig. 1.2.2 a

LISTA DE PARTES

- 1 CUERPO
- 2 BONETE
- 3 PORTA COMPUERTA
- 4 COMPUERTA MACHO
- 5 COMPUERTA HEMBRA
- 6 PRENSA ESTOPA
- 7 VOLANTE
- 8 VASTAGO
- 9 ESTOPERO
- 10 PERNO PORTA COMPUERTA
- 11 PRISIONERO
- 12 YUGO
- 13 TUERCA DEL YUGO
- 14 TORNILLO BONETE
- 15 TORNILLO ESTOPERO
- 16 TUERCA BONETE
- 17 TUERCA ESTOPERO
- 18 JUNTA
- 19 EMPAQUE
- 20 PLACA DE IDENTIFICACION
- 21 CUÑERO VOLANTE
- 22 GRASERA

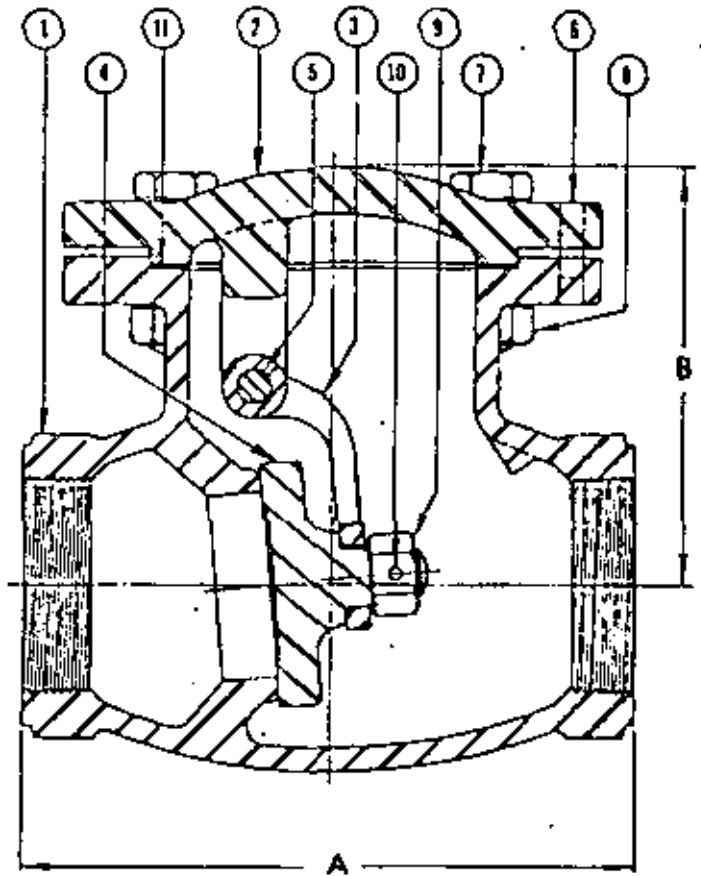


VALVULAS COMPUERTA BRIDADA

Fig. 1.2.2 b

LISTA DE PARTES

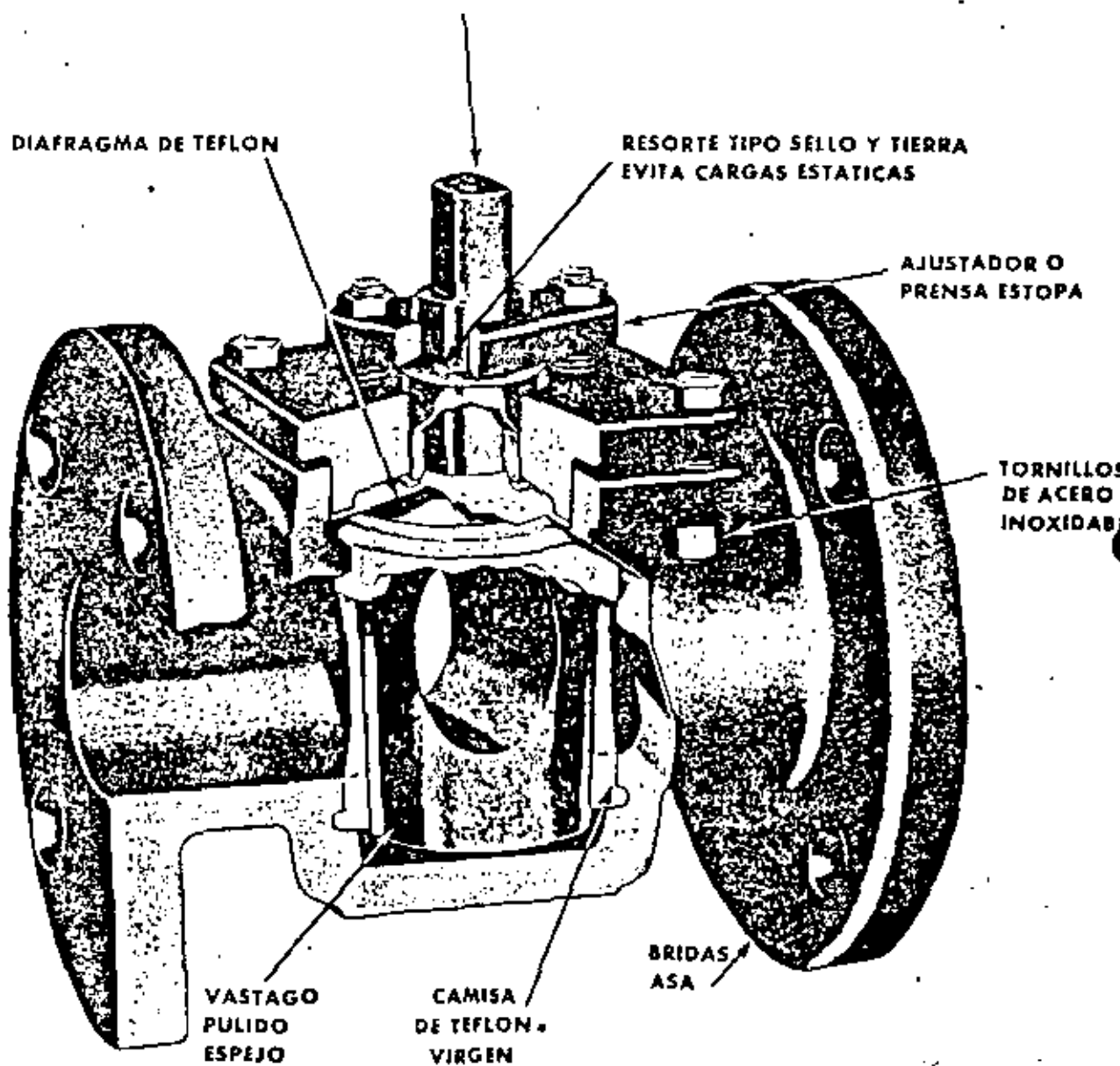
- 1 CUERPO
- 2 TAPA
- 3 BRAZO DISCO
- 4 DISCO
- 5 FLECHA BRAZO
- 6 PERNO TAPA
- 7 TORNILLO TAPA
- 8 TUERCA TAPA
- 9 TUERCA DISCO
- 10 PERNO DISCO
- 11 JUNTA



VALVULA DE RETENCION

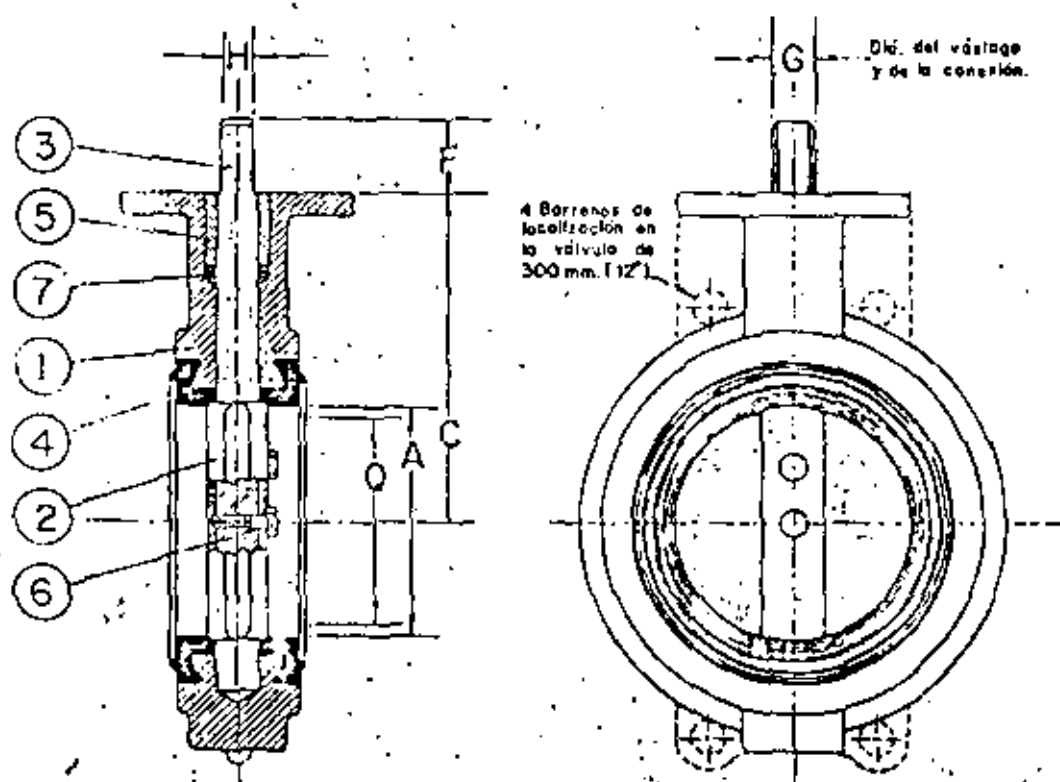
Fig. 1.2.3

PUEDE OPERARSE NEUMÁTICA O ELÉCTRICAMENTE SIN MODIFICAR
EL VASTAGO U OPERARSE CON PALANCA MANUAL



VALVULA MACHO

Fig. 1.2.4



PIEZA N.º	DESCRIPCION	CANT.	PORTE N.º	OBSERVACIONES
1	CUERPO	1	203 - III	
2	DISCO	1	204 - III	
3	VASTAGO	1	205 - III	
4	ASIENTO	1	206 - 100	300 mm. x 300 mm. 208 - III
5	BUJE	1	207 - III	
6	TORNILLO	2	905 - III	300 mm. 3 Piezas.
7	EMPAQUE	1	928 - III	

VALVULA DE MARIPOSA

Fig. 1.2.5

Esta válvula consiste en un cuerpo dentro del cual hay un disco el que puede girar sobre un eje para colocarse perpendicular o paralelamente al flujo con lo que hacen el control. Generalmente son muy económicas y fáciles de operar.

1.2.6) Otras:

Como la válvula de diafragma, la válvula deslizante, las de tubo elástico, etc. que tienen pocas aplicaciones en instalaciones de bombeo.

1.3) Soportes.

Hay una gran variedad de soportes, una buena selección se describe en los siguientes anexos.

- Separación entre soportes en el anexo 5201, hoja 1/2.
- Separación entre tuberías de diferentes diámetros en el anexo 5201, hoja 2/2.
- Diferentes tipos de soportes:
 - a) Soporte en U en los anexos: 5202, 5203, 5204 y 5205.
 - b) Angulo vertical en el anexo 5206
 - c) Angulo horizontal en el anexo 5207
 - d) Abrazaderas en el anexo 5208, 5210, 5211, 5218 y 5219
 - e) Soportes a columnas en anexo 5209
 - f) Rodetes para tubo en anexo 5212
 - g) Varillas para soporte en anexo 5213
 - h) Fijadores y aseguradores en anexos 5214 y 5215
 - i) Soportes de gancho en anexo 5217

1.4) Instalaciones típicas.

- 1.4.1) Bombeo a la red con excedencias al tanque. Se detalla en anexo 5612, donde se ve una válvula de compuerta en la succión (se debe poner con el eje horizontal para evitar la entrada de aire), y en la descarga una válvula de retención para evitar que regrese el agua al parar la bóm-

ba y se pierda presión en la red. Para poder reparar la bomba ó la válvula, adelante de ésta se coloca otra válvula de compuerta.

1.4.2) Instalaciones típicas de bombas.

Se detallan en anexo 5611, especialmente en la succión se debe poner especial cuidado en evitar las cámaras de aire. En el anexo 3505 se detallan los controles eléctricos.

1.4.3) Determinación de gastos.

Se detalla en artículo anexo, el método de Hunter.

1.4.4) Volúmen del tanque elevado.

Se detalla en un artículo anexo, la determinación del volúmen mínimo.

1.4.5) Volúmenes de cisterna, para n bombas.

Se detalla en anexo 5614 el método para determinar los volúmenes y posiciones de los electroniveles de control.

1.4.6) En equipos de construcción.

En anexo 5900 se detalla el sistema de bombeo de una petrolizadora.

En anexo 5901 se detalla el sistema del hidráulico común en un equipo de construcción.

1.4.7) Factores que influyen en la selección de una bomba.

Se detalla en anexo 5610.

1.4.8) Símbolos.

Se detallan en anexos 5601, 5602, 5603 y 5604.

2) CALCULOS

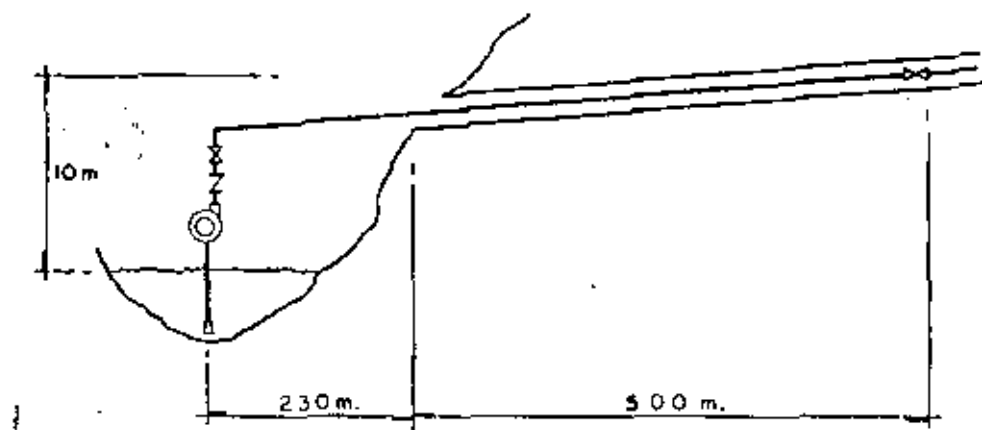
2.1 Pérdidas en tuberías

Estas se detallan para diferentes materiales y condiciones:

- En tuberías de acero en anexo 5311
- En tuberías de asbesto cemento en anexo 5312
- En tuberías de P. V. C. en anexo 5313
- En conexiones en anexo 5314.

2.2.1) EJEMPLO DE CALCULO DE UN SISTEMA DE BOMBEO

Supongamos un túnel cuyo frente esté a 500 m de la entrada y la bomba se localiza a 230 m afuera.



La instalación tiene las siguientes características:

- Longitud de tubería exterior: 230 m
- Accesorios:
 - 1 válvula de retención.
 - 2 válvulas de compuerta.
 - 3 codos de 90°
- Gasto requerido: 10 l. p. s. a 1.0 Kg/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 : $2 \times 1.8 = 3.6 \text{ m}$

1 válvula retención:		21.0 m
3 codos 90°	3 x 7 =	<u>21.0 m</u>
		45.6 m

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":

$$\text{cédula 40: } 102.3 \text{ mm}$$

$$\text{cédula 80: } 97.2 \text{ mm}$$

$$hf/ced. 80 = 1.46 \times \frac{102.3}{97.2}^5 = 1.89 \text{ m}/100 \text{ m}$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = 1.22 \times \frac{102.3}{97.2}^2$$

$$\text{velocidad}/ced. 80 = \underline{1.35 \text{ m}/\text{seg.}}$$

pérdidas totales por fricción:

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

carga de velocidad:

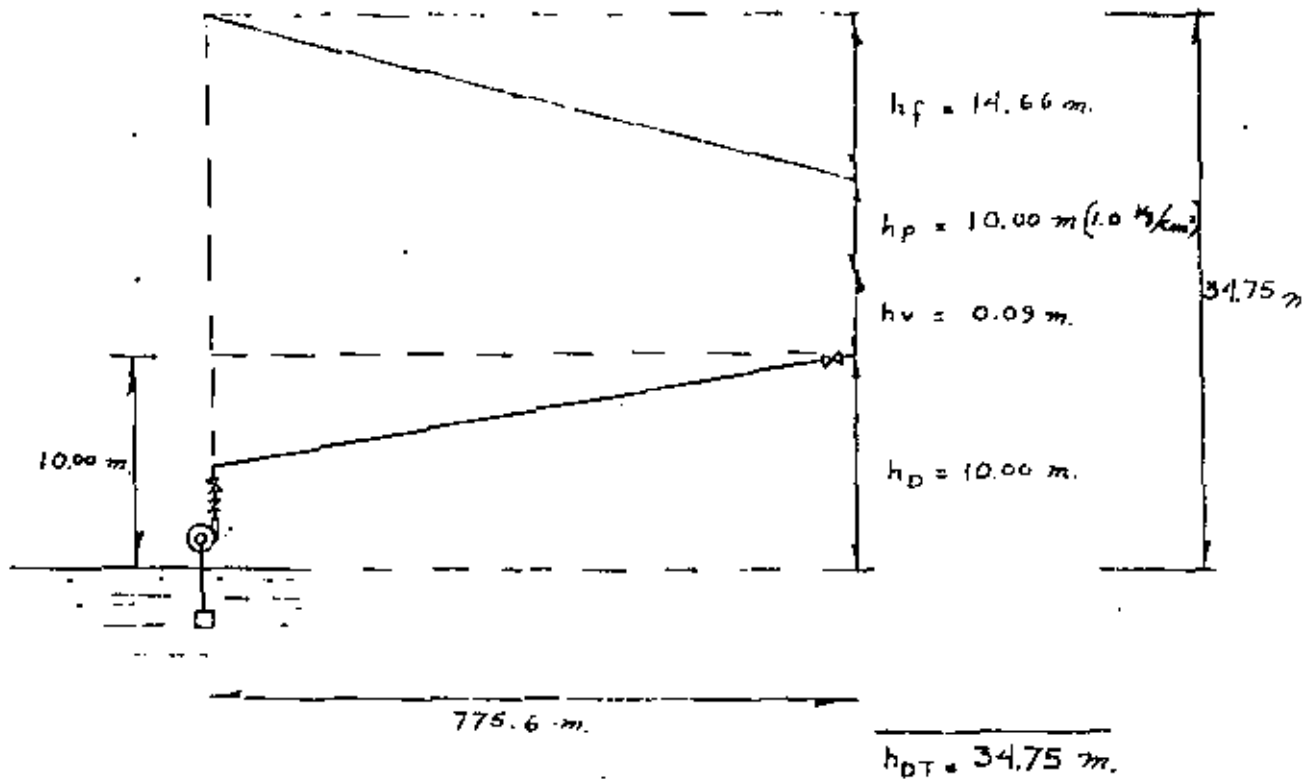
$$hv = \frac{v^2}{2g} = \frac{(1.35)^2}{2 \times 9.81} = 0.09 \text{ m}$$

Para los 230 m. exteriores:

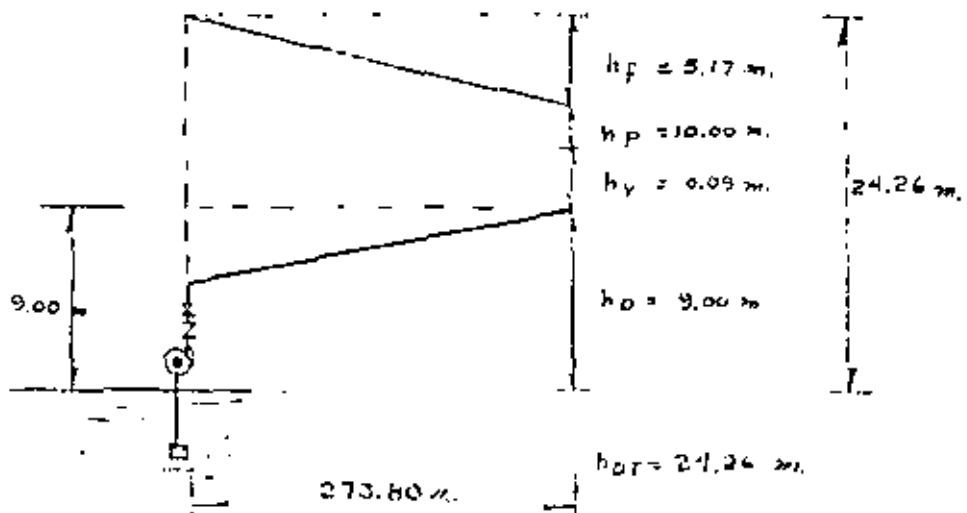
14

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

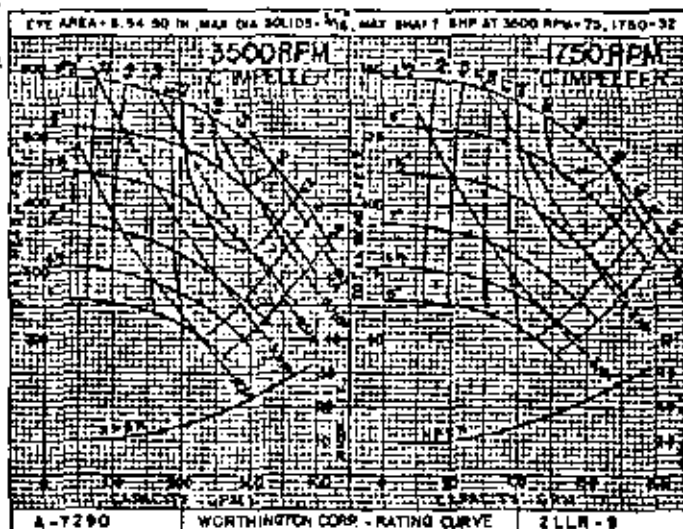
$$h_f = \frac{1.89 \times 273.8}{100} = 5.17$$



CONDICION FINAL



CONDICION INICIAL



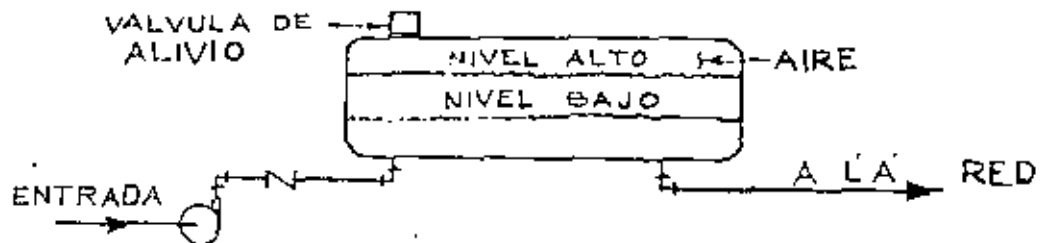
- LA BOMBA DEBE SER EFICIENTE PARA BOMBEAR 10 l.p.s. CONTRA UNA ALTURA QUE VARIA ENTRE 25 y 35 m.

2. 2. 2) Hidroneumáticos

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:

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.

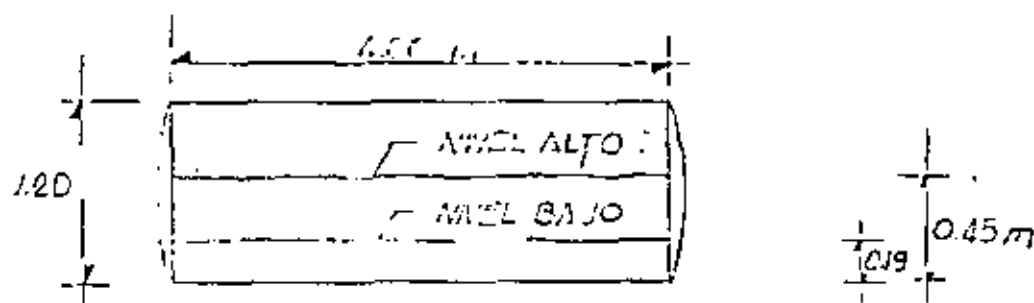
El tamaño del tanque depende de la relación entre el gasto de la bomba y el gasto requerido, y de el número de arranques por hora de la bomba (ciclos de bombeo). Entre más ciclos, menor es el tamaño del tanque ya que tiene que almacenar menos en cada ciclo, aunque es conveniente menos de 10 ciclos para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

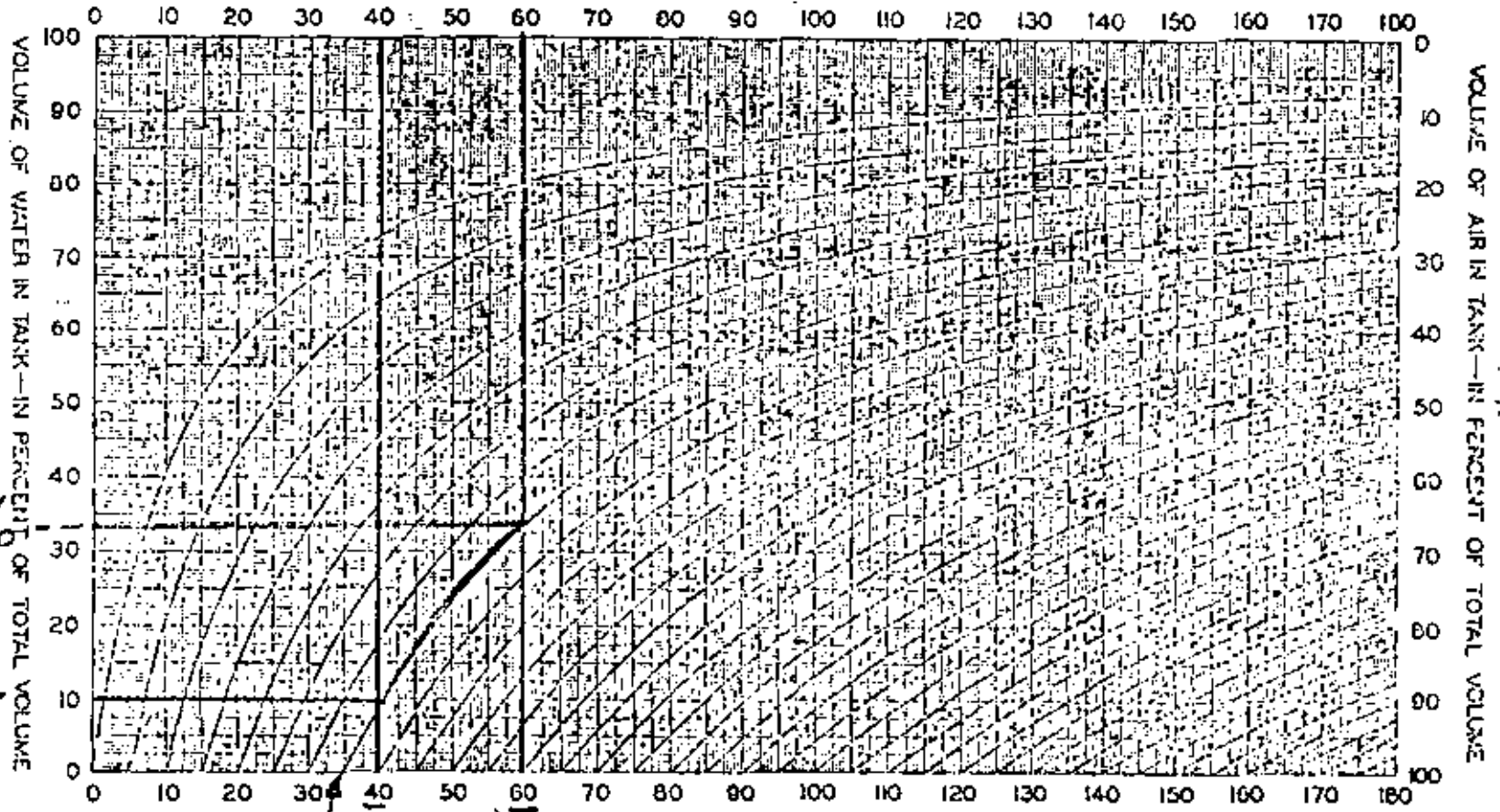
Nivel bajo : $0.157 \times 1.20 = 0.19$ m

Nivel alto : $0.374 \times 1.20 = 0.45$ m



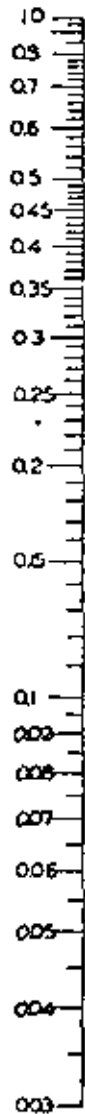
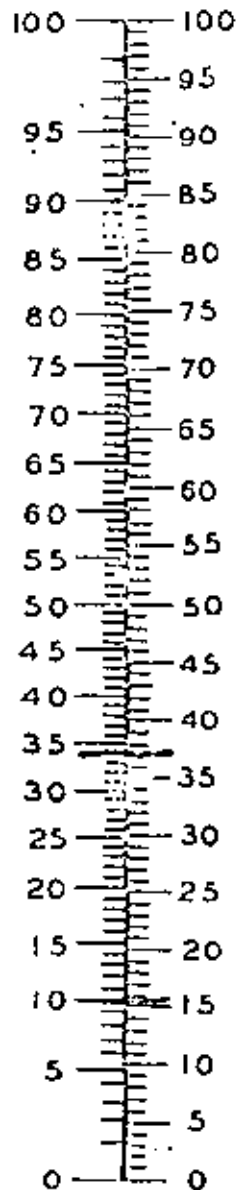
PRESSURE AND VOLUME DIFFERENTIALS
FOR HYDRO-PNEUMATIC TANKS

PRESSURE IN TANK—IN POUNDS PER SQUARE INCH—GAUGE



Drawing No. 2600556

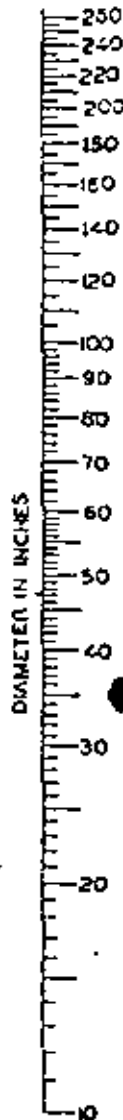
VOLUMES IN HORIZONTAL TANKS



10000
20000
15000
10000
6000
15000
15000
10000
2000
750
100
300
30
20
15
10
8
6
4
3
2
1.5
1.0
0.8
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.15
0.1
0.08
0.05

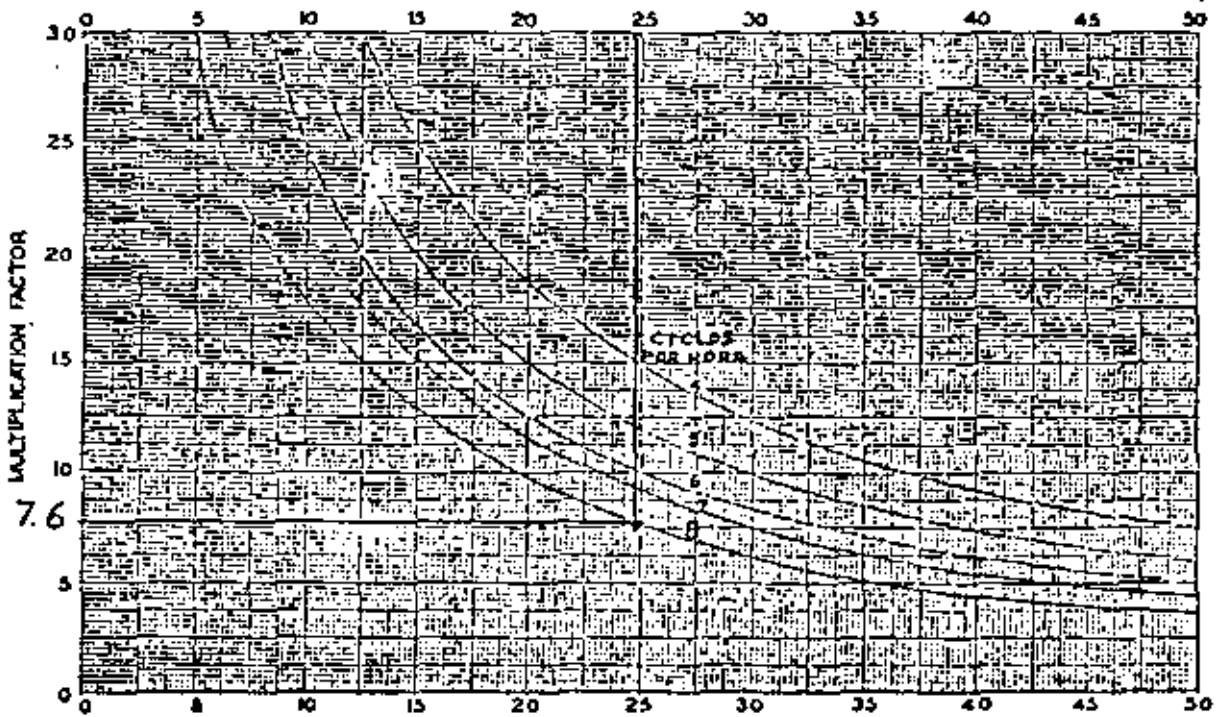
VOLUME IN U.S. GALLONS PER FOOT OF LENGTH

VOLUMES IN HORIZONTAL TANKS



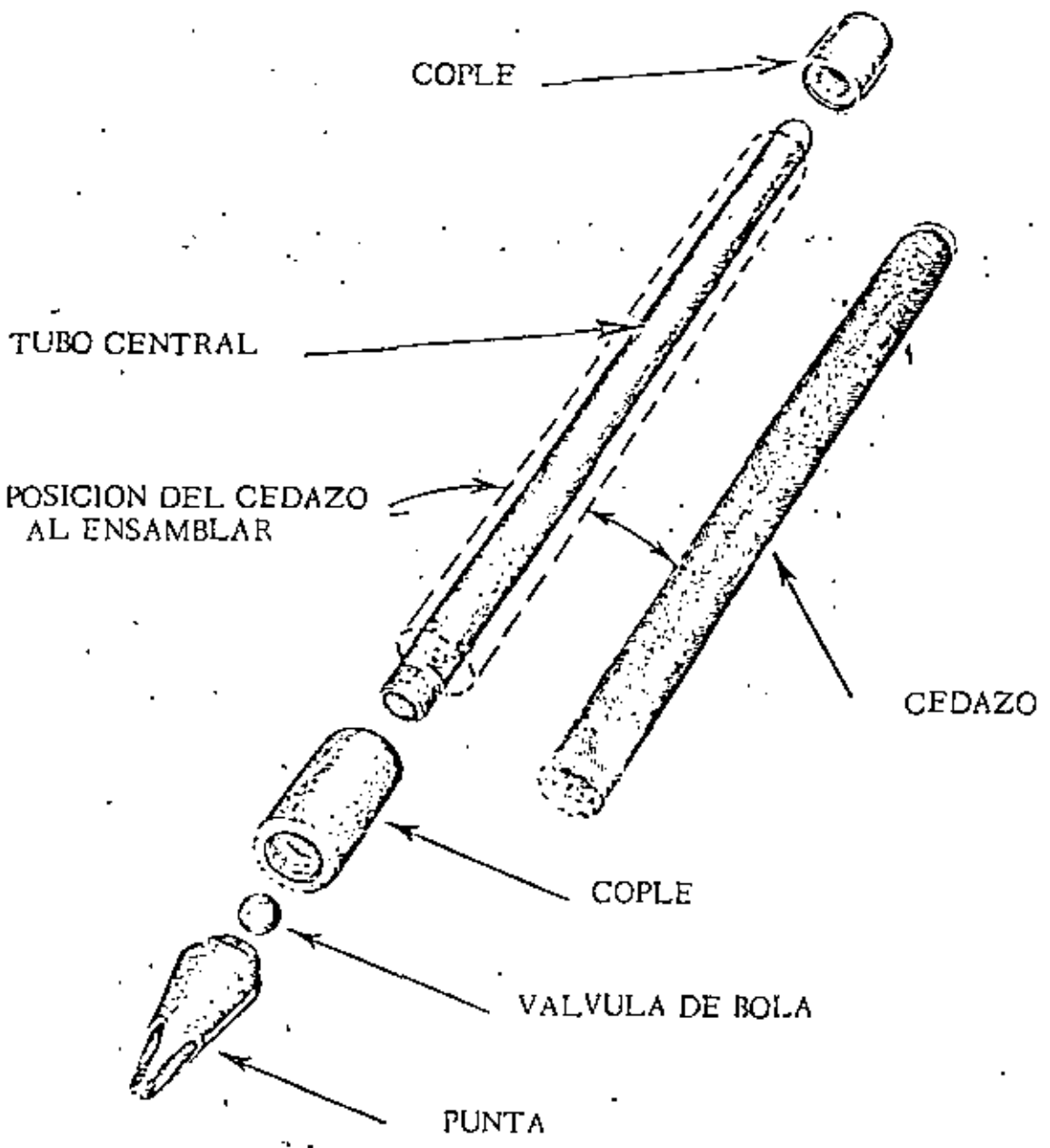
HYDRO PNEUMATIC TABLES

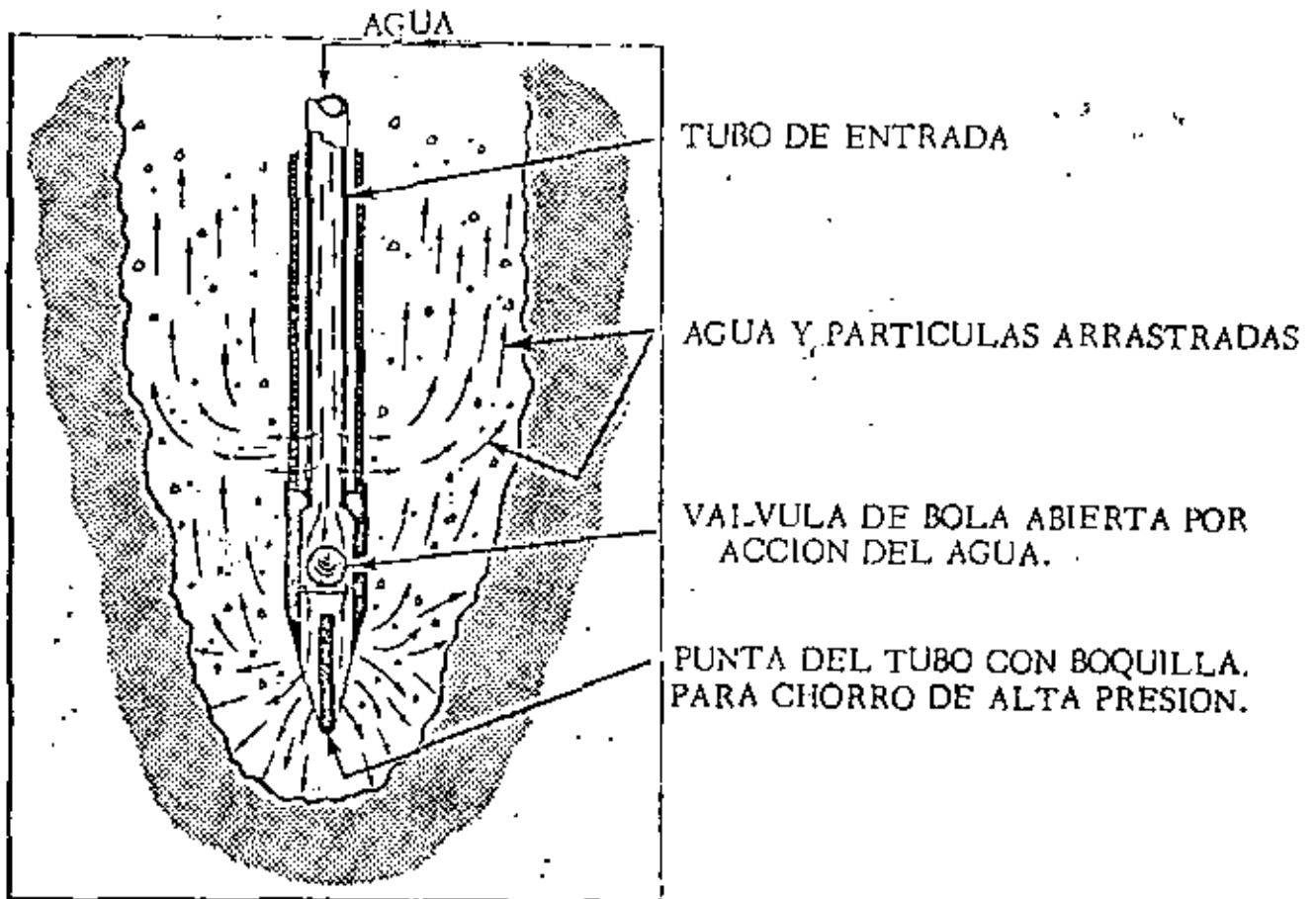
PUMPING DIFFERENTIAL—IN PERCENT OF TOTAL VOLUME



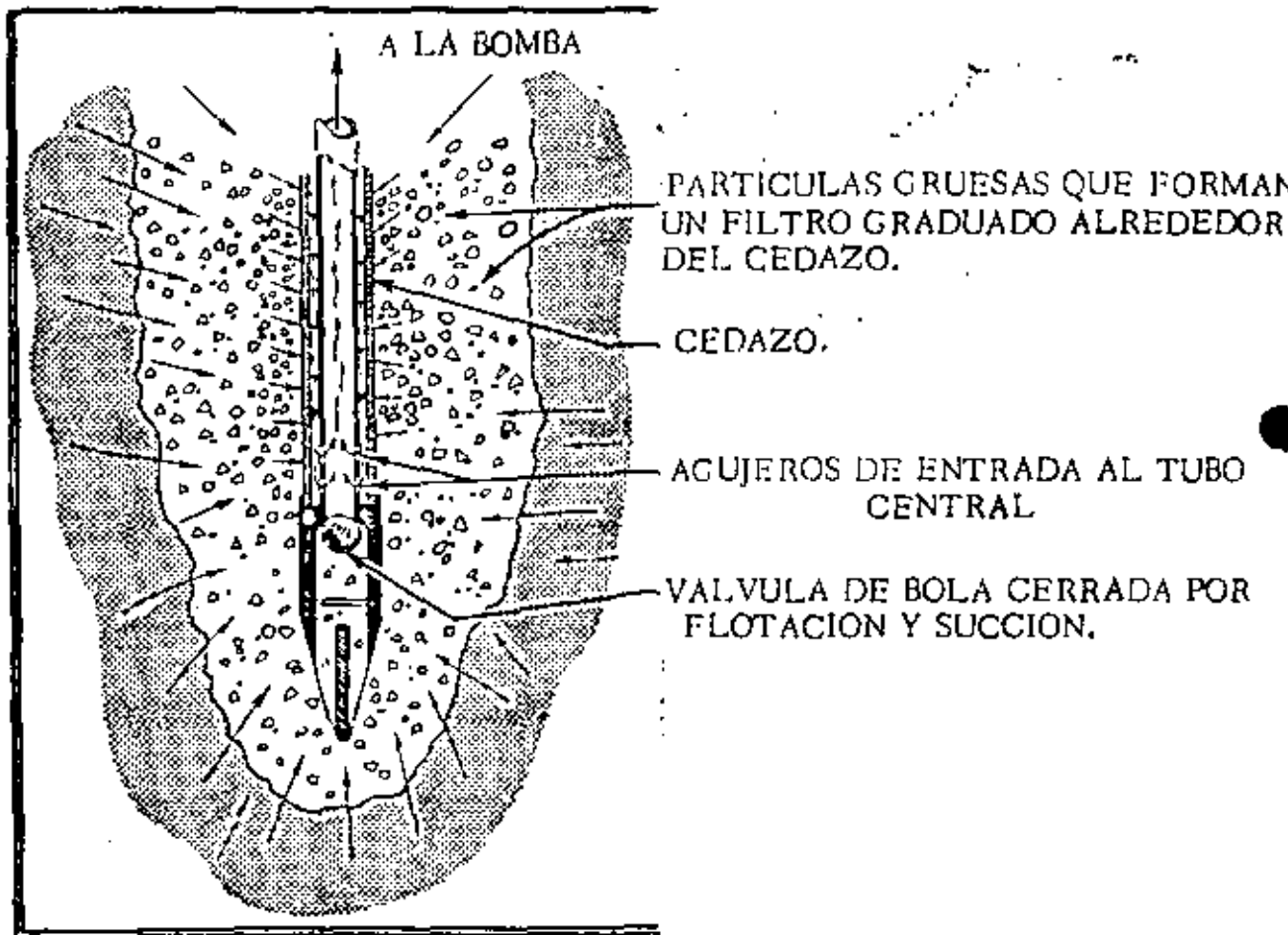
Drawing No. 2600557

2.2.3) Well Points.

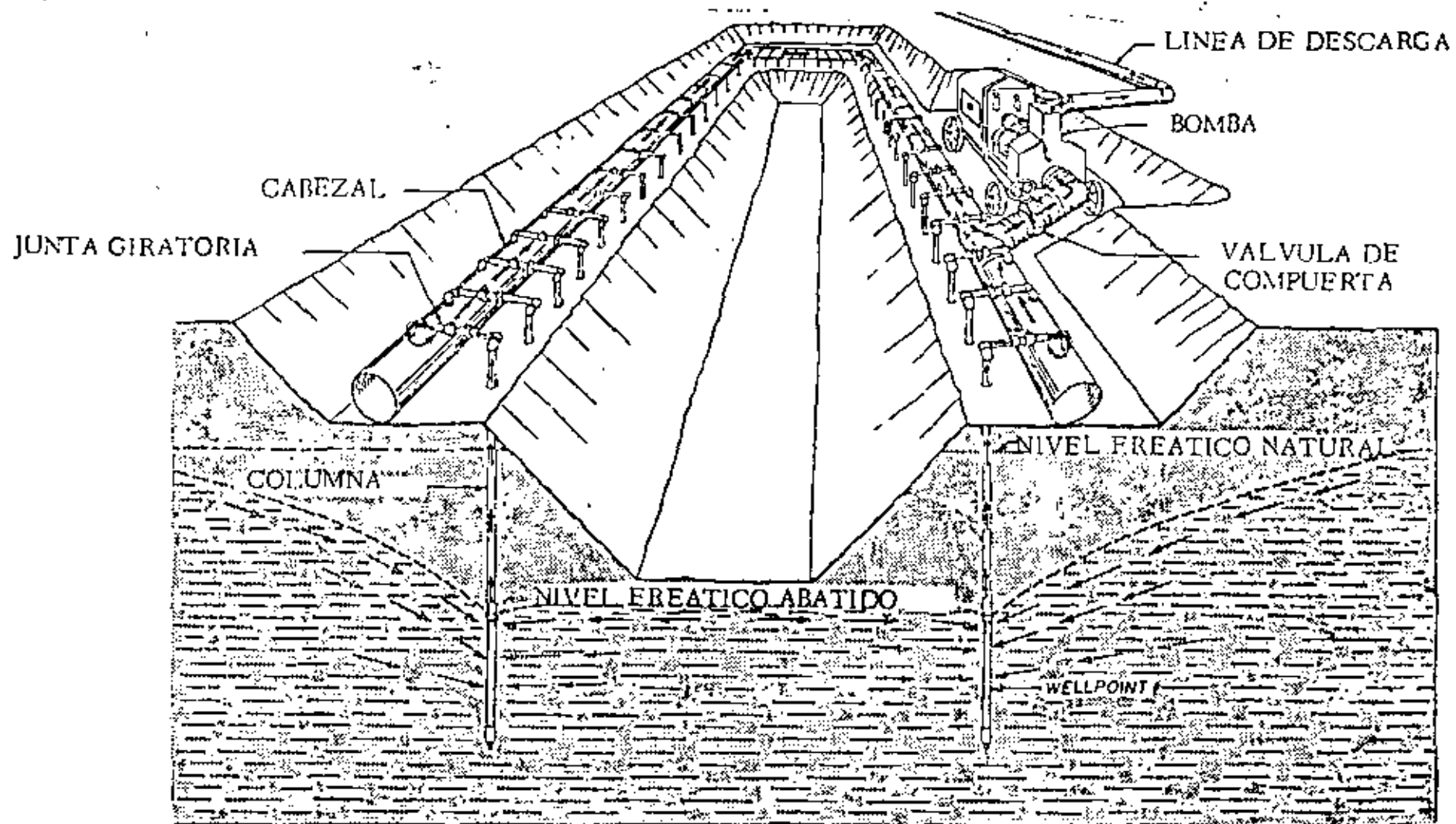




WELLPOINT AL CLAVARLO EN SITIO.



WELLPOINT EN FUNCIONAMIENTO.



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

A) VELOCIDAD



$$x = vt;$$

$$t = \frac{x}{v}$$

$$y = \frac{gt^2}{2};$$

$$t = \sqrt{\frac{2y}{g}}$$

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

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

Tabla 1: Velocidad en metros por segundo.

x (m) \ y (m)	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
0.30	1.01	1.21	1.62	2.02	2.43	2.83	3.23	3.64	4.04
0.40	0.88	1.05	1.40	1.75	2.10	2.45	2.80	3.15	3.50
0.50	0.78	0.94	1.25	1.57	1.88	2.19	2.51	2.82	3.13
0.60	0.71	0.86	1.14	1.43	1.72	2.00	2.29	2.57	2.86
0.70	0.66	0.79	1.06	1.32	1.59	1.85	2.12	2.38	2.65
0.80	0.62	0.74	0.99	1.24	1.49	1.73	1.98	2.23	2.48
0.90	0.58	0.70	0.93	1.17	1.40	1.63	1.87	2.10	2.33
1.00	0.55	0.66	0.89	1.11	1.33	1.55	1.77	1.99	2.21

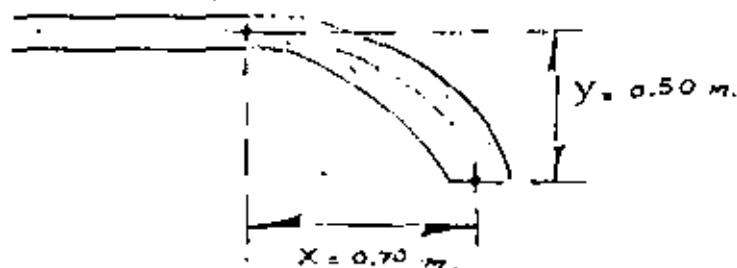
B) GASTO: Conocida la velocidad se multiplica por el área interior del tubo, y se obtiene el gasto. (Si se usa el factor K de la tabla 2, se obtiene el gasto en litros por segundo).

$$Q = K \times V$$

Tabla 2: Factor de área (K).

Díámetro del tubo.	3/4"	1"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"
K	0.34	0.56	1.31	2.2	3.1	4.8	8.2	18.7	32.3	50.9	72.2

Ejemplo: En un tubo lleno horizontal de 4" hemos medido:



De la tabla 1:

para $x = 0.70$, $y = 0.50 \text{ m}$: $v = 2.19 \text{ m/seg}$.

De la tabla 2:

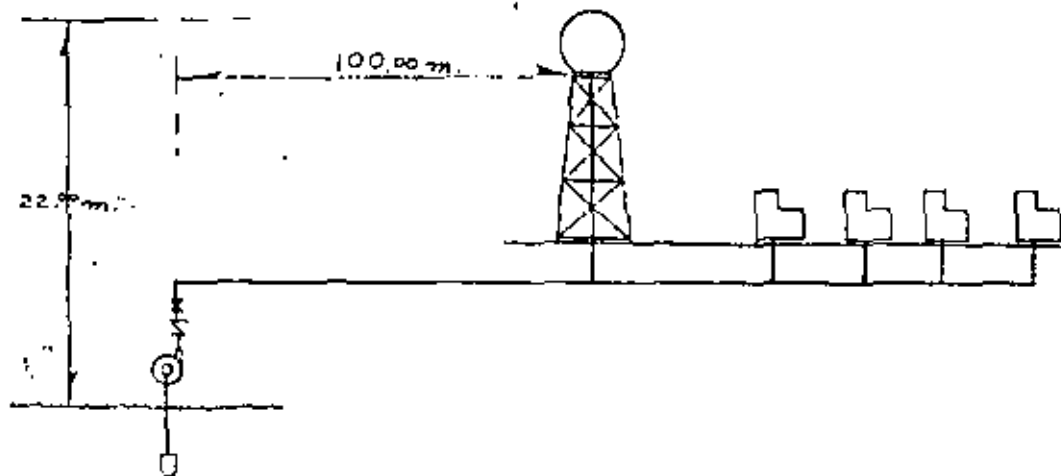
para 4" : $K = 8.2$

Por lo tanto:

$$Q = 8.2 \times 2.19 = 18 \text{ lts/seg.}$$

PROBLEMA.

Hay que bombear agua a una unidad habitacional situada a 100 m. de distancia del cárcamo, el desnivel es de 22 m.



En la unidad habitacional hay 210 casas y en cada casa hay 1 W.C., 1 lavabo, 1 regadera, 1 fregadero, 1 lavadero y 1 lavadora. El nivel de servicio seleccionado es de 90%.

Diseñar la tubería y seleccionar la bomba.

CALCULO DEL GASTO MAXIMO PROBABLE
EN UNA RED DE SUMINISTRO DE AGUA, -
EN FUNCION DEL NIVEL DE SERVICIO DEL
SISTEMA.

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 .

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.

Quando 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%.

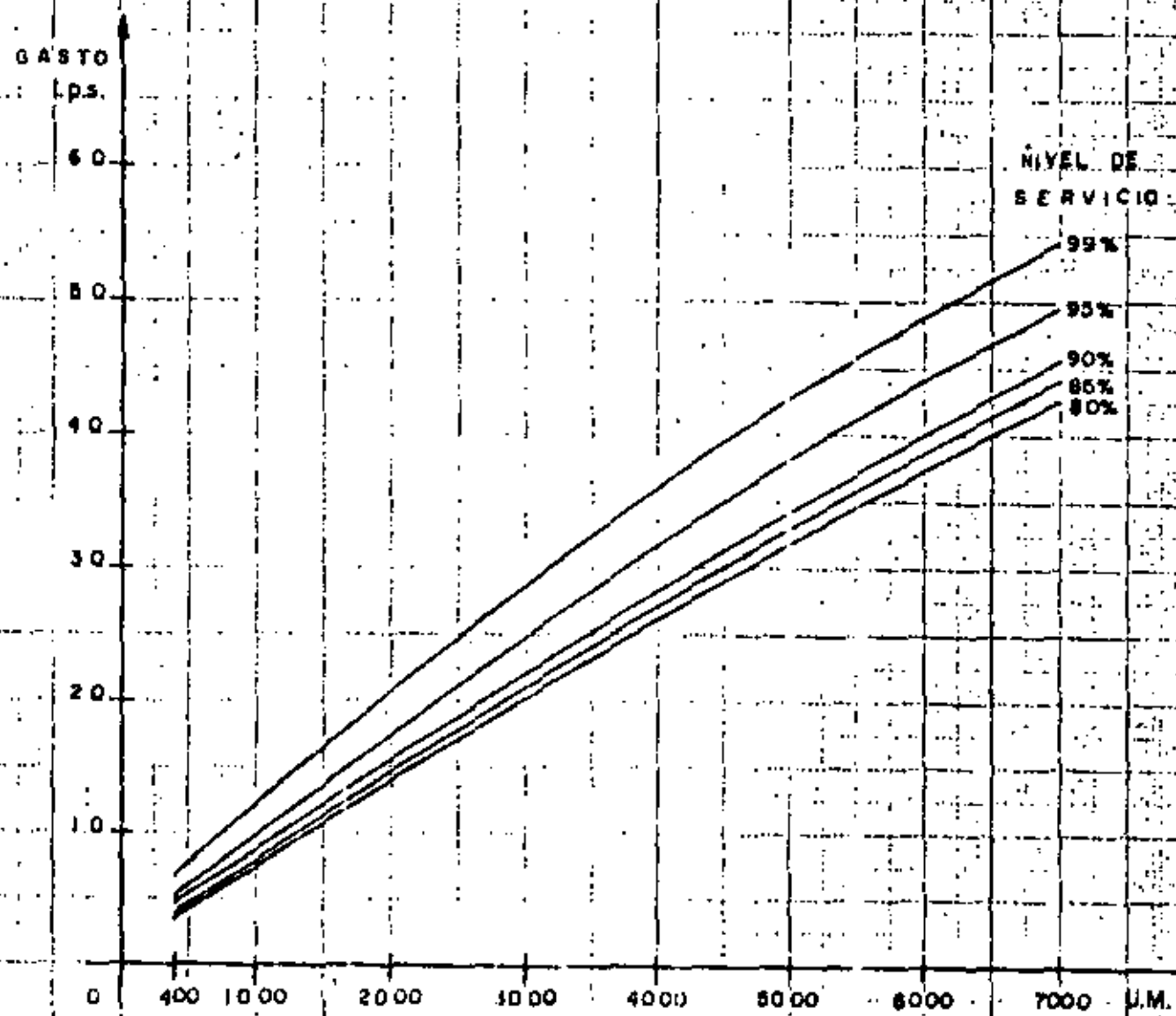
CONCLUSIONES

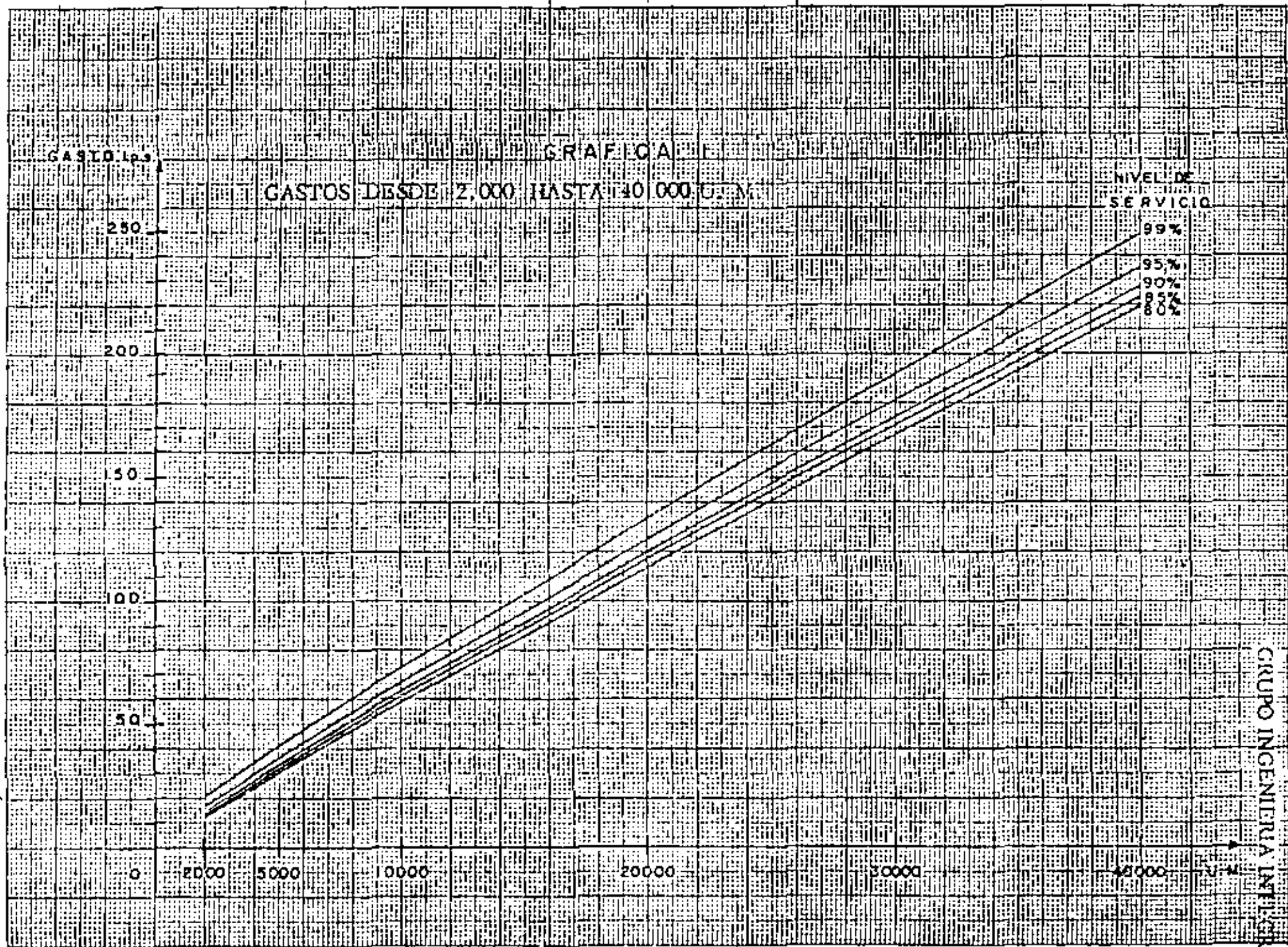
El método es seguro y permite una reducción racional de los gastos.

Creemos, sin embargo que es susceptible de perfeccionarse en dos aspectos :

GRAFICA 1

GASTOS DESDE 400 HASTA 7000 U.M.





C-SPR8...SINO-C... FORTRAN SOURCE STATEMENTS IDENTFCN **COMPILER MESSAGES**

```

C PROGRAM DE GASTOS DE SISTEMAS DE MUERLES (MURTEL)
DIMENSION NC(100),ND(100),NFEC(100),G(200,100)
DIMENSION Z(NVET),L(100),LST(100),INTST(100),S(100),MURTEL(100),S(100)
READ(1,5)MURTEL,NVET,INCOP,INCOPI
READ(1,33)CONF(1),L(1),LST
READ(1,11)LST,MURTEL
READ(1,41)S(1),MURTEL
READ(1,43)INTST,MURTEL
DO 75 NVET(1),NVET(1)
READ(1,11)ND(1),INCOPI,NFEC
READ(1,7)IPRATOR,OPN
PROTCOPZTAN
D=1,0-PRC
WRITE(3,6)INCOP,ND(1),NFEC
WRITE(3,7)
WRITE(3,11)IPRATOR,PRCOP,OPN
WRITE(3,12)
EVALC(100)
V=ALOG(0)
J=0
DO 55 M(1),M(1)
L1=L(1)
L2=L(1)
L3=L(1)
CY=100
DO 55 M(1),L2,L2
J=J+1
WRITE(3,20)
M(1)=J
A=N
SUM(1,1)=0
DO 40 I(1),I(1)
IF (I(1)-100)100,120
120 SUM(1,1)=SUM(1,1)+I(1)
WRITE(3,10)I(1)
GO TO 110
100 IF (M(1)-1)100,102,103
101 CONT=0
P=0
GO TO 106
102 CONT=ALOG(P)
P=1
GO TO 106
103 P=PD(1,1)
C=P+5+1.01/P
CONT=CONT+ALOG(C)
P=PD(1,1)
P=N-M(1,1)
V=CONT+IPRATOR*LOG(P)
P2=P/P(1)
SUM(1,1)=SUM(1,1)+P2
110 IF (SUM(1,1)-INCOPI)111,112,113
111 WRITE(3,13)M(1),CONT(1),M(1),SUM(1,1),GTOY(1,1)
GO TO 100
112 RTDY(1,1)=P2*3
WRITE(3,13)M(1),CONT(1),M(1),SUM(1,1),GTOY(1,1)
60 CONTINUE
55 CONTINUE

```

APPENDICE 1

0040

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

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

INTRODUCCION.

En un fraccionamiento sin 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)

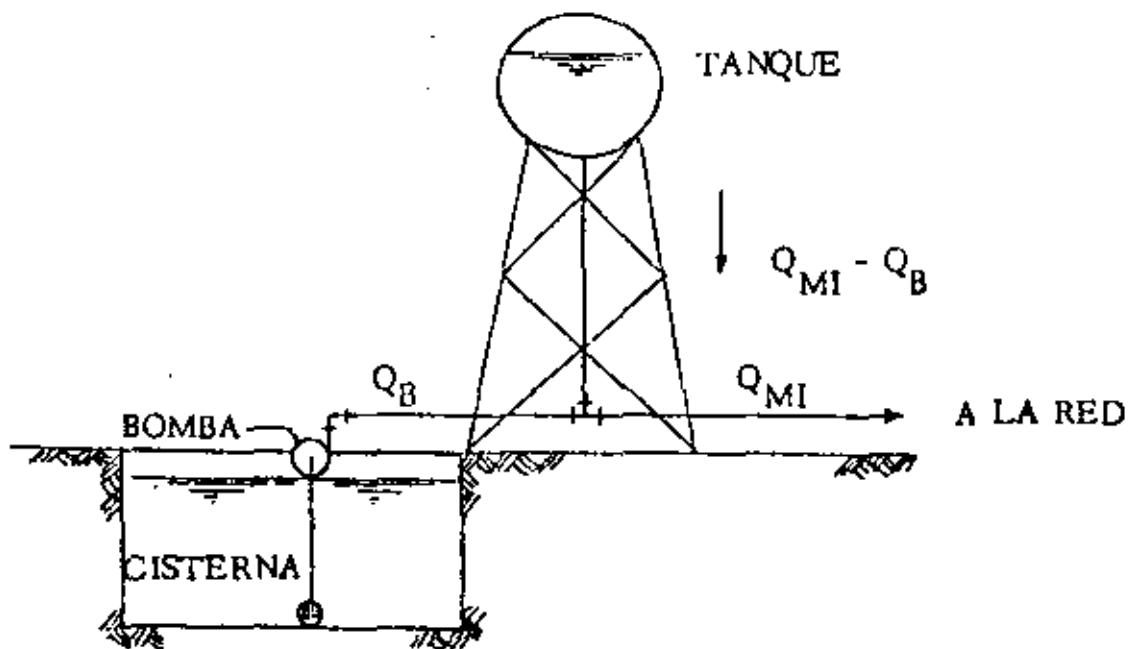


FIGURA 1

BOMBEO A LA RED CON DESVIACION AL
TANQUE ELEVADO

Entonces el volumen (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 = Volumen del Tanque.

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

Q_B = Gasto de bombeo (l. p. s.)

Con esta fórmula se obtiene el volumen 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 volumen 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 volumen mínimo de reserva para casos de fallas eléctricas.

CONSIDERACIONES

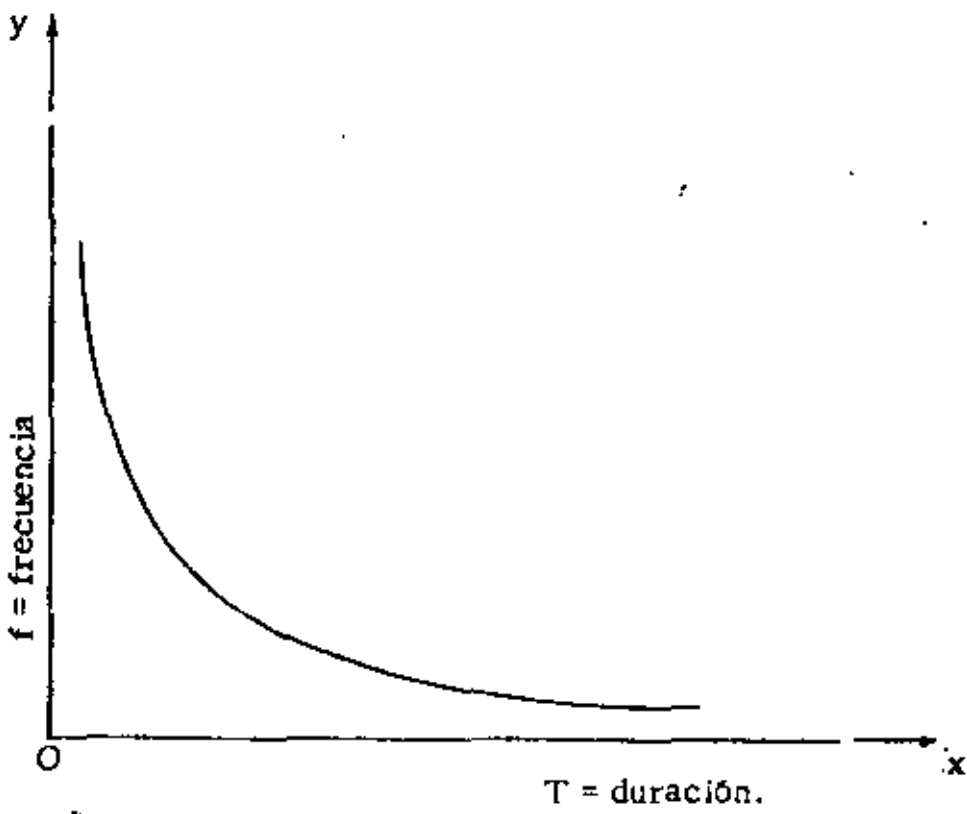
El volumen mínimo de reserva se calculará, considerando que: Debe ser suficiente para satisfacer el gasto de la demanda (con un nivel de confianza variable (mayor de 99%)) durante el tiempo de interrupción del servicio eléctrico. Por lo tanto el tiempo de vaciado del tanque debe ser igual a la duración de la interrupción máxima probable para el nivel de confianza deseado (Las fallas de las bombas se cubren con bombas de emergencia).

Como no hay información de la duración y frecuencia de las interrupciones eléctricas, supondremos diferentes datos (Tabla 1), calcularemos sus resultados haciendo un estudio de la sensibilidad del fenómeno a las suposiciones hechas, y demostraremos que el resultado es poco sensible a las suposiciones.

Partimos de los siguientes hechos:

- 1.) El número de interrupciones siempre es positivo.
- 2.) Las interrupciones de mayor duración son menos frecuentes.
- 3.) Siempre podrá haber una interrupción de duración mayor que la máxima registrada.

Por lo tanto la curva debe estar en la zona positiva y ser asintótica a los ejes coordenados (Fig. 2).



FORMA DE LA CURVA DURACION-FRECUEN-
CIA DE LAS INTERRUPCIONES DEL SERVICIO
ELECTRICO.

FIGURA 2

###

TABLA I

CASOS A CONSIDERAR :

C A S O	DURACION DE LA INTERRUPCION. (i)	FRECUENCIA (i)
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:

$$y = Kx^a \quad \dots (3)$$

Si:

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

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

entonces:

$$f = KT^a \quad \dots (4)$$

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 $(T = \frac{V_L}{Q_{MI}})$

(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 1 podemos formar la siguiente tabla:

TABLA 2

Caso	Frecuencia de Falla por Año		n = Nivel de Confianza en %				
	T=1 min.	T=60 min.	T=60 min.	T=40 min.	T=20 min.	T=10 min.	T=5 min.
I	730	2	99.954	99.918	99.777	99.395	98.358
II	365	2	99.954	99.923	99.814	99.552	98.921
III	180	2	99.955	99.929	99.848	99.674	99.300

\bar{n} = 99.9543 99.9233 99.8130 99.5403 98.3597
 ($\bar{n} - n$) 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 $\pi = 98.8597$ para $T = 5$ min.

Con ésto concluimos que el fenómeno es poco sensible a la variable "Frecuencia de interrupciones"; especialmente para niveles de confianza superiores a 99%. Por lo tanto: Usaremos el caso más desfavorable (Caso I):

$$f = \frac{730}{T \cdot 1.44} \quad \dots (5)$$

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

$$V = K \frac{Q}{MI} \quad \dots (6)$$

Donde:

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

K = Relación volúmen gasto:

$$K = 0.4233 \sqrt{\frac{1.44}{100 - n}} \quad \dots (7)$$

$\frac{Q}{MI}$ = Gasto máximo a la red (l.p.s.)

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

$$Q_B = \frac{3.6 - K}{3.6} Q_{MI} \quad \dots(8)$$

(Ver apéndice 2)

CONCLUSIONES.

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

T A B L A 3

Relación del nivel de confianza con el volumen de tanque y los gastos (Q_{MI} y Q_B).

Nivel de Confianza	Volúmen del Tanque V (m3)	Gasto de la Bomba Q_B (l.p.s.)	No. Máximo de Arranque por hr.
99.00	0.42 Q_{MI}	0.88 Q_{MI}	4.5
99.50	0.69 Q_{MI}	0.81 Q_{MI}	2.9
99.80	1.29 Q_{MI}	0.64 Q_{MI}	1.0
99.90	2.09 Q_{MI}	0.50 Q_{MI} (2)	< 1
99.954	3.59 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1
99.99	10.36 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1
99.99	51.28 Q_{MI}	0.50 Q_{MI}	< 1

NOTAS:

1) Q_{MI} en l.p.s.

2) De éste nivel de confianza en adelante debemos considerar que si:

$$Q_{MI} = 2 \times \text{Gasto medio.}$$

Entonces: Q_B (mfnimo) = 0.5 Q_{MI} .

EJEMPLO : Un conjunto de 250 viviendas

Unidades Mueble/Vivienda

Lavabo 1

W.C. 3

Regadera 2

Fregadero 2

Lavadero 1

Llave 1

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 $n = 99.5\%$

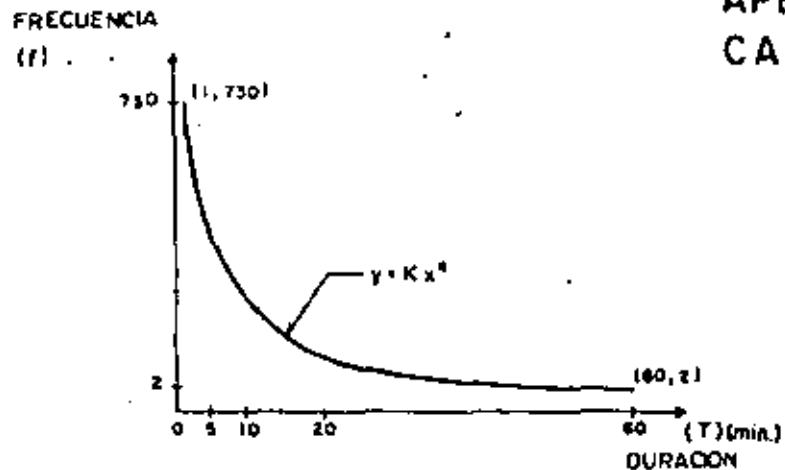
$$\begin{aligned} \text{Volúmen del tanque} = V &= 0.69 Q_{MI} \\ &= 0.69 \times 25 = 17.25 \text{ m}^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gasto de Bomba} = Q_B &= 0.81 \times Q_{MI} \\ &= 0.81 \times 25 = 20.25 \text{ l.p.s.} \end{aligned}$$

Para $n = 99.9\%$

$$\begin{aligned} V &= 2.09 \times 25 = 52.25 \text{ m}^3. \\ Q_B &= 0.50 Q_{MI} \\ &= 0.50 \times 25 = 12.50 \text{ l.p.s.} \end{aligned}$$

APENDICE I
CASO I



$y = Kx^a$

$$\frac{730 = K \cdot 1^a}{2 = K \cdot 60^a}$$

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

$365 = 60^a$

$\text{Log } 365 = a \cdot \text{Log } 60$

$a = \frac{\text{Log } 365}{\text{Log } 60} = 1.44 \rightarrow a = 1.44$

$K = 730$

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

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

Duración de la fallo (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) ÷ 2 m³/min

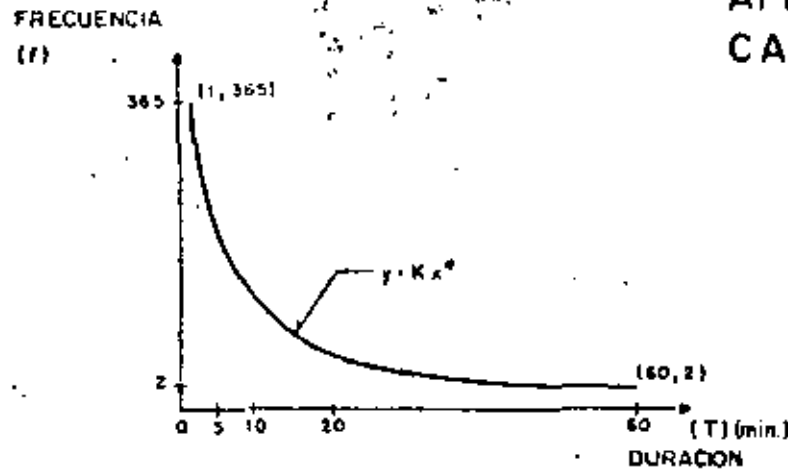
$\frac{730}{(b)^{1.44}}$

$\frac{(c)}{12}$

(d) ÷ 365

(1,000 - (e)) x 100

APENDICE I
CASO II



$y = Kx^a$

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

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

$$182.5 = 60^a$$

$\text{Log } 182.5 = a \cdot \text{Log } 60$

$a = \frac{\text{Log } 182.5}{\text{Log } 60} = 1.27 \rightarrow a = 1.27$

$K = 365$

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

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

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

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

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

CALCULO

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

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

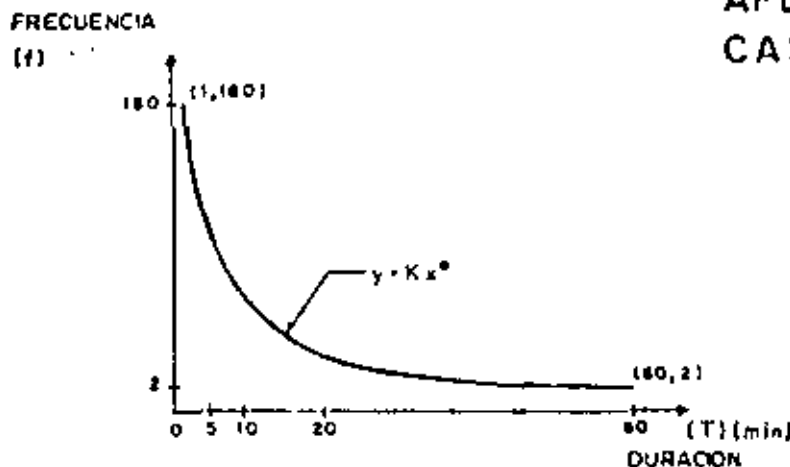
$\frac{365}{(b)^{1.27}}$

$\frac{(c)}{12}$

$(d) \div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

APENDICE I
CASO III



$y = Kx^a$

$$\frac{180 - K1^a}{2 - K60^a}$$

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

$-a = b$

$$90 = 60^b$$

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

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

$K = 180$

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

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

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

$Q_{MI} = 33 \text{ l.p.s.}$

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

CALCULO

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

$(a) \div 2 \text{ m}^3/\text{min}$

$\frac{180}{(b)^{1.10}}$

$\frac{(c)}{12}$

$(d) \div 365$

$(1,000 - (e)) \times 100$

A P E N D I C E 2

En la fórmula (8):

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

Si $K = 3.6$, entonces $Q_B = 0$

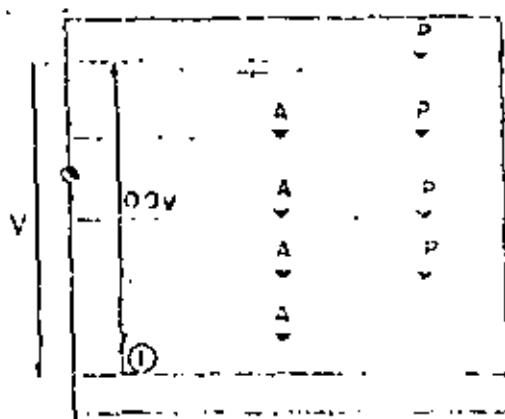
Esto no quiere decir que no se necesitan bombas, sino simplemente que el tanque tiene un volúmen suficiente para suministrar el gasto Q_{MI} a la red durante una hora, que es el tiempo supuesto (fórmulas 1 y 2) de la máxima demanda.

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 3 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



A' ELECTRONIVEL DE ARRANQUE
 P ELECTRONIVEL DE PARO

TABLA I

		FACTOR K _i					
K _i		1	2	3	4	5	6
V ₆							0.043
V ₅						0.06	0.083
V ₄					0.09	0.12	0.129
V ₃				0.10	0.13	0.16	0.171
V ₂			0.30	0.30	0.27	0.24	0.214
V ₁		0.90	0.60	0.45	0.36	0.30	0.257

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

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

$$V = \frac{n(n+1)}{2 \times 0.9} \times 50 \times Q \times m \quad \text{Its.}$$

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

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

$$V = R Q m$$

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

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

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 l.p.s

de la tabla 2: $V = JQ = 2.4 \times 500 = 1200 \text{ m}^3$

de la tabla 1: $v_3 = 0.15 \times 1200 = 180 \text{ m}^3$

$$v_2 = 0.30 \times 1200 = 360 \text{ m}^3$$

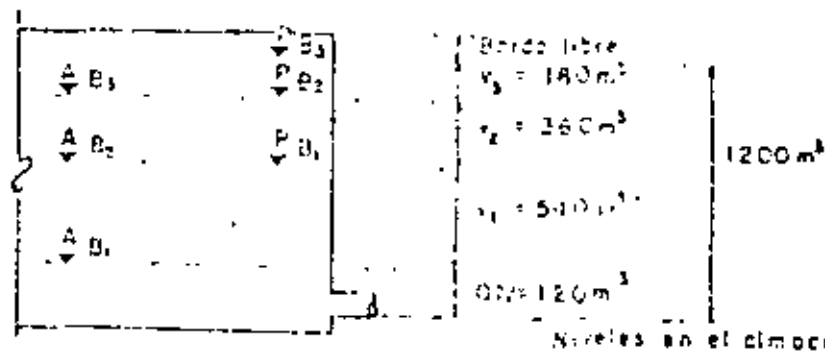
$$v_1 = 0.45 \times 1200 = 540 \text{ m}^3$$

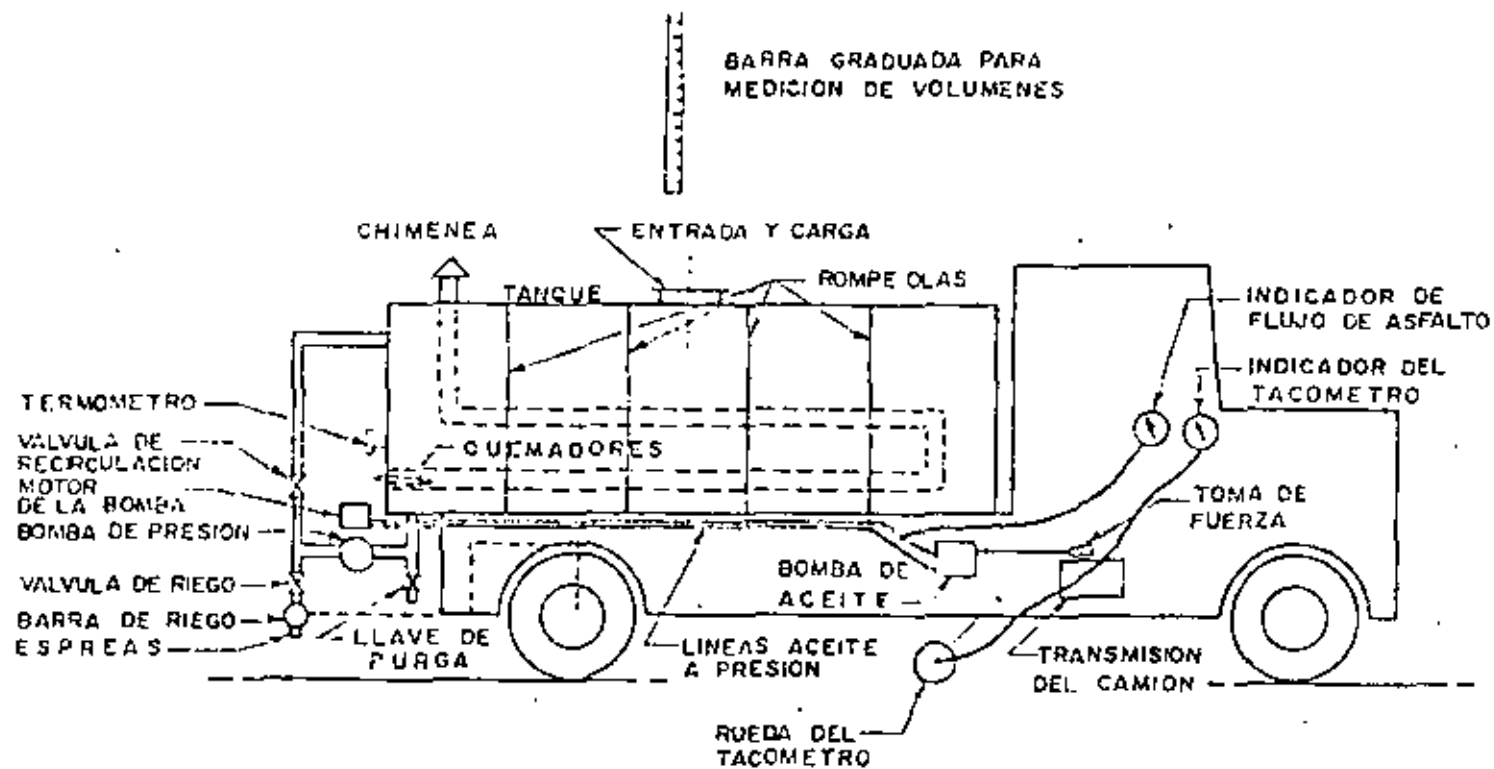
$$\underline{1080 \text{ m}^3}$$

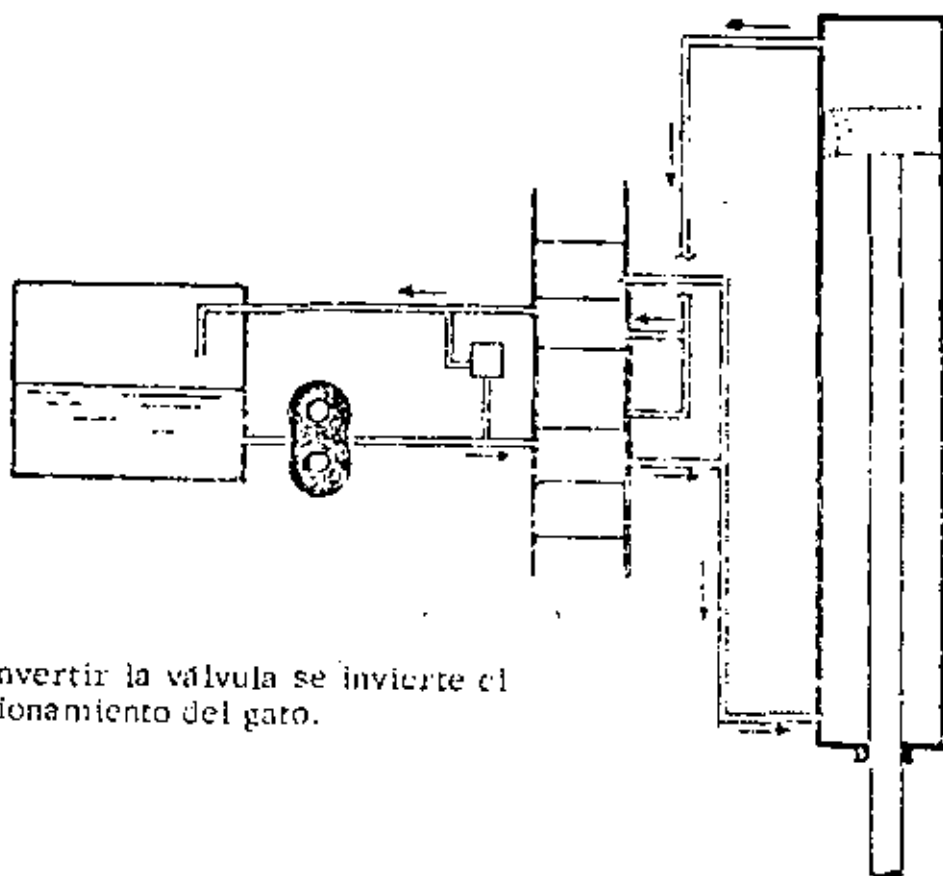
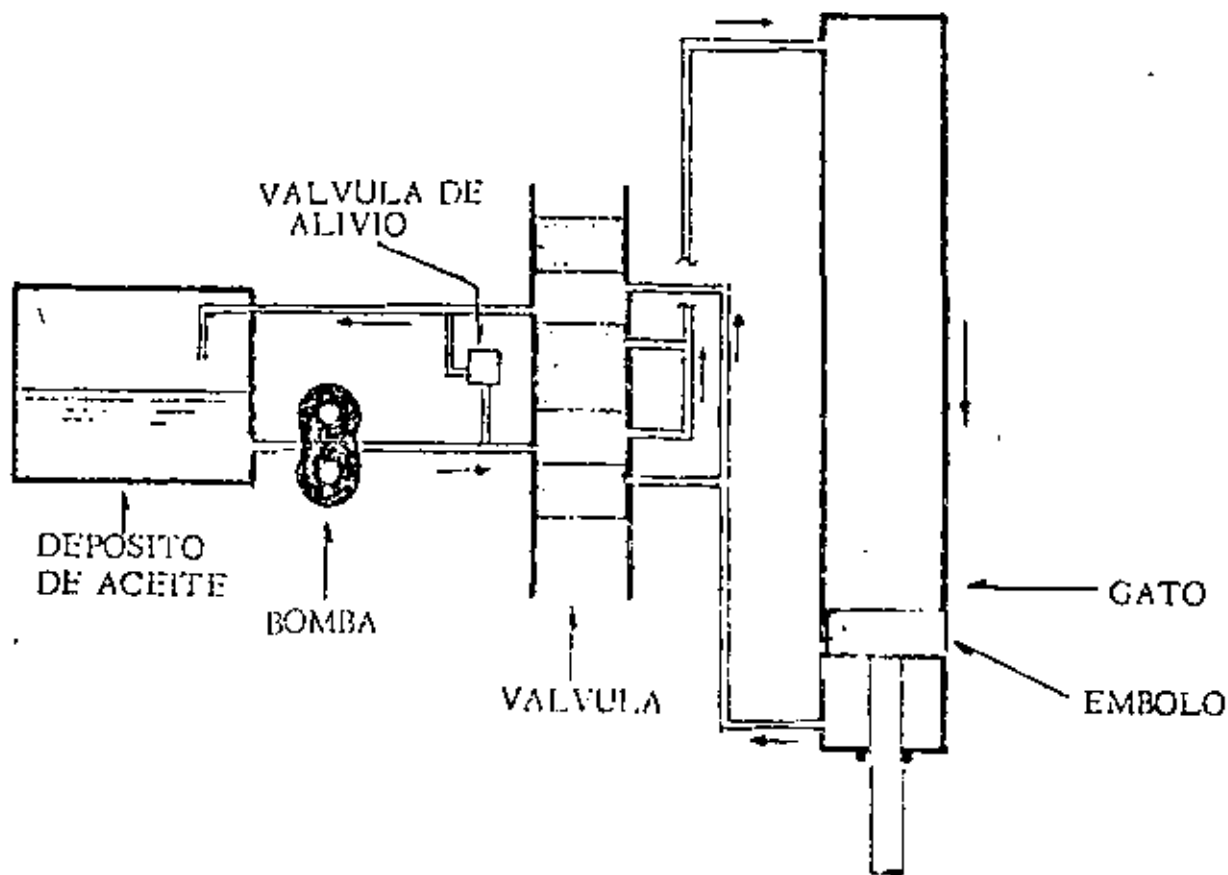
$$\text{O.I. } v = 0.10 \times 1200 = 120 \text{ m}^3$$

$$\underline{1200 \text{ m}^3}$$

El acomodo final será:







Nota: Al invertir la válvula se invierte el funcionamiento del gato.

PROYECTO:

AREA:

Identificación

Tipo

Tamaño

Fabricante

Modelo No.

Nº de Pasos

DATOS DE OPERACION

Fluido Manejado

% Sólidos (Por) Tamaño Partícula Sólidos Mesh(Max)

Gravedad Esp. Gravedad Esp. (Sol. Secos) Temp. Bomba °F

Pres. Vapor Psic. °F Viscosidad

Norma Max. Min.

Capacidad

T.D.H.

Cabeza de Succión (F.T.Liq.)(Pos.)(Neg.) NPSH Disponible

Cabeza de Descarga (F.T. Lq.)(Pos.)

Cabeza de Descarga Est. Pies(No Excederse de la Cabeza de la Bomba)

Vel. Bomba R.P.M. Vel. Perm. del Imp. F/Min.(Max.) Velocidad Esp.

Operacion (-Continua)(-Intermitente) - Horas por Dia (ON) (OFF)

Corrosion/Eros. Permissible

Altitud de Instalacion Pies

CONSTRUCCION

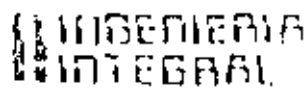
UNIDAD	TIPO	MATERIAL	CONEXION	TAMARO	TIPO	POSICION
Carcasa			Succión			
Impulsor			Descarga			
Forja			Vent			
Part. Descarga			Oros			
Anillos			Man			
Caja de EMPUQUE			Sello			
Empaque						
Sello Mecánico						
Flancho						

Tip. Cojinete Lubr.

ACCESORIOS

MOTOR ELECTRICO			MISC.	Propor. pol.
Prop. por.	Fabr. por	Banda	Placa Base	
Fabricador por	Modelo	Engrane	Copie	
Tipo	Frame	Variador de Vel.	Guarda de Copie	
Potencia		Otros	Guarda de Banda	
Aislamiento			Tubo Sello	
Tem. (°C) Arriba (°) Amb.		Prop. Por	Manometro	
Cojineta	Lubricantes	Fabr. Por		
Potencia Electrica (Volt) (Fase) (Cic/Sec)				

No. Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	No. Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	Aprob.
-----------	----------	-----	-------	--------	-----------	----------	-----	-------	--------	--------

	ESPECIFICACION DE BOMBAS	5610	REV
		5610	REV

	AGUAS NEGRAS
	AGUAS PLUVIALES
	VENTILACION
	AGUA FRIA
	AGUA CALIENTE
	RETORNO AGUA CALIENTE
	LINIA CONTRA INCENDIO
LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LIMA LLENA CON LAS INICIALES DE LOS MIEMBROS. EJEMPLO:	
	AIRE COMPRIMIDO
	GAS
	SUBSTRATOS MUNICIPALES
	UNDAJE
	CODO DE 90°
	CODO DE 45°
	CODO SUBIENDO O BAJANDO (DEBE ACIARAR EN EL ANGO)
	CODO DE RADIO LARGO
	CODO SUBIENDO O BAJANDO (DEBE ACIARAR EN EL ANGO)
	CRUZ
	REDUCCION
	REDUCCION EXCENTRICA
	CONEXION "Y" O LATERAL
	CRUCEO EN ARCO
	JUNTA CON COPLE

	JUNTA FRIGIDA
	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 MANUERA
	VALVULA NORMALMENTE CERRADA
	VALVULA REDUCTORA DE PRESION
LA TUBERIA CON CONEXIONES BRIDADAS SE CONECTAN 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	.78	1.16				
2.60	1.20	3.29	.84	1.36				
2.80	1.29	3.74	.91	1.56				
3.00	1.39	4.22	.97	1.75				
3.25	1.50	4.96	1.05	2.06	.68	.70		
3.50	1.62	5.75	1.13	2.33	.73	.79		
3.75	1.73	6.47	1.21	2.67	.79	.91		
4.00	1.85	7.36	1.30	3.04	.84	1.03		
4.25	1.96	8.20	1.38	3.36	.89	1.13		
4.50	2.08	9.20	1.46	3.77	.94	1.27		
4.75	2.19	10.25	1.54	4.13	.99	1.39		
5.00	2.31	11.19	1.62	4.57	1.05	1.54		
5.25	2.43	12.33	1.70	5.04	1.10	1.70		
5.50	2.54	13.32	1.78	5.46	1.15	1.84		
5.75	2.66	14.56	1.86	5.97	1.21	2.01		
6.00	2.77	15.85	1.94	6.43	1.26	2.16	.73	.56
6.50	3.00	18.47	2.10	7.55	1.36	2.54	.79	.66
7	3.23	21.42	2.27	8.55	1.47	2.88	.85	.75
8	3.70	27.58	2.59	11.17	1.68	3.76	.97	.98
9	4.15	34.47	2.91	14.02	1.89	4.68	1.10	1.21
10	4.62	42.20	3.24	17.04	2.10	5.70	1.22	1.46
15			4.86	37.59	3.15	12.56	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	1.06	.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	5.56	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	8.50	2.32	2.15
80			4.29	9.70	2.45	2.44
85			4.56	10.95	2.63	2.75
90			4.83	12.25	2.73	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. varfa 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

MANUAL DE
MATEMÁTICA

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN
TUBERIAS DE ACERO

				PLV
5	3	1	1	
5	5	5		

PERDIDAS POR FRICCION EN
TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

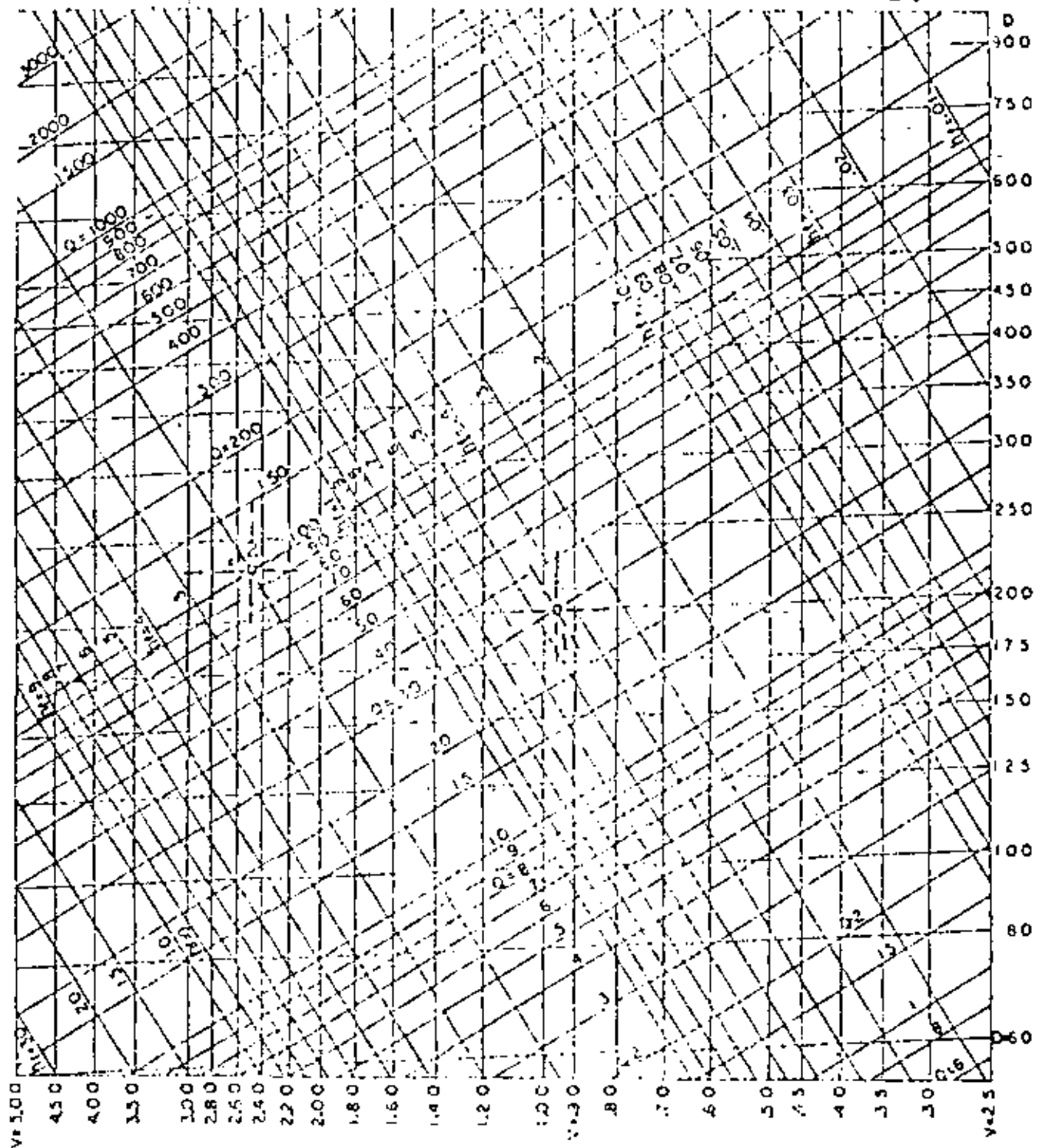
PERDIDAS POR FRICCION EN
TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

5 3 1 2

Q LITROS POR SEG.	2"		2 1/2"		3"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
1.50	.76	1.50				
2.00	1.02	2.51	.71	1.05		
2.50	1.27	3.74	.88	1.56		
3.00	1.53	5.18	1.06	2.16	.68	.74
3.50	1.78	6.83	1.24	2.85	.79	.98
4.00	2.04	8.68	1.42	3.62	.90	1.24
4.50	2.30	10.71	1.59	4.47	1.02	1.53
5	2.55	12.94	1.77	5.39	1.13	1.85
6	3.06	17.93	2.12	7.47	1.36	2.56
7	3.58	23.63	2.48	9.85	1.58	3.37
8	4.09	30.01	2.83	12.51	1.81	4.29
9	4.60	37.05	3.19	15.44	2.04	5.29
10	5.11	44.74	3.54	18.65	2.26	6.39
15			5.32	38.53	3.40	13.20
20					4.54	22.09
25					5.67	32.94

Q LITROS POR SEG.	4"		5"		6"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
6	.76	.64				
7	.89	.85				
8	1.02	1.08				
9	1.14	1.33	.73	.46		
10	1.27	1.61	.81	.55		
15	1.91	3.32	1.22	1.14	.84	.47
20	2.54	5.55	1.63	1.90	1.13	.79
25	3.18	8.28	2.04	2.84	1.41	1.18
30	3.82	11.48	2.44	3.93	1.69	1.64
35	4.46	15.12	2.85	5.18	1.98	2.16
40	5.10	19.21	3.26	6.58	2.26	2.74
45			3.67	8.12	2.54	3.39
50			4.07	9.81	2.83	4.09
55			4.48	11.64	3.11	4.85
60			4.89	13.60	3.39	5.67
65			5.30	15.69	3.68	6.54
70					3.96	7.47
75					4.24	8.45
80					4.53	9.48
85					4.81	10.57
90					5.09	11.71

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5



Q = GASTO EN LITROS POR SEGUNDO.
V = VELOCIDAD EN METROS POR SEGUNDO.

h = PERDIDAS DE CARGA EN METROS.
D = DIAMETRO EN MILIMETROS

EJEMPLO 1 : UN TUBO DE 203mm (8"), CON UN GASTO DE 300 l.p.s. TENDRA UNA PERDIDA DE 100 METROS, 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.

MANUAL DE DISEÑO : PERDIDAS POR FRICCION EN
TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO

5312

4-5

INGENIERIA EN TUBERIAS DE PVC
PERDIDAS POR FRICCION
MINISRAL RD-26

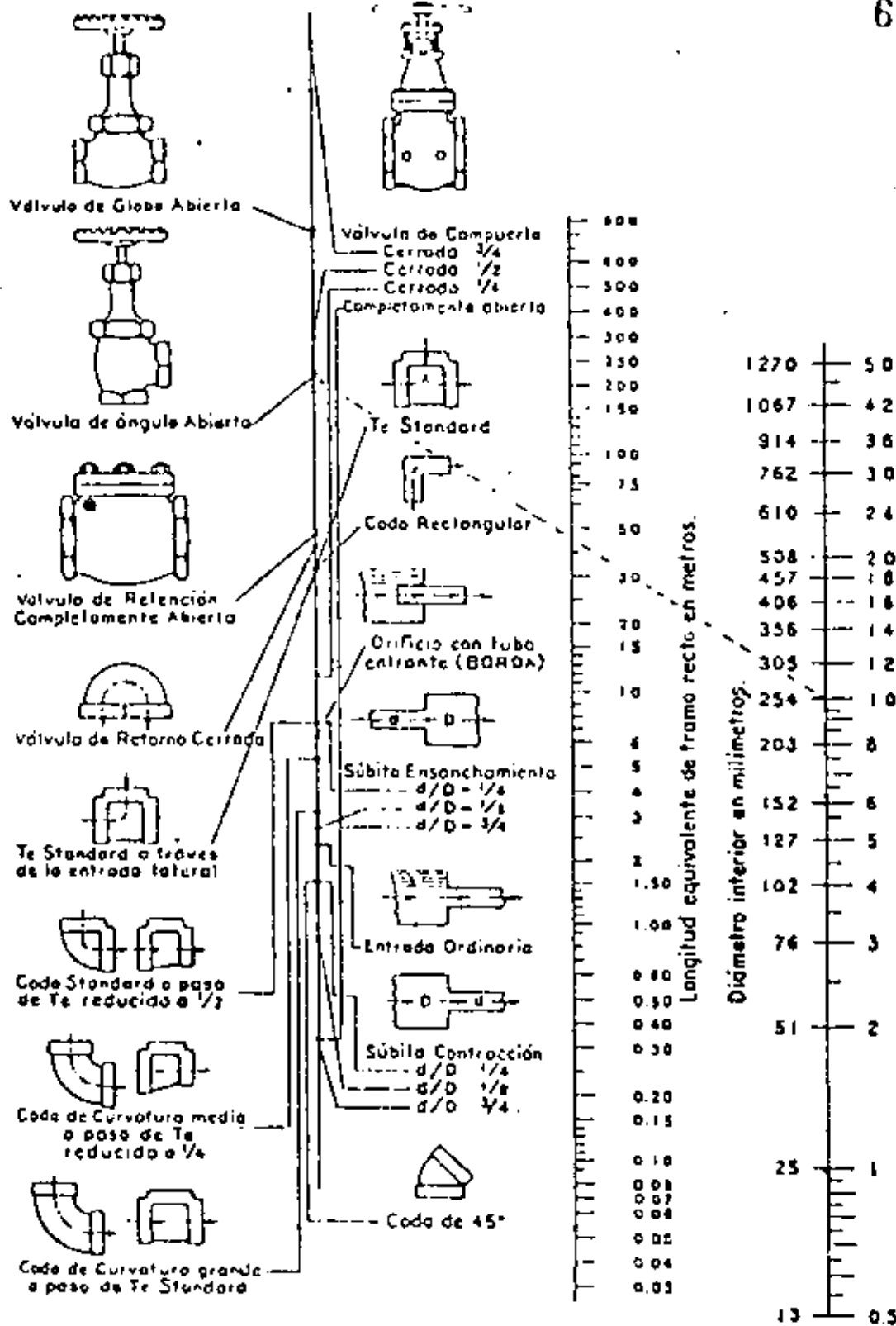
5313

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.
.0	.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	1.95	.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	1.46	.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	16.0	2.10	6.5	1.42	2.2	.86	.65
8.0	3.28	18.2	2.24	7.3	1.51	2.9	.92	.73
8.5	3.49	19.8	2.38	8.0	1.61	3.2	.97	.80
9.0	3.69	21.0	2.52	8.6	1.70	3.8	1.03	.88
9.5	3.90	22.15	2.66	9.5	1.79	4.1	1.09	.99
10			2.80	10.5	1.89	4.5	1.14	1.1
12			3.36	15.1	2.27	5.8	1.37	1.6
14			3.92	19.0	2.64	7.5	1.60	2.0
16					3.02	9.1	1.83	2.8
18					3.40	11.0	2.06	3.5
20					3.78	14.1	2.29	4.2
25							2.86	6.1
30							3.43	8.3
35							4.00	10.8

Q LITROS POR SEG.	5"		6"		8"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
5	.35	.09				
6	.42	.14	.32	.06		
7	.49	.18	.37	.09		
8	.56	.23	.42	.11		
9	.64	.30	.48	.15		
10	.71	.37	.53	.18	.31	.05
15	1.06	.75	.79	.37	.47	.11
20	1.41	1.2	1.06	.55	.62	.19
25	1.76	1.9	1.32	.85	.78	.31
30	2.12	2.7	1.58	1.2	.93	.40
35	2.47	3.2	1.85	1.8	1.09	.49
40	2.82	4.2	2.10	2.1	1.24	.62
45	3.18	5.5	2.38	2.9	1.40	.74
50	3.53	7.0	2.64	3.5	1.56	.90
55	3.88	8.2	2.90	4.0	1.71	1.1
60			3.17	4.7	1.87	1.4
70			3.70	6.2	2.18	.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.

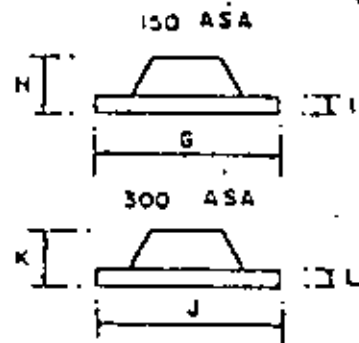
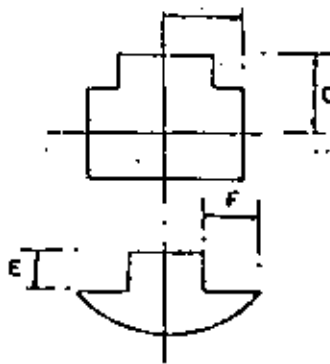
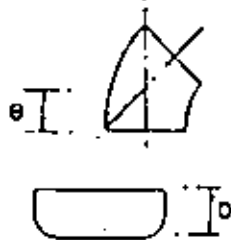
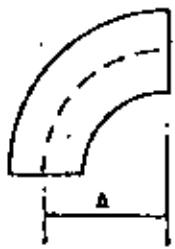
NOTA: Para contracciones y ensanchamientos bruscos utilícese el diámetro menor d en la escala de tubos.

INGENIERIA INTERVAL

DIMENSIONES Y PROPIEDADES
DE TUBOS DE ACERO
ESPECIFICACION ASA-B36.10 &
ASTM A-53 TIPO EYS GRADO B

N O R M A
S I O I
M O D O
REV

TIPO	DIAM. NOM. P.L.G.	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	1.950	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	6.616	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	30.022	70.285
	10	273.1	254.5	9.27	647.70	76.774	508.71	6688.84	489.94	9.33	60.241	111.077
	12	323.9	303.2	10.31	919.32	101.742	722.02	12499.43	771.93	11.08	79.601	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	30483.98	1459.21	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	477.3	15.06	2283.88	233.226	1793.75	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	254.720	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	0.464
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	1.522	1.773
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	11.90	1.95	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	19.458	42.61	162.08	36.46	2.89	15.254	19.509
3 1/2		101.6	85.4	8.08	73.03	23.729	57.36	261.39	51.46	3.34	18.617	24.342
4		114.3	97.2	8.56	94.45	28.432	74.19	400.00	69.99	3.75	22.293	29.968
5		141.3	124.8	9.53	149.42	39.432	117.36	860.35	121.76	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	4329.57	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	10.65	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



(Ø")	B mm	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
(1/4")	6												
(1/2")	13	38	16	25				89	48	11	95	52	14
(3/4")	19	29	11	29				98	52	13	117	57	16
(1")	25	38	22	38	38			108	56	14	124	62	17
(1 1/4")	32	48	25	48	38			117	57	16	133	65	19
(1 1/2")	38	57	29	57	38			127	62	17	156	68	21
(2")	51	76	35	64	38	37	54	152	64	19	165	70	22
(2 1/2")	64	95	44	76	38	41	54	178	70	22	191	76	25
(3")	76	114	51	86	51	44	57	191	70	24	210	79	29
(3 1/2")	89	133	57	95	64	44	57	216	71	24	229	81	30
(4")	102	152	64	105	64	44	64	229	76	24	254	86	32
(5")	127	191	79	124	76	51	70	254	89	24	279	98	35
(6")	152	229	95	143	89	60	95	279	89	25	318	98	37
(8")	203	305	127	178	102	70	108	343	102	29	381	111	41
(10")	254	381	159	216	127	76	127	406	102	30	445	117	48
(12")	305	457	191	254	152	95	152	483	114	32	521	130	51
(14")	356	533	222	279	165	102	152	533	127	35	584	143	54
(16")	406	610	254	305	178	108	184	597	127	37	648	146	57
(18")	457	686	286	343	203	108	184	635	140	40	711	159	60
(20")	508	762	318	381	229	133	197	699	144	43	775	162	64
(22")	559	838	343	419	267								
(24")	610	914	381	432	267	152	241		152	48	914	168	70
(26")	660	991	406	495	267								
(30")	762	1143	470	559	267								
(36")	914	1372	565	673									

INGENIERIA INTEGRAL

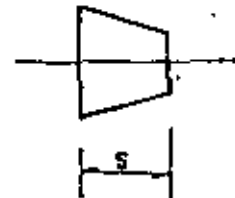
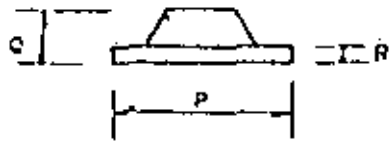
**TUBERIA SOLDADA
DIMENSIONES DE
ACCESORIOS**

N O R M A	REV
5 1 0 2	
HOJA 1 DE 4	

400 ASA

600 ASA

72

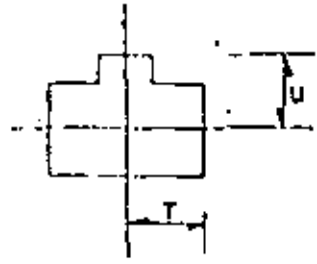
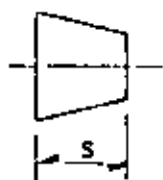


(Ø")	Ø mm	M	N	O	P	Q	R	Ø"	S	Ø"	S
(1/4")	6							3/4x3/8	36	3/2x3	102
(1/2")	13	95	52	14	95	52	14	3/4x1/2	38	4x1	102
(3/4")	19	117	57	16	117	57	16	1x3/8	51	4x1/4	102
(1")	25	124	62	17	124	62	17	1x1/2	51	4x1/2	102
(1 1/4")	32	133	67	21	133	67	21	1x3/4	51	4x2	102
(1 1/2")	38	156	70	22	156	70	22	1 1/4x1/2	51	4x2 1/2	102
(2")	51	165	73	25	165	73	25	1 1/4x3/4	51	4x3	102
(2 1/2")	64	191	79	29	191	79	29	1 1/4x1	51	4x3 1/2	102
(3")	76	210	83	32	210	83	32	1 1/2x1/2	64	5x2	127
(3 1/2")	89	229	86	35	229	86	35	1 1/2x3/4	64	5x2 1/2	127
(4")	102	254	89	35	273	102	38	1 1/2x1	64	5x3	127
(5")	127	279	102	38	330	114	44	1 1/2x1 1/4	64	5x3 1/2	127
(6")	152	318	103	41	356	117	48	2x3/4	72	5x4	127
(8")	203	381	117	48	419	133	56	2x1	72	6x2	140
(10")	254	445	124	54	508	152	64	2x1 1/4	72	6x2 1/2	140
(12")	305	521	137	57	559	156	67	2x1 1/2	72	6x3	140
(14")	356	584	149	60	603	165	70	2 1/2x1	89	6x3 1/2	140
(16")	406	648	152	64	686	178	76	2 1/2x1 1/4	89	6x4	140
(18")	457	711	165	67	743	184	83	2 1/2x1 1/2	89	6x5	140
(20")	508	775	168	70	813	191	89	2 1/2x2	89	8x3	152
(22")	559							3x1	89	8x3 1/2	152
(24")	610	914	175	76	940	203	102	3x1 1/4	89	8x4	152
(26")	660							3x1 1/2	89	8x5	152
(30")	762							3x2	89	8x6	152
(36")	914							3x2 1/2	89	10x3	178
								3 1/2x1 1/4	102	10x4	178
								3 1/2x1 1/2	102	10x5	178
								3 1/2x2	102	10x6	178
								3 1/2x2 1/2	102	10x8	178

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

NO	REV
5102	
HOJA 2 DE 4	

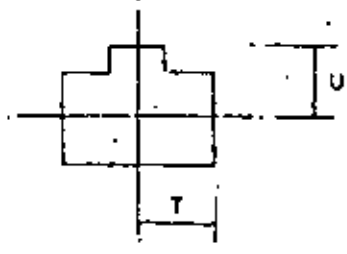


Ø"	S	Ø"	S	Ø"	T	U	Ø"	T	U
12 x 4	203	26 x 20	610	1/2 x 1/4	25	25	3 1/2 x 2 1/2	95	89
12 x 5	203	26 x 22	610	1/2 x 3/8	25	25	3 1/2 x 3	95	92
12 x 6	203	26 x 24	610	3/4 x 3/8	29	29	4 x 1 1/2	105	86
12 x 8	203	28 x 20	610	3/4 x 1/2	29	29	4 x 2	105	89
12 x 10	203	28 x 22	610	1 x 3/8	38	38	4 x 2 1/2	105	95
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	158
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	218

INGENIERIA INTEGRAL

TUBERIA SOLDADA

N O M B R E	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	248	24 x 18	432	419
14 x 10	279	257	24 x 20	432	432
14 x 12	279	270	24 x 22	432	432
16 x 6	305	264	26 x 12	495	422
16 x 8	305	273	26 x 14	495	432
16 x 10	305	283	26 x 16	495	432
16 x 12	305	295	26 x 18	495	445
16 x 14	305	305	26 x 20	495	457
18 x 8	394	298	26 x 22	495	470
18 x 10	394	308	26 x 24	495	483
18 x 12	394	321	30 x 16	559	483
18 x 14	394	330	30 x 18	559	495
18 x 16	394	330	30 x 20	559	508
20 x 8	381	324	30 x 22	559	521
20 x 10	381	333	30 x 24	559	533
20 x 12	381	346	30 x 26	559	546
20 x 14	381	356			
20 x 16	381	356			
20 x 18	381	368			
22 x 10	419	359			
22 x 12	419	371			
22 x 14	419	381			
22 x 16	419	381			
22 x 18	419	394			

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.	mm. metrico			Espesor mm.	Diám. Inter. mm.	Peso Teór. Kg/m (2)	Espesor mm.	Diám. Inter. mm.	Peso Teór. Kg/m (2)	Espesor mm.	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	0.0397	1.245	10.210	0.400	0.889	10.922	0.925	0.635	11.430	0.215
1/2	13	15.875	0.0499	1.245	13.385	0.511	1.016	13.843	0.424	0.711	14.453	0.303
5/8	16	19.050	0.0598	1.245	16.560	0.622	1.067	16.916	0.539	0.762	17.526	0.391
3/4	20	22.225	0.0698	1.651	18.923	0.954	1.143	19.939	0.677	0.813	20.599	0.489
1	25	28.575	0.0898	1.651	25.273	1.248	1.270	26.035	0.974	0.889	26.797	0.691
1 1/4	32	34.925	0.1097	1.651	31.623	1.545	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	1.475	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	123.823	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	0.8078	8.585	240.005	59.941	6.350	244.475	44.733	5.385	246.405	38.080
12	300	307.975	0.9673	10.287	287.401	86.008	7.112	293.751	60.096	6.452	295.071	54.636

INGENIERIA
INTEGRAL

PESO Y DIMENSIONES DE
TUBERIA CON JUNTA BIFLEX
ASBESTO-CEMENTO

NO. 5115
HOJA 105

DIAMETRO INTERIOR	A-5					A-7					A-10					A-14										
	DIAMETRO EXTERIOR		PESO			DIAMETRO EXTERIOR		PESO			DIAMETRO EXTERIOR		PESO			DIAMETRO EXTERIOR		PESO								
PULGADAS	MILIMETROS	TORNEADO EN MM. 4"	EN BRUTO EN MM. 4 1/2"	TUBO KG/M.L.	COPLER K.G.	JUEGO DE SANILLOS K.G.	TUBO CON JUNTA K.G./M.L.	TORNEADO EN MM. 6"	EN BRUTO EN MM. 6 1/2"	TUBO KG./M.L.	COPLER K.G.	JUEGO DE SANILLOS K.G.	TUBO CON JUNTA K.G./M.L.	TORNEADO EN MM. 8"	EN BRUTO EN MM. 8 1/2"	TUBO KG./M.L.	COPLER K.G.	JUEGO DE SANILLOS K.G.	TUBO CON JUNTA K.G./M.L.	TORNEADO EN MM. 10"	EN BRUTO EN MM. 10 1/2"	TUBO KG./M.L.	COPLER K.G.	JUEGO DE SANILLOS K.G.	TUBO CON JUNTA K.G./M.L.	
8	78	91	95	230	200	0.15	405	95	97	6.70	2.20	0.15	575	97	101	8.80	2.80	0.18	727	108	108	9.40	3.50	0.18	10.25	
4	100	118	122	660	260	0.24	708	120	124	7.80	2.80	0.24	840	124	128	9.50	3.10	0.24	1020	132	137	15.10	4.40	0.24	14.22	
6	100	172	176	12.00	4.10	0.50	13.12	174	178	13.60	4.40	0.50	14.68	178	182	18.00	5.00	0.50	17.30	180	184	23.90	6.70	0.50	25.94	
8	100	224	228	18.00	6.50	0.58	18.48	228	231	19.00	6.80	0.58	20.66	232	237	24.00	7.00	0.58	23.78	244	251	34.60	10.50	0.58	39.08	
10	200	278	283	28.00	7.80	0.53	28.03	284	289	31.00	8.00	0.53	33.52	288	293	48.00	12.40	0.53	48.06	310	318	58.80	18.60	0.53	62.43	
12	300	332	337	38.00	9.50	0.80	37.50	338	343	42.00	11.50	0.80	44.90	344	349	61.00	16.00	0.80	64.80	368	375	78.50	20.90	0.80	84.28	
14	300	388	393	39.40	13.60	0.90	43.56	396	401	49.00	15.20	0.90	53.14	414	419	71.30	22.50	0.90	78.70	430	433	109.00	27.60	0.90	116.44	
16	400	442	447	41.00	15.50	1.05	65.16	450	455	74.00	18.80	1.05	78.75	470	475	108.00	28.00	1.05	111.78	480	485	139.40	34.20	1.05	147.29	
18	450	496	502	68.50	20.80	1.20	70.86	508	512	83.00	21.40	1.20	94.28	528	532	120.80	24.80	1.20	128.40	552	558	177.50	42.90	1.20	187.28	
20	500	552	558	98.00	28.00	1.25	100.90	562	568	118.00	28.00	1.38	121.88	588	592	180.00	42.00	1.38	182.50	614	620	221.50	54.50	1.38	233.70	
24	500	658	664	127.00	30.00	1.28	135.28	668	674	150.00	36.00	2.28	168.46	698	702	213.00	50.00	2.28	226.26	730	736	305.00	70.70	2.28	321.59	
30	750	816	822	178.00	51.00	4.50	192.70	830	838	218.00	62.00	4.90	234.90													
36	800	880	886	245.00	60.00	5.25	278.25	1000	1008	338.00	74.40	5.25	382.13													

P R E S I O N E S

CLASE DE LA TUBERIA	DE TRABAJO		DE P R U E B A			
			EN FABRICA		EN O B R A	
	KGS./CM.2	LBS./PG.2	KGS./CM2	LBS./PG 2	KGS./CM.2	LBS./PG.2
A - 5	5	75	17.5	250	8.5	125
A - 7	7	100	24.5	350	10.5	150
A - 10	10	150	35.0	500	13.5	200
A - 14.	14	200	49.0	700	17.5	250

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 P R U E B A		FUGAS PERMISIBLES EN LTS. POR CM. DE DIAMETRO POR KM. DE TUBERIA POR HORA
KGS. /CM. ²	LBS. / PG. ²	
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

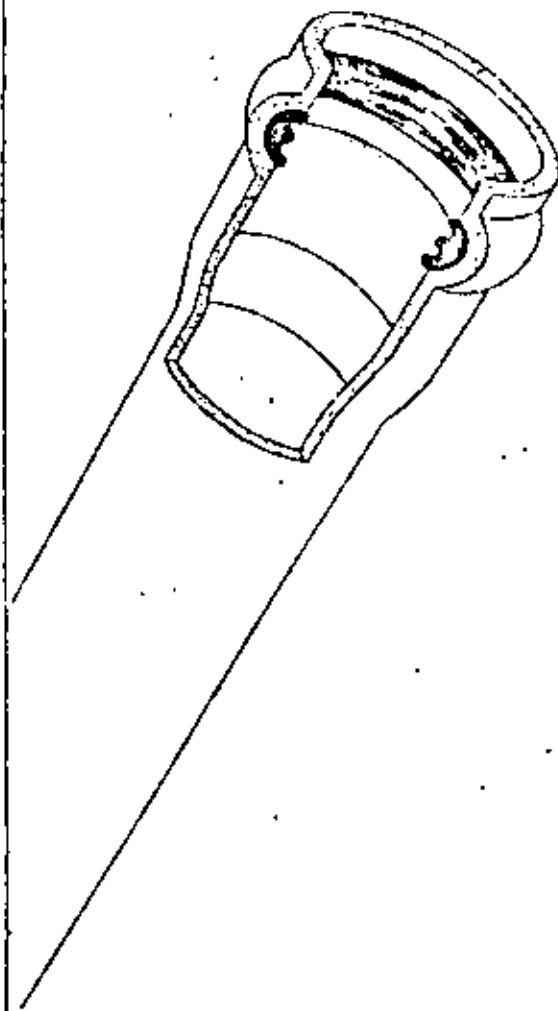
**INGENIERIA
INTEGRAL**
**TUBERIA DE ASBESTO
PRESIONES Y PRUEBAS DE
IMPERMEABILIDAD**

N O R M A

REV.

5118

HOJA DE 1



diámetro mm.	nominal pulg.	rd	diámetro exterior mm.	espesor
25	1	26	32.3	1.5
32	1 1/4	26	42.2	1.6
38	1 1/2	26	48.3	1.9
50	2	26	60.3	2.3
60	2 1/2	26	73.0	2.8
60	2 1/2	32.5	73.0	2.2
75	3	26	88.9	3.4
75	3	32.5	88.9	2.7
90	3 1/2	41	101.8	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

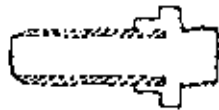
longitud util de suministro 6. M. L.

**INGENIERIA
INTEGRAL**

**DIMENSIONES Y PRESIONES
EN TUBERIAS DE P.V.C.**

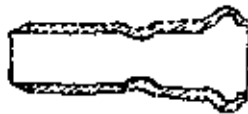
N O R M A	REV.
5120	
HOJA DE 1	

adaptador espiga



diámetro	
mm.	pulg.
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4

adaptador ac/pvc



50	2
60	2 1/2
75	3
100	4

tapón espiga



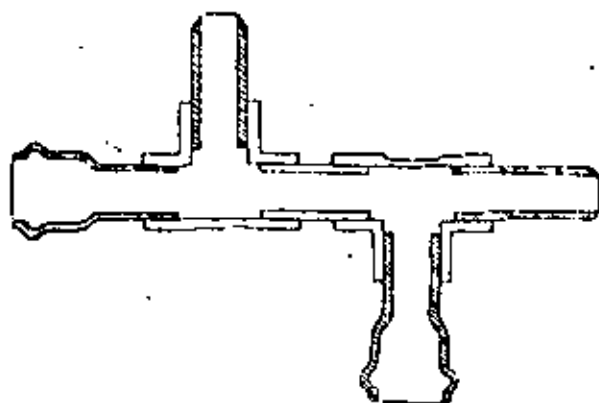
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

tapón campana



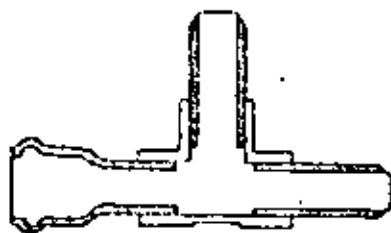
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6

CRUZ



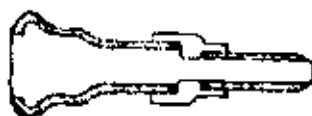
mm.	diámetro pulg.
25 x 25	1 x 1
30 x 28	1 1/2 x 1
38 x 38	1 1/2 x 1 1/2
50 x 38	2 x 1 1/2
60 x 50	2 x 2
60 x 50	2 1/2 x 2
80 x 60	2 1/2 x 2 1/2
76 x 50	3 x 2
78 x 60	3 x 2 1/2
78 x 78	3 x 3
90 x 60	3 1/2 x 2
90 x 60	3 1/2 x 2 1/2
90 x 78	3 1/2 x 3
90 x 90	3 1/2 x 3 1/2
100 x 60	4 x 2
100 x 80	4 x 2 1/2
100 x 78	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
100 x 100	4 x 4

e



mm.	diámetro pulg.
25 x 25	1 x 1
32 x 32	1 1/4 x 1 1/4
38 x 28	1 1/2 x 1
38 x 28	1 1/2 x 1 1/2
50 x 38	2 x 1 1/2
50 x 50	2 x 2
60 x 50	2 1/2 x 2
60 x 60	2 1/2 x 2 1/2
75 x 50	3 x 2
78 x 60	3 x 2 1/2
78 x 78	3 x 3
90 x 60	3 1/2 x 2
90 x 60	3 1/2 x 2 1/2
90 x 78	3 1/2 x 3
90 x 90	3 1/2 x 3 1/2
100 x 60	4 x 2
100 x 80	4 x 2 1/2
100 x 78	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
100 x 100	4 x 4

reducción campana



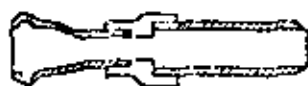
mm.	diámetro pulg.
32 x 28	1 1/4 x 1
38 x 28	1 1/2 x 1
38 x 28	1 1/2 x 1 1/4
50 x 38	2 x 2
60 x 50	2 1/2 x 2
78 x 60	3 x 2
78 x 60	3 x 2 1/2
90 x 60	3 1/2 x 2
90 x 60	3 1/2 x 2 1/2
90 x 78	3 1/2 x 3
100 x 60	4 x 2
100 x 60	4 x 2 1/2
100 x 78	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
180 x 125	6 x 5

INGENIERIA INTEGRAL

PIEZAS DE PVC

N O M A	REV.
5121	
HOJA 2 DE 5	

reducción espiga



diámetro	
m.m.	puig.
32 x 25	1 1/4 x 1
38 x 25	1 1/2 x 1
38 x 32	1 1/2 x 1 1/4
50 x 38	2 x 1 1/2
60 x 50	2 1/2 x 2
75 x 50	3 x 2
75 x 60	3 x 2 1/2
90 x 50	3 1/2 x 2
90 x 60	3 1/2 x 2 1/2
90 x 75	3 1/2 x 3
100 x 50	4 x 2
100 x 60	4 x 2 1/2
100 x 75	4 x 3
100 x 90	4 x 3 1/2
125 x 100	5 x 4
150 x 100	6 x 4
150 x 125	6 x 5

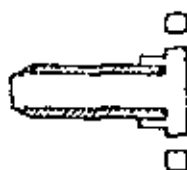
81

extremidad campana



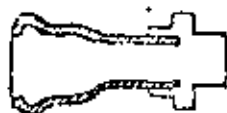
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4
125	5
150	6
200	8

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



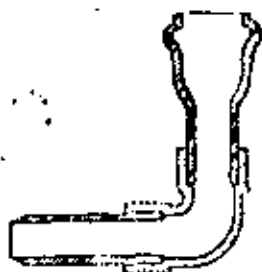
25	1
32	1 1/4
38	1 1/2
50	2
60	2 1/2
75	3
90	3 1/2
100	4

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

INGENIERIA INTEGRAL

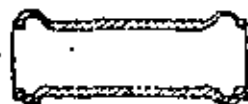
PIEZAS DE PVC

N O R M A REV.

5121

HOJA 4 DE 5

copie 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

TABLA I

DISTANCIA MAXIMA(EN METROS) ENTRE
SOPORTES DE TUBERIAS

DIAMETRO NOMINAL		TUBERIA DE ACERO	TUBERIA DE ASBESTO CEMENTO	TUBERIA DE P.V.C.		
mm.	pulg.			7°C	27°C	50°C
6	1/4"	1.20	1.20	1.20	0.90	0.45
13	1/2"	1.50	1.50	1.50	1.20	0.60
19	3/4"	1.83	1.83	1.65	1.35	0.60
25	1"	2.14	2.14	1.80	1.50	0.75
32	1 1/4"	2.40	2.40	1.80	1.65	0.75
38	1 1/2"	2.75	2.75	1.80	1.65	0.90
50	2"	3.05	3.05	1.80	1.65	0.90
60	2 1/2"	3.35	3.35	1.95	1.80	1.05
75	3"	3.66	3.66	2.15	1.80	1.05
100	4"	4.30	4.30	2.30	1.80	1.05
150	6"	5.20	5.20			
200	8"	5.80	5.80			
250	10"	6.70				
300	12"	7.00				
350	14"	7.60				
400	16"	8.30				
450	18"	8.60				
500	20"	9.20				
600	24"	9.80				

NOTAS:

- PARA TUBOS DE VARIOS DIAMETROS EN EL MISMO SOPORTE USE LA MENOR DISTANCIA.

- EN TUBERIA DE ASBESTO-CEMENTO DEBERA COLOCARSE UN SOPORTE EN CADA UNION, ADICIONALMENTE A LO INDICADO.

**INGENIERIA
INTEGRAL**

**SEPARACION ENTRE
SOPORTES Y TUBERIAS**

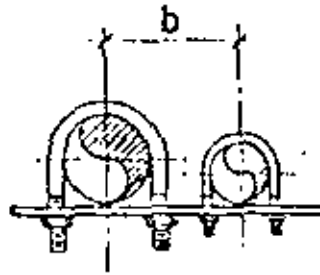
N O R M A

REV.

5 2 0 1 :

HOJA DE 2

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.

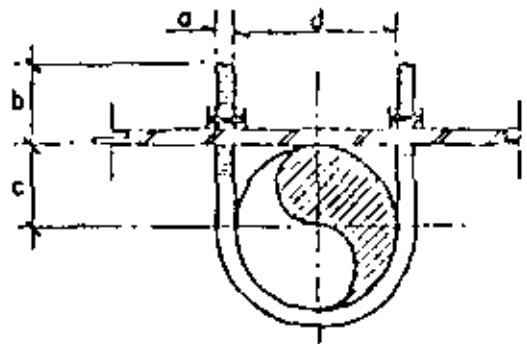


FIGURA 1

DIAMETRO TUBERIA EN PULG.	DIAMETRO VARILLA (d) 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	1/2	52	30	62	555
2 1/2		59	37	75	
3		64	45	91	
4		57	57	116	
5		56	71	143	
6	5/8	71	84	172	1645
8		71	110	222	
10	3/4	76	137	276	2460
12	7/8	82	162	327	3420
14		82	178	359	
16		82	203	410	
18	1	92	229	460	4500
20		92	254	511	
24		92	305	613	

MARCA GRINNEL FIG.137 o SIMILAR

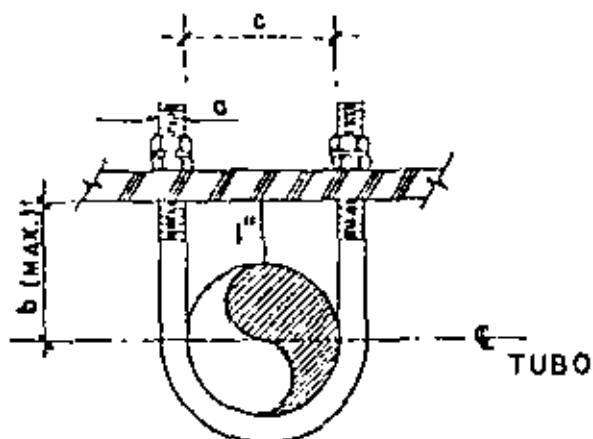


FIGURA - 2

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	555
3"		70	91	
4"		83	116	
5"		95	143	
6"	5/8"	109	171	1025
8"		135	222	
10"		162	276	
12"	3/4"	187	327	2460
14"		203	359	
16"		229	410	
18"	7/8"	254	460	3420
20"		279	511	
24"		330	613	
		1"		

MARCA : GRINNELL FIG. 137 ó SIMILAR

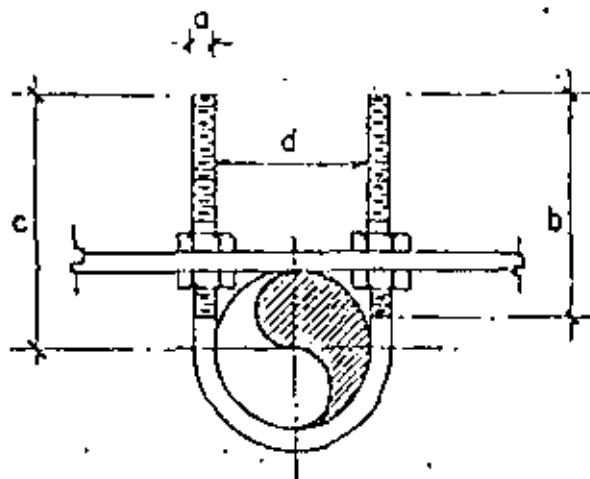


FIG. 3

DIAMETRO TUBERIA	DIAMETRO VARILLA (a) Pulg.	LONGITUD (b) mm	LONGITUD (c) mm	LONGITUD (d) mm	MAX. CARGA RECOMENDADA EN Kgs.
1/2"	3/8"	60	70	33	220
3/4"			70	38	
1"			70	45	
1 1/4"			73	52	
1 1/2"			76	60	
2"	1/2"	76	83	71	555
2 1/2"			95	87	
3"	5/8"	95	101	103	1025
4"			114	129	
5"			127	156	
6"			156	187	
8"			181	238	
10"	3/4"	101	222	295	2460
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

INGENIERIA
INTEGRAL

SOPORTE DE TORNILLO EN "U"

N O R M A

REV.

5204

HOJA 1 DE 1

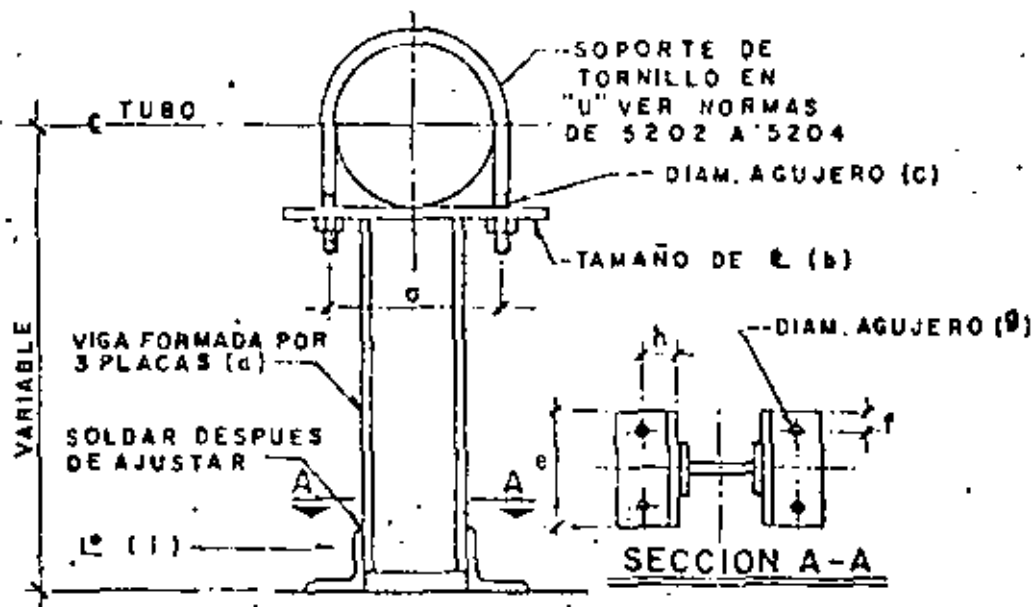
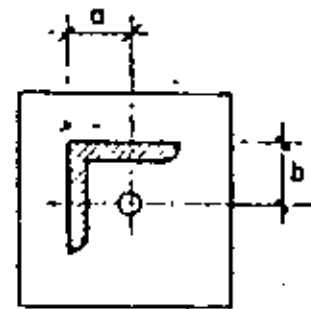
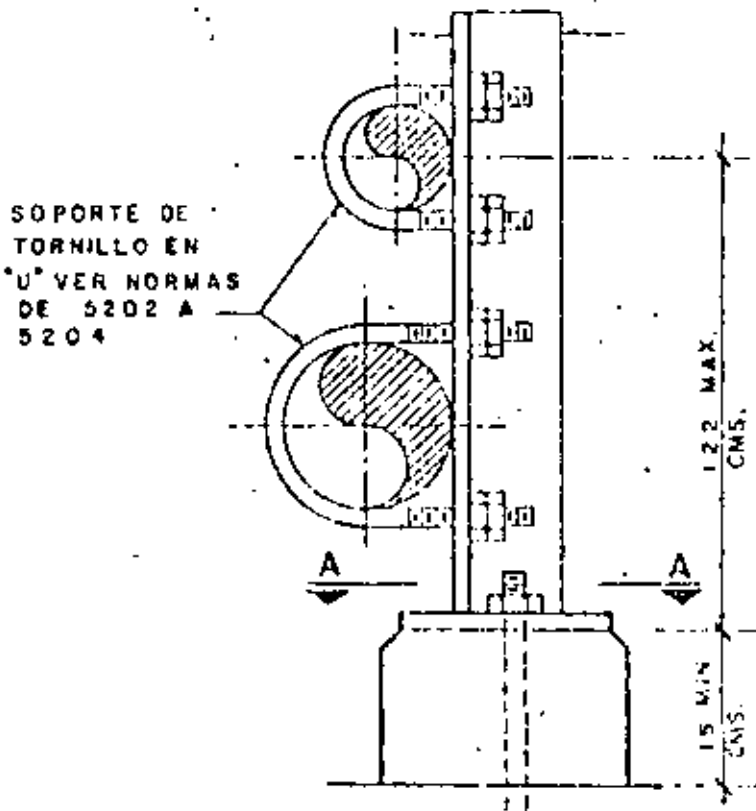


FIG: 1

DIAMETRO TUBERIA	a m.m.	b m.m.	c pulg.	d	e m.m.	f m.m.	g pulg.	h m.m.	i pulg.
4"	129	229x101x10	5/8"						
5"	156	229x101x10	5/8"						
6"	187	305x101x10	3/4"						
8"	238	305x101x10	3/4"		203				
10"	295	432x101x10	7/8"			32	15/16"	45	1 3/4"
12"	349	432x101x10	1"						
14"	381	457x152x13	1"						
16"	431	508x152x13	1"		254				
18"	486	584x152x13	1 1/8"						
20"	537	635x203x13	1 1/8"						
24"	638	736x203x13	1 1/8"		305	38	1 1/16"	64	1 3/4"



SEC A-A

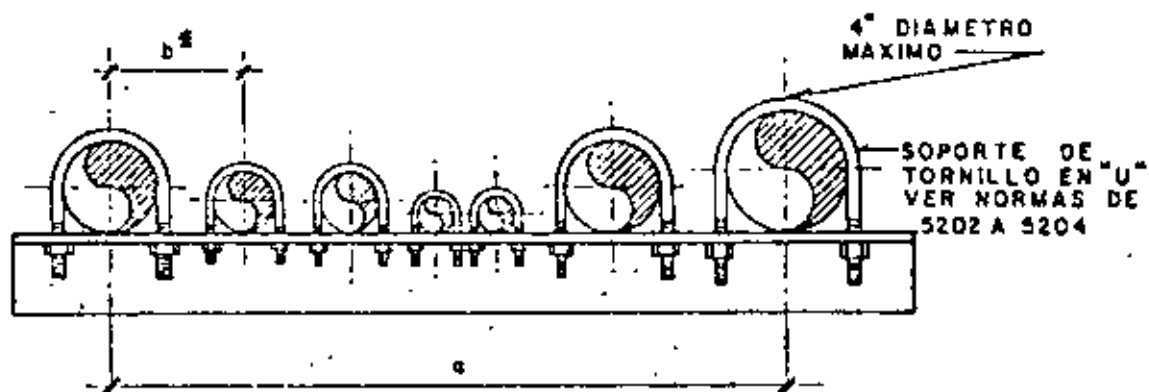
DIAMETRO DE TUBO MAYOR (PULG)	TAMANO ANCHILLO POSTE (PULG)	TAMANO PLACA BASE (mm)	DIOROLLOS (PULG)	BASE CONCRETO (CM)	a (mm)	b (mm)
4"	2 1/2 x 1 1/4"	127x127x10	3/8"	20 x 20	38	38
6"	4 x 1 1/2 x 1 1/2"	203x203x13	3/4"	25 x 25	51	51
12"	6 1/2 x 1 1/2 x 1 1/2"	254x254x13	1"	30 x 30	76	51

NOTA: EL ESPACIAMIENTO ENTRE POSTES SE HARA DE ACUERDO A LA TABLA I DE NORMA 5201 CON LA ENTERIA DE DIAMETRO MAYOR

UNIVERSIDAD
MEXICANA

SOPORTE DE TUBERIA
PARALELA VERTICAL

N O R M A	REV
5 2 0 6	
H U J A DE	



DIMENSION "o (MAX) CMS.	DIMENSIONES ANGULO
100	2" x 2" x 3/16"
140	3" x 2" x 3/16"
176	3" x 2" x 1/4"
200	4" x 2" x 1/4"

NOTAS :

*).- LA DISTANCIA (b) SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

EL ESPACIAMIENTO ENTRE CADA ANGULO DE SOPORTE SERA DE 12'-0" MAXIMO.

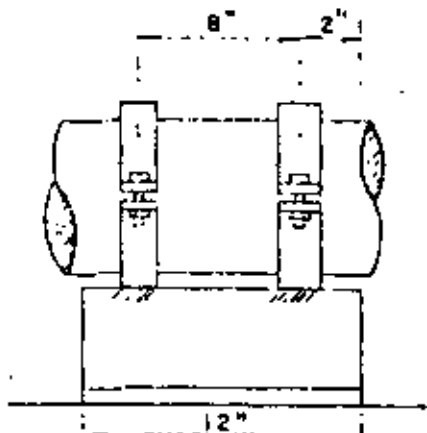
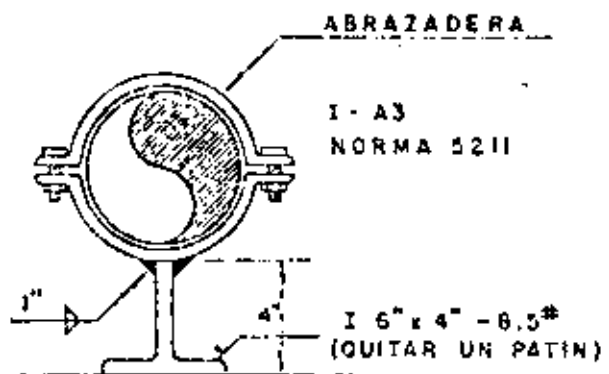


FIGURA - 1
PARA TUBERIA DE 8" Y MENOR

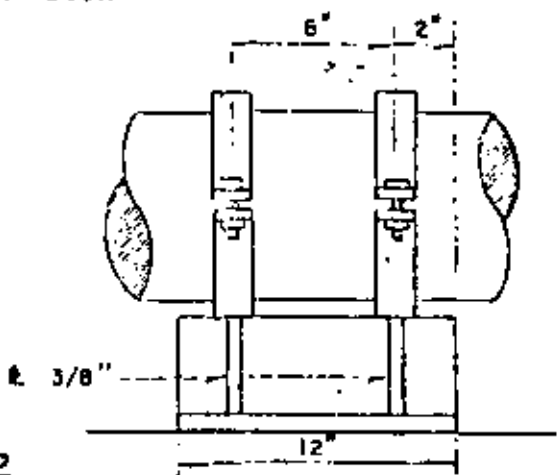
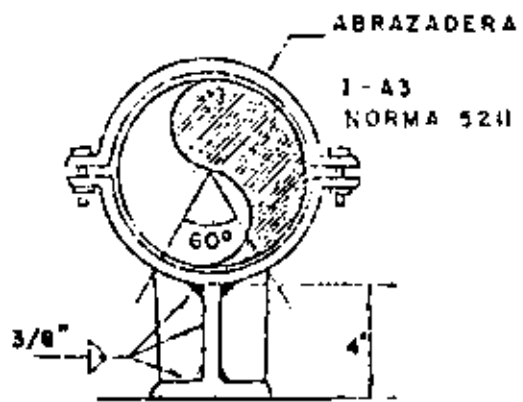


FIGURA - 2
PARA TUBERIA DE 10" A 12"

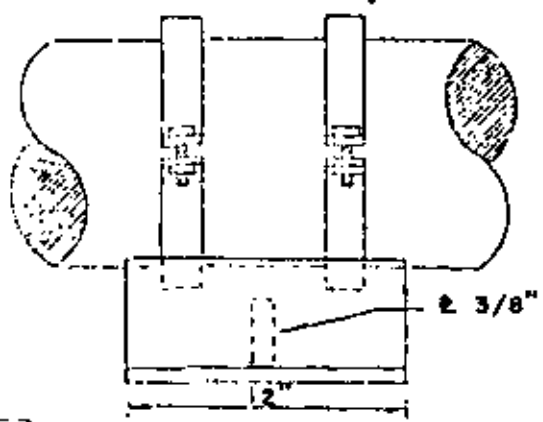
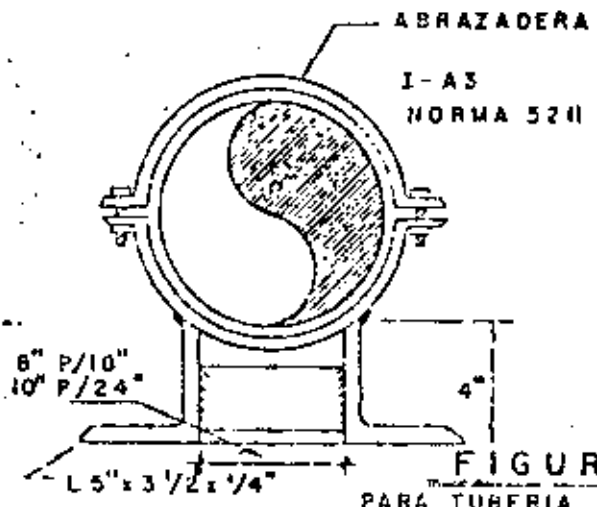


FIGURA - 3
PARA TUBERIA DE 18" Y MAYOR

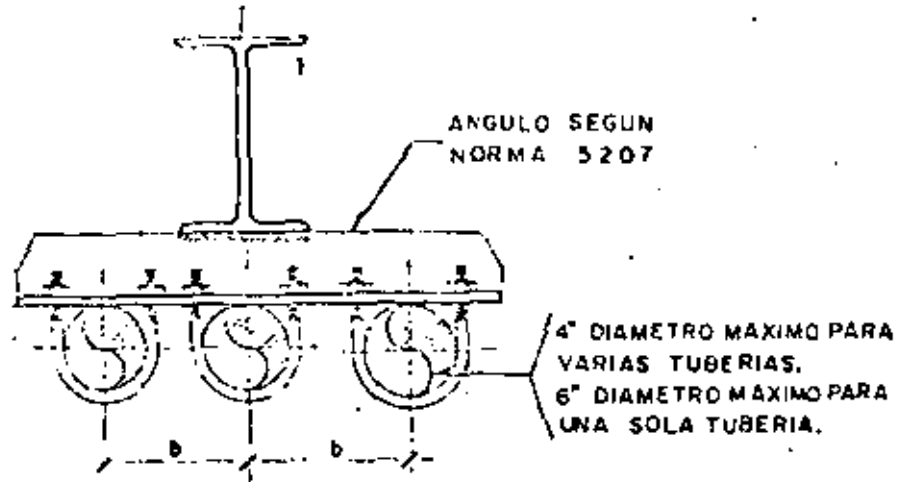


FIG. 1

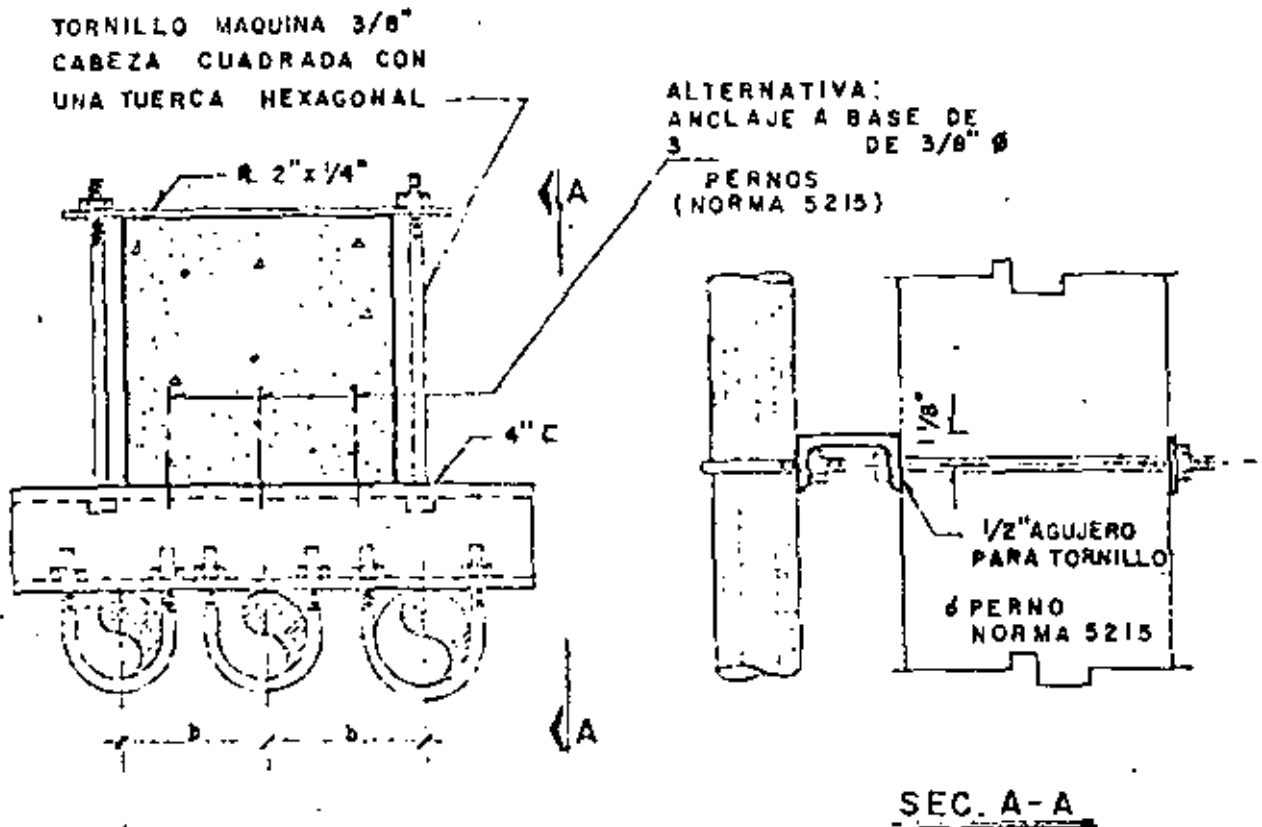


FIG. 2

NOTA:

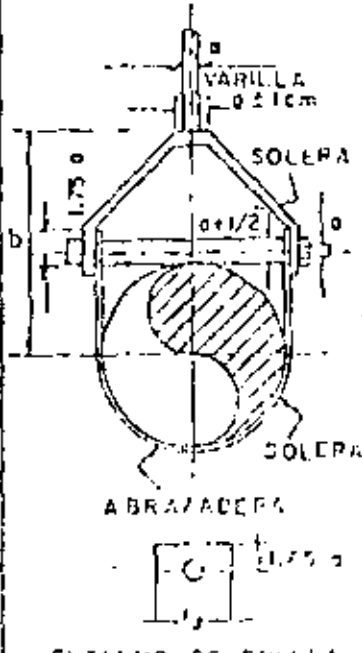
LA DISTANCIA b SERA SELECCIONADA DE ACUERDO A LA TABLA II DE NORMA 5201

INGENIERIA INTEGRAL

SOPORTES DE TUBERIA A COLUMNAS DE ACERO Y CONCRETO.

N O R M A	REV.
5209	
HOJA DE	

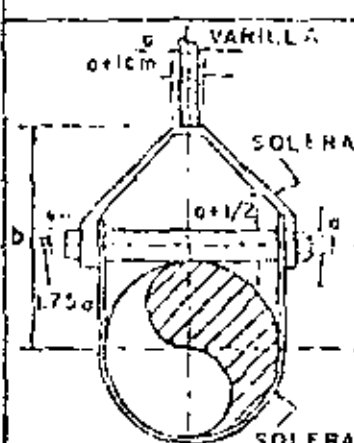
1A1 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO PESADO



DIAMETRO	a	b m.m.	SOLETA	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"		239		
8"	7/8"	295	3" x 1/4"	1700
10"		349		
12"	1"	399	3 1/2" x 1/4"	4000
14"		437		
16"		487		
18"		544		
20"	1 1/4"	600	4 1/2" x 1/4"	6600

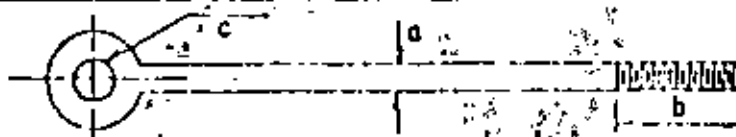
EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"

1A2 ABRAZADERA FORJADA PARA SERVICIO LIGERO



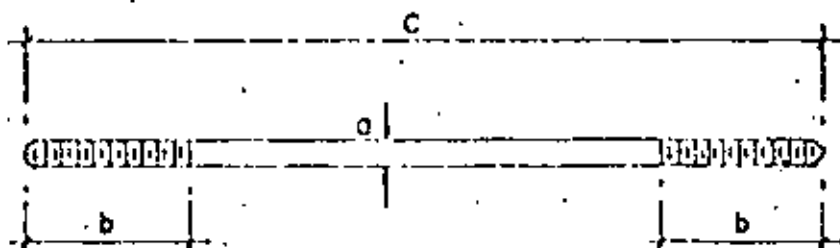
DIAMETRO	a	b m.m.	SOLETA	MAXIMA CARGA RECOMENDADA EN KGS.
3/8"	3/8"	70	1 1/4" x 1/4"	100
1/2"		75		
3/4"		80		
1"		87		
1 1/2"	1/2"	102	1 3/4" x 1/4"	250
2"		114		
2 1/2"	1/2"	132	1 3/4" x 1/4"	250
3"		148		
4"	179			

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "a"



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.O. (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 7/8"	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:

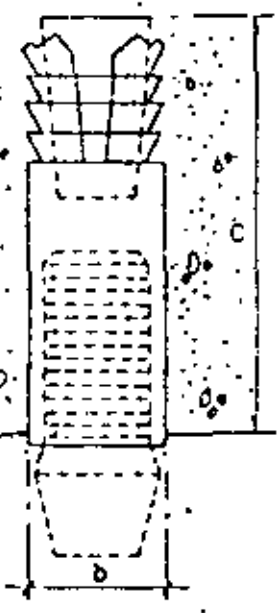
1- C LA CONEXION ENTRE LOS FIJADORES DEL TECNO (YA SEA DE ACERO O CONCRETO) Y LA ABRAZADERA - ANILLOS O RODETES SE HARA POR MEDIO DE VARILLAS PARA SOPORTE Y SE USARAN PARA TODAS LAS ABRAZADERAS MENCIONADAS EN LOS PARAFOS I - A - 1 A I - A - 5 DE ESTA MISMA ESPECIFICACION TOMANDO EN CONSIDERACION LA CARGA MAXIMA RECOMENDADA 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) mm	MAXIMA CARGA EN KGS.	
				TENSION	CORTANTE
	1/4"	3/8"	28	1818	618
	3/8"	9/16"	39	2801	1562
	1/2"	13/16"	52	4200	3110
	5/8"	15/16"	55	5787	5513
	3/4"	1-7/32"	83	8017	7492
	7/8"	1-13/32"	94	8819	8535

NOTAS:

- ANCLAR EN CONCRETO CON F'C MIN. = 250 KG. /cm².
- EN TENSION: PARA UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 3, MULTIPLICAR LOS VALORES INDICADOS POR 0.25.
- EN CORTANTE: LOS VALORES INDICADOS CORRESPONDEN A FALLA DEL TORNILLO (SE USO TORNILLERIA STANDARD ASTM - A 307).

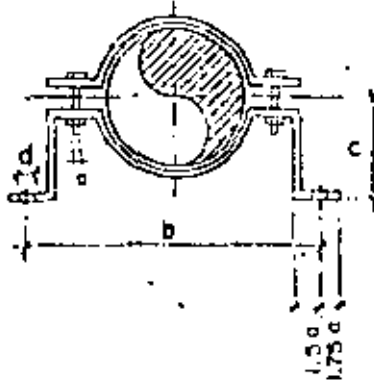
**INGENIERIA
INTEGRAL**
**ASEGURADOR PARA
CONCRETO**

N O R M A

REV.

5 2 1 5

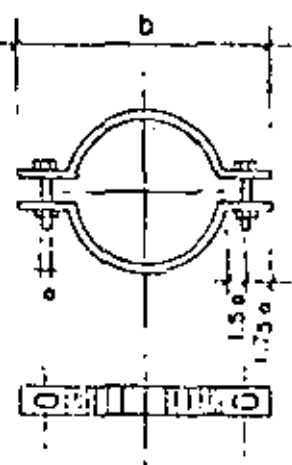
HOJA DE



DIAMETRO TUBERIA	LONG. c m.m.	LONG. b m.m.	DIAMETRO PERNO "d"	SOLERA
3/4"	64	706	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	209		
3"	95	305	7/16"	1 3/4" x 1/4"
3 1/2"	101	318		
4"	108	330		
5"	120	357		
6"	135	384		
8"	160	435		

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "d"

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	1 3/4" x 1/4"	7/16	500
2 1/2"	285			
3"	305			
3 1/2"	330	2 1/4" x 1/4"	1/2	700
4"	343			
5"	369	3 1/2" x 1/4"	3/4	1550
6"	394			
8"	470	4" x 1/4"		
10"	527			
12"	578	4 1/2" x 1/4"		
14" O.D.	610			
16" O.D.	660			
18" O.D.	711			
20" O.D.	762			

EL Ø DE LOS AGUJEROS SERA 1/8" MAYOR QUE "d"

INGENIERIA INTEGRAL

ABRAZADERA DE ESTRIBOS Y ABRAZADERA DE PISO PARA TUBERIA VERTICAL

N O R M A	PEV.
5 2 1 9	
HOJA DE	

Q LITROS POR SEG.	1"		1 1/4"		1 1/2"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
.40	.72	2.99				
.45	.81	3.61				
.50	.90	4.46				
.55	.99	5.39				
.60	1.08	6.20				
.65	1.17	7.28				
.70	1.26	8.22	.72	2.12		
.80	1.44	10.74	.83	2.77		
.90	1.62	13.29	.93	3.41		
1.00	1.80	16.19	1.03	4.12	.76	1.92
1.20	2.16	22.70	1.24	5.73	.91	2.66
1.40	2.52	30.72	1.44	7.71	1.07	3.58
1.60	2.88	39.58	1.65	9.87	1.22	3.98
1.80	3.24	49.73	1.86	12.35	1.37	5.72
2.00	3.60	60.96	2.07	15.19	1.52	6.99
2.20	3.96	72.75	2.27	18.07	1.67	8.31
2.40	4.32	85.92	2.48	21.25	1.83	9.76
2.60	4.68	100.83	2.69	24.94	1.98	11.45
2.80	5.04	115.74	2.89	28.60	2.13	13.08
3.00			3.10	32.83	2.28	15.02
3.25			3.36	38.21	2.47	17.41
3.50			3.62	43.95	2.66	20.04
3.75			3.82	50.05	2.85	22.77
4.00			4.13	56.70	3.04	25.78
4.25			4.39	64.01	3.23	29.11
4.50			4.65	71.43	3.43	32.50
4.75			4.91	79.30	3.62	36.07
5.00					3.81	39.74
5.25					4.00	43.70
5.50					4.19	47.96
5.75					4.38	52.30
6.00					4.57	56.62
6.50					4.95	66.02

Q LITROS POR SEG.	1/4"		3/8"		1/2"		3/4"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
.05	.75	12.46						
.06	.90	17.27						
.07	1.05	23.51						
.08	1.20	29.81						
.09	1.35	36.34	.73	8.15				
.10	1.50	44.36	.81	9.91				
.15	2.26	94.96	1.22	20.44	.77	6.48		
.20	3.01	165.25	1.63	35.51	1.02	11.17		
.25	3.76	254.17	2.04	53.88	1.28	16.78	.73	4.13
.30	4.51	359.95	2.44	75.52	1.53	23.33	.87	5.72
.35			2.85	100.87	1.79	31.20	1.02	7.58
.40			3.26	131.75	2.04	40.73	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	20.92
.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	2.00	.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	2.06	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			4.80	37.39	3.15	12.36	1.83	3.15
20					4.20	21.44	2.43	5.46
25					5.25	33.45	3.04	8.31
30							3.65	11.76
35							4.26	15.97
40							4.87	20.77

Q LITROS POR SEG.	5"		6"		8"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
10	.78	.48				
15	1.16	1.02	.80	.41		
20	1.55	1.76	1.07	.71		
25	1.94	2.67	1.34	1.07	.78	.27
30	2.32	3.76	1.60	1.50	.93	.38
35	2.71	5.03	1.88	2.00	1.08	.51
40	3.10	6.57	2.14	2.61	1.24	.67
45	3.49	8.23	2.41	3.25	1.39	.83
50	3.87	10.03	2.68	3.95	1.55	1.00
55	4.26	12.10	2.95	4.74	1.70	1.19
60	4.65	14.40	3.22	5.58	1.86	1.41
65	5.04	16.77	3.49	6.55	2.01	1.66
70			3.75	7.54	2.17	1.90
75			4.02	8.60	2.32	2.16
80			4.29	9.70	2.48	2.44
85			4.56	10.85	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

**MANEJERIA
GENERAL**

**PERDIDAS POR FRICCION EN
TUBERIAS DE ACERO**

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					4.45	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	1.26	.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	.29
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	.5
140	2.75	2.29	1.94	.96	1.60	.55
150	2.95	2.59	2.08	1.07	1.72	.62
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	2.51
350			4.85	5.46	4.01	3.42
400					4.58	4.41
450					5.15	5.52

TUBERIA DE ACERO CEDULA 40

UNIDADES : METROS DE PERDIDA POR CADA
100 MTS. DE TUBERIA.

VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

M

5311
3023
REV

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS DE ACERO

5311

Q LITROS POR SEGUNDO	30" D.		36" D.		42" D.		48"	
	V	hf	V	hf	V	hf	V	hf
	M/SEG	FRICC.	M/SEG	FRICC.	M/SEG	FRICC.	M/SEG	FRICC.
300	.70	.048						
350	.82	.064						
400	.94	.084						
450	1.06	.104						
500	1.17	.127	.76	.043				
550	1.29	.151	.84	.052				
600	1.41	.177	.91	.061				
650	1.52	.202	.99	.071	.73	.033		
700	1.64	.232	1.07	.080	.70	.038		
750	1.75	.261	1.14	.092	.64	.043		
800	1.83	.308	1.22	.105	.60	.049		
850	1.92	.364	1.29	.117	.55	.055		
900	2.01	.385	1.37	.131	1.01	.061	.77	.031
950	2.13	.423	1.45	.143	1.06	.068	.61	.035
1000	2.25	.469	1.52	.159	1.12	.074	.56	.038
1100	2.56	.551	.66	.190	1.21	.089	.54	.044
1200	2.83	.662	1.53	.225	1.34	.105	1.03	.054
1300	3.05	.777	1.56	.263	1.43	.122	1.11	.063
1400	3.28	.901	2.13	.305	1.57	.147	1.20	.074
1500	3.52	1.032	2.28	.342	1.68	.159	1.28	.082
2000	4.60	1.796	2.05	.603	2.24	.279	1.71	.143
2500			3.80	.927	2.80	.425	2.14	.218
3000			4.57	.111	3.36	.604	2.57	.309
3500			5.33	1.785	3.92	.809	3.00	.414
4000					4.48	1.076	3.43	.540
4500					5.03	1.319	3.85	.677
5000							4.28	.833
5500							4.71	.994

Q LITROS POR SEGUNDO	54" D.		60" D.		72" D.	
	V	hf	V	hf	V	hf
	M/SEG	FRICC.	M/SEG	FRICC.	M/SEG	FRICC.
1000	.68	.022				
1100	.74	.026				
1200	.81	.030				
1300	.88	.035	.71	.021		
1400	.95	.041	.77	.024		
1500	1.01	.045	.82	.027		
2000	1.35	.070	1.10	.047	.76	.019
2500	1.69	.102	1.37	.070	.95	.029
3000	2.03	.141	1.64	.10	1.14	.041
3500	2.37	.185	1.92	.135	1.33	.054
4000	2.71	.236	2.19	.175	1.52	.071
4500	3.05	.292	2.47	.221	1.71	.085
5000	3.38	.356	2.74	.270	1.90	.105
5500	3.72	.427	3.02	.321	2.09	.129
6000	4.06	.507	3.29	.380	2.28	.152
7000	4.72	.672	3.84	.513	2.66	.203
8000			4.39	.670	3.05	.261
9000			4.93	.837	3.42	.323
10000					3.81	.400
11000					4.19	.490
12000					4.57	.593
13000					4.95	.661

TUBERIA DE ACERO { 30" CEGULA 20
 36" - 72" DIAMETRO
 INTERIOR

UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA

VFR NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5

D.I. = DIAMETRO INTERIOR

101

- 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

**MANTENIMIENTO
GENERAL**

**PERDIDAS POR FRICCION EN
TUBERIAS DE ASBESTO-CEMENTO**

Q LITROS POR SEG.	2"		2½"		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	38.53	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 3 DE 5

N O R M A S
 5 3 1 2
 A G U A D O S
 REV

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	.29
250	2.59	1.25	1.98	.66	1.55	.37
300	3.11	1.73	2.37	.91	1.88	.52
350	3.62	2.28	2.77	1.20	2.18	.68
400	4.15	2.90	3.17	1.53	2.51	.87
450	4.67	3.58	3.56	1.88	2.78	1.07
500	5.18	4.32	3.97	2.28	3.13	1.29
550			4.36	2.70	3.44	1.53
600			4.76	3.15	3.76	1.79
650			5.16	3.64	4.07	2.07
700					4.38	2.36
750					4.70	2.67
800					5.01	3.00

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
 - CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
 - VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5.

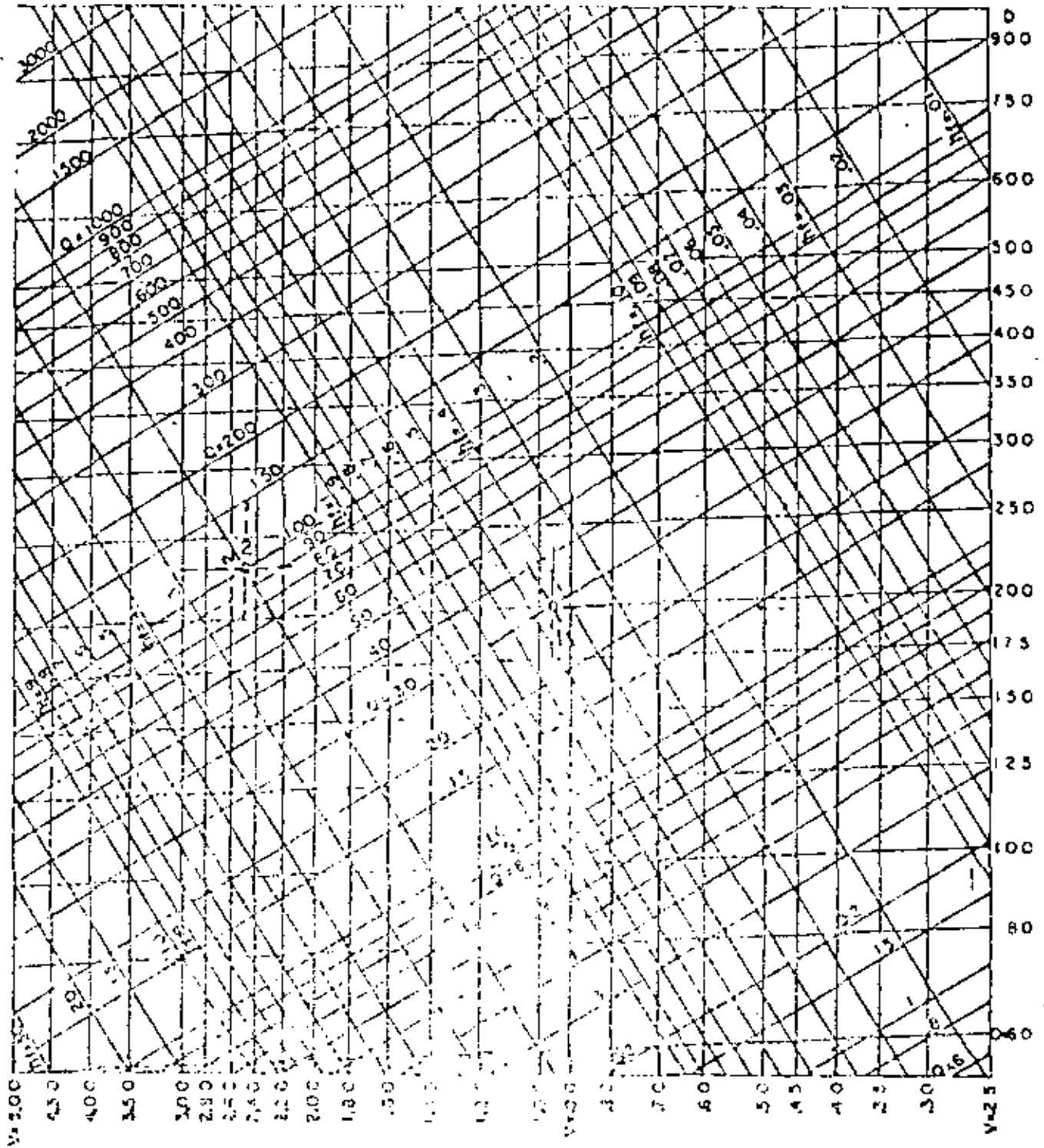
Q LITROS POR SEG	20"		24"		30"		36"	
	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.	V M/SEG.	hf FRICC.
150	.76	.090						
200	1.01	.151	.70	.063				
250	1.26	.225	.88	.094				
300	1.52	.312	1.05	.130	.68	.045		
350	1.77	.412	1.23	.172	.79	.059		
400	2.03	.523	1.40	.218	.90	.075		
500	2.53	.780	1.76	.325	1.12	.111	.77	.048
600	3.04	1.080	2.11	.450	1.35	.154	.93	.064
700	3.55	1.424	2.46	.593	1.57	.203	1.09	.085
800	4.06	1.808	2.81	.754	1.80	.258	1.25	.108
900	4.57	2.232	3.16	.930	2.02	.319	1.40	.133
1000	5.07	2.696	3.52	1.124	2.25	.385	1.56	.160
1100			3.87	1.333	2.47	.457	1.71	.190
1200			4.22	1.557	2.70	.534	1.87	.222
1300			4.58	1.797	2.92	.616	2.03	.257
1400			4.93	2.052	3.22	.703	2.18	.293
1500			5.28	2.322	3.38	.796	2.34	.332
2000					4.50	1.331	3.12	.555
2500					5.63	1.985	3.90	.827
3000							4.69	1.147
3500							5.47	1.511

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
- VER NOTAS EN LA HOJA 5 DE 5.

**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 = METROS DE CARGA EN METRASCOMETROS.
 D = DIAMETRO EN MILIMETROS.

EJEMPLO 1: UN TUBO DE 203mm (8"), CON UN GASTO DE 30 l.p.s. TENDRA UNA PERDIDA $h_f = 0.43 \text{ m/100m}$, 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.

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 5315), 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:

$$h_f = 3.55 \times \left(\frac{115.0}{100} \right)^2 = 4.69 \text{ m. / 100 m.}$$

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"		1 1/4"		1 1/2"	
	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.		V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.	V M/S	hf FRICC.
.05	.32	1.0					.20	.30	.92				
.06	.38	1.3					.30	.44	1.76				
.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	1.18	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	25.7	2.60	3.06	39.9	2.18	11.4	1.67	5.8
1.20					2.77	28.8	2.80			2.34	14.6	1.80	6.9
1.30					3.00	30.7	3.00			2.51	16.2	1.93	7.5
1.40					3.23	38.2	3.50			2.93	19.7	2.25	9.2
1.50					3.46	40.0	4.00			3.35	26.1	2.57	11.3
1.60					3.69	42.2	4.50			3.77	30.7	2.89	15.1
1.70					3.92	48.3	5.00					3.21	18.4
							6.00					3.86	24.0

- TUBERIA CLASE RD-26.
- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS. DE TUBERIA.
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.
- VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4.

MINERAL

PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS DE PVC RD-26

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	.72				
1.4	.57	.72	.39	.85				
1.6	.66	.91	.45	.92				
1.8	.74	1.12	.50	1.08	.34	.18		
2.0	.82	1.37	.56	1.27	.38	.20		
2.5	1.03	2.03	.70	1.81	.47	.34		
3.0	1.23	3.1	.84	2.08	.57	.46	.34	.13
3.5	1.44	3.8	.98	2.55	.66	.60	.40	.17
4.0	1.64	5.0	1.12	2.96	.76	.72	.46	.20
4.5	1.85	6.3	1.26	3.5	.85	.90	.51	.29
5.0	2.05	8.0	1.40	4.3	.94	1.05	.57	.35
5.5	2.26	9.1	1.54	5.0	1.04	1.31	.63	.40
6.0	2.46	10.4	1.66	6.3	1.13	1.48	.69	.47
6.5	2.67	11.5	1.82	8.0	1.23	1.75	.74	.51
7.0	2.87	14.7	1.96	9.0	1.32	2.0	.80	.59
7.5	3.06	16.6	2.10	10.5	1.42	2.2	.86	.65
8.0	3.28	18.2	2.24	12.3	1.51	2.9	.92	.73
8.5	3.49	19.8	2.38	14.0	1.61	3.2	.97	.80
9.0	3.69	21.0	2.52	16.0	1.70	3.8	1.03	.88
9.5	3.90	22.15	2.66	18.0	1.75	4.1	1.09	.99
10			2.80	20.0	1.89	4.5	1.14	1.1
12			3.36	25.1	2.27	5.8	1.37	1.6
14			3.92	30.0	2.64	7.5	1.60	2.0
16					3.02	9.1	1.83	2.0
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	.03
15	1.06	.75	.79	.37	.47	.11
20	1.41	1.2	1.06	.55	.62	.19
25	1.76	1.9	1.32	.85	.78	.31
30	2.12	2.7	1.58	1.2	.93	.40
35	2.47	3.2	1.85	1.8	1.09	.49
40	2.82	4.2	2.10	2.1	1.24	.62
45	3.18	5.5	2.38	2.9	1.40	.74
50	3.53	7.0	2.64	3.5	1.56	.90
55	3.88	8.2	2.90	4.0	1.71	1.1
60			3.17	4.7	1.87	1.4
70			3.70	6.2	2.18	1.8
80					2.49	2.2
90					2.80	3.0
100					3.11	3.5
110					3.42	4.0
120					3.73	4.6

- TUBERIA CLASE RD-26.

- UNIDADES: METROS DE PERDIDA POR CADA 100 MTS DE TUBERIA.

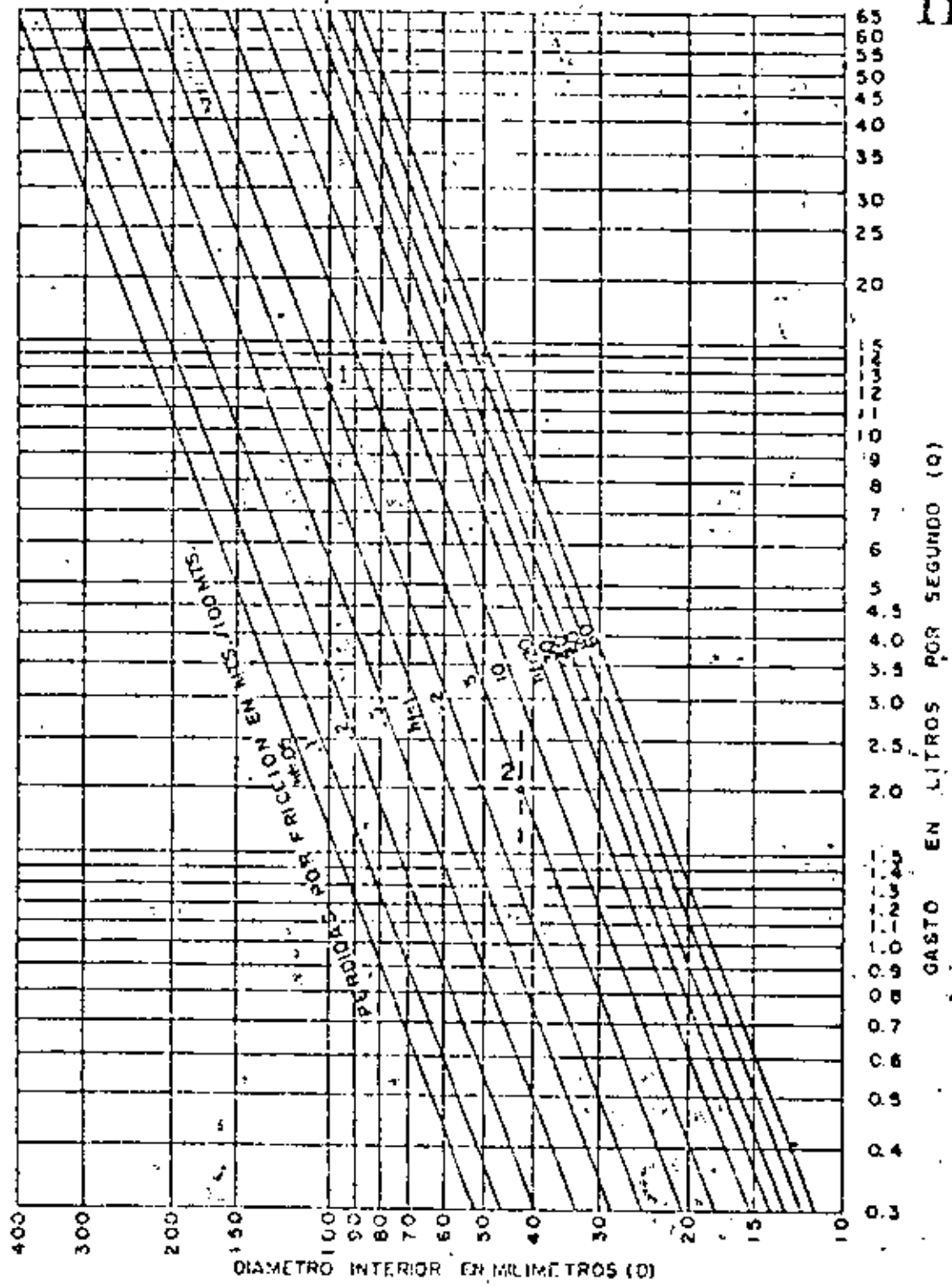
- CALCULOS CON DIAMETROS INTERIORES.

- VER NOTAS EN LA HOJA 4 DE 4

N O R M A 21V

5313

HOJA 2 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:

$$h_f = 4.00 \times \left(\frac{115}{110} \right)^2 = 4.37 \text{ m./100 m.}$$

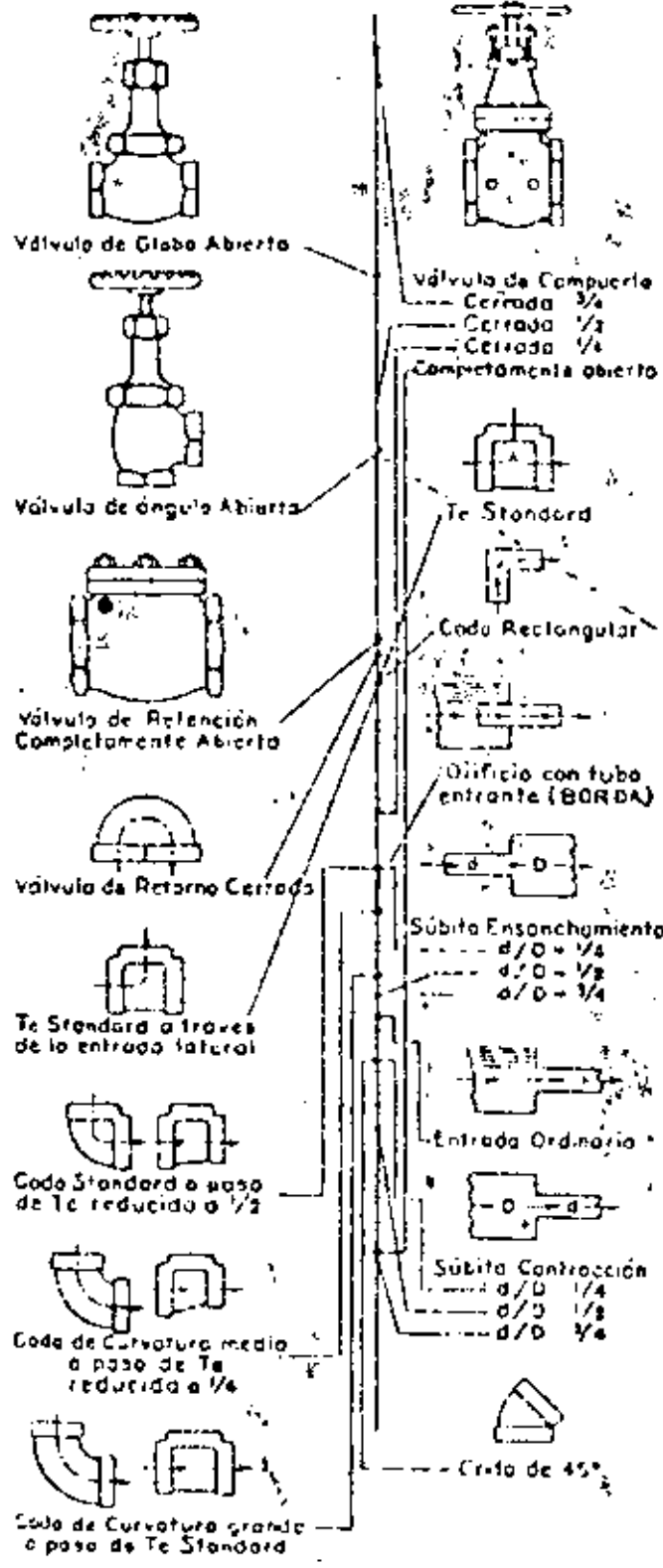
Para diámetros intermedios la fricción por 100 m. varía inversamente como la quinta potencia de los diámetros interiores, para el mismo gasto.

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



000		
000		
500		
400		
300		
250	1270	50
200	1067	42
150	914	36
100	762	30
75	610	24
50	508	20
30	457	18
20	406	16
15	355	14
10	305	12
8	254	10
6	203	8
5	152	6
4	127	5
3	102	4
2	76	3
1.50		
1.00		
0.40		
0.30		
0.40		
0.30	51	2
0.20		
0.15		
0.10		
0.08	25	1
0.07		
0.06		
0.05		
0.04		
0.03		
	13	0.5

Longitud equivalente de tramo recto en metros.

Diámetro interior en milímetros.

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 RECHAS
	AGUAS PLUVIALES
	VENTILACION
	AGUA FRIA
	AGUA CALIENTE
	RETORNO AGUA CALIENTE
	F LINEA CONTRA INCENDIO
LAS LINEAS DE OTROS FLUIDOS SERA A LINEA LLERA CON LAS INICIALES CORRESPONDIENTES. EJEMPLO.	
	AIR COMPRIMIDO
	GAS
	SUMINISTROS MUNICIPALES
	S 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 PLANOS)
	CRUZ
	REDUCCION
	REDUCCION ECENTRICA
	CONEXION "Y" O LATERAL
	CRUCERO EN ARCO
	JUNTA CON COUPE

	JUNTA CRIDADA
	JUNTA ATORNILLADA
	JUNTA SOLDADA
	JUNTA CON ESTAÑO Y SOPLETE
	BRIDA CON JUNTA DE EXP.
	BRIDA DE REDUCCION
	UNION
	VALVULA DE COMPUERTA
	VALVULA DE GLOBO
	VALVULA DE RETENCION
	VALVULA DE PASO
	VALVULA DE SEGURIDAD
	VALVULA DE CIERRE RAPIDO
	VALVULA DE FLOTADOR
	VALVULA OPERADA CON MOTOR
	VALVULA DE MANQUERA
	VALVULA NORMALMENTE CERRADA
	VALVULA REDUCTORA DE PRESION

LA TUBERIA CON CONEXIONES BRIDADAS DE FONDSAN DE LA SIGUIENTE MANERA.

VALVULA DE COMPUERTA BRIDADAS

LAS CONEXIONES SOLDADAS SERAN:

VALVULA DE COMPUERTA SOLDADA

Identificación
 Tipo Tamaño
 Fabricante Modelo
 Nº de Pasos

DATOS DE OPERACION

Fluido Manejado

% Sólidos	(Por)	Tamaño Partícula Sólidos	Mesh (Max)
Gravedad Esp.		Gravedad Esp. (50; Sacos)	Temp. Bombeo °F
Pres. Vapor	Psia.	°F	Viscosidad
	Norma	Max. Min.	
Capacidad			T.O.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 Carrera de la Bomba)		
Vel Bomba	R.P.M. Vel. Form. del Imp.	FT/Min. (Max.)	Velocidad Esp.
Operación	(-Continua) (-Intermitente)	-Horas por Día (ON) (OFF)	
Corrosión/Eros. Permisible			
Altitud de Instalación		Plas	

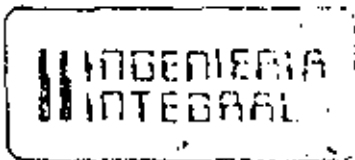
CONSTRUCCION

UNIDAD	TIPO	MATERIAL	CONEXION	TAMARO	TIPO	POSICION
Cargaza			Succión			
Impulsor			Descarga			
Forro			Vent.			
Part Descarga			Dren			
Anillos			Man			
Caja de Empaque			Sello			
Empaque						
Sello Mecánico						
Flacha						
Tipo Gabinete		Lubr.				

ACCESORIOS

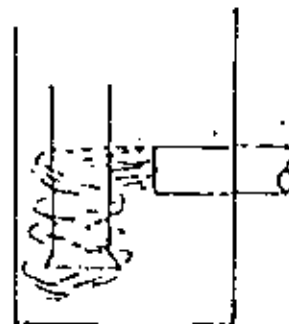
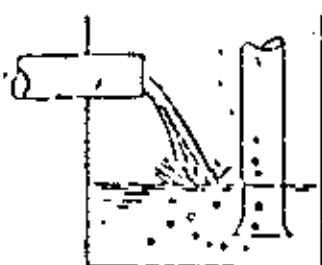
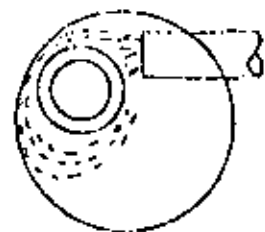
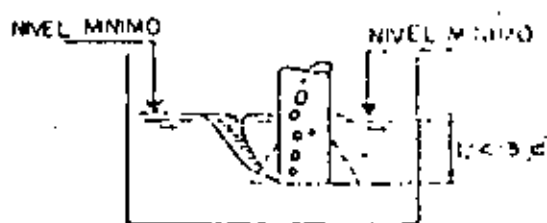
MOTOR ELECTRICO			MISC.		Propor. par.
Prop. par.	Fabr. par.	Banda	Placa Base		
Fabricado por	Modelo	Engrens	Cople		
Tipo	Frame	Varificador de Vel.	Guarda de Cople		
Potencia		Otros	Guarda de Banda		
Aislamiento		Prop. Par	Tuba Sello		
Yem. (°C) Arriba (°) Amb		Fabr. Par.	Manometro		
Cajinetes	Lubricantes				
Potencia Electrica (Volts) (Fase) (Cic/Seg.)					

Nº Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	Nº Fecha	REVISION	Por	Cheq.	Aprob.	Aprob.
----------	----------	-----	-------	--------	----------	----------	-----	-------	--------	--------

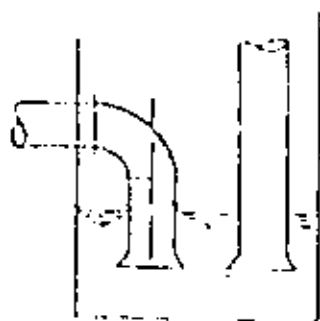


ESPECIFICACION DE BOMBAS

N O R M A		REV
5 6 1 0		
P U N T O D E		



INSTALACIONES INCORRECTAS



INSTALACION CORRECTA

INGENIERIA
INTEGRAL

CONEXIONES EN LA SUCCION
DE BOMBAS CENTRIFUGAS

N O R M A	REV.
5611	
HOJA 2 DE 2	

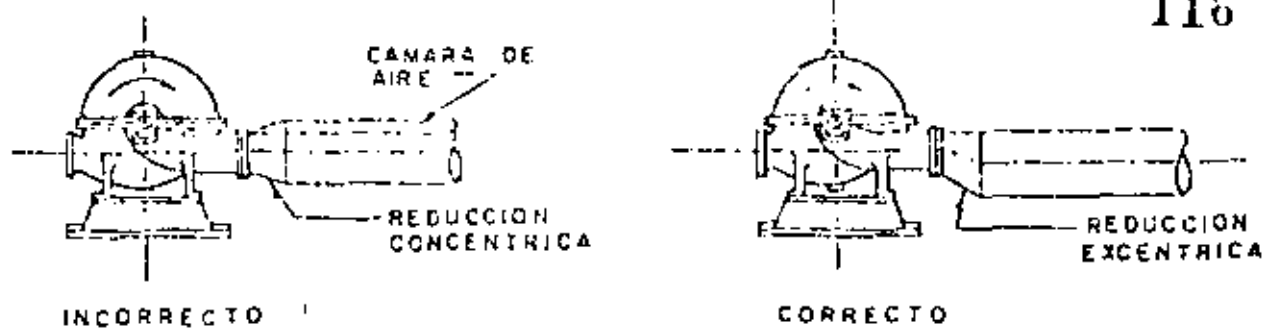


FIG. 1

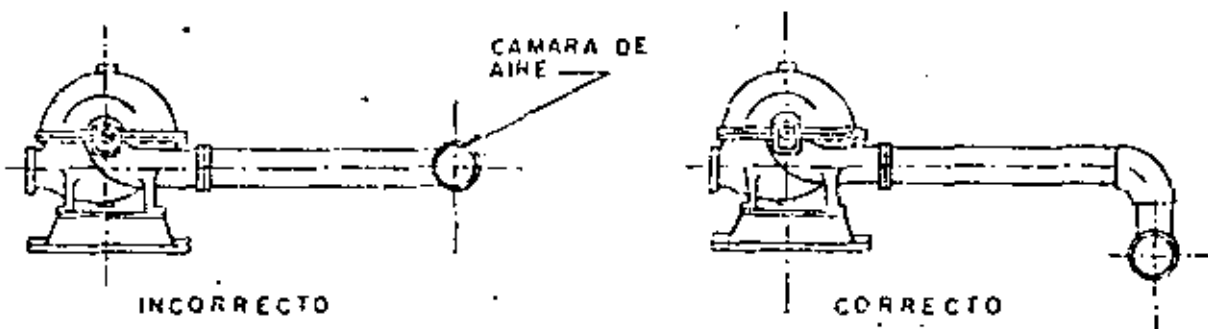


FIG. 2

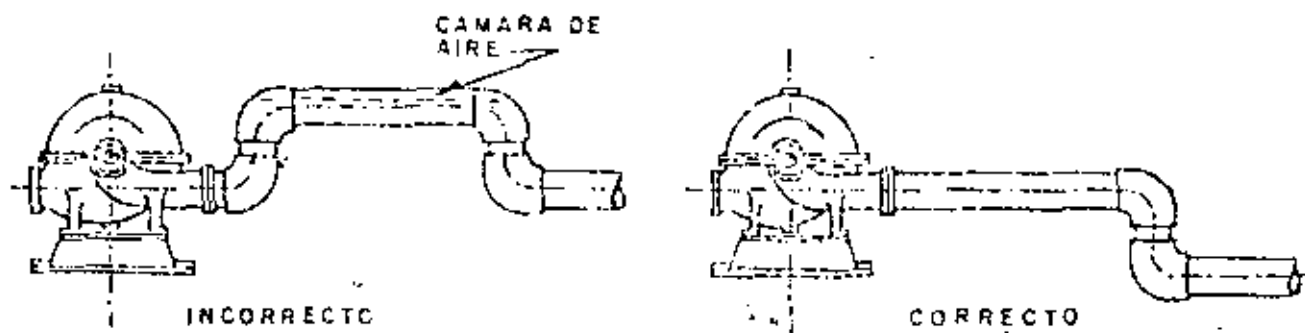


FIG. 3

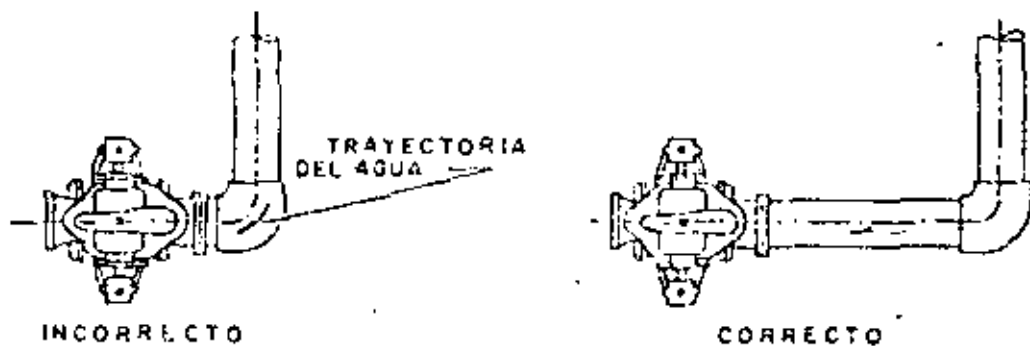
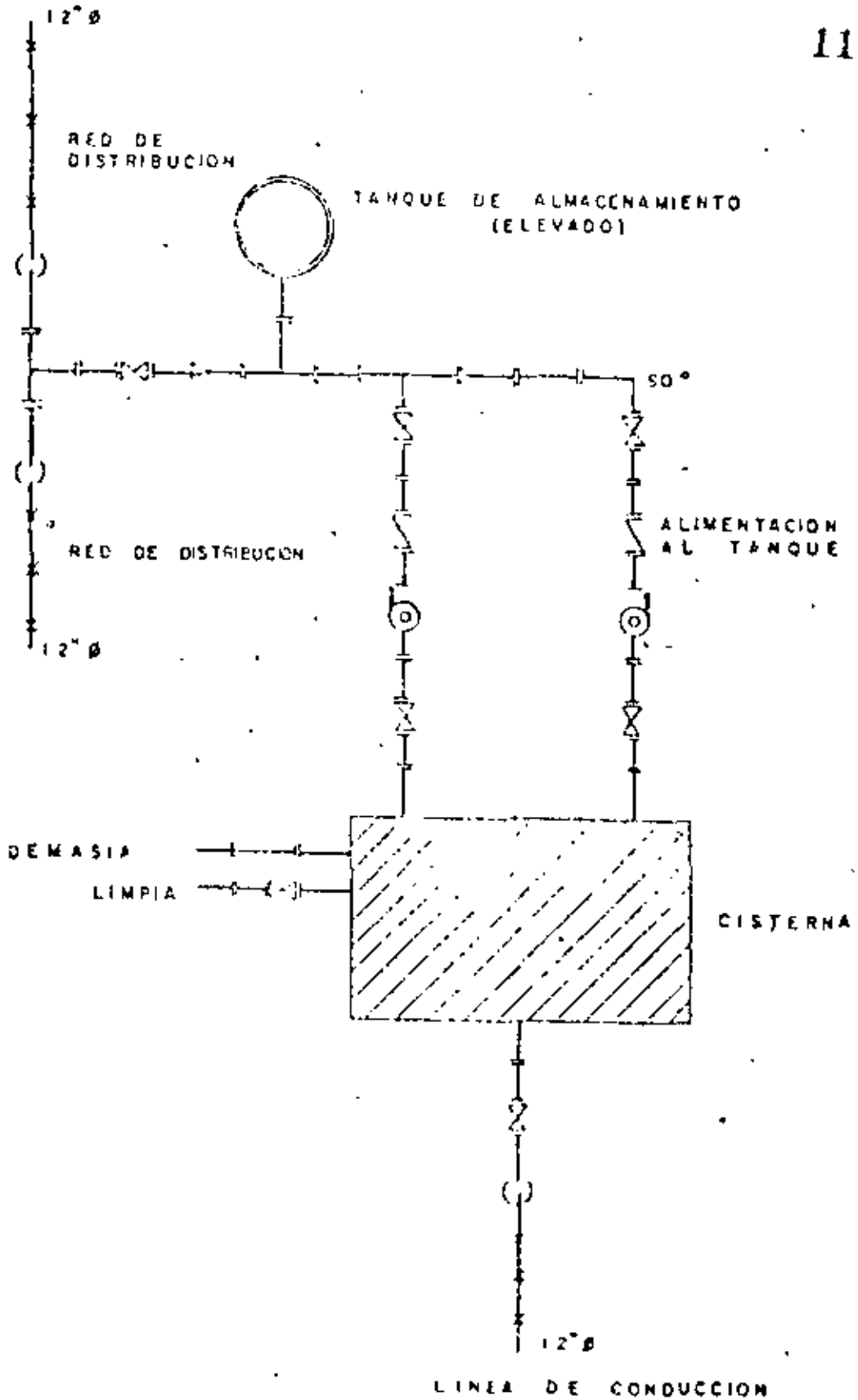
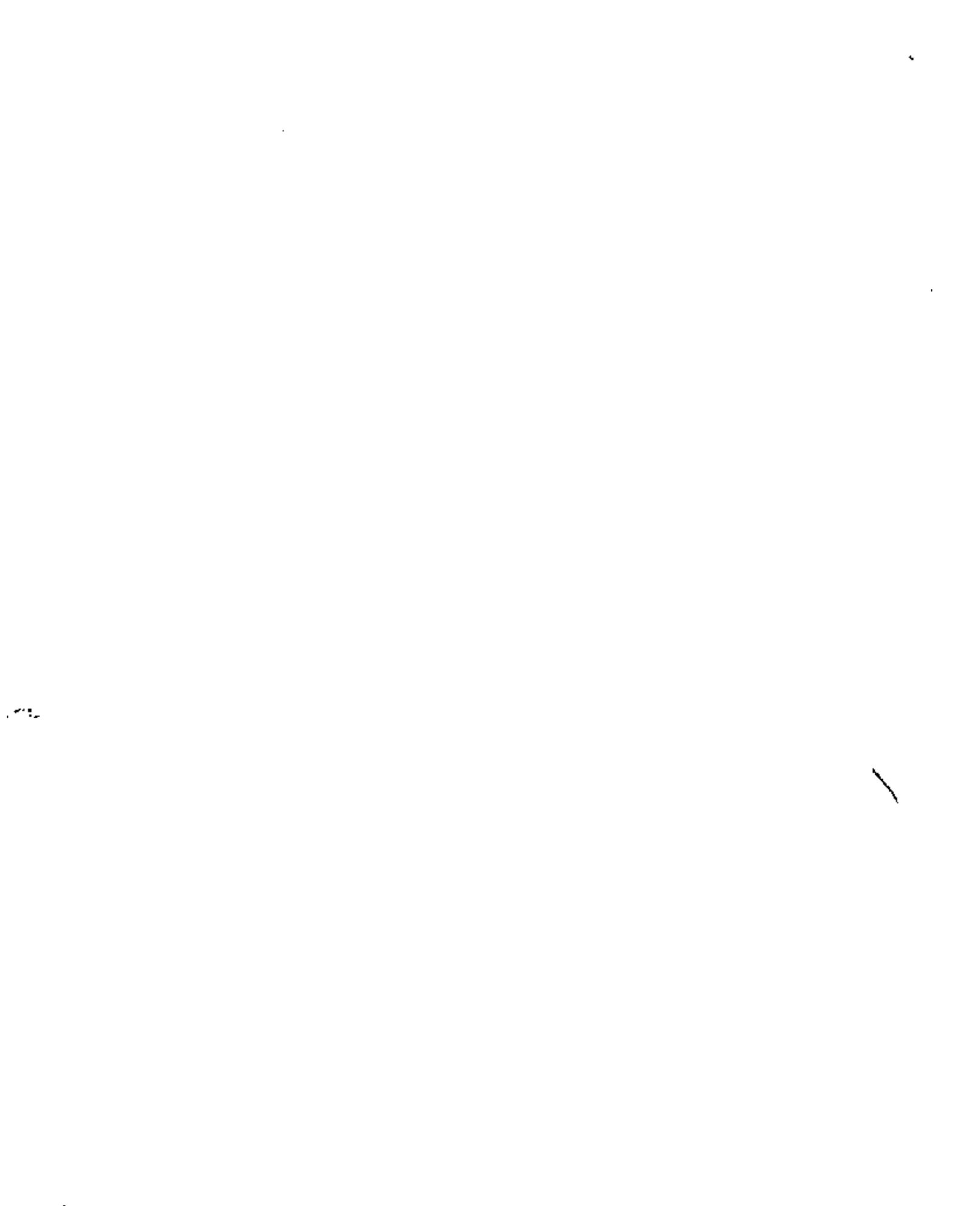


FIG. 4







centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



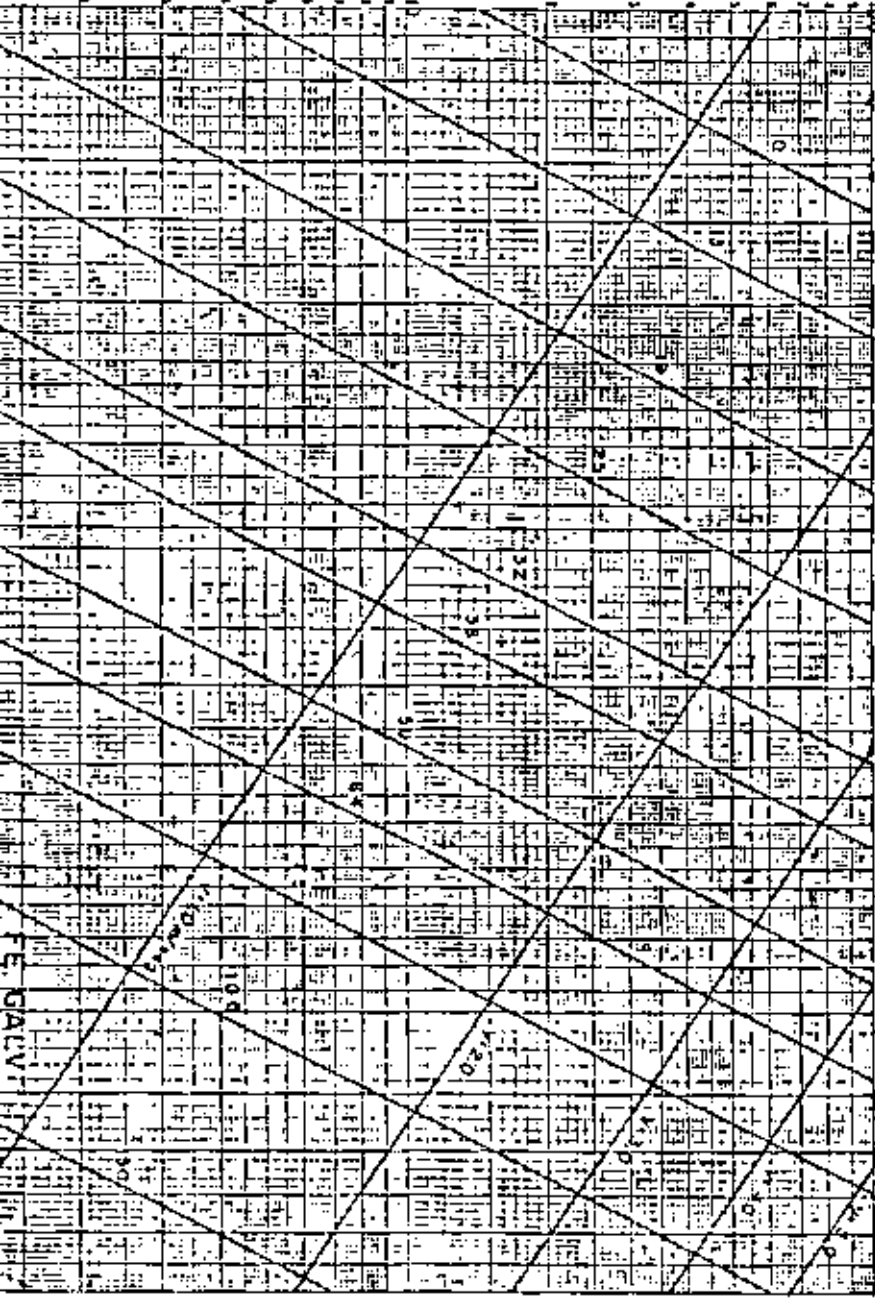
SELECCIÓN Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA
Y SISTEMAS DE BOMBEO

NOMOGRAMAS

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA

JUNIO, 1979.

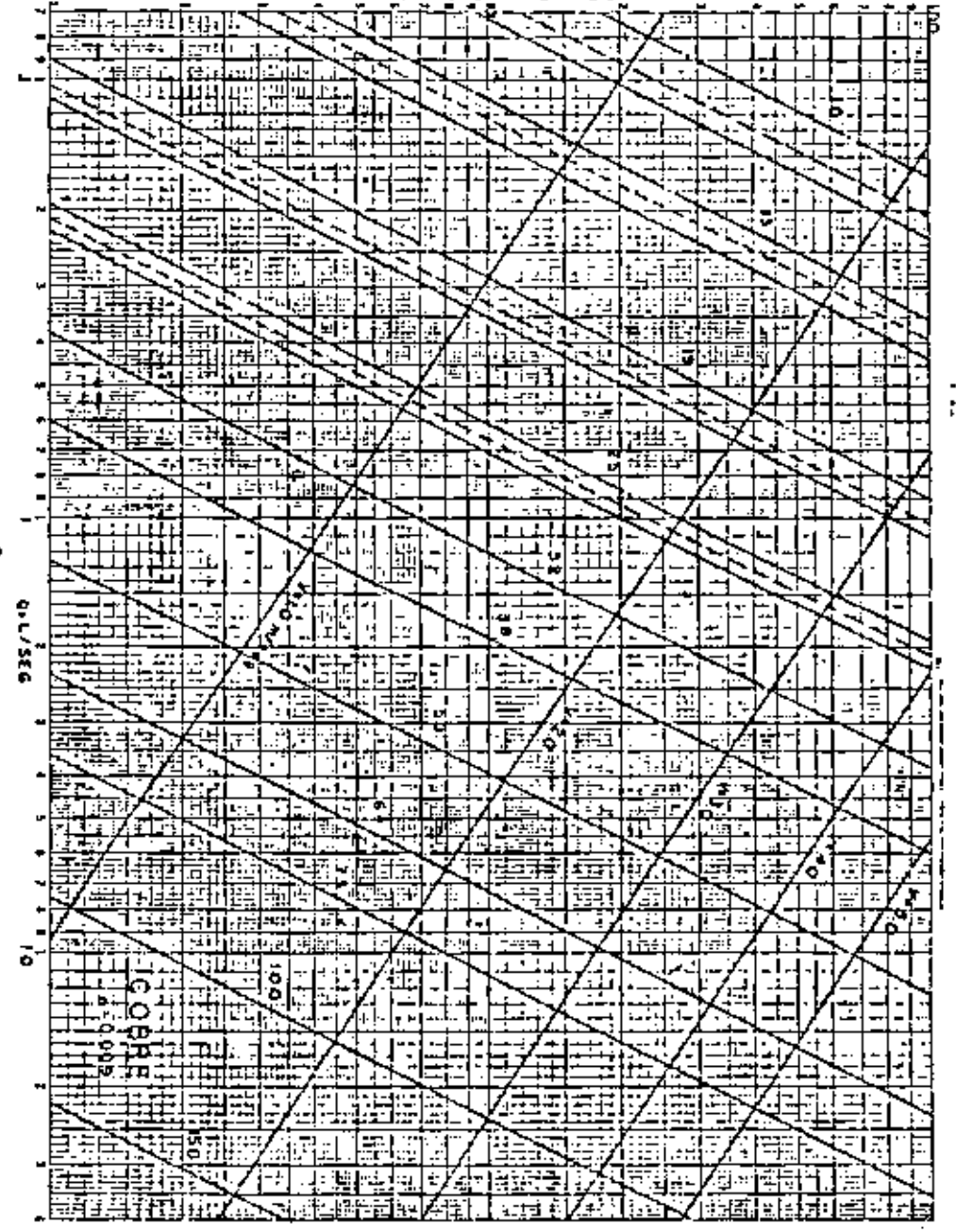
HECTOMETROS POR CIENTO METROS



HECTOMETROS POR CIENTO METROS



MIL METROS POR CIENTO METROS





centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam

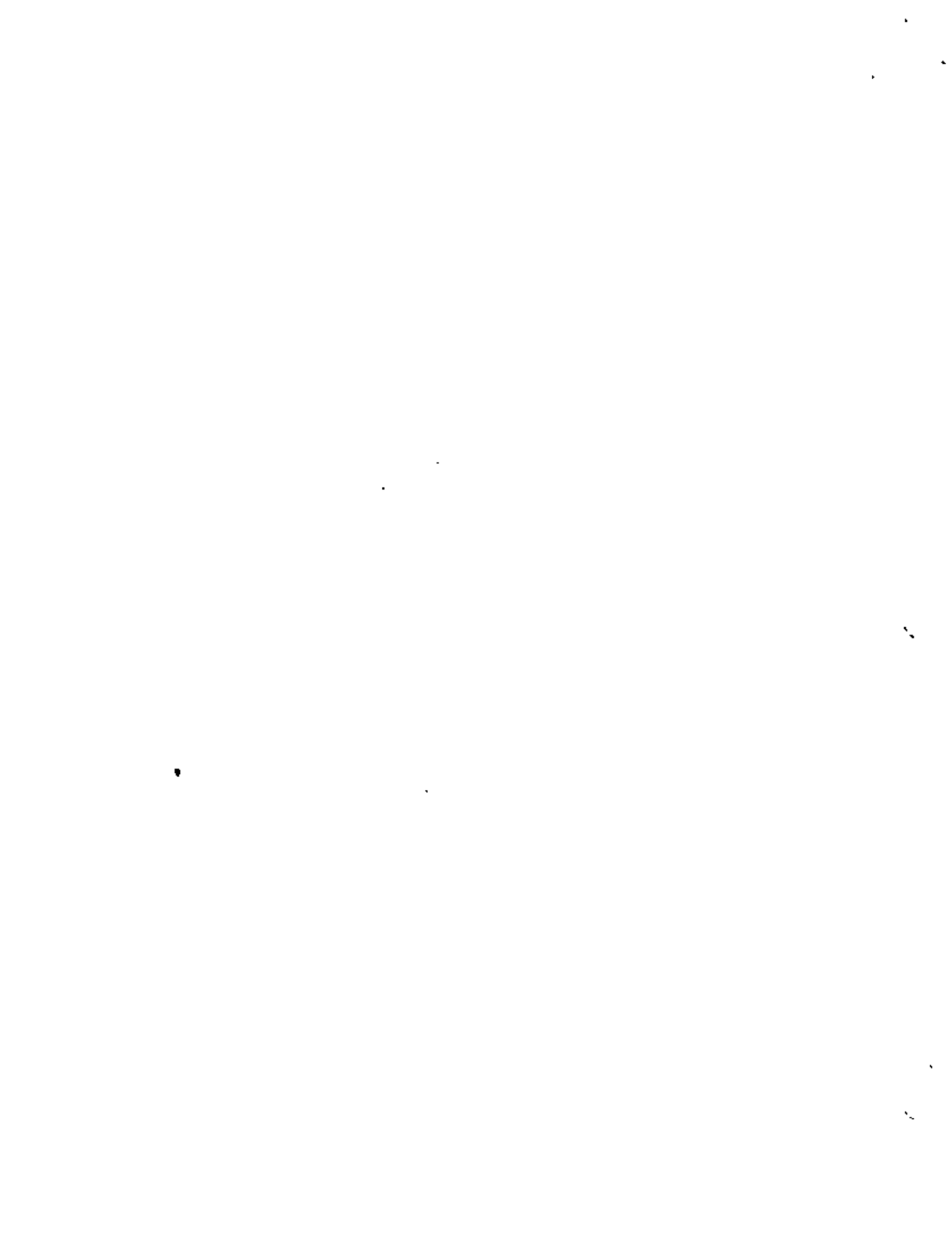


SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

GOLPE DE ARIETE

ING. JORGE LUIS NAVARRO PONCE

JUNIO-JULIO DE 1979



GOLPE DE ARIETE

El golpe de ariete es el choque producido por la detención súbita de la corriente de agua en una tubería. El siguiente análisis está basado en la teoría de la columna de agua elástica, derivada de los experimentos de Joukovsky, Allievi, Durand y otros. Como resultado de este trabajo se han establecido fórmulas que pueden ser aplicadas para cualquier condición dada a fin de determinar el margen apropiado que debe considerarse en el diseño de una tubería que resista el exceso de presión causado por el golpe de ariete.

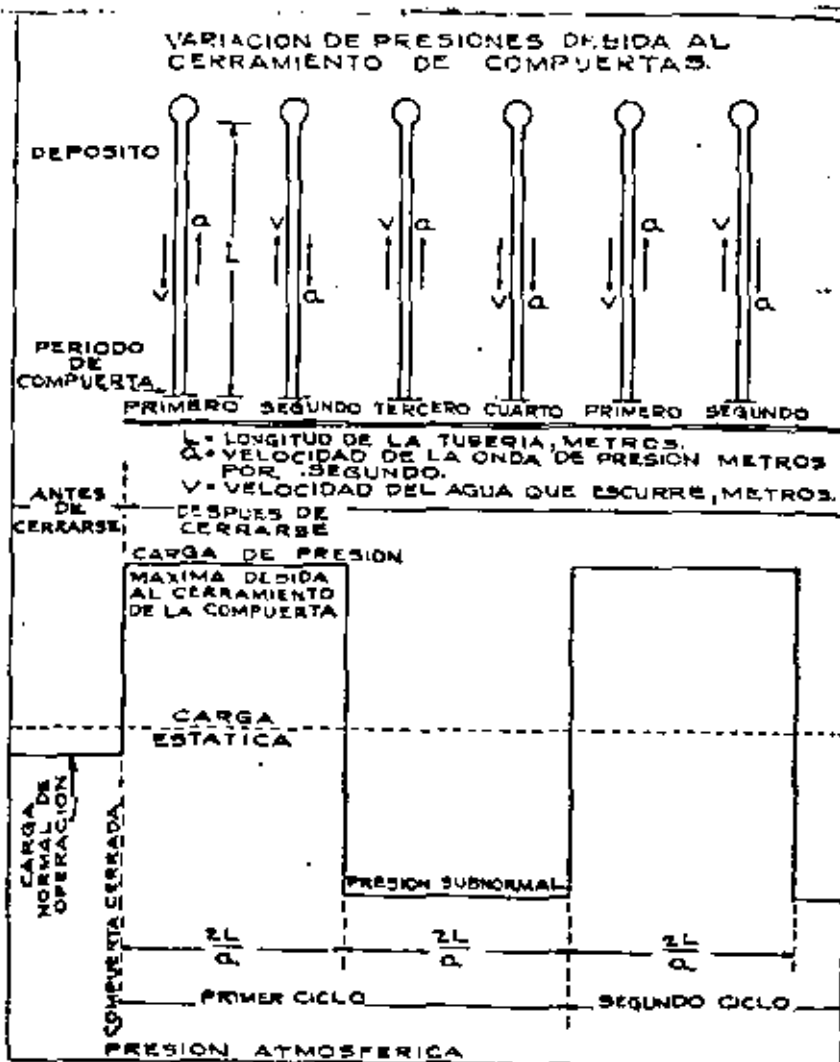


Fig. 1

Teóricamente, si la velocidad del agua que corre por una tubería se retiene instantaneamente resultaría un aumento infinito en la presión. Sin embargo, en la práctica tales condiciones no pueden existir, por tres razones.

- 1a. Es imposible cerrar una válvula instantaneamente.
- 2a. Las paredes del tubo son elásticas y pueden experimentar cierta expansión.
- 3a. El agua también es elástica y por consiguiente, compresible.

Lo que sucedería en realidad si una válvula pudiera cerrarse instantaneamente en una tubería por la que va corriendo agua, podría probablemente ser descrito como una serie de pulsaciones decrecientes en intensidad hasta desaparecer, cada ciclo de pulsaciones constaría de cuatro períodos o fases como sigue: (Veáse figura 1).

Primer período: Cuando la válvula se cierra, el agua que corre dentro del tubo (con velocidad inicial v_0) queda en reposo en la válvula y su velocidad se convierte en presión que comprime el agua y produce expansión en las paredes del tubo. El tiempo total que transcurre en este período, desde el cierre de la válvula hasta el momento en que el agua queda en reposo, es $L \div a$ en la que L = long. de la tubería en metros y a = velocidad con que camina la onda de presión lo largo de la tubería, en m/seg.

Segundo Período: Las paredes de tubo comienzan a contraerse y el agua a aumentar de volumen, lo que causa una reversión en el sentido de la corriente, la velocidad resultante al alejarse de la válvula al tiempo $L \div a$, en que la onda de presión ha regresado por la tubería hasta la válvula, el agua dentro del tubo ha adquirido su velocidad original v_0 excepto que ahora camina en sentido opuesto. Este tiempo $2L \div a$ generalmente se le denomina "intervalo de la tubería".

Tercer Período: El agua de la tubería continúa retirándose de la válvula, pero la presión en el tubo ha disminuido hasta más abajo de la normal y la velocidad de la corriente decrece hasta que el agua vuelve a estar en reposo, el tiempo total transcurrido desde el cierre de la válvula es de $3L \div a$.

Cuarto Período: El agua en el tubo invierte otra vez la dirección de su movimiento caminando ahora nuevamente hacia la válvula. La velocidad de la corriente aumenta hasta que al final del tiempo total transcurrido $4L/a$ (dos intervalos) ha obtenido de nuevo la misma velocidad inicial (V_0) que tenía en el momento de cerrarse la válvula. La onda de presión ha caminado ahora de la entrada hacia la válvula nuevamente.

El ciclo de los cuatro períodos vuelve a repetirse en el mismo orden. Teóricamente, este fenómeno deberá continuar indefinidamente pero debido a la resistencia por fricción en la tubería, los ciclos se presentan disminuyendo gradualmente en intensidad hasta desaparecer por completo.

En la gráfica que se acompaña, ilustra gráficamente las presiones en la válvula antes e inmediatamente después de cerrarse, mostrando las variaciones de presión debidas al golpe de ariete como fue descrito antes. La parte superior del diagrama también indica la dirección de la corriente del agua en el tubo y la dirección de la onda de presión para cada ciclo.

El exceso de presión debido al cierre instantáneo de la válvula puede determinarse igualando la energía cinética del agua fluyendo por la tubería con el trabajo hecho al comprimir el agua y producir la expansión del tubo. De esto resulta la fórmula

$$h = \frac{145 V_0}{\sqrt{1 + \frac{K d}{E t}}}$$

h = Carga de presión excesiva máxima mayor que la normal debido al cierre de la válvula, metros.

V_0 = Velocidad inicial del agua en el tubo en m/seg.

K * Módulo de elasticidad del agua en masa (20 670 k/cm²)

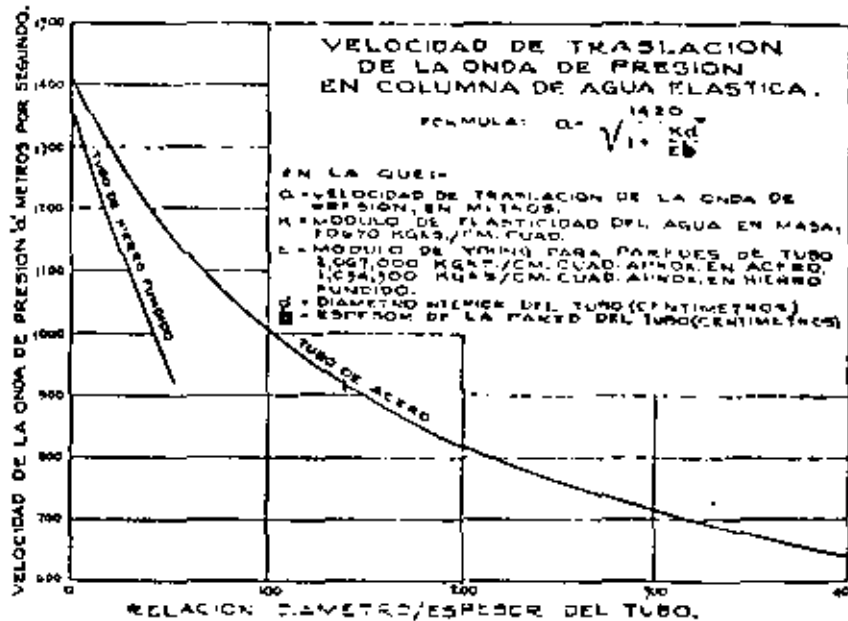
E = Módulo de elasticidad de las paredes del tubo.

1.054 500 para hierro fundido
2 067 000 para acero.

d = Diámetro del tubo en cms.

t = Espesor del tubo en cms.

Gráfico No. 52



Fórmula

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{Kd^2}{Et}}}$$

En la que:

a = Velocidad de traslación de la onda de presión en metros.

K = Módulo de elasticidad del agua en masa, 20 670 k/cm²

E = Módulo de Young para las paredes del tubo.

Acero = 2.06 x 10⁶ k/cm²

fe. Fund. = 1.094 x 10⁶ k/cm²

d = Diámetro interior del tubo en cms.

t = Espesor de la pared del tubo en cms.

Esta es la fórmula básica para el golpe de ariete y puede reducirse a una fórmula más útil como:

$$h = \frac{aV_0}{g} \quad \dots \dots \dots (2)$$

donde

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{kd}{Et}}}$$

Esta fórmula, tal como se enuncia, da los excesos máximos de carga que pueden obtenerse mediante el cierre instantáneo de la válvula o bajo ciertas condiciones que se indicarán después. Los valores de "a" para emplearlos en la fórmula anterior, pueden obtenerse del gráfico adjunto, Fig. 2 que tiene dos curvas, una para fierro fundido y la otra para tubo de acero; como se ve el gráfico "a" varía para tubos de fierro fundido entre 920 y 1370, y para tubos de acero entre 460 y 1420 metros por segundo respectivamente. El exceso de carga de presión, causada por el cerramiento de la válvula puede hallarse por las siguientes fórmulas:

$$\text{Para tubo de fierro fundido } h = \frac{aV_0}{g} = \frac{(920 \text{ a } 1370) V_0}{9.81} \quad (4)$$

$$\text{Para tubo de acero } h = \frac{aV_0}{g} = \frac{(640 \text{ a } 1420) V_0}{9.81} \quad (5)$$

TIEMPO CRITICO DE CIERRE DE LA VALVULA

Cuando se cierra una válvula en una tubería, se origina una onda de presión dentro del tubo, la que va de la válvula hacia a la entrada del tubo y regresa a su punto de partida en el tiempo $2L : "a"$ que nos hemos referido anteriormente.

Como el "intervalo de la tubería", se conoce también como "Tiempo Crítico" de cierre de la válvula, si ésta se cierra en un tiempo igual o menor que este tiempo crítico, el mismo exceso de carga de presión ocurrirá como si cerrara instantáneamente. El exceso máximo de carga de presión que se obtendrá cuando este tiempo de cierre sea igual o menor que el tiempo crítico $2L : "a"$ se determina por la fórmula expresada anteriormente.

Cuando el tiempo de cierre de la válvula es mayor que el tiempo crítico $2L : "a"$, el exceso de carga de presión resultante será menor que para un cierre rápido. Por lo tanto es importante que este tiempo crítico o intervalo de tubería sea tomado en consideración al proyectar la línea, especialmente cuando se trata de un tubo de bajada (tubería de presión) para la alimentación de turbinas, y que se instalen las válvulas apropiadas para lograr un tiempo de cierre que tienda a reducir el exceso de presión a un mínimo.

EXCESO DE PRESION CUANDO EL TIEMPO EXCEDE AL TIEMPO CRITICO

Para obtener el exceso de presión debido al golpe de ariete cuando el tiempo de cerrar la válvula es mayor que el tiempo crítico se recomienda el uso del gráfico de Allievi que es aplicable para condiciones de movimiento uniforme de la compuerta y cerramiento completo.

Para resolver un problema empleando este gráfico se necesita primeramente determinar los valores "N" Constante de Tiempo y "K" Constante de Línea, para el problema específico que se tenga.

$$K = \text{Constante de línea} = \frac{h_{\text{máx}}}{2H_0} = \frac{aV_0}{2gH_0} \dots \dots \dots (5)$$

$$h_{\text{máx}} = \frac{aV_0}{g} \dots \dots \dots \text{ de } (2)$$

H_0 = Carga inicial constante en la válvula (metros) correspondiente a V_0 .

N = Constante de Tiempo = No. de intervalos de cierre.

$$N = \frac{T}{2L/a} = \frac{aT}{2L} \dots \dots \dots (7)$$

T = Tiempo de cierre en segundos.

En el gráfico de Allievi (Fig.3), el aumento de presión se expresa como una proporción de la carga inicial H_0 , como se observará las cantidades obtenidas en este gráfico son valores de H_0+h/H_0 , siendo por lo tanto superiores a la unidad, puesto que el exceso de presión debido al golpe de ariete " h " se agrega a la carga constante inicial en la válvula o compuerta H_0 que corresponde a la velocidad inicial V_0 . Las líneas de guiones indican el intervalo de cierre donde la subida es esencialmente un máximo en la parte media del intervalo y se mantiene aproximadamente sin cambio hasta alcanzar el cierre completo.

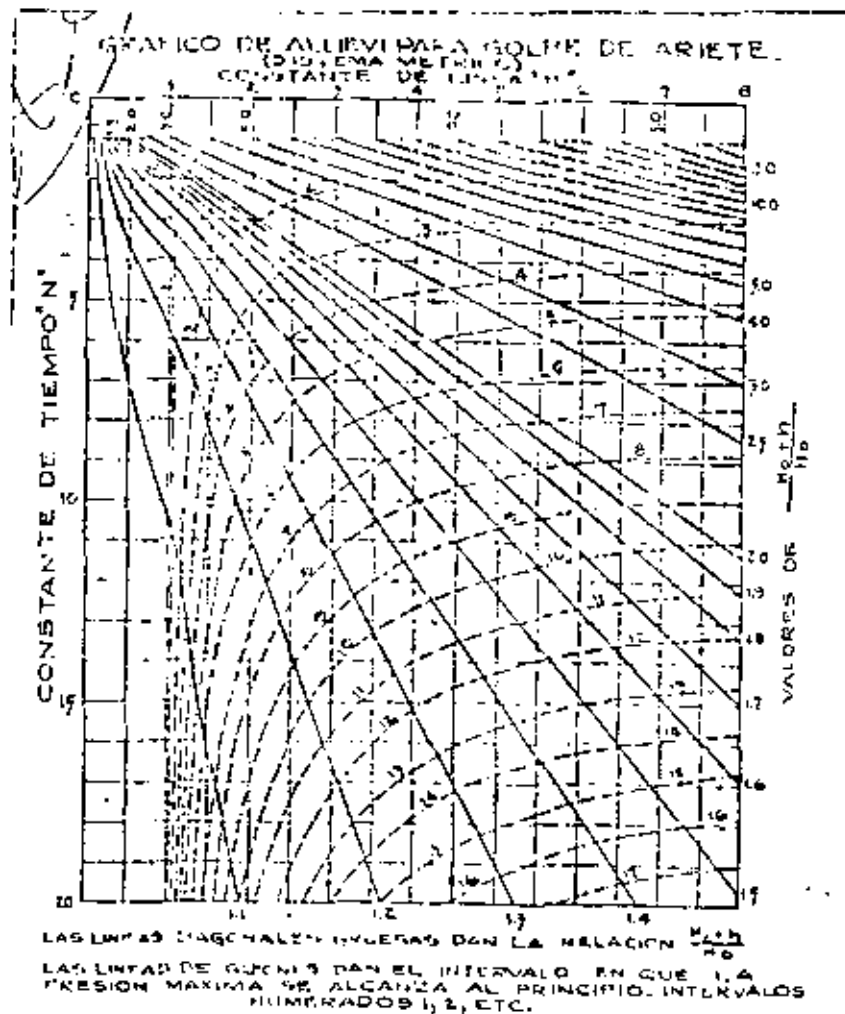


Fig. 3

Para ilustrar el empleo del gráfico de Allievi se resuelve el siguiente problema típico.

Problema: Una tubería de presión de acero de 1980 m. de largo, 61 cms. de diámetro interior, 0.476 cms. de espesor, descarga 34 m³/min. bajo una carga estática de 84 metros.

Se pide: Hallar el exceso de presión causado por el cierre de la válvula en el extremo inferior de la tubería.

- 1) Para un cierre instantáneo.
- 2) Tiempo de cierre igual al intervalo de la tubería $\times 2L/a$,
N=1
- 3) Tiempo de cierre igual a dos intervalos N=2
- 4) Tiempo de cierre igual a diez intervalos N=10
- 5) Tiempo de cierre igual a veinte intervalos.
N=20

Solución:

$$\frac{d}{t} = \frac{61}{0.476} = 128$$

Del gráfico de "onda de presión" en donde $\frac{d}{t} = 128$ determinamos.

$$a = 940 \text{ m/seg}$$

$$Q = \frac{34}{60} = 0.567 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$A = \text{Area de tubo} = 0.292 \text{ m}^2$$

$$V_0 = \frac{0.567}{0.292} = 1.94 \text{ m/seg.}$$

Para una descarga de 0.567 m³/seg., la pérdida de carga, basado en las fórmulas de Scobey, es 5.46 metros para cada 1000 metros y el total de la pérdida en toda la línea será:

$$5.46 \times 1.98 = 10.8 \text{ m.}$$

La carga de operación H_o en el extremo inferior de la línea será:

$H_o = \text{carga estática} - \text{carga de entrada} - \text{carga por fricción.}$

$$H_o = 84 - 0.015 - 10.8 = 73.185 \text{ metros.}$$

Para el caso (1) cierre instantáneo.

Carga de presión excesiva máxima:

$$h = \frac{aV_o}{g} \quad (2)$$

$$h = \frac{940 \times 1.94}{9.81} = 186 \text{ metros.}$$

Para el caso 2 cuando $N=1$

$$\text{Tiempo de cierre } 2L/a = 2(1980) \div 940 = 4.2 \text{ seg.}$$

Para este caso la misma fórmula (2) se aplica que para el caso (1) y el exceso de carga de presión será el mismo obtenible.

$$h = 186 \text{ m.}$$

Para el caso (3) cuando $N=2$

$$\text{Tiempo de cierre } 2(4.2) = 8.4 \text{ seg.}$$

$$K = \text{const. de línea} = \frac{h \text{ max.}}{2 H_o} = \frac{aV_o}{2g H_o} \quad (6)$$

$$= \frac{940 \times 1.94}{2 \times 9.81 \times 73.185} = 1.28$$

Aplicando el gráfico de allievi y entrando con un valor de $N=2$ y $K=1.28$ encontramos un valor de $\frac{H_o+h}{H_o} = 2$

Siendo $H_o + 73.185$ despejamos h de la ecuación anterior.

$$h = 2H_o - H_o + 73.185$$

Para el caso (4) N=10

Tiempo de cierre $10 \times 4.2 = 42$ segs.

Del gráfico de Allievi, con $K = 1.28$ y $N=10$ tendremos.

$$\frac{H_0 + h}{H_0} = 1.14$$

$$h = 1.14 H_0 - H_0 = 0.14 \times 73.185 = 10.246$$

Para el caso (5) N= 20

$$K = 1.29 \quad N=20$$

$$\frac{H_0 + h}{H_0} = 1.065$$

$$h = 1.065 \times 73.185 - 73.185 = 4.757 \text{ m.}$$

CARGA TOTAL DE PRESION COMO RESULTADO DEL GOLPE DE ARIETE

Los valores obtenidos del gráfico de Allievi, como se ilustra en los problemas anteriores, son en todos los casos el "exceso" de carga producido por el cierre de la compuerta o válvula. Para obtener la carga total por presión en la forma obtenida antes debe de sumarse a la carga normal de operación. Esto puede expresarse mejor por la fórmula siguiente:

$$\text{Presión total} = H_0 + h \quad \dots \dots \dots (S)$$

H_0 = Carga inicial en metros correspondiente a V_0 .

h = Carga de presión adicional causada por el golpe de ariete.

En los problemas anteriores la carga total para cada caso puede determinarse agregando el exceso de carga por presión obtenido al resolver los ejemplos, a la carga normal de trabajo.

En tuberías de presión para centrales hidroeléctricas se desprecian completamente las pérdidas por fricción en la tubería.

GOLPE DE ARIETE EN LINEAS DE BOMBEO

Cuando las bombas movidas a motor, que descargan en una tubería de gran longitud son paradas súbitamente, se origina una situación en la que la válvula u otro medio de interrupción por la corriente está en el extremo de entrada de la tubería en vez de estar a la salida, siendo esta la situación en que basaron los experimentos de Joukovsky. La válvula en este caso puede ser interruptora por retroceso (válvula de retención), una válvula de pie o una de los varios tipos de cierre automático. Las detenciones repentinas pueden ocurrir ya sea accidentalmente, debido a la falta de energía o intencionalmente como cuando las bombas se manejan por aparatos automáticos como flotadores o corta-circuitos de presión.

Cuando la bomba se detiene, la columna de agua que se encuentra dentro de la tubería continúa moviéndose bajo la

acción de la inercia, produciendo por lo tanto, una reducción inicial de presión en las bombas, hasta que la columna alcanza el estado de reposo y en seguida comienza a moverse en dirección opuesta. Es la supresión de esta corriente inversa el cerrar la válvula la que causa el golpe de ariete más comúnmente experimentado en las estaciones de bombeo.

Si la válvula puede cerrarse con gran rapidez cuando se para una bomba, antes de iniciarse la corriente en sentido inverso, el aumento de presión debido a la onda que regresa será relativamente pequeño. Si, por otra parte, el cierre de la válvula se retarda, con frecuencia se encontrará que la carga en la tubería es suficiente para producir una velocidad en dirección inversa, hacia la bomba, considerablemente mayor que la velocidad creada por la bomba durante su operación. El cierre de la válvula después de establecida esa corriente inversa traerá como resultado un elevado exceso de presión.

Por las razones indicadas antes es muy importante que las líneas de bombeo se encuentren equipadas con las válvulas apropiadas. En algunos casos se han construido válvulas interruptoras especiales, provistas de un resorte que opera contra la presión del agua, de modo que inmediatamente que la velocidad comienza a disminuir como resultado de la detención de la bomba, la válvula comienza a cerrarse y se cierra completamente sin esperar que la columna de agua regrese para cerrarla de golpe.

Tiempo de Cierre de Válvulas de Compuerta.

La tabla siguiente en el tiempo mínimo de cierre para válvulas de compuerta ordinaria sin engranajes, que es el caso extremo, para compuertas con engranajes, el tiempo de cierre varía con la relación del engranaje y es mucho más largo que para los indicados anteriormente.

TIEMPO DE CIERRE DE VALVULAS DE COMPUERTA

Diámetro de la válvula en centímetros. Cms.		Puqds.	Número de vueltas para abrir la válvula	Tiempo mínimo de cierre en segundos.
10.2	4"		9	9
15.2	6"		13	16
20.8	8"		27	42
25.4	10"		32.5	58
30.5	12"		38.5	69
35.6	14"		45	91
40.6	16"		52	105
45.7	18"		58	117
50.8	20"		64	158
55.9	22"		76	188
61.0	24"		76	188

DISPOSITIVOS DE ALIVIO DEL GOLPE DE ARIETE.

Los efectos del golpe de ariete en las líneas de descarga de sistemas de bombeo, pueden disminuirse mediante la reducción gradual de la velocidad dentro del tubo, lo que puede lograrse por cualquier de los métodos siguientes:

- a) Mediante el diseño de sistemas de tuberías en velocidades originalmente bajas.
- b) Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una de - - check.
- 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 las válvulas check especiales, o con una válvula - de paso al rededor de estas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después de que se - haya cerrado la válvula check.
- e) Por el uso de dispositivos especiales como cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente mas caros y solo se justifican con condiciones 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 que ocurra el fenómeno.

CAMARA DE AIRE.

Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión de una instalación de bombeo es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 219 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 de un orificio en el fondo de la cámara. De esta forma se reducen los cambios de velocidad y en 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 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 bomba es más lenta y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte con dirección al depósito y al interior de la cámara, por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

La cámara de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que estos tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura que es un orificio diferencial.

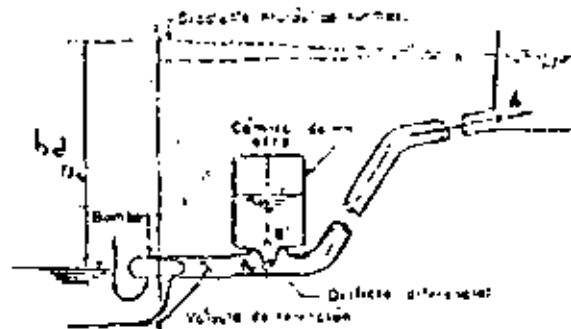


Fig. 2.19 Instalación de bomba con cámara de aire.

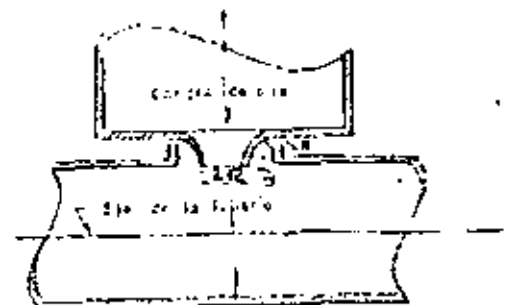


Fig. 2.20 Forma de estrangulación en un orificio diferencial para una cámara de aire.

ARIETE HIDRAULICO

Principio del funcionamiento

El ariete hidráulico constituye una forma de bomba de impulsión en la que el agua es elevada por aplicación periódica y repentina de fuerza que se suspende también repentinamente. En esta bomba, una válvula de pulsación o válvula de escape se abre automáticamente, bien sea por gravedad o por algún otro medio (como un resorte) propiamente aplicado. El agua en el tubo de conducción escapa por la válvula adquiriendo tal velocidad que en corto tiempo produce fricción suficiente para cerrar dicha válvula repentinamente, produciendo de este modo un impacto o impulso que, propiamente aplicado, abre una válvula que impide el retroceso y descarga una cierta cantidad de agua en una cámara de aire y un tubo de conducción. Al suprimirse el impulso, la válvula que impide el retroceso se cierra y se repite el ciclo.

Debido a la naturaleza de este trabajo, se desarrolla un "golpe de ariete" excesivo en esta clase de bomba, produciendo fuertes presiones en el tubo que se emplea en dicha instalación.

Fórmula para encontrar el gasto de bombeo de un ariete hidráulico simple.

$$q = \frac{QH}{h} K$$

En la que:

- q = volumen de agua elevada
- Q = volumen de agua disponible por minuto para alimentar el ariete.
- H = altura de caída utilizable en metros
- h = altura a la que se debe elevar el agua desde el ariete.
- K = coeficiente de rendimiento del ariete

Los valores del coeficiente K están en función de la relación $\frac{h}{H}$

	h/H	K
	1: 2 1/2	0.75
	1: 3	0.70
de	1:3 a 1:18	0.666
	1:23	0.60
	1:30	0.50

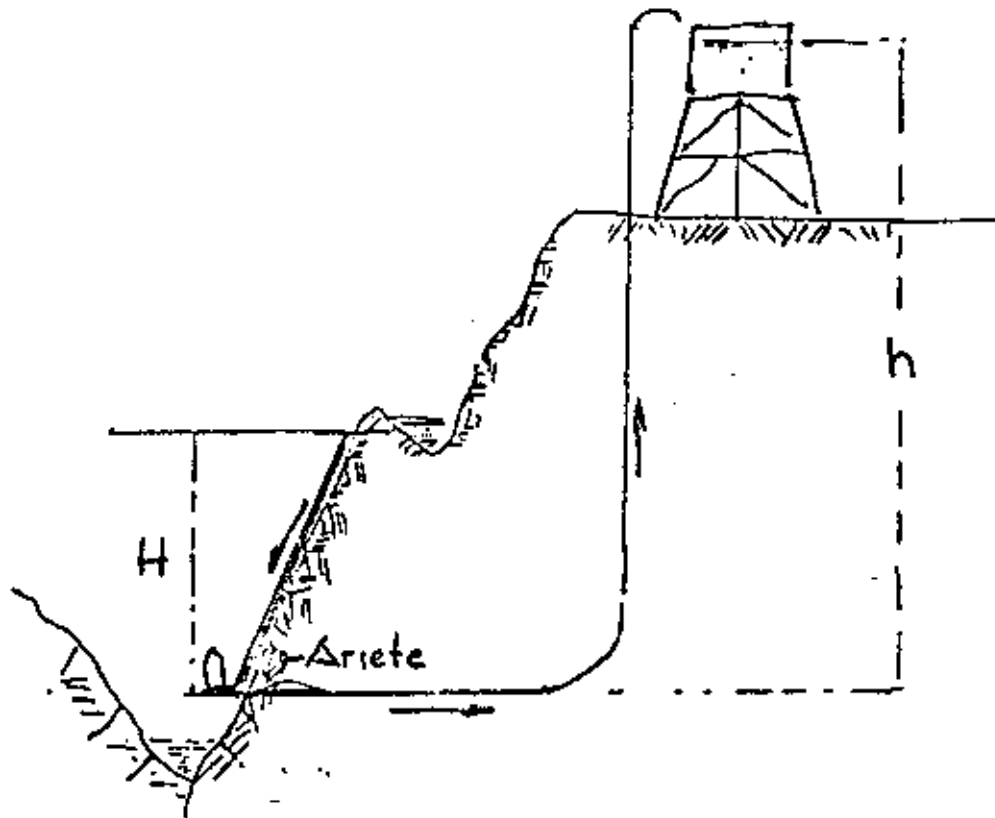
Cuando la longitud del tubo de descarga es muy grande se deberán considerar las pérdidas por fricción, transformándolas en metros de carga, aumentando estos a la altura estática, se utiliza la fórmula de Chezy.

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

El valor del coeficiente f de la fórmula de Chezy varía en función de V y d , por lo que se usan los valores de f determinados por Fanning que se dan en la tabla siguiente.

Diámetro del tubo en pulgadas.	Velocidad media en m/seg						
	0.152	0.304	0.609	0.912	1.22	1.52	3.04
0.5	0.0418	.0381	0.0340	0.0317	0.030	0.0287	0.0250
0.75	0.0405	.0366	.0329	.0308	.0292	.0280	.0247
1.0	0.0398	.0353	.0317	.0300	.0285	.0274	.0245
1.5	0.384	.0343	.0310	.0292	.0278	.0268	.0241
2.	0.0364	.0330	.0301	.0284	.0272	.0263	.0237
3.	0.0354	.0317	.0288	.0273	.0263	.0254	.0232
4.	0.0340	.0297	.0279	.0265	.0255	.0247	.0226
5.	0.0328	.0275	.0271	.0258	.0249	.0241	.0222

Croquis simplificado de una instalación de un ariete



Se debe tomar en consideración que para un buen funcionamiento del ariete el tubo alimentador no debe ser menor de 4.50 mts. - de longitud, preferentemente de Cod. 80.

Pueden instalarse dos o tres aparatos "en paralelo" sobre un mismo tubo de alimentación al tinaco, pero cada aparato debe tener un tubo alimentador.

Por cada metro de caída utilizable puede elevarse el agua hasta 47 metros, pero para un buen funcionamiento económico no conviene elevarla a más de 25 o 30 metros por cada metro de caída.

Problema.

Que volumen de agua se puede elevar en un día a una altura de 60 metros, utilizando un ariete hidráulico.

El gasto disponible es de 180 lts/min.

La caída disponible es de 6 m.

La longitud de la tubería para conducir el agua hasta un depósito será de 150 m.

$$q = k \frac{Q \times H}{h}$$

$$l = a \cdot 667 \cdot \frac{180 \times 6}{60} = 12 \text{ l/min.}$$

$$\text{Volumen por día } 12 \times 1440 = 17.288 \text{ m}^3$$

Afinando por pérdida de carga debida a la fricción.

Fórmula de Chezy

$$h_f = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.0002 \text{ m}^3/\text{seg.}}{0.0005} = 0.4 \text{ m/seg}$$

$$f = \text{según tabla} = 0.0330$$

$$h_f = 1.62 \text{ m}$$

$$q = 0.667 \cdot \frac{180 \times 6}{60} = 11.69 \text{ l/min.}$$

$$\text{Volumen por día} = 16.834 \text{ m}^3/\text{día}$$

Volumen suficiente para alimentar un pequeño rancho, que tenga 25 habitantes, una huerta de frutales regada por goteo, un pequeño establo y una zahúrda.

How To Combat Water Hammer In Process Piping System

By A. D. BOGART
Chief Engineer
Bogart-Bullock Corp.
and HERBERT P. SMITH
Consultant
Miller Valve Co., Inc.

How To Combat Water Hammer In Process Piping Systems

Water hammer is dangerous and expensive. Here's an analysis of where and how it occurs, its seriousness, its prevention.

By A. D. BOGART
Chief Engineer
Bogart-Bullock Corp.
and HERBERT P. SMITH
Consultant
Miller Valve Co., Inc.

AN OUNCE of prevention is worth a pound of cure. This oft-repeated adage is as applicable today as it ever was, probably more so in view of the more expensive and delicate mechanical equipment and instruments installed in modern plants and buildings.

That this adage conveys wise counsel is vividly illustrated by a problem recently encountered by the plant engineer of a relatively small chemical plant. He stated it thus: "I am responsible for process piping as well as power services. We use a quick opening valve in a 2 in. line that conveys a cold chemical solution into a mixing tank. This valve closes in 0.2 sec. The length of the line is considerable — 200 ft. The system design pressure is 150 psi maximum; operating pressure is 75 psi. Based on the known flow and pipe cross sectional area, the liquid velocity is 10 fps, which is rather high for such a service. Whenever we shut off the quick opening valve ahead of the chemical mixing tank, we get severe water hammer. Not only is this a major nuisance, but we are afraid it will damage the piping. What can I do?"

This problem is typical of those encountered in many installations where water hammer, water back flashing, or turbulence occur when the pump fails, when pump operation ceases, or when reversal of liquid flow starts from its abrupt halt, as in this case, by a quick closing valve. An effective solution to the plant engineer's problem is to use a spring actuated

check valve to prevent water hammer *before it starts*. Let us analyze his problem to see why this statement is valid.

An Analysis of Water Hammer

When liquid flows through a pipe, it has kinetic energy. When flow suddenly stops, the fluid's motion energy must be dissipated. This energy is converted to high pressure waves that originate at the stoppage point. The waves surge back and forth through the system at a velocity approaching the speed of sound. Since liquid is relatively incompressible, it cannot ride with the punch. Thus, the liquid in the pipe acts as a rigid column, expanding and pounding the pipe, and sometimes rupturing it. This is always accompanied by noise, usually very loud. In a relatively short time, the liquid's original flow energy is used up in friction and turbulence, but often, the system is damaged before this occurs.

Many methods of combating water hammer are aimed at slowing down or cushioning the effect of energy dissipation after it occurs, which is usually too late. Among these methods are hydraulic shock absorbers, air chambers, air injection systems, etc. A spring actuated check valve will prevent water hammer from starting.

The time it takes for a pressure wave to travel

from its origin to the other end of the line and back is:

$$t = 2L/a \quad (1)$$

where

t = time, sec

L = pipeline length, ft

a = pressure wave velocity, fps

For different piping systems, a is determined by:

$$a = 4600/(1+K/r) \quad (2)$$

where

K = ratio of elastic modulus of water to that of the pipe material; for steel pipe, K is 0.01

r = ratio of pipe ID to wall thickness

The maximum hammer pressure is determined from the equation:

$$h_m = aV/g \quad (3)$$

where

h_m = hammer pressure rise if flow is cut off instantly, ft of head

V = liquid velocity just before flow cutoff, fps

g = gravity constant, ft per sec²

To get total system pressure, h_m is added to the normal line pressure. If the total pressure is close to the design pressure, the danger exists of the piping rupturing.

An increase in flow stoppage time avoids reinforcing the pressure wave as it surges back and forth through the system. The actual hammer pressure for any flow cutoff time is:

$$h = h_m(t/T) \quad (4)$$

where

h = actual hammer pressure, ft of head

T = flow cutoff time, sec

The value h can usually be held within safe limits, eliminating the destructive effect of water hammer, by making sure that T is from five to 10 times greater than t .

How To Predict Water Hammer

Let us check for the possibility of water hammer in the plant engineer's system. Equation 1 determines the time required for a pressure wave to travel from the valve to the piping system's other end and back. First, however, the wave speed must be determined from Equation 2. For Schedule 40, 2 in. steel pipe, a will be approximately 4100 fps.

Using this value in Equation 1, the time for pressure wave travel is:

$$t = 2L/a = 2 \times 200/4100 = 0.099 \text{ sec}$$

If the flow were cut off instantly, the maximum hammer pressure rise (from Equation 3) would be:

$$h_m = aV/g = 4100 \times 10/32.2 = 1260 \text{ ft of head}$$

or

$$1260/2.31 = 546 \text{ psi}$$

The actual hammer pressure for 0.2 sec cutoff time (from Equation 4) is:

$$h = h_m(t/T) = 546(0.099/0.2) = 269 \text{ psi}$$

To get the total pressure at the time of hammer, 220 psi is added to the 75 psi operating pressure, giving a total pressure of 355 psi. Thus, although

the pressure is momentary, rupture may occur since the design pressure of 150 psi is exceeded when the valve closes in 0.2 sec. Each time the plant engineer closes the valve, he sets up a 355 psi shock wave.

If the flow were cut off instantly, it would set up a 663 shock pressure wave that would travel back and forth in the pipe in less than 0.1 sec.

Swing vs Spring Actuated Check Valves

If the plant engineer uses a swing check valve in the line, one of the following conditions will develop:

1) If the check valve's action time is shorter than t , the returning pressure wave will ram against the valve's flap with full shock pressure, and may break it.

2) If the check valve's action time is longer than t , the returning pressure wave will pass through the partly open valve and transmit shock throughout the piping system.

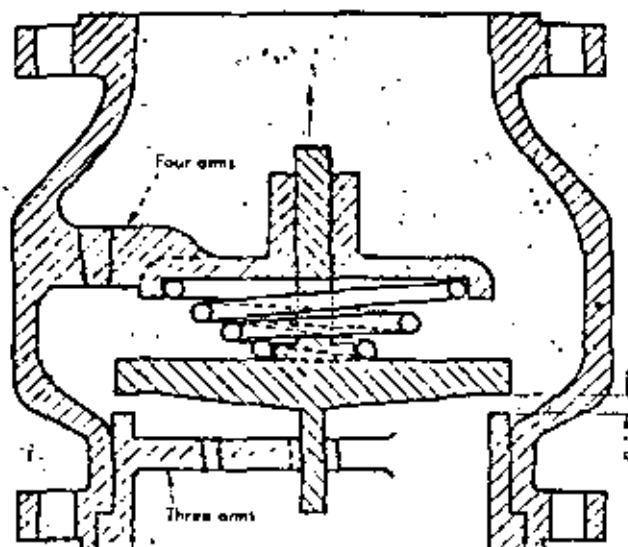
In contrast, let us consider a slow closing spring actuated check valve similar to that shown in Fig. 1. As the quick closing valve starts to shut off, the check valve's spring starts taking over immediately, slowing down the column of water before flow reversal occurs. The maximum distance a column of fluid can move is limited to d (as shown in Fig. 1). On a 4 in. valve, for instance, d is only 1 in. This compares with 11 in. of travel of the flap on a conventional swing check valve of the same size.

The resultant pressure drop through a valve is an important feature of any flow system. It is evident that the pressure drop through a spring actuated check valve will be greater than that through a swing check valve, but how much greater?

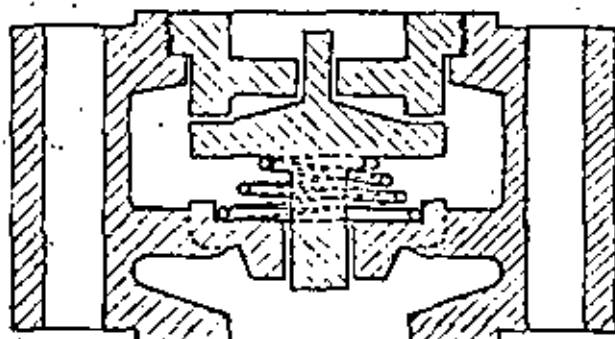
Assuming a velocity of 9 fps, let us compare the minimum pressure drops through an 8 in. length of straight 4 in. pipe; through a 4 in. swing check valve; and through 4 in. spring actuated check valves of two basic types, namely, long face-to-face, as shown in Fig. 1, and short face-to-face, as shown in Fig. 2. These values are as follows:

Component	Pressure drop, ft of head
8 in. length of 4 in. pipe	0.115
4 in. swing check valve	1.96
4 in. spring actuated check valves—	
a) long face-to-face	3.5
b) short face-to-face	10*

Thus, the pressure drop through the long face-to-face check valve is less than twice that through the swing check valve. The pressure drop through the short face-to-face check valve, however, is more than five times that through the swing check valve. The cost of pumping fluids is directly proportional to head loss. In installations where spring actuated check valves are required to combat water hammer,



1 SPRING ACTUATED CHECK VALVES can be employed to combat water hammer. The one shown here features a long face-to-face dimension.



2 STANDARD spring actuated check valve has short face-to-face dimension. The pressure drop through this type of valve is greater than that through the valve shown in Fig. 1.

therefore, the type shown in Fig. 1 is to be preferred over that shown in Fig. 2, except in those cases where space does not permit the installation of a valve with the greater face-to-face dimension.

Prevent Rather Than Cure Water Hammer

Water hammer is dangerous and expensive. It can exist wherever liquid is pumped or forced through a piping system in which a quick operating valve or pump shutoff must periodically be operated. Water hammer, of course, is not restricted to water. It can exist in all fluids, including steam, condensate, acids, crude oil and gasoline, beer, boiler feed, chemicals, etc. Water hammer can exist in all sizes, lengths, and configurations of piping, regardless of pressure. It is known to travel great distances and affect equipment and piping components far removed from the source. In many cases, the vibration is intensified at some distance from the source, much the same

as the tip of a buggy whip moves 10 to 20 times the distance that the hand snapping it travels. Water hammer might also be compared to the "headache ball" used in the demolition of old buildings. The farther it travels on its pendulum, the greater force the ball exerts against the building. Water is incompressible and can be compared to a solid column. Its action on the disc of a check valve is similar to that of the ball on the building. The greater distance the water column travels, the greater is the force exerted when it is stopped. It is the sudden stoppage and reversal of flow that causes water hammer.

Following the "ounce of prevention" theme, it is better engineering practice to select a check valve that will prevent water hammer rather than one that allows it to occur and then try to control it with shock suppressors, arrestors, etc. To eliminate water hammer, the check valve must close the moment flow reversal takes place, or when the flow is zero. Spring actuated check valves accomplish this.

Match Components to Conditions

When the welded pipe joint came into use in the 1920's and early 30's, many design engineers predicted an early demise for threaded and flanged pipe joints. In their enthusiasm for a permanent leakproof joint, some engineers disregarded sound mechanical design practice and specified welded joints for piping connections that periodically had to be disassembled. For example, the specifications for a building erected in 1922 called for all welded joints, including radiator connections. Fortunately, this was noted in time to change the specifications to allow threaded or flanged connections where these were more practical.

As the years went by, it became obvious that each type of joint connection had its proper place and use. This holds true for check valves also. The purpose here has not been to show that spring actuated check valves are preferable in all installations. There are many places where reversal of flow does not occur, and in these, swing check valves should be used to gain the economic advantage of their lower pressure drop.

A typical example of where *not* to use a spring actuated check valve would be on a pulsating compressor, where the pistons travel back and forth many times a minute. With the check valve opening and closing with each stroke of the piston, the disc (refer to Fig. 1) of a spring actuated check valve would be working like a high speed yo-yo. The disc, spring, and ring would be chewed to minute pieces in a relatively short time.

As stated before, however, where water hammer is anticipated, as determined through the method of analysis presented herein, spring actuated check valves offer the required ounce of prevention. ≠



Silent Check Valves...eliminate water hammer

For more than 50 years, CPV has led in the development of valves that eliminate water hammer and pressure surge caused by reverse flow. Originally, CPV manufactured valves for reciprocating pumps operating about 60 strokes/min. day in day out for many years. The basic working principle of these rugged units is employed in all modern CPV Silent Check Valves—a spring-actuated disc that opens when flow starts . . . closes as soon as flow stops.

Many thousands of these CPV Silent Check Valves are providing trouble-free service in piping systems around the world—wherever liquids flow. Further engineering improvements have made the best silent check valves even better.

We invite your earnest evaluation of CPV Silent Check Valves—the most reliable and most economical insurance against water hammer that you can specify or buy.

Your Choice of Valve Seats:

Metal-to-Metal-Seated Valves . . . standard for all CPV Silent Check Valves. These seats are precision-machined to provide positive sealing. CPV Silent Check Valves with metal seats have been for many years—and continue to be—the standard of the industry for quality and manufacturing precision.

Soft-Seated Valves . . . assure "bubble tight" sealing even when foreign particles are present. A resilient elastic memory seal compresses slightly as the metal disc closes on the seat—forming a leakproof assembly. This option is particularly valuable when a positive head must be maintained on the suction side of a pump and for other special applications. The soft seat is recommended for water, oil, gas or any compatible fluid at

temperatures from -20° to 250°F. Standard seat material is Buna-N. Other materials can be furnished to meet special conditions.

Helical Springs . . . engineered to effect valve closure automatically at zero velocity—as soon as forward flow stops, and before reverse flow can begin. The springs used by CPV provide the lowest stiffness or K-factor consistent with optimum silent check valve operation. These springs are engineered for a conservatively-rated life of 10 million closures.

Guided Lift Design . . . with two-point bearing. The disc is guided by widely spaced bearings above and below the seating surface. The possibility of any CPV Silent Check Valve disc tilting or becoming misaligned is eliminated.

All Wearing Parts Replaceable . . . if ever required.

Full Flow Area . . . increases valve efficiency, minimizes head loss as proven by competitive tests. Details on request.

Easy Installation . . . Valves in sizes thru 8" are easily installed between companion flanges within the bolt circle—weigh up to 50% less than through-bolted designs, easier to handle, too. Large valves have flanges for simple stud bolt installation.

Can Be Installed in Any Position . . . vertical, horizontal or upside down. Standard gasketing is used.

Thorough Pressure Testing . . . Each valve is tested pneumatically and hydraulically as described on page 17.

wherever liquids flow

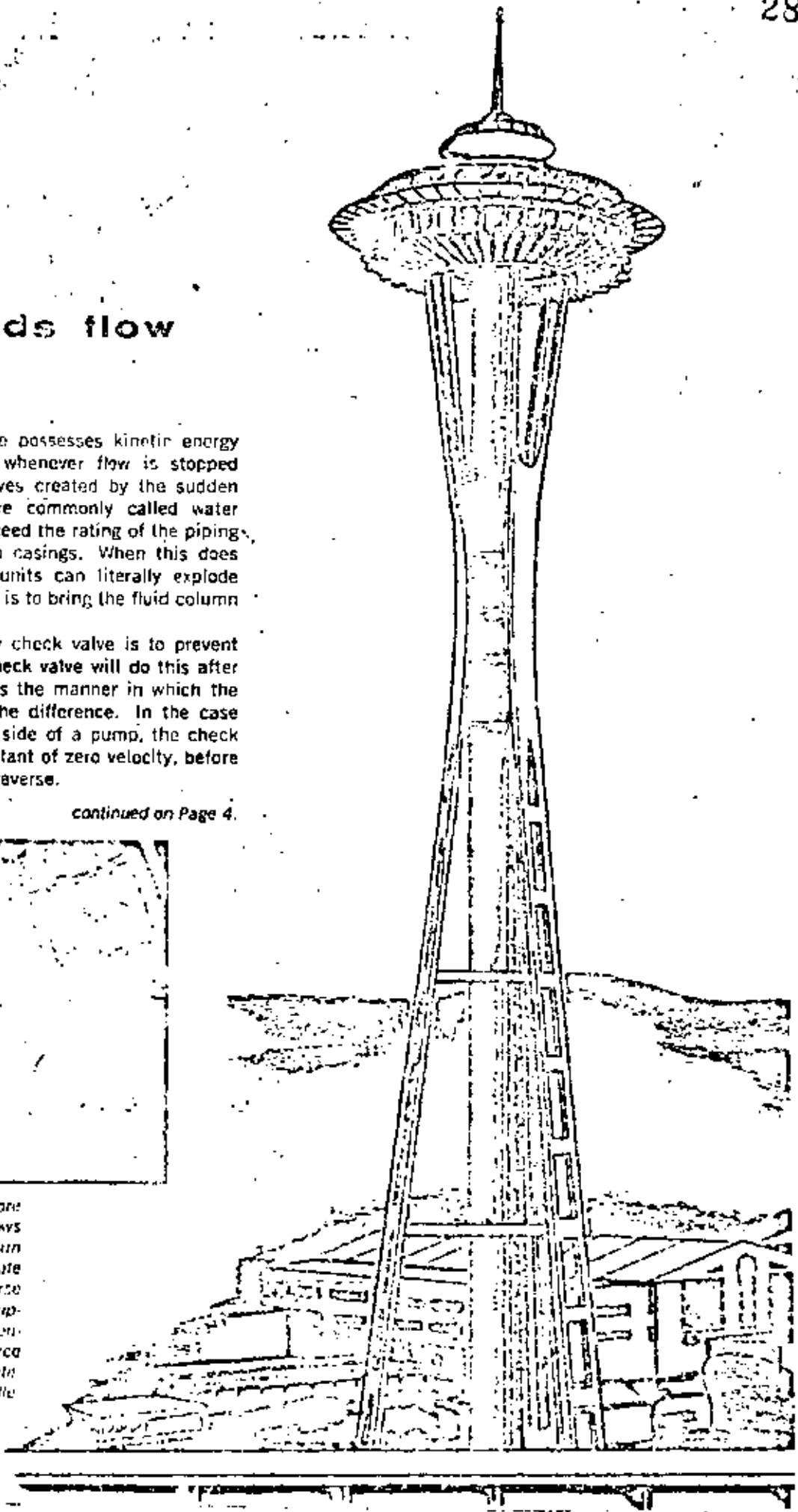
Fluid flowing through a pipe possesses kinetic energy which must be dissipated whenever flow is stopped suddenly. The pressure waves created by the sudden stoppage of this energy are commonly called water hammer, and can greatly exceed the rating of the piping system, including the pump casings. When this does occur, the pump or other units can literally explode from the shock. The solution is to bring the fluid column to rest smoothly, silently.

The basic purpose of any check valve is to prevent reverse flow . . . and any check valve will do this after it has closed. However, it is the manner in which the valve closes which makes the difference. In the case of a valve on the discharge side of a pump, the check valve should close at the instant of zero velocity, before the fluid column can flow in reverse.

continued on Page 4.



The long look up through the core of the Seattle Space Needle shows water service lines that run straight up without intermediate support for 570 feet. Any reverse flow or water hammer could rupture the pumps and cause extensive damage. Thanks to three CPVs, all is serene. The excitement is safely atop the Needle.



water hammer . . . pressure surge - destructive forces that

continued from Page 3.

A swing check valve may normally perform satisfactorily—if the fluid head is small and there is no danger of pressure surge. However, swing check closure actually depends on gravity and reverse flow—the very force that it is supposed to eliminate. And the greater the head, the more likely the possibility that the fluid will flow back through the valve.

In order to make full closure, the disc or clapper of a swing check valve must travel through a 90° arc to the valve seat, as shown in Fig. 1. With nothing to slow the clapper's downward thrust, the result of closure is often an all too damaging slam with accompanying water hammer. Tilting the disc decreases the arc slightly, but doesn't preclude the dependence on reverse flow for closure.

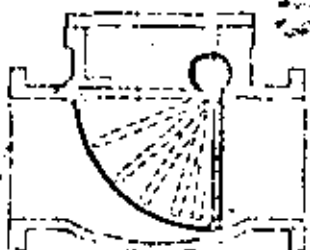


Fig. 1. Typical swing check valve. Clapper closes through a 90° arc after reverse flow has started.

The double clapper swing check, too, relies on gravity and reverse flow for closure—plus torsion springs which merely add to the clappers' downward acceleration through a 90° arc and resulting slam onto the seat (Fig. 2). While double clapper swing checks do reduce the distance of total clapper travel, they do so with the penalty of restricted flow and increased head loss.



Fig. 2. Typical double clapper valve with spring that accelerates closing force, and relies on reverse flow.

In the larger valve sizes, particularly, the 90° arc of swing represents considerable clapper travel. This, coupled with correspondingly greater clapper weight, intensifies the damaging closure slam. Furthermore, fluid that is in the valve body prior to closure flows back through the valve, resulting in reverse flow, water hammer and pressure surges—again, the very characteristics the valve is supposed to eliminate.

With a CPV Silent Check Valve, total disc motion off and onto the seat is minimal—fully open, it's only about $\frac{1}{4}$ " per inch of pipe diameter (Fig. 3). In addition, thanks to CPV's helical spring, disc motion is proportional to flow rate so that at the point of zero velocity, the CPV disc is already on the seat—eliminating any possibility of reverse flow, water hammer or pressure surge.



Fig. 3. CPV Silent Check Valve has spring-actuated disc that closes valve silently at zero flow velocity—before reverse flow can begin.

The relative ability of a swing check and a CPV Silent Check Valve to eliminate pressure surge is dramatically illustrated in the figures below. These oscillographs were made by a government agency, and indicate the amount of pressure actually generated by the closure of a swing check valve and a CPV Silent Check. Note in Fig. 4 that the swing check has caused a pressure jump of from 850 psi up to 1788 psi—well over double the operating pressure—and down to a mere 191 psi. These are pressure surges no matter how you look at them.

With the CPV unit, however, pressure increased just slightly. The possibility of damage to a piping system is extremely evident in Fig. 4 and conspicuously absent

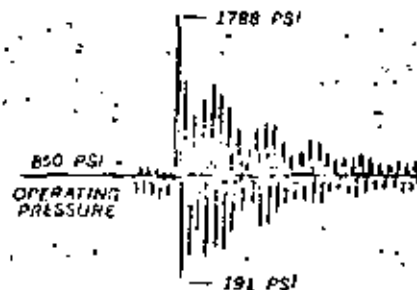


Fig. 4. Oscillograph reading for closure of a 3" swing check valve in a hydraulic system operating at 850 psi.

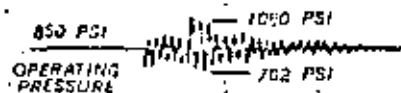


Fig. 5. Oscillograph reading for closure of a 3" CPV Silent Check Valve in the same 850 psi system.

must be considered and eliminated

in Fig. 5. There's no telling what damage the pressure surge caused by the swing check might have done. But with the CPV Silent Check Valve, "surge-less" operation is assured.

In addition to swing and silent check valves, other approaches to the water hammer problem include air cushions, shock absorbers, and miscellaneous devices intended to minimize or combat pressure surge rather than eliminate it. Still other methods employ costly, motor-operated valves which work reasonably well as long as there is electric power.

CPV Silent Check Valves overcome the inadequacies of all other check valve designs and methods. Operation is automatic and foolproof. Reverse flow is stopped before it can start. Water hammer and its accompanying ill-effects are eliminated. A safe, silent piping system is assured.

Water Hammer in a Vertical Pipeline

To illustrate the potential force of water hammer in a vertical pipeline, consider the 550-foot tall Space Needle in Seattle, shown on page 3. The water alone in each of three 6" pipelines weighs over 6000 lbs. If the water in any one of the lines is permitted to flow in reverse—even a fraction of an inch, the 6" column of liquid becomes a 550 foot long, three-ton battering ram that could create havoc. This would happen if a swing check valve were installed, since its disc would be slammed back onto the seat by the sudden flow reversal. Fortunately, the problem doesn't exist because CPV Silent Check Valves are installed on the discharge side of the pumps in the base of this spectacular structure. This same protection is also provided in countless

other buildings—from one-story plants to huge skyscrapers.

Water Hammer in a Horizontal Pipeline

Let us emphasize that water hammer is not limited to tall buildings. It can occur with varying severity in almost any pipeline—even those that are horizontal or only slightly upgrade. The problem is always intensified whenever there is sudden stoppage of flow, i.e., a quick closing valve. A classic example of this is shown in Fig. 6.

At first glance, there isn't anything extraordinary in this CPV Silent Check Valve installation in a bulk oil terminal. In fact, the application seemed so ordinary that a swing check valve was initially installed on the discharge side of the pump feeding a loading rack some 1500 feet away. However, the sudden stoppage of flow by a quick closing valve on the rack created a tremendous shock wave that passed back through the swing check valve before it could close. This pressure surge was so far in excess of the 150 psi pump rating, that the casing cracked, and many thousands of gallons of petroleum product were lost. A CPV Silent Check Valve was installed on a trial basis, and has been all but forgotten in the ensuing years of trouble-free service. (The replaced swing check valve is shown lying ignominiously on the ground.) The spring-actuated closure of the CPV valve is designed to stop reverse flow before it can get started.

Experience has proven that the best insurance against water hammer and pressure surge is a CPV Silent Check Valve. Use these reliable valves wherever fluids flow—for the safest and quietest piping systems possible.

Fig. 6. A quick-closing valve 500 yards up hill caused a pressure surge that traveled back through a swing check (on ground), and destroyed the pump casing. Problem was solved by the CPV Silent Check Valve shown in the pump discharge line.



Los líquidos al fluir a través de un tubo poseen energía cinética que debe ser disipada, siempre que el flujo se detenga repentinamente.

El golpe producido por esta energía que se llama "GOLPE DE ARIETE" y puede ejercer grandísima presión para la cual se diseñaron el tubo, válvulas de piezas especiales, conexiones, tanques, cámaras y bombas, que pueden reventar al ocurrir el "GOLPE DE ARIETE".

El propósito de las válvulas de cheque o de retención, es prevenir el flujo inverso y evitar el golpe de "GOLPE DE ARIETE"; sin embargo, las válvulas de cheque de tipo de globo, de columna y otras al no alcanzar a cerrar a tiempo, dan lugar a la formación del golpe de ariete, mismo que las cierra violentamente con ruido, vibración de tuberías y daños consistentes.

Para remediar el golpe de ariete se han utilizado amortiguadores, cámaras de aire, etc. sin llegar a corregirlo, ni a evitar el golpeteo de válvulas. Finalmente se pensó en la única solución que PREVENIR, EN SU ORIGEN REMEDIAR y para ésta se diseñaron válvulas de cheque de tipo de disco, provistas de resortes helicoidales, que cierran en forma suave, amortiguada y silenciosa.

Estas válvulas son fabricadas en los Estados Unidos de Norteamérica por las cinco firmas de válvulas más importantes y son utilizadas con gran éxito en la industria y en la construcción. PISA BOMBAS Y SISTEMAS, S. A. fabrica y vende estas válvulas con especial énfasis en válvulas, conjuntos hidráulicos, transformadores eléctricos, y estas con VALVULAS SILENCIOSAS DE CIERRE AMORTIGUADO PARA PREVENIR EL GOLPE DE ARIETE.

Las válvulas de cheque se clasifican en:

- A) Con asiento resistente de Buna N para agua fría, agua que contenga materia en suspensión, líquidos que no afecten al Buna N y como válvulas de pie para bombas.
- B) Con asientos de bronce para agua caliente o líquidos que ataquen al Buna N.
- C) Construcción total de bronce o acero inoxidable para ácidos, líquidos corrosivos o para alimentos y vinos.

DIMENSIONES

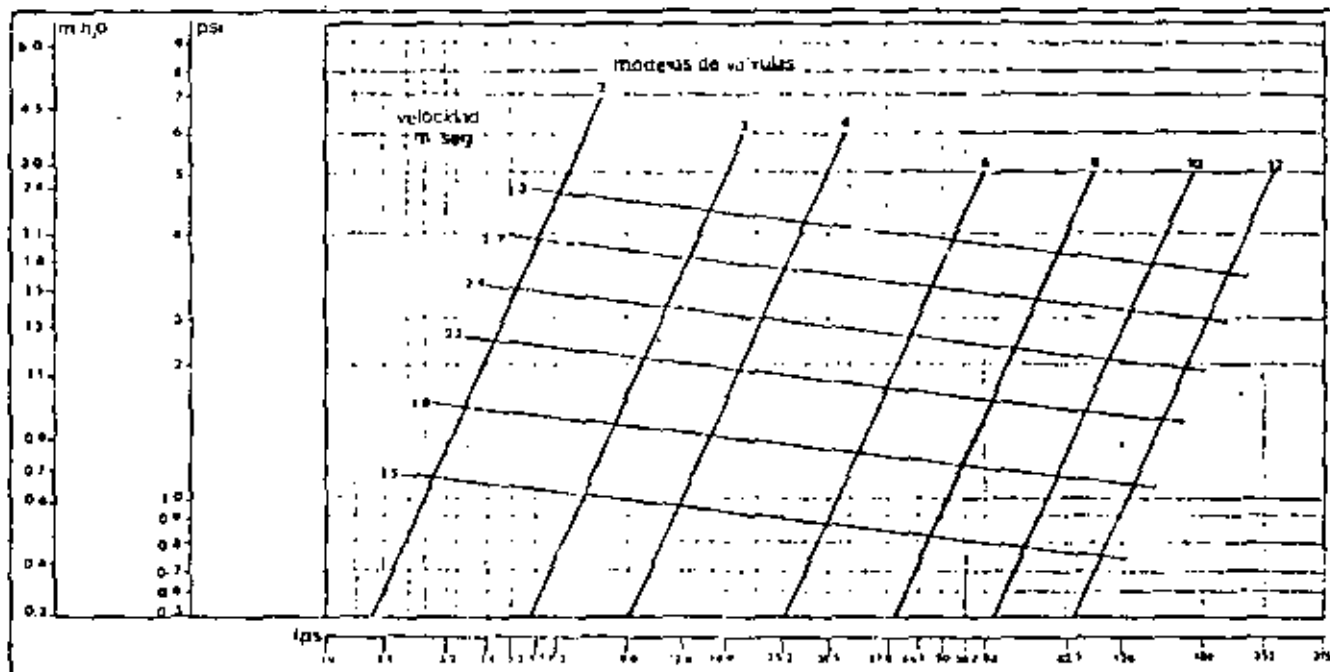
cuerpo en hierro fundido

para tubería de 8.75 kg/cm² (125psi)

para tubería de 17.5 kg/cm² (250psi)

MODELO	2		3		4		6		8		2		3		4		6		8	
Unidades	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.	pulg.	mm.
Diam. del tubo	2	51	3	76	4	101	6	152	8	203	2	51	3	76	4	101	6	152	8	203
Cara a cara	3 ³ / ₈	86	3 ⁷ / ₈	98	4 ¹ / ₂	114	6 ¹ / ₂	159	8	203	3 ³ / ₈	86	3 ⁷ / ₈	98	4 ¹ / ₂	114	6 ¹ / ₂	159	8	203
Diam. caculo pernos	4 ³ / ₈	121	6	152	7 ¹ / ₂	190	9 ⁷ / ₈	241	11 ³ / ₄	298	5	127	6 ⁵ / ₈	168	7 ⁷ / ₈	200	10 ³ / ₈	270	13	330
Diam. contrabrida	6	152	7 ¹ / ₂	190	9	229	11	280	13 ¹ / ₂	343	6 ⁵ / ₈	168	8 ¹ / ₄	209	10	254	12 ⁷ / ₈	317	15	381
Diam. de los pernos	3 ¹ / ₈	16	3 ⁵ / ₈	16	3 ¹ / ₄	16	3 ¹ / ₄	19	3 ¹ / ₄	19	3 ¹ / ₈	15	3 ¹ / ₄	19	3 ¹ / ₄	19	3 ¹ / ₄	19	3 ¹ / ₄	22
Long. de los pernos	7	177	7 ¹ / ₂	190	8 ¹ / ₂	216	10 ¹ / ₂	267	12 ¹ / ₂	318	7	177	8 ¹ / ₂	216	9 ¹ / ₂	241	11 ¹ / ₂	292	14	358
Número de pernos	4		4		8		8		8		8		8		8		12		12	

ESPECIFICACIONES PARA SELECCION







centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ANEXOS:

OPERACION Y MANTENIMIENTO

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

22 JUNIO, 1979



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, medidoras) 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 espe

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 queden 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 bom-

beo cuenten como mínimo con:

- 1.- Lugares bien alumbrados y ventilados.
- 2.- Amplitud suficiente para las maniobras de operación y mantenimiento. (Alturas y espacios laterales a las bombas para permitir desarmarlas).
- 3.- Grúas para permitir el manejo del equipo que van desde tripies en bombas chicas hasta grúas de gran capacidad con gancho auxiliar para maniobras de ajuste fino.
- 4.- Localización tan cerca de la fuente de suministro como lo permita cada caso.

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 I para recibir el bastidor de la bomba, con el fin de poder nivelarla más fácilmente, por medio de llanas 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 re-- quieren de un buen cimiento de concreto, sin embargo, en terre -- nos fangosos o inestables, como por ejemplo los del área metropo-- litana de la Ciudad de México, puede resultar aconsejable constru -- ir 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 hundi -- miento 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 ade -- me choque contra la base de la bomba desnivelando al equipo. Una base registro como la que se propone permite cortar la tubería de ademe conforme lo requiera para evitar daños mayores.

11.1.3. Alineamiento.- Aunque en la fábrica la bomba es alineada y ajusta da, las maniobras de embarque, transporte, descarga y en conexio nes a las tuberías, las desalinean severamente. Por eso es neces-- sario 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 manobra de colocación del empaque, se recomienda pe garlo a la parte inferior de la cubierta con goma laca y apli carle 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 manobra de mantenimiento.

- 2.- Impulsores.- El impulsor es el corazón de una bomba, de su estado depende la mayor parte de su correcto funciona miento, tanto desde su punto de vista hidráulico como econó mico. 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 sustituir el impulsor por otro de material más apropiado.

Las picaduras en la superficie de los impulsores ocasionados por la cavitación, (que se caracteriza por un ruido de crepitación cuando opera la unidad, aún estando perfectamente alineada) dan indicio de una instalación inadecuada. Algunas de las causas pueden ser:

- a) Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la requerida por la bomba (Insuficiente NPSH).
- b) Temperatura del líquido manejado mayor a la de diseño original del sistema.
- c) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Una forma de comprobar si el ruido que hace la bomba es por cavitación, consiste en cerrar un poco la válvula de su descarga lo que también reducirá su capacidad. Si desaparece 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 ex-
pansión térmica es de 0,000117 mm/cm por ° 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).

e) En los cuñeros (Torceduras, esfuerzos térmicos, choque -
sión o malos ajustes que dañan a los cuñeros):

Las flechas dobladas o que han sufrido deformación, deben ser re-
puestas y nunca tratar de repararlas.

Dado el alto costo que puede tener la reposición de una flecha, es-
tas van generalmente protegidas contra la corrosión, erosión y des-
gaste, por medio de " manguitos " renovables que se localizan en-
los estoperos, juntas de escurrimiento y cojinetes interiores.

Estos manguitos de flecha son generalmente los que requieren ser-
repuestos con más frecuencia pues son los que desgastan con más
rapidez. Si los manguitos de los estoperos se desgastan, rasgan-
y marcan cualquier empaquetadura nueva, razón por la cual requie-
ren reposición aún cuando no es necesaria ninguna otra reparación
del equipo. En ocasiones es posible esmerilar los manguitos des-
gastados para poder volver a usarlos. Estas prácticas reducen -
considerables ahorros en el mantenimiento de las flechas sin me-
noscaho de la correcta operación de la bomba.

5.- Estoperos y empaques: - El mantenimiento de los estope-
ros consiste en reponer correctamente sus empaques. Las

En los estoperos, las operaciones de mantenimiento a seguir son las siguientes:

a) Debe removerse todo el empaque viejo,

b) Chéquese que el empaque nuevo cumpla con los requie-

rimientos del líquido, presión y temperatura de ope-
ración.

- c) Córtese anillos de empaquetadura e introdúscance asentándolos firmemente, procurando que las juntas entre cada anillo queden desplazadas unos 180° .
- d) Si se tiene jaula de selio 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, instálase 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) Arránquece la bomba con el estopero flojo y vállanse apretando las tuercas del prensaestopas en forma pareja, a intervalos de 15 a 20 minutos hasta obtener un escurrimiento normal. Por ningún motivo debe reducirse el escurrimiento a solo gotéo, pues si esto se hace, los empaques se quemarán. Conviene más un escurrimiento excesivo que uno escaso.

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

diante 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 triplé 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 triplé 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 estandar.

Las porta-chumaceras y los coples de las tuberías de descarga de las bombas tienen rosca a la derecha, y las roscas de las flechas son a la izquierda.

En la parte superior del motor se tiene una tuerca de ajuste que permite centrar, cerrar o abrir a los impulsores dentro de sus tazones. Esto resulta conveniente pues también permi

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 ni 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 tomandola 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.

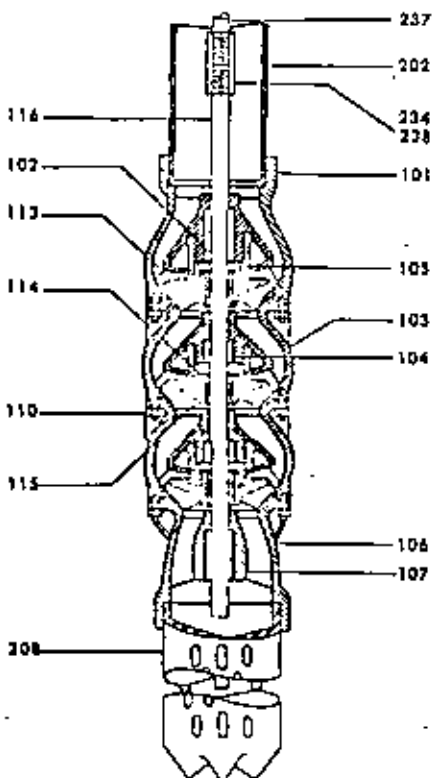
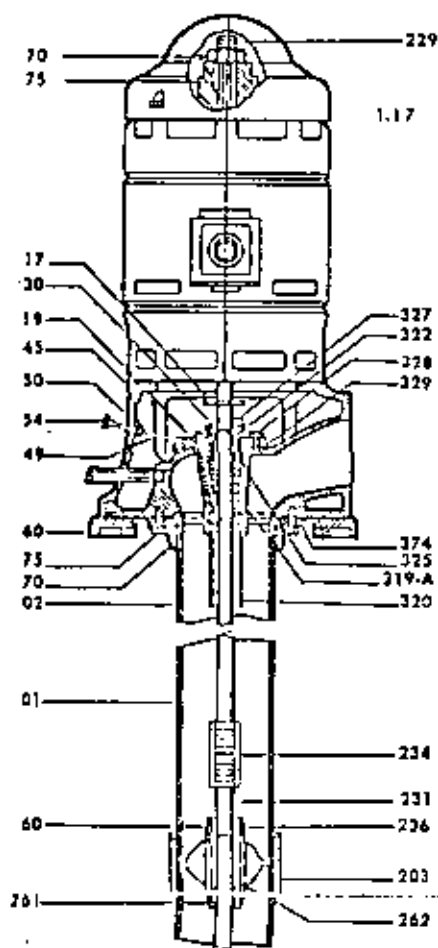
- 2.- Bombas lubricadas por aceite. - Estos equipos de bombeo difieren de los lubricados por agua en que llevan una camisa de flecha para que sus chumaceras puedan ser bañadas en aceite. Los tramos de flechas y columnas son del mismo largo que las de bombas lubricadas por agua. Llevan además una acelerera 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.

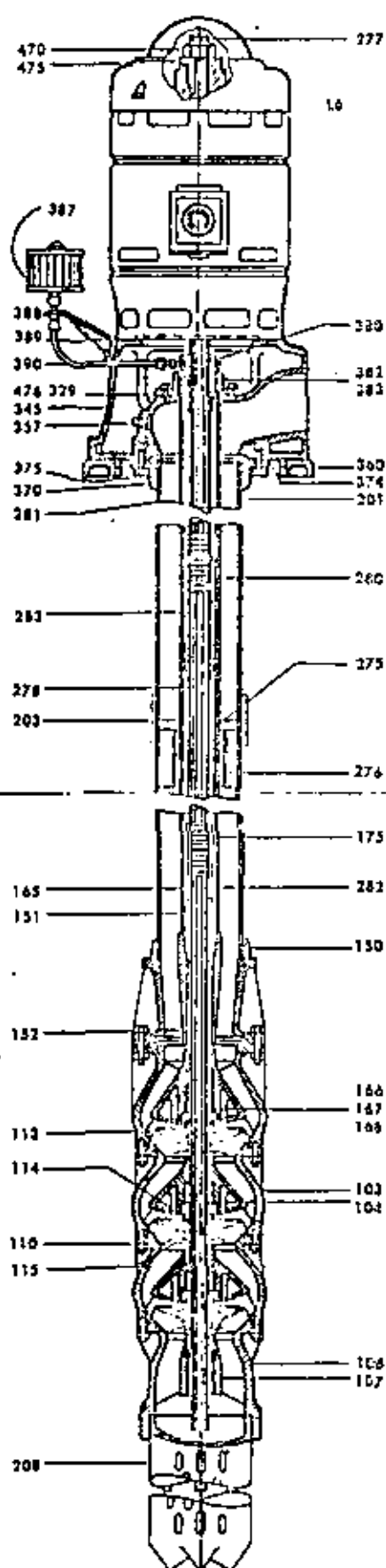
El motor en estos equipos es enfriado y lubricado con agua destilada y van sellados. Se alimentan eléctricamente por medio de cables submarinos que tienen una vida mayor o igual a la de la propia bomba.





- Número PARTE SUPERIOR**
- 201 Tubo de Columna Intermedia. (Sección de 10' - 3.05 m.).
 - 202 Tubo de Columna, Inferior y Superior. (Sección de 5' - 1.52 m.).
 - 203 Copie de Columna.
 - 229 Flecha Superior.
 - 230 Manguito de la Flecha Superior.
 - 231 Flecha Matriz o Flecha de Impulso.
 - 234 Copie de la Flecha de la Bomba.
 - 236 Manguito de la Flecha Matriz.
 - 260 Portachumacera.
 - 261 Tapa de la Portachumacera.
 - 262 Chumacera de hule (Giratoria).
 - 275 Anillos separadores para Columna.
 - 276 Aroses de Hule para el Tubo-fundo.
 - 277 Flecha Superior.
 - 278 Flecha Matriz, Flecha Impulsora.
 - 280 Copie para la Flecha Matriz.
 - 281 Tubo-Fundo Superior.
 - 282 Chumacera Unión.
 - 317 Anillo Dispersor de Agua.
 - 319 Estopero.
 - 319-A Bujel del Estopero.
 - 320 Tubo Aquistador.
 - 322 Casquilla del Prensaestopa.
 - 325 Empaque.
 - 327 Tornillo Obrero.
 - 328 Tornillos de Cabeza Exagonal.
 - 329 Empaque del Estopero.
 - 345 Cabecel de Descarga, a la Superficie.
 - 349 Tubo de Conexión de la Grasea.
 - 350 Válvula de Retención y Resorte.
 - 354 Grasea del Estopero.
 - 357 Tapón Macho del Cabecel.
 - 360 Base del Cabecel.
 - 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 Acarera de Salenide.
 - 388 Soporte de la Acarera.
 - 389 Tornillos del Soporte.
 - 390 Conexiones de Lubricación.
 - 470 Tuerca de Ajuste.
 - 475 Cuño.
 - 476 Placa de Adaptación del Tubo-Fundo.

- Número PARTE INFERIOR**
- 101 Tazón de Descarga.
 - 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
 - 103 Tazón Intermedia.
 - 104 Chumacera del Tazón Intermedia.
 - 105 Anillo del Tazón.
 - 106 Tazón de Succión.
 - 107 Chumacera del Tazón de Succión.
 - 110 Birlos del Tazón y Tuerca.
 - 113 Impulsante - impulsor.
 - 114 Tuerca del Impulsor.
 - 115 Bujel o Codo del Impulsor.
 - 116 Flecha de la Bomba.
 - 150 Tazón de Descarga.
 - 151 Chumacera Superior, del Tazón de Descarga.
 - 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
 - 165 Flecha de la Bomba.
 - 166 Sello de Cuero U.
 - 167 Anillo Soporte del Cuero U.
 - 168 Anillo Expansor del Cuero U.
 - 175 Copie de la Flecha de la Bomba.
 - 202 Tubo de Columna Inferior y Superior. (Sección de 5' - 1.52 m.).
 - 208 Colador.
 - 234 Copie de la Flecha de la Bomba.
 - 237 Flecha Inferior. (Sección de 5' - 1.52 m.).
 - 238 Copie de la flecha de la Bomba.
 - 282 Tubo-Fundo Inferior.



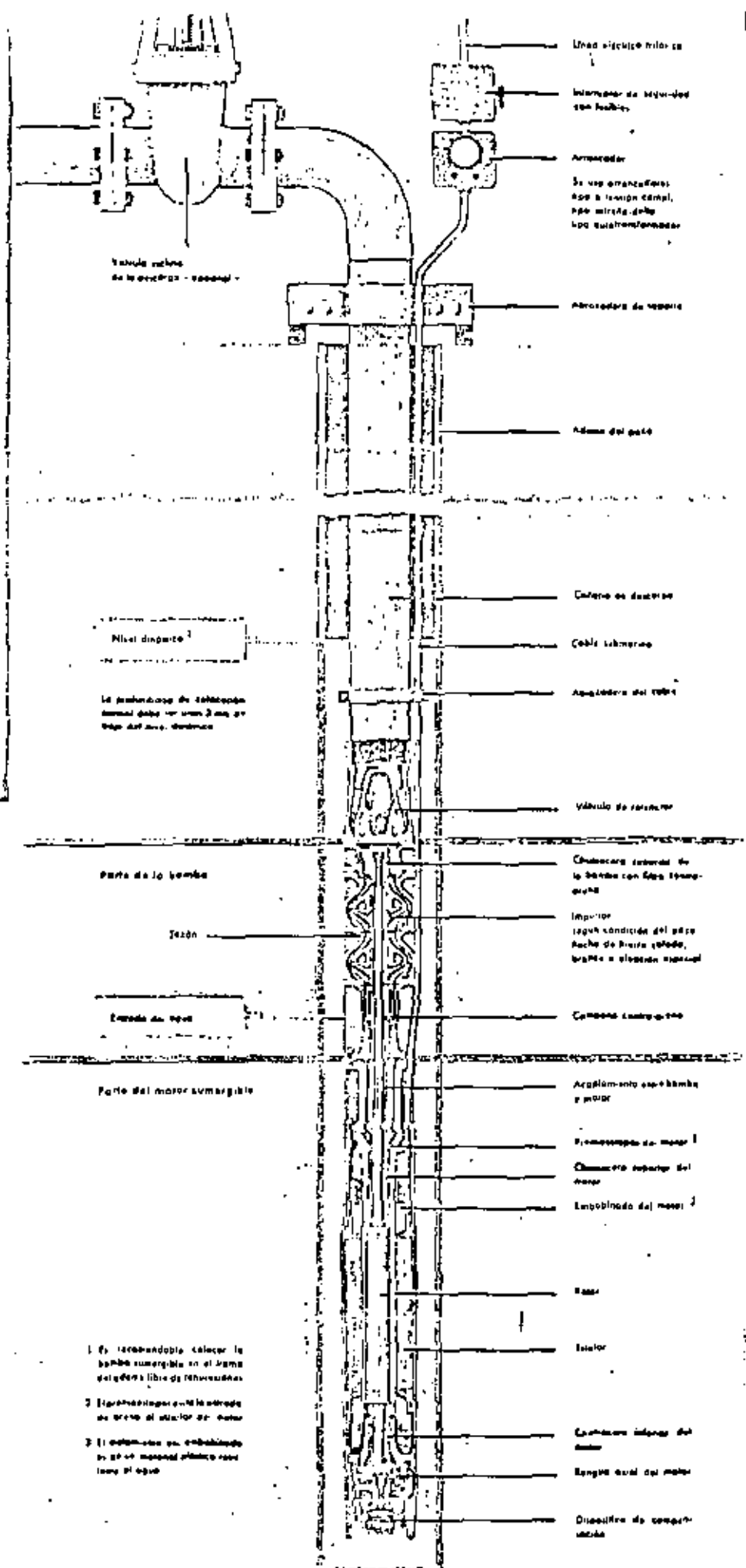


Tabla sobre la presión - control

Nivel de agua

La profundidad de colocación normal debe ser una 2 m por cada 10 m de distancia

Parte de la bomba

Tejón

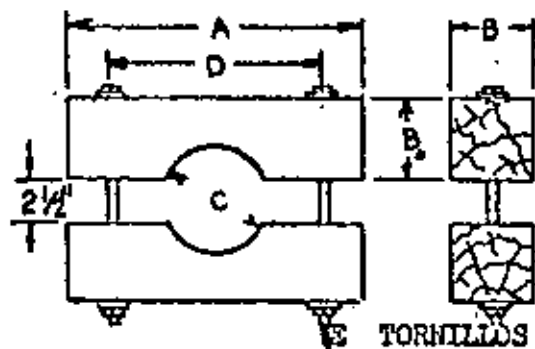
Entrada de agua

Parte del motor sumergible

1. Es recomendable colocar la bomba sumergible en el punto del agua libre de turbulencias
2. El primer tipo de la entrada de agua al motor de agua
3. El sistema de empujamiento de agua debe ser adecuado para el tipo de agua

- Una súplice hilo de
- Interruptor de seguridad con fusible
- Armador
- Se usa arrancadores con la tensión normal, con el sistema de los sistemas de energía
- Armador de repuesto
- Admisión del agua
- Cable de control
- Cable de energía
- Aplicación del cable
- Válvula de presión
- Chubascos control de la bomba con los interruptores
- Impulsor según condición del agua: hecho de hierro fundido, bronce o aleación especial
- Cámara centrifuga
- Aplicación de bomba y motor
- Fijación de motor
- Chubascos control de motor
- Empujamiento del motor
- Base
- Tejón
- Cámara inferior del motor
- Longitud total del motor
- Dispositivo de seguridad

INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI



DIMENSIONES EN PULGADAS				
A	B	C	D	E
20	6	4	12	$\frac{3}{4} \times 18$
20	6	6	12	$\frac{5}{8} \times 18$
24	8	8	14	$\frac{3}{4} \times 22$
30	10	10	20	$\frac{1}{2} \times 24$
30	10	12	20	$\frac{7}{8} \times 24$

Fig. 1

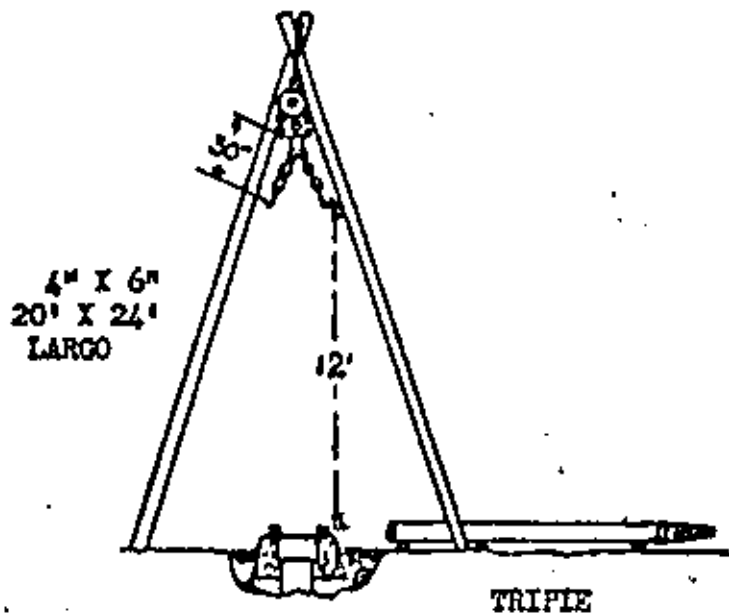
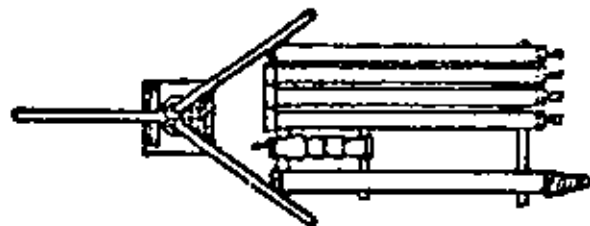


Fig. 2

INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI

Fig. No. 3
Instale el
tubo de
succion

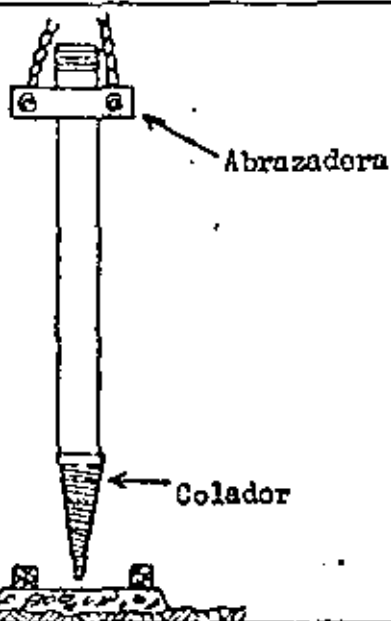


Fig. No. 6
Acoplese la
columna pro-
parada

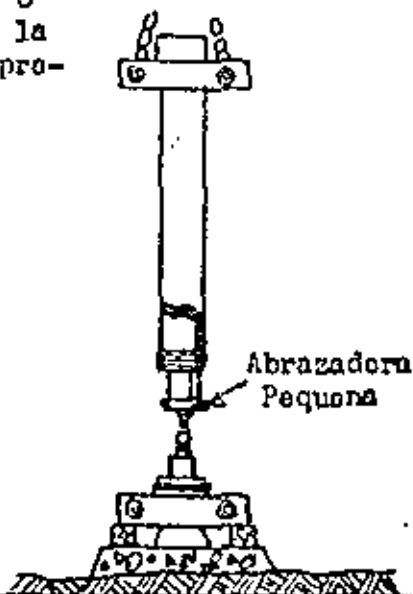


Fig. No. 4
Acoplese a
la bomba

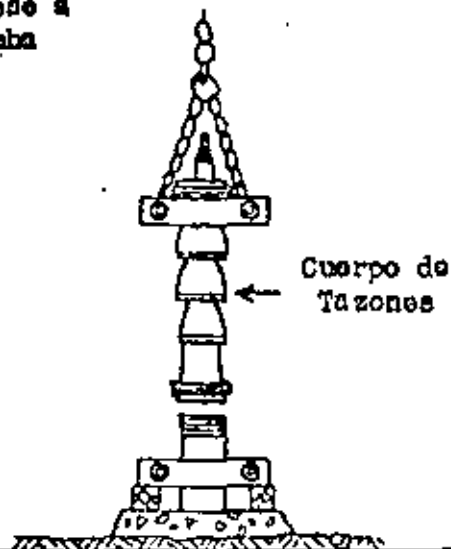


Fig. No. 7
Bajase la
columna y
bomba

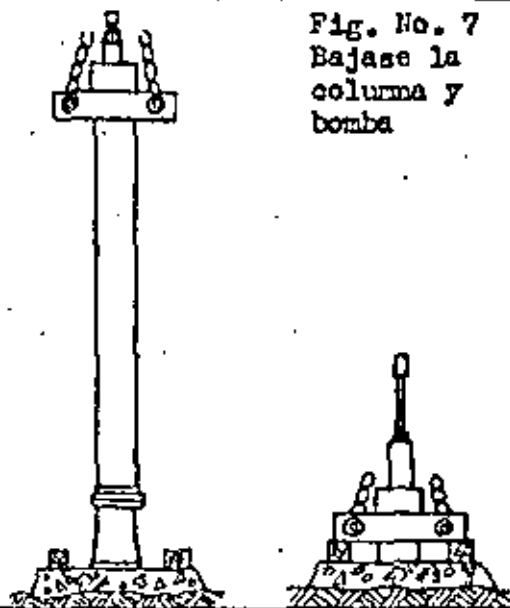


Fig. No. 5
Bajase el
conjunto

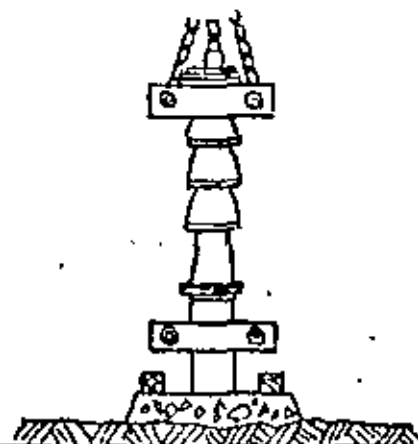
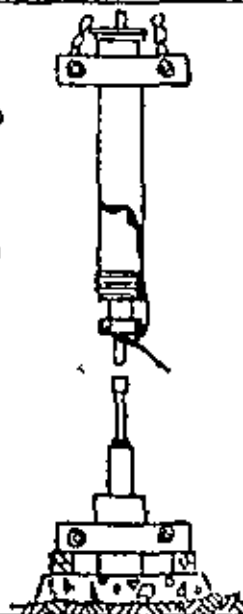


Fig. No. 8
Subase el
ultima tramo
de columna



INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI

Fig. No. 9
Bájese el
tramo final

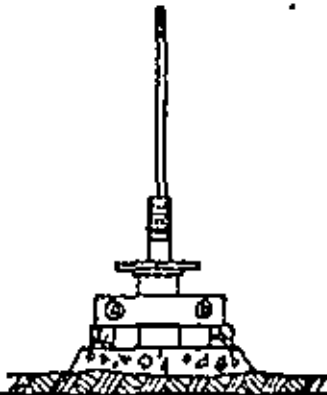


Fig. No. 12
Chóquese el
alineamiento
de la flecha

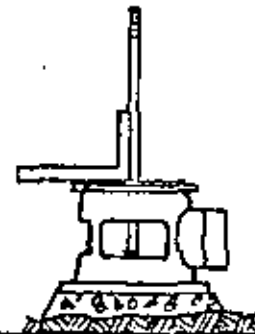


Fig. No. 10
Súbase el
cabezal de
descarga



Fig. No. 13
Cúbrase
el motor



Fig. No. 11
Bájase y a-
tornílese
a la brida
de la columna

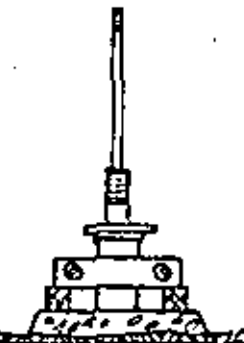
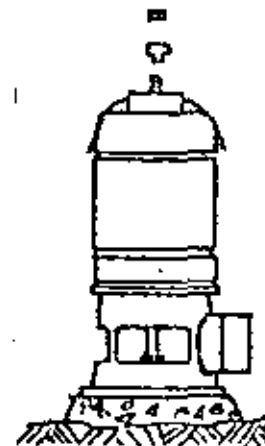


Fig. No. 14
Acóplese el
motor y rón-
gase la tuerca
de ajuste



DETERMINANDO LA CAPACIDAD DE UNA BOMBA

POR EL METODO DE DESCARGA ABIERTA HORIZONTAL

Para calcular la capacidad de bombeo de cualquier unidad dada, construya un instrumento de medición en forma de L similar al que se muestra en el dibujo que acompaña. El lado más corto debe tener 4" de longitud. El lado más largo puede ser de cualquier longitud convenientemente marcada en pulgadas. Con el agua fluyendo de un descargue abierto horizontal, coloque el lado largo de la L a lo largo del tubo de descargue 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" esté exactamente lo que el flujo del agua. Note la distancia ("X") cubierta por el flujo del agua antes que caiga 4". Por ejemplo, presumiendo que la distancia es 15" y el diámetro interior del tubo (indicada por "D") es 2". Consultando la tabla que sigue encuentre 15" en la columna que tiene encabezado a la izquierda "distancia horizontal X (Pulgadas)." Entonces muévase horizontalmente hacia la derecha hasta la columna que muestra el diámetro del tubo que se usa (2"). La proporción de descargue se encuentra que es 182 galones por minuto.

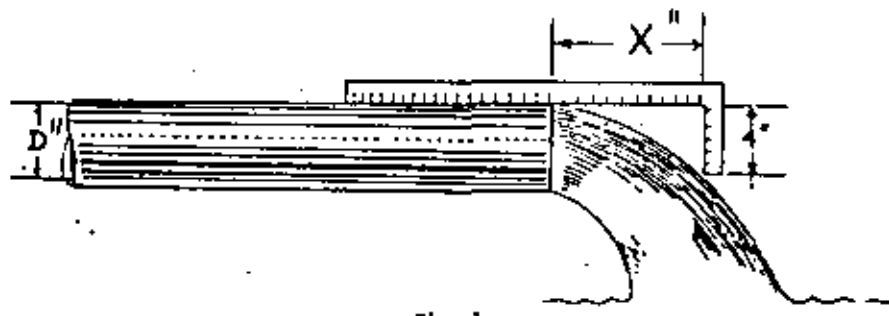


Fig. 1

Distancia Horizontal X (Pulg.)	PROPORCIÓN DE DESCARGA (Galones por minuto)												Velocidad Promedia
	Diámetro Nominal del Tubo												
	1"	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	143					2.6
6	8.1	14.7	20.0	33.0	47.0	73.0	125	195	285				3.1
7	10.0	17.1	23.2	38.5	55.0	85.0	146	228	334	580			3.7
8	11.3	19.6	26.5	44.0	62.5	97.5	166	263	380	645	1060		4.2
9	12.8	22.0	29.8	49.5	70.0	110	187	293	430	750	1190	1660	4.7
10	14.2	24.5	33.2	55.5	78.2	122	208	326	476	830	1330	1850	5.3
11	15.6	27.0	36.5	60.5	86.0	134	229	360	525	915	1460	2200	5.8
12	17.0	29.0	40.0	66.0	94.0	146	250	390	570	1000	1600	2270	6.2
13	18.5	31.5	43.0	71.5	102	158	270	425	620	1080	1730	2400	6.9
14	20.0	34.0	46.5	77.0	109	170	292	456	670	1160	1860	2590	7.4
15	21.3	36.3	50.0	82.5	117	182	312	490	710	1250	2000	2780	7.9
16	22.7	39.0	53.0	88.0	125	196	334	520	760	1330	2120	2960	8.4
17		41.5	56.5	93.0	133	207	353	550	810	1410	2260	3140	9.1
18			60.0	99.0	144	220	375	590	860	1500	2390	3330	9.7
19				110	148	232	395	620	910	1580	2520	3530	10.4
20					156	244	415	650	950	1660	2660	3700	10.6
21						256	435	685	1000	1750	2800		11.4
22							460	720	1050	1830	2920		11.8
23								750	1100	1910	3060		12.4
24									1140	2000	3200		13.0

Para tubos de diámetros diferentes al standard se puede determinar el flujo usando la fórmula siguiente:

$$Q \text{ gpm} = X \times 1.28D^2$$

Dónde D = diámetro interior del tubo
X = flujo abierto horizontal para caída de 4".

PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LA DISTANCIA AL NIVEL DEL AGUA

Instale suficiente tubería de 1/2" o de 3/4" (también se puede usar tubería de cobre) en el pozo de manera que el tubo final se extienda de 10 a 20 pies más abajo del más bajo nivel posible de bombeo. Asegúrese de que todas las uniones queden herméticamente cerradas usando piñones blancos 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 otro abastecedor de aire a la línea de aire y bombee aire dentro de la línea hasta que el calibrador alcance la máxima lectura. Esta lectura es el punto al cual un abastecimiento mayor de aire no aumenta la lectura a ningún valor más elevada. Apunte la lectura del calibrador.

- Deje X = profundidad al agua (en pies) desconocida.
- Y = longitud de la línea de aire (en pies) conocida.
- Z = presión del agua en la línea de aire, obtenida de la lectura de la presión en el calibrador.

El calibrador tipo altura da la lectura directamente pies de agua. Si el calibrador da la lectura en libras conviértala a pies multiplicándola por 2.31.

$$X = Y - Z$$

Distancia al agua = longitud de la línea de aire menos la lectura en el calibrador (pies).

EJEMPLO: Suponiendo que el tubo de aire es de 100 pies de largo del centro del calibrador al extremo final del tubo y que la lectura más alta en la ficha del calibrador es 15 lbs. = $15 \times 2.31 = 34.6$ pies.
Distancia al agua = $100 - 34.6 = 65.4$

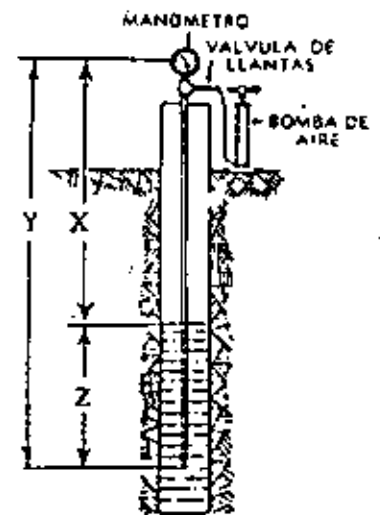


Fig. 2

11.1.6. - 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, (puede tomarse de 0.13 para fines prácticos).

- W_w = Peso neto del líquido en la bomba Kg.
 C_w = Calor específico del líquido bombeado.
 (Para agua vale 1.0)
 10.68 = Factor de conversión de HP a kilocalor
 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 clacular por la fórmula:

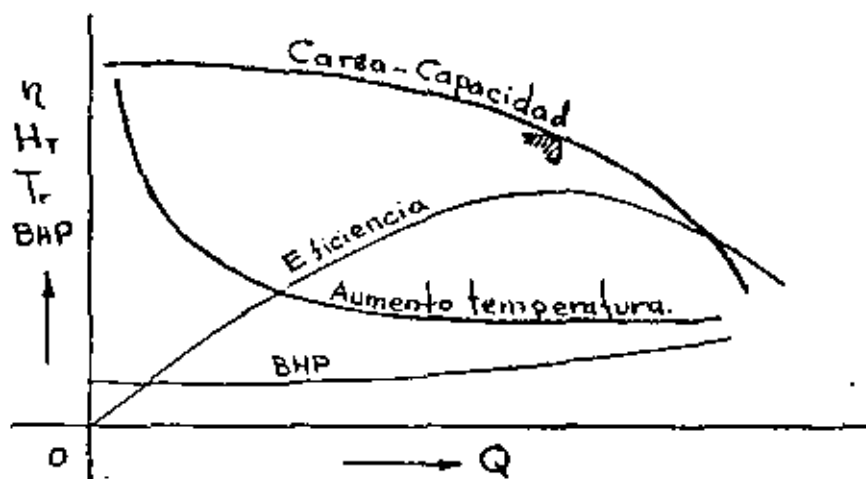
$$T_r = \frac{H_t}{426} \times \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$$

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 de-terminar la capacidad de operación mínima permisible.

Si la bomba centrífuga maneja agua fría, se puede permi-
 tir un aumento de temperatura de hasta unos 55 °C. Si se re-
 quiere 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 reciprocante son autocebantes. Si en su construcción se tiene un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad pues manejan aire tan bien como líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que cuando bombea líquido, sin embargo y debido a la baja pesantez del - aire, cuando éste es bombeado la presión de succión es muy pequeña, esto es el vacío que se produce en el lado de succión en metros de agua, es muy bajo. Supongamos una bomba centrífuga que operando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de - aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm en términos de columna de agua, insuficientes para producir el cebado de la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra arriba del - eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

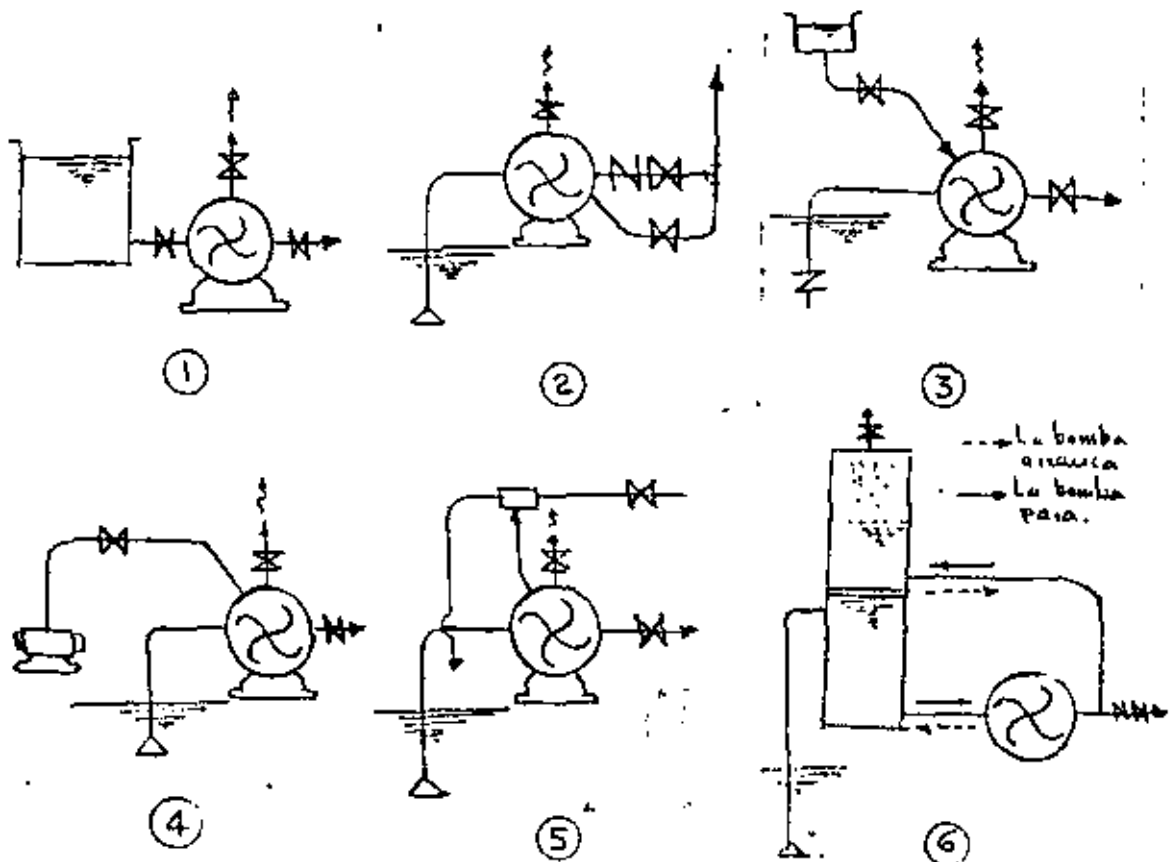
En el primer caso, cuando la bomba es puesta en servi - cio por primer vez, o después del servicio, la tubería y la bomba misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión

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 reparan los dos elementos - pasando el aire hacia afuera por la descarga de la bomba. Esta operación continúa hasta que todo el aire ha sido expulsado y el vacío que se produce jala el líquido por el lado de la succión.

Es necesario que el depósito permanezca lleno con líquido cuando se para la bomba, lo que se logra con una válvula de retención entre la línea de succión y el impulsor.

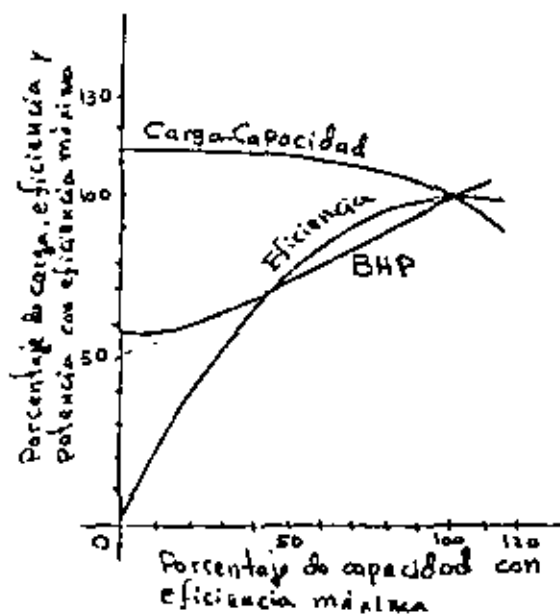
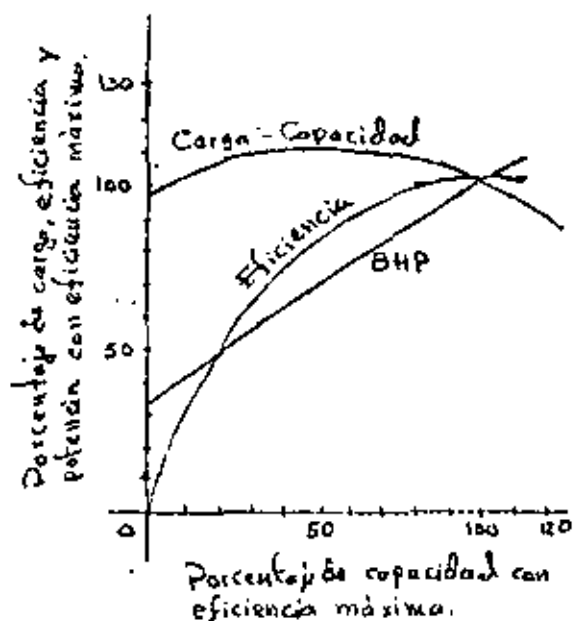
Recirculación a la descarga.- Este sistema se distingue del anterior en que el líquido de cebado no retorna a la succión de la bomba sino que se mezcla con el aire, ya sea dentro del propio impulsor o entre éste y la carcasa de la bomba. Tiene la-

ventaja en que elimina las válvulas internas que son requeridas - en el sistema de recirculación a la succión.

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 superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

SUMINISTRO Y ENERGIA ELECTRICA

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

// JUNIO, 1979.



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 pueden resistir las personas en breves lapsos de tiempo, perdiendo el gobierno voluntario de sus músculos. Aproximadamente 1.2 miliamperes con frecuencias de 60 Hertz pueden producir ligeros shocks y se han dado 8 miliamperes como valor máximo para no producir molestias mayores. En realidad y gracias al gran poder aislante que tiene la piel humana cuan

do se encuentra seca y sin daños, pueden tocarse conductores a 125 volts; pero basta con que la piel esté sudada, húmeda o con algunos daños superficiales (como ampoyas o 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

15.2 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 aisladas opera la compañía de Luz y Fuerza del Centro, S. A., (en liquidación). Esto quiere decir que ningún usuario puede generar energía eléctrica para su propio uso ni para negociarla. Se permite la generación solo bajo una autorización expresa y siempre que medie una causa plenamente justificada, como sería el caso de falta de líneas eléctricas en la zona, conveniencia de usar algún combustible que sea subproducto de un determinado proceso (por ejemplo en plantas de tratamiento de aguas negras) o por la necesidad de contar con un sistema de emergencia (plantas de bombeo de aguas negras o de tratamiento).

El suministro de energía eléctrica por parte de la C.F.E. o de la Cfa. 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 profundamente 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 olavados 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 182 kw, o 220 HP. Es recomendable para estaciones de bombeo con motores trifásicos a 220 volts, cargas monofásicas a 220 volts y de alumbrado a 127 volts. Este tipo de alimentación es muy usado en bombas de pozo profundo que se encuentran instalados en forma aislada (colonias, rancherías, fraccionamientos). Sin embargo, esta última aplicación tiene sus limitantes. Si por ejemplo, una planta de bombeo o de tratamiento de agua tiene una carga de 200 HP distribuida en muchos motores pequeños y cargas de alumbrado, como la demanda no es simultánea (pues la carga entra en forma escalonada) no se provocan caídas de voltaje bruscas ni se crean con -

fluctos en las líneas de distribución de B.T. de la suministradora. Pero si la carga corresponde a un solo motor de 200 HP, aún cuando se arrancara a tensión reducida (3 kva por HP aproximadamente) la demanda instantánea al entrar la carga, será de más o menos $200 \times 3 = 600$ HP lo que ocasionaría en la línea suministradora, una caída de voltaje tal que los demás usuarios tendrían molestias y problemas en sus propias instalaciones, como paro de motores por bajo voltaje o "apagones" momentáneos.

Por esta razón, las empresas suministradoras limitan el tamaño de los motores alimentados en acometidas de B.T. a unos 50 HP, dependiendo de la zona de que se trate. Conviene recordar aquí que en estos casos de suministro de energía en B.T., todo motor mayor de 10 HP debe ser arrancado a tensión reducida.

Un factor muy importante a tomar en cuenta para seleccionar el suministro en B.T. o en A.T. es el económico. Las empresas suministradoras proporcionan un precio más bajo por KWH consumido en A.T. que en B.T.

El estudio económico debe hacerse tomando en cuenta el monto de inversión por concepto de la subestación reductora, los intereses que este capital podría proporcionar a través del tiempo considerado para el estudio y comi

paran 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.

15.2.2 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.

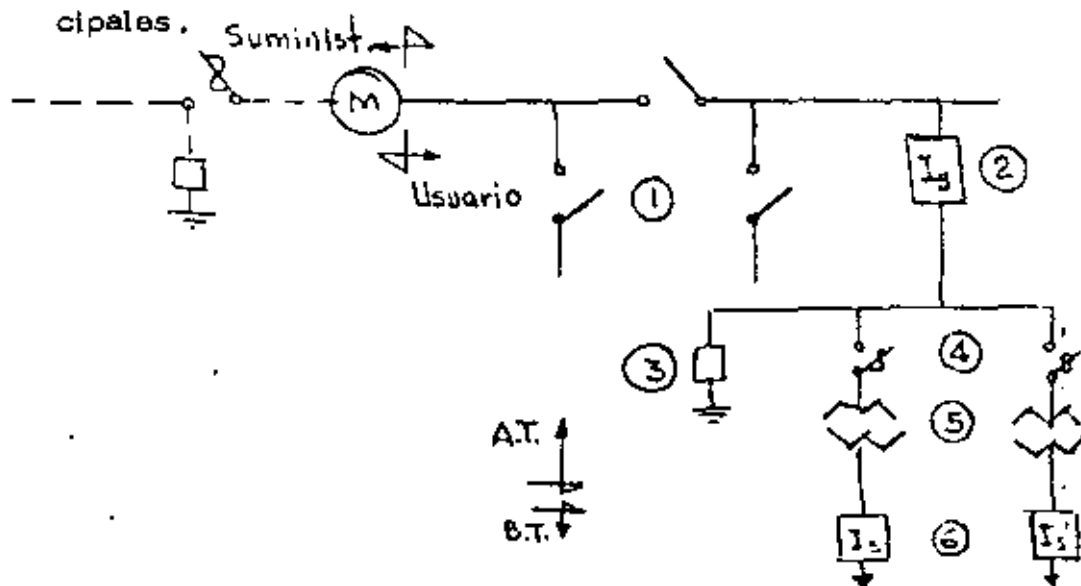
El voltaje de suministro de A.T. es también un asunto que compete exclusivamente a la suministradora, y depende de la carga contratada así como de la localización de ésta en el sistema eléctrico de la zona.

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 con tener el equipo ^{de} medición, el cual es propiedad del suministrador y en él se instalan además, cuchillas de protección y pararrayos por parte de dicho suministrador quien conecta su equipo tanto a la línea alimentadora como al bus del consumidor.

En el siguiente diagrama unifilar se indican las conexiones simplificadas de una subestación con sus elementos principales.



En este diagrama se indica con línea discontinua la acometida en alta tensión de la suministradora, sus cuchillas fusibles de protección, pararrayos y el equipo de medición. Con línea continua se muestran las instalaciones que realiza el usuario, que en forma breve se pueden definir como sigue:

- ① Cuadro de prueba del medidor.- Este cuadro está consti
tuido por tres juegos trifásicos de cuchillas desconecta -
doras para abrir sin carga .

Las cuchillas desconectoras deben ser para operar
al voltaje de la subestación, para servicio interior o exte
rior según el caso, y de capacidad de corriente suficiente
de acuerdo con la carga conectada. En subestaciones pe-
queñas estas cuchillas son operadas con pértigo y en las-
grandes se operan en grupo por medio de mecanismos .

El instalar este juego trifásico en las subestaciones -
tiene por objeto comprobar periódicamente la exactitud del
equipo de medición, sin interrumpir el servicio. Actual -
mente es posible hacer estos chequeos con solo pequeñas -
interrupciones. Si el usuario acepta esas interrupciones,
puede instalar solo un juego trifásico de cuchillas, esta de
cisión queda en manos del cliente .

- ② Interruptor general.- Los interruptores de alta tensión de
las subestaciones, tienen por objeto proteger el sistema -
por corto circuito y por sobre corriente básicamente. Pue -
den ser del tipo de cuchillas fusibles, las que correspon -
den a un tipo de cuchillas que contienen un elemento fusi -
ble calibrado al amperaje nominal de la carga, que operan
por alta corriente e interrumpen la corriente en caso de --
corto circuito. Se recomiendan en subestaciones pequeñas

que operan en voltajes hasta de 34,5 kv. Para evitar que solo una fase se abra y queden dos fases energizadas, situación que no es recomendable; este tipo de interruptor tiene un mecanismo que hace que si se abre un fusible automáticamente abren las tres fases. En caso en que se desea tener más protecciones, existen en el mercado relés elevadores por sobre corriente, bajo voltaje o secuencia incompleta que operan en el mecanismo de apertura de las cuchillas.

El otro tipo de interruptores generales de alta tensión son los que tienen sus contactos de cierre y apertura sumergidos en aceite. Pueden ser de bajo volumen de aceite o de volumen normal de aceite. Los primeros son más económicos que los segundos y su selección radica básicamente en el número de veces que deberán operar aunque por su diseño actual, los de bajo volumen de aceite van tomando prioridad por parte de los proyectistas de subestaciones.

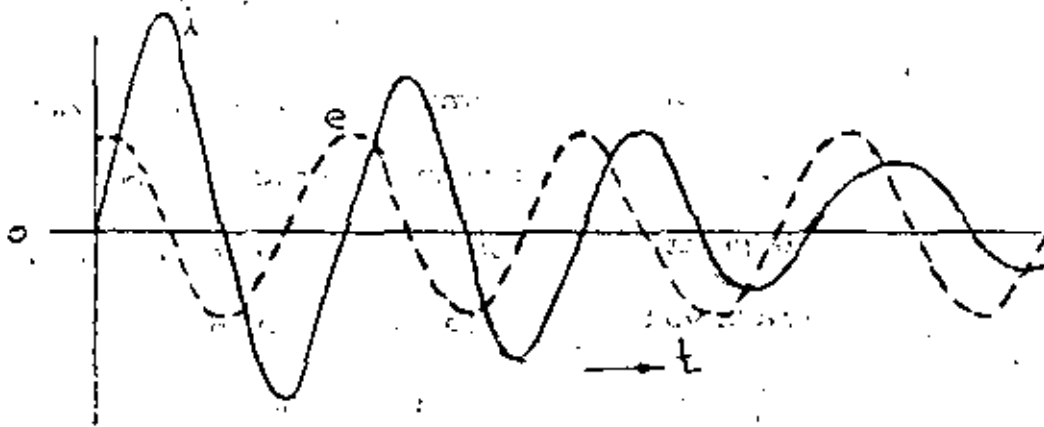
Aunque los interruptores en aceite pueden operarse manual o automáticamente al igual que los de cuchillas fusibles, presentan la gran ventaja de poder ser ajustados a valores de corrientes nominales más variables, son más sensibles a las fallas del equipo de la subestación y mucho más confiables.

En subestaciones grandes (3000 kva o mayores) y de alto voltaje (34.5 kv o más) es mejor recomendar este tipo de interruptores.

Una gama muy amplia de protecciones puede ser instalada para obrar sobre el interruptor, a modo que ésta obra inmediatamente, protegiendo así el equipo de la subestación y evitando problemas graves al circuito alimentador. Las principales anomalías que se protegen son las debidas al corto circuito el cual puede ser por una falla trifásica (que es cuando tres líneas de un circuito se unan 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 dá, además de por su voltaje y su corriente, por la capacidad interruptiva o potencia de corto circuito que debe ser capaz de abrir sin sufrir daños. Esta capacidad depende de la fuente de alimentación que por ser la mayoría de las veces parte de un circuito muy complicado, no se pueda calcular, por esto, al proyectar una subestación debe inquirirse a la empresa suministradora sobre la capacidad interruptiva mínima para el interruptor general, la que se dá en MVA (millones de volt - amperes).

Corriente de corto circuito.- En el instante en que se produce una falla de corto circuito, (c.c.) pueden ocurrir dos cosas:

- a) La fuerza electromotriz o voltaje inducido (de la fuente generadora de energía) es máximo. En este caso, los valores de la corriente de corto circuito-

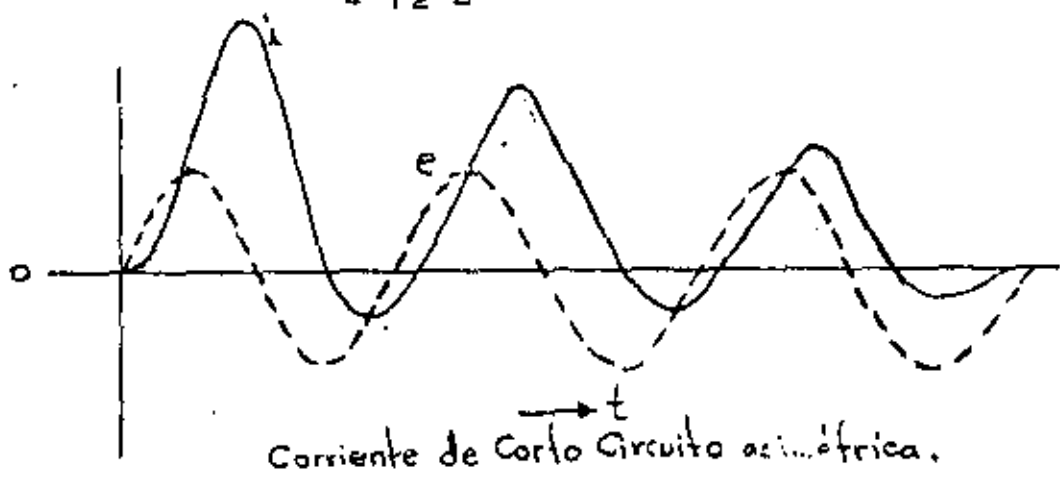


Corriente de Corto Circuito Simétrica

Características de

forman una ondulación cuyos centros de simetría están situados en el eje de los tiempos, por lo que se designa con el nombre de corriente de corto circuito simétrica.

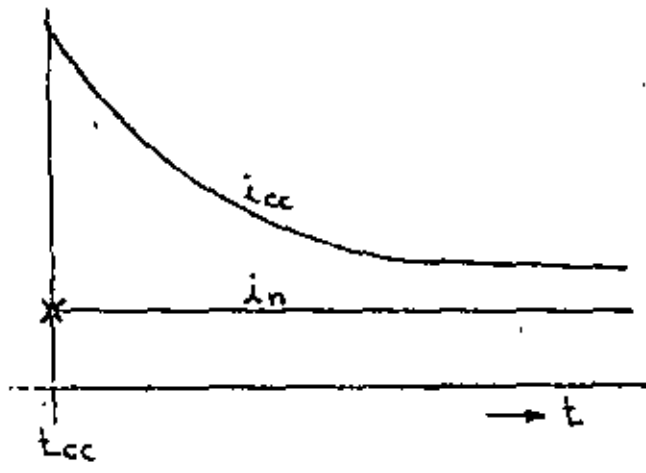
- b) La fuerza electromotriz no es máxima y en el peor de los casos, el corto circuito se produce cuando el voltaje inducido vale cero. En este caso, los valores de la corriente toman magnitudes mayores a las del caso anterior y se presentan con valores fuera de simetría con respecto al eje de los tiempos por lo que se les denomina corrientes de corto circuito asimétricas.



cas.

Como resulta imposible saber en qué punto del valor de la fuerza electromotriz sucede el corto circuito, en la práctica debe tomarse el caso de un valor de cero para el voltaje inducido. La experiencia ha comprobado que la amplitud de las primeras oscilaciones de la corriente de c.c. asimétrica tiene como valor medio 1.8 veces la amplitud de la corriente de c.c. simétrica.

La corriente de c.c. tiene un valor inicial y otro permanente, su curva es parabólica en el momento inicial y después viene un segundo período en el cual el valor de la corriente se sostiene constante durante el tiempo en que prevalece la falla.



Determinación simplificada del Corto Circuito.

El cálculo del corto circuito se puede basar en las siguientes consideraciones:

1. Impedancia $Z = 0$ en el punto de falla, es decir se considera que el c.c. es perfecto.
2. Reactancias X de todos los aparatos que intervienen en la red, además la reactancia X se hace igual a la impedancia Z .
3. Fuerzas electromotrices están en fase y son de igual magnitud en el momento en que se produce el c.c.
4. No se toman en cuenta las corrientes normales de carga.
5. Las reactancias de los aparatos que forman la red se expresan en ohms referidas a una base de voltaje común o en por ciento referido a una base de potencia (KVA) común.

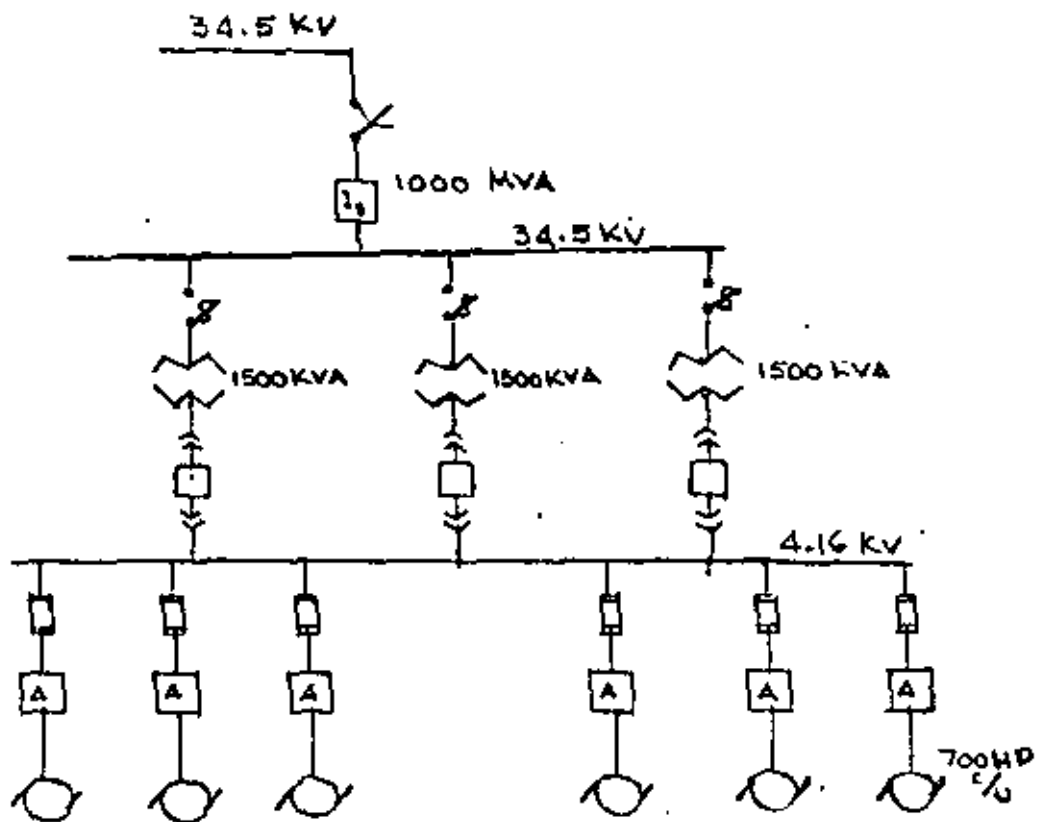
Ejemplo de cálculo. - Como ejemplo de cálculo pondremos un caso de una planta de bombeo con seis motores de 700 HP cada uno alimentados por tres transformadores de 1 500 KVA. A dicha planta la alimenta la Comisión Federal de Electricidad, a 34.5 KV y exige una capacidad interruptiva en el interruptor, de 1 000 MVA. Los motores operan a 4 160 volts y son del tipo de inducción, jaula de ardilla.

Pasos a seguir para el cálculo.

1. Diagrama unifilar del sistema. - Se debe elaborar un diagrama unifilar buscando la mejor forma de conectar los e-

elementos de la planta para una solución económica y con
fiable.

Para este ejemplo se supone un diagrama con trans
formadores en paralelo conectados a un bus común de —
4 • 16 KV del que se derivarán todos los motores .



2. Se determinan las constantes del circuito, que correspon
den a las impedancias de los aparatos eléctricos consi
derados y que en este caso son transformadores y motores.
Estos datos son datos de placa del equipo. En nuestro ca
so supondremos:

Transformadores de 1 500 KVA con 6% de Impedancia a -
1.5 MVA Motores de 700 KVA a 4.16 KV con Impedancia

de 20% a 0.7 MVA. Estas constantes del circuito se darán por unidad (p.u.) y se referirán a una base común que será de 2 MVA. Para tener las reactancias por unidad, se correrá el punto decimal de la impedancia porcentual, dos lugares a la izquierda teniendo por tanto:

Transformadores $X_t = 0.06$
 Motores $X_m = 0.20$

3. Cálculo de las impedancias p.u.

Transformadores:

$$Z_t = \frac{2 \times 0.06}{1.5} = 0.080$$

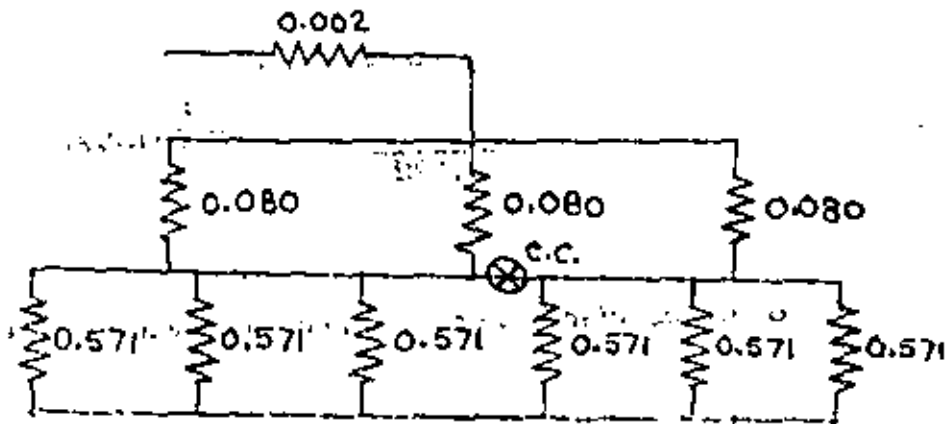
Motores:

$$Z_m = \frac{2 \times 0.20}{0.7} = 0.571 \text{ p.u.}$$

Para las líneas de la Comisión Federal de Electricidad:

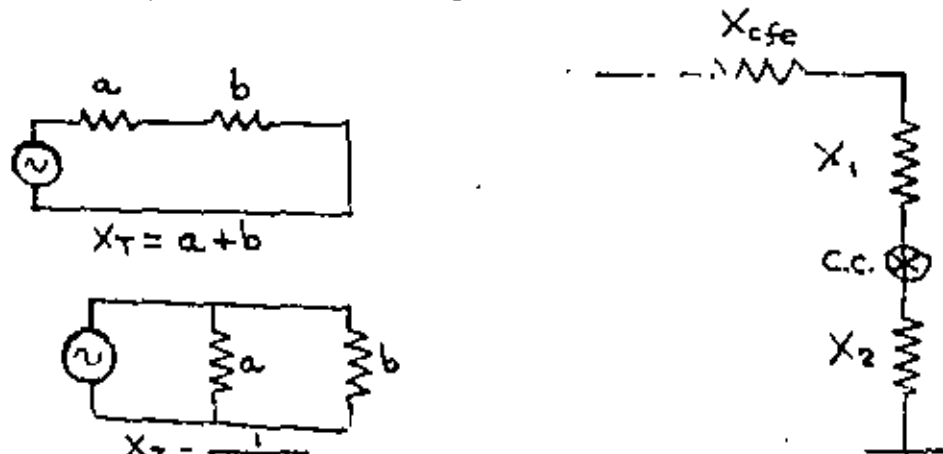
$$\frac{2}{X_{cfe}} = \frac{1000}{X_{cfe}} \quad X_{cfe} = \frac{2}{1000} = 0.002 \text{ p.u.}$$

4. Se elabora un diagrama de las constantes del circuito, basado en el diagrama unifilar y se localiza el punto de falla más crítica.



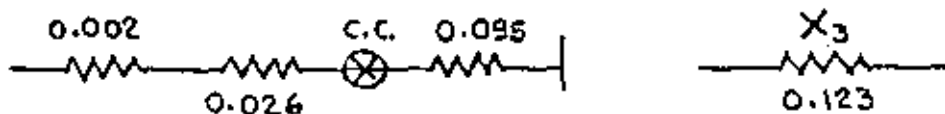
5. Para calcular la potencia de c.c., se resuelve el diagrama recordando que las reactancias en serie se suman y la resultante de las reactancias en paralelo es la inversa de la suma de sus inversas.

Los pasos son como sigue:



$$X_1 = \frac{1}{\frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080} + \frac{1}{0.080}} = \frac{1}{37.5} = 0.026$$

$$X_2 = \frac{1}{\frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571} + \frac{1}{0.571}} = \frac{1}{10.50} = 0.095$$



$$X_3 = 0.002 + 0.026 + 0.095 = 0.123$$

La capacidad de c.c. es:

$$P_{c.c.} = \frac{2}{0.123} = 16.26 \text{ MVA} = 16\,260 \text{ KVA}$$

6. La corriente de c.c. tendrá por valor (en el bus de 4.16 KV)

$$I_{cc} = \frac{P_{cc}}{\sqrt{3} \text{ KV}}$$

$$I_{c.c.} = \frac{16\,260}{1.73 \times 4.16} = 2\,259 \text{ Amps.}$$

7. Corrección.- Estos valores corresponderían a un c.c. si métrico. Como antes se dijo, el valor del c.c. asimétrico es aproximadamente 1.8 del valor del simétrico y es el asimétrico el que debe ser tomado en cuenta por ser el caso más severo. De acuerdo con esto, los valores que ahora se tendrán, son:

$$P_{c.c.} = 16.26 \times 1.8 = 29.26 \text{ MVA}$$

$$I_{c.c.} = 2\,259 \times 1.8 = 4\,066.2 \text{ Amps.}$$

que corresponderían a las capacidades mínimas (por c.c.) a que deben ser solicitados los interruptores a 4.16 Kv del sistema.

- ③ Pararrayos.- Las sobretensiones que se presentan en la instalación de un sistema, pueden ser de dos tipos:
- a) Sobretensión de origen atmosférico.
 - b) Sobretensión por fallas en el sistema.

El pararrayos es por lo tanto, el dispositivo que permite proteger las instalaciones contra sobretensiones de origen atmosférico.

Estas sobretensiones se presentan en la línea de alimentación en forma de onda de voltaje, que viaja a través de los alimentadores. Estas ondas tienen un valor de pico muy elevado que de no existir el pararrayo llega

rían hasta el equipo instalado destruyéndolo al perforar - ^{elemento que por decirlo}
su aislamiento. El pararrayos es pues, ^{(asi corta el valor de la onda de} el ^{voltoje,} permitiendo
que solamente continúe a los equipos una pequeña cantidad
de energía la cual ya no es perjudicial. La otra cantidad
que es mayor, se dispersa en el terreno por medio de un
sistema de tierras.

El envío de energía eléctrica al sistema de tierras lo
efectúa el pararrayos por medio de explosores, placas de
carbón, etc.

En subestaciones muy grandes, se acostumbra instala-
lar pararrayos en los mismos tanques de los transforma-
dores para brindarles la máxima protección contra des --
cargas atmosféricas directas.

- ④ Cuchillas fusibles. - Para la protección individual de los
transformadores, se instalan cuchillas fusibles que ope -
ran cuando dentro del mismo transformador se presenta -
un c.c. o una sobre corriente.

Los fusibles deben estar calibrados en forma que se
fundan respondiendo a un tiempo menor que el de acciona
miento del interruptor general por una sobre corriente -
dada, para evitar que por una falla de un transformador -
salga de servicio toda la planta de bombeo. Las cuchillas
fusibles pueden ser operadas por pértiga o por mecans -
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 CEI de las conexiones	Esquema Vectorial		Esquema de Conexión		Designación VDE 0.532 VI 40
	En Alta Tensión	En Baja Tensión	En Alta Tensión	En Baja Tensión	
Dd0					A ₁
Yd0					A ₂
Dz0					A ₃
Dd6					B ₁
Yy0					B ₂
Dz6					B ₃
Dy6					C ₁
Yd5					C ₂
Yz5					C ₃
Dy11					D ₁
Yd11					D ₂
Yz11					D ₃

por separado a los transformadores (caso de grandes Plantas de bombeo).

Para que dos o más transformadores operen correctamente en paralelo, se deben satisfacer las siguientes condiciones:

1. Que tengan igual relación de transformación (iguales voltajes en sus devanados primario y secundario).
2. Impedancias inversamente proporcionales a sus capacidades
3. Igual relación de resistencia a reactancia $\frac{R}{X}$
4. Igual polaridad.
5. Deben conectarse con la misma secuencia de fases.

Para seleccionar a los transformadores de potencia para subestaciones se tienen que considerar los siguientes factores principales:

1. Número de fases.- En plantas de bombeo incluso en tamaños grandes, se recomienda el uso de unidades trifásicas.- Si la planta es muy importante, puede requerirse un transformador de emergencia; hay casos en que pudiera resultar muy costoso este transformador y entonces se pueden instalar cuatro transformadores monofásicos tres de los cuales se conectan de modo que formen el banco trifásico quedando la cuarta unidad como elemento de emergencia.
2. Nivel básico de aislamiento (Basic Impulse Insulation Levels (BIL).

Para simplificar el diseño y las aplicaciones del equipo eléctrico, se han establecido niveles básicos de aislamiento. El nivel básico de aislamiento es el valor máximo de la cresta de la onda en la prueba de impulso que se hace sobre un equipo para comprobar su aislamiento.

Para transformadores en aceite, reguladores en aceite, reactores en aceite, transformadores para instrumentos (de potencial) desconectadores en aire y aisladores soporte para barras, se tiene el siguiente standard:

BIL STANDARD

Clase en - Kv (tensión del sistema)	Bil en kv	Clase en kv (tensión del sistema)	Bil en kv	Clase en kv (tensión del sistema)	Bil en kv
1.2	30	23.0	150	138	650
2.5	45	34.5	200	161	750
5.0	60	46.0	250	196	900
8.7	75	69.0	350	230	1 050
	95	92.0	450	287	1 300
15.0	110	115.0	550	345	1 550

3. Clase de enfriamiento .- Conforme a las normas NEMA, las clases de enfriamiento que se tienen para los transformadores, son:

- a) Tipo OA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento natural.
 - b) Tipo OA/FA.- Sumergidos en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aire forzado.
 - c) Tipo FOA.- Sumergido en aceite, con enfriamiento -- por aceite forzado con enfriamiento de aire forzado.
 - d) Tipo OA/FOA/FOA.- Sumergido en aceite con enfriamiento propio / con enfriamiento con aceite forzado -- aire forzado / con enfriamiento con aceite forzado -- aire forzado.
 - e) Tipo OW.- Sumergido en aceite con enfriamiento con agua.
 - f) Tipo FOW.- Sumergido en aceite, con enfriamiento de aceite forzado con enfriamiento de agua forzado.
4. Capacidad del transformador.- Esta se da en KVA y puede solicitarse exactamente de la requerida aunque los -- tamaños standards son más económicos.
5. Elevación de temperatura.- Se solicitan para una elevación de 55°C sobre una ambiente de 40°C. Para una temperatura ambiente promedio de 30°C (con un máximo de -- 40°C) para cualquier período de 24 horas, las capacidades standards de KVA se dan en la siguiente tabla:

	LLENO: DE- LIQUIDO	ABIERTO SECO	SELLADO SECO
Elevación promedio de la temperatura del devanado por resistencia.	85°C	150°C	150°C

6. 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
34.5	6 - 8
46	6.9 - 9
69	7 - 10
92	7.5 - 10.5
115	8 - 12
138	8.5 - 13
161	9 - 14
196	10 - 15
220	11 - 16

7. Frecuencia y altura sobre el nivel del mar.- Debe siempre especificarse la frecuencia en Hertz a que operará el transformador así como la altura sobre el nivel del mar del sitio donde será instalado. Hasta 1 000 m.s.n.m. no se tienen problemas. A mayor altura, la densidad del aire provee menos refrigeración y el transformador trabaja a ma-

yoras 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 fierro. Estas pérdidas son de por vida en el transformador y le cuestan siempre al cliente, por lo que pueden exigirse al fabricante las pérdidas con que se compromete en su cotización.

6. Protección de la Baja Tensión de los Transformadores.-

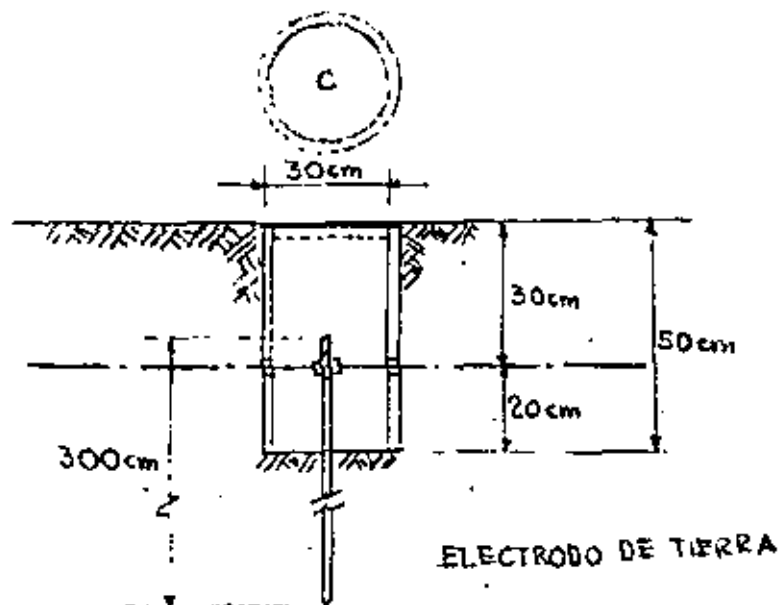
Este equipo prácticamente ya no pertenece a la subestación reductora. La mayoría de las veces se localiza en los tableros principales de la estación de bombeo, en el interior de la casa de máquinas, pero en estaciones de bombeo grandes, se le suele instalar al pie de la salida de B.T. del transformador con el fin de proteger el alimentador secundario.

Estas protecciones pueden ser del tipo de fusibles, de interruptores termomagnéticos o del tipo electromagnéticos, y operan usualmente al mismo voltaje que el de la carga.

15.4. Sistemas de Tierras.- Este sistema tiene como finalidad principal el de proteger las instalaciones y equipos eléctricos, así como al personal encargado de la operación de la instalación. Proporciona el punto de descarga para pararrayos, habilita la conexión del equipo con neutro a tierra, asegura que las par-

tes sin corriente estén al potencial de tierra (es decir potencial cero) como son los armazones de equipos, tableros eléctricos, carcazas 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 cerrada 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 5/8" 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, con vendrá instalar mayas en posición horizontal e incluso, a veces, dar un tratamiento al terreno con cloruro de sodio. En cualquier caso y conforme al Reglamento de Obras e 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 Comúnmente Usados para Protección de Transformadores Monofásicos

Volts	2400		4160		6000		6500		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	0.525	3	0.360	2	0.250	1	0.277	1	0.113					
3	1.250	6	0.721	3	0.500	2	0.454	2	0.227					
5	2.083	5	1.202	5	0.833	3	0.757	3	0.378					
7.5	3.125	7	1.803	5	1.250	5	1.136	5	0.568	.23	1			
10	4.165	10	2.403	5	1.666	5	1.515	5	0.757	.34	1			
15	6.250	15	3.606	7	2.500	5	2.273	5	1.136	.46	1½			
25	10.417	25	6.010	15	4.166	10	3.798	7	1.894	.68	2			
37.5	15.625	40	9.014	20	6.250	15	5.682	15	2.841	1.14	—			
50	20.633	50	12.019	25	8.333	20	7.576	20	3.788	1.7	5			
75	31.250	65	18.029	40	12.500	25	11.364	25	5.682	2.27	5			
100	41.666	85	24.038	60	16.666	40	15.152	30	7.576	3.41	7			
150	62.500	100	36.058	85	25.000	50	22.727	50	11.364	4.55	10			
167	59.583	—	40.144	85	27.833	65	25.303	50	12.651	6.62	15			
200	83.333	—	48.077	100	33.333	85	30.303	65	15.151	—	—			
250	104.166	—	60.096	100	41.666	85	37.879	85	18.939	5.10	15			
333	136.750	—	80.048	—	55.500	100	50.454	100	25.227	11.4	20			
400	166.666	—	96.154	—	60.666	—	60.806	100	30.303	15.2	25			
500	208.333	—	120.192	—	83.333	—	75.758	—	37.879	23.0	40			
667	—	—	—	—	111.166	—	101.060	—	50.530	—	—			
833	—	—	—	—	136.833	—	126.212	—	63.105	—	—			
1000	—	—	—	—	166.666	—	151.515	—	75.757	—	—			

NOTA: El uso de los fusibles de la capacidad mínima indicada asegura la protección máxima del transformador contra fallas en el secundario próximas a él.

Capacidad en Amperes de los Fusibles Comunemente Usados para Protección de Transformadores Trifásicos

KVA	220 +		440 +		550 +		3 400		4 160		6 000		8 600		13 200		22 000		33 000		44 000	
	Amperes		Amperes		Amperes		Amperes		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	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible	Carga plena	Fusible
5	13.130	—	5.560	—	2.250	—	1.203	3	0.894	2	0.481	2	0.437	2	0.213	1	—	—	—	—	—	—
7.5	19.700	—	8.850	—	7.880	—	1.810	—	1.040	—	—	—	—	0.330	—	—	—	—	—	—	—	—
10	—	—	—	—	—	—	2.184	5	1.249	4	0.856	3	0.782	3	0.393	1	0.240	1	0.180	1	—	—
15	25.270	—	73.130	—	10.300	—	2.405	5	1.388	5	0.962	5	0.874	3	0.437	2	0.260	1	0.170	1	—	—
22.5	33.410	—	79.700	—	15.750	—	3.808	70	2.082	5	1.443	5	1.312	5	0.656	3	0.380	1.5	0.260	1	—	—
27.5	—	—	—	—	—	—	5.413	15	3.123	7	2.155	5	1.968	5	0.984	3	0.590	1.5	0.300	1.5	—	—
30	65.580	—	32.640	—	25.270	—	6.014	15	3.470	7	2.405	5	2.187	5	1.093	5	0.600	2	0.440	1.5	—	—
30	—	—	—	—	—	—	7.217	15	4.164	10	2.887	7	2.624	7	1.312	5	0.790	2	0.520	1.5	—	—
37.5	93.530	—	43.260	—	38.400	—	8.021	20	5.204	15	3.608	7	2.250	7	1.640	5	0.920	3	0.660	2	—	—
45	—	—	—	—	—	—	10.825	25	6.245	15	4.330	10	3.936	10	1.968	5	1.180	3	0.790	2	0.590	1.5
60	131.370	—	65.680	—	62.550	—	12.029	30	6.940	15	4.811	10	4.374	10	2.186	5	1.310	3	0.870	2	0.650	2
75	197.060	—	96.530	—	78.820	—	16.043	40	10.408	25	7.217	16	6.560	15	3.280	7	1.970	5	1.310	3	0.990	3
100	262.740	—	131.370	—	105.100	—	24.087	50	13.879	30	9.623	20	8.748	20	4.374	10	2.830	5	1.750	5	1.310	3
112.5	—	—	—	—	—	—	27.084	65	15.614	40	10.825	25	9.641	25	4.921	10	2.980	7	1.970	5	1.480	5
150	394.110	—	197.060	—	157.850	—	36.083	85	20.818	60	14.434	30	13.122	30	6.560	15	3.940	7	2.520	5	1.970	6
200	525.490	—	262.740	—	210.190	—	48.114	100	27.158	65	19.246	40	17.496	40	8.748	20	5.250	10	3.140	7	2.630	5
225	—	—	—	—	—	—	54.128	100	31.226	65	21.615	50	18.683	40	9.841	25	5.900	10	3.940	10	2.950	7
300	788.230	—	394.110	—	315.290	—	72.171	—	41.837	80	28.888	65	26.244	60	13.122	30	7.900	15	5.250	10	3.940	10
400	—	—	525.490	—	420.390	—	96.340	—	55.580	—	—	—	—	—	17.520	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	—	—	106.756	—	62.455	100	43.302	75	39.366	65	18.682	40	11.800	20	7.870	15	5.920	10
500	—	—	656.860	—	525.490	—	120.285	—	69.395	—	48.114	100	43.740	85	21.870	50	13.100	20	8.740	15	6.600	15
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	57.477	100	52.488	100	26.244	50	—	—	—	—	—	—
750	—	—	985.290	—	788.230	—	—	—	—	—	72.171	—	65.610	100	32.806	65	19.700	30	13.100	20	8.850	20
1000	—	—	1313.720	—	1090.970	—	—	—	—	—	96.228	—	87.480	—	43.740	100	27.400	40	17.500	25	13.100	20
1200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	115.473	—	104.976	—	52.489	100	—	—	—	—	—	—

* Protegidos por tres fusibles.
 ** Si son tres transformadores monofásicos, sume los KVA totales del banco.
 Nota: La tabla indica el fusible que debe usarse con cualquier transformación a cualquier tensión dada, así, por ejemplo, para un banco de tres transformadores monofásicos de 5 KVA cada uno, con

una tensión entre fases de 4 160 volts, la corriente de la línea es de 2.09 amperes y se recomienda un fusible de 5 amperes.
 La corriente de línea será la misma, ya sea que se trate de conexión delta o estrella.
 + Únicamente se indican los amperes a plena carga.

Categoría del Transformador KVA y Porcentaje de Impulsión	KVA Máximo de Corte Disponible para Sistema Primario	Corriente Constante a Carga Normal Amperes	600 VOLTS			Corriente Constante a Carga Normal Amperes	480 VOLTS			Corriente Constante a Carga Normal Amperes	240 VOLTS			Corriente Constante a Carga Normal Amperes	208 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 Motores 100%	Combinadas		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinadas		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinadas		El Transformador Solo	Carga de Motores 100%	Combinadas
300	15000	200	5850	1450	7300	361	7300	1800	9100	722	12900	3600	16500	834	14900	2100	17000
	25000		8450		7900		8100		9900		16100		18700		18500		
	50000		8550		8300		8700		10300		17000		20000		21700		
	100000		8550		8400		8900		10500		17400		21000		22100		
	150000		7050		8500		8900		10600		17600		21200		22300		
250000	7150	8600	9000	10700	17800	21500	22600	23000									
500000	7250	8700	9100	10800	18100	21700	22900	23300									
Ilimitada	7250	8700	9100	10800	18100	21700	22900	23300									
450	25000	433	7900	2200	10100	542	9900	7700	12600	1083	18900	5400	23200	1250	22900	3100	26000
	50000		9000		11200		11600		14300		27900		28300		26500		29600
	100000		9900		12100		12400		15100		29200		30200		28600		31700
	150000		10200		12400		12700		15400		29400		30900		29400		32500
	250000		10400		12500		13000		15700		29900		31400		30300		32700
500000	10600	12800	13300	16000	30600	31800	30600	33000									
Ilimitada	10800	13000	13500	16200	31000	32400	31400	34500									
500	25000	481	8600	2400	11000	600	10000	3000	13800	1200	21600	6000	27600	1388	24800	3500	28300
	50000		10000		12400		12500		15500		25100		31100		28900		32400
	100000		11000		13100		13700		16700		27300		33300		31500		35000
	150000		11300		13700		14100		17100		28700		34200		32500		36000
	250000		11600		14000		14500		17500		29200		34900		33300		36800
500000	11800	14200	14800	17800	29500	35500	34000	37500									
Ilimitada	12000	14400	15100	18100	30100	36100	34600	38100									
800	25000	678	9700	2900	12600	722	12200	3600	15800	1443	24400	7200	31600	1868	28200	4200	32400
	50000		11600		14500		14800		18200		29000		38200		33500		37700
	100000		12900		15900		16100		19700		32100		39300		37100		41200
	150000		13300		16700		16700		20300		33300		40600		38500		42700
	250000		13600		16700		17200		20800		34400		41600		39200		43700
500000	14100	17000	17600	21200	35100	42300	40600	44800									
Ilimitada	14500	17400	18100	21700	36000	43200	41700	46900									
750	25000	722	10600	3000	14700	900	13300	4500	17800	1800	26600	9000	35000	2080	30000	5200	35800
	50000		12800		16500		16100		20600		32300		41300		37100		42300
	100000		14500		18100		18000		22700		36100		45100		41600		46300
	150000		15100		18700		18800		23300		37600		46600		43300		48500
	250000		15600		18700		19500		24000		38900		48000		44800		50000
500000	16000	19800	20000	24500	39800	49000	46100	51300									
Ilimitada	16400	20000	20500	25000	41100	50100	47300	52500									
1000	25000	962	12700	4800	17500	1200	15800	6000	21600	2400	31700	12000	43700	2780	28500	7000	40600
	50000		16100		20900		20100		26100		40200		52200		46300		53200
	100000		18900		23700		23200		29200		46300		58300		53400		60400
	150000		19500		24300		24400		30400		48200		60800		56500		63300
	250000		20500		25300		25500		31500		51000		61000		58900		65900
500000	21100	25900	26400	32400	52800	64000	60900	67400									
Ilimitada	21900	26700	27400	33400	54700	64700	63200	70200									
1800	25000	1444	15700	7200	27800	1800	19600	9000	26600	3600	39300	18000	57300				
	50000		21300		28500		26600		35600		53200		71700		62500		71700
	100000		25800		33100		32300		41300		64500		82500		75500		82500
	150000		27000		35100		34800		43900		69500		87500		82000		87500
	250000		29700		36800		37000		45900		74000		92000		85900		92000
500000	31700	38400	38900	47900	77900	95900	89900	95900									
Ilimitada	32900	40100	41100	49100	82000	100000	100000	100000									
2000	25000	1924	17700	9600	27300	2400	22100	12000	34100								
	50000		25300		34900		31700		43700		61100		81100		71700		81100
	100000		31900		41200		39400		51400		71400		91400		81100		91400
	150000		35300		44900		44100		58100		78100		98100		88100		98100
	250000		37500		47100		46800		60800		80800		100800		90800		100800
500000	40500	50100	50700	62700	82700	102700	92700	102700									
Ilimitada	43800	53400	54700	66700	86700	106700	96700	106700									

Todos los cálculos se basan, como se indica, en voltajes, impedancias del transformador y cargas matrices, incluyendo un factor de 1.25 para la componente de DC, (Corriente Directa).

Para condiciones diferentes a las dadas en estas tablas, las corrientes en circuito corto deben calcularse.

Las aportaciones matrices en circuito corto están calculadas en la base de las características matrices que darán cinco veces la corriente normal. Para la columna de 208 volts, se supone una carga matriz del 50%. Para las columnas de 600, 480 y 240 volts se suponen cargas matrices del 100%. Para otros porcentajes de carga matriz, la aportación matriz a la corriente en circuito corto estará en proporción directa.

En donde el voltaje del circuito es menor de 600, 480 y 240 volts, los valores dados de la corriente deben multiplicarse por la proporción $\frac{600 \text{ ó } 480 \text{ ó } 240}{\text{Voltaje del Circuito}}$

15.5 RECOMENDACIONES Y CUIDADOS QUE DEBERAN OBSERVARSE EN EL TRATO CON LA ENERGIA ELECTRICA Y OPERACION DEL EQUIPO ELECTRICO.

Siempre que se tenga la necesidad de estar en contacto directo con la Energía Eléctrica, y los equipos que necesitan este tipo de energía para su operación, es imprescindible tener los conocimientos teóricos 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) Taburete o tapete 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 correspondiente con el ambiente.

Comprobar que la temperatura máxima esté abajo de 75°C, en unidades conectadas en paralelo las temperaturas deben ser iguales.

Comprobar el nivel de aceite, buscar si hay fugas en empaquetaduras, válvulas, instrumentos, tanque y radiadores.

Revisar con binoculares la porcelana de los aisladores.

Revisar si hay cambio de color por calentamiento en los conectores del primario y del secundario.

Comprobar la diferencia de temperatura entre los extremos de los radiadores. (si no la hay, están obstruidos).

Comprobar que el transformador no haga ruidos ex-

traños, como arcos eléctricos, burbujeo de aceite, ruido magnético intenso.

Revisar si ha operado el diafragma ó válvula de alivio; revisar el color de la sílica - gel si tiene resplandor.

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 sudor, ordenar prueba dieléctrica y análisis químico.

Comprobar la rigidez en terminales y uniones soldadas.

Revisar el mecanismo y las posiciones del cambiador de derivaciones.

Probar la resistencia dieléctrica de los aisladores.

Verificar periódicamente el valor de las tierras.

4. Bomba y Motor.

Aceite del motor.- Efectuar cambio a las primeras 200 -

horas con aceite No. 20 ó equivalente, el siguiente cambio a las siguientes 5 000 horas procurando mantener su nivel.

Acetle del Arrancador.- Efectuar cambio de acetle cuando éste se encuentre con impurezas 1 5 000 hrs. de operación, procurando mantener su nivel.

B I B L I O G R A F I A

Industrial Power Systems	Beeman (Mc G. Hill)
Manual del Ingeniero Electricista	Knowlton, (L. F. S.)
Estaciones Transformadoras y de Distribución	Zopetti, (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.

1. Conceptos Generales.

1.1. Definición de proyecto.- Un proyecto se define como la asignación de recursos para la obtención de bienes y servicios, es decir, que aprovecha al máximo los recursos; por lo tanto implica la evaluación.

1.2 Evaluación de proyectos.- Evaluar un proyecto es hacer la comparación entre los beneficios y los costos del mismo.

Si los beneficios son mayores a los costos, el proyecto es bueno.

El problema básico de la evaluación de proyectos radica en encontrar la alternativa óptima de una serie de alternativas que lleven a un proyecto a producir los mismos beneficios a los menores costos.

1.2.1 Breve instructivo para evaluación de proyectos.

A.- Relación Beneficios - Costos.- Este coeficiente relaciona recursos utilizados con resultados obtenidos y para obtenerlos se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1.- El tiempo de construcción del proyecto.
- 2.- La vida económica del proyecto (vida útil).
- 3.- La tasa de interés con que se descontarán tanto los beneficios como los costos.
- 4.- Costos del proyecto.
 - 4.1.- Costos de construcción.- Se determinan las cantidades

por invertir en cada uno de los años del período de construcción.

- 4.2.- Costos de operación.- Son los costos que se requieren para operar el proyecto. En sistemas de bombeo representan principalmente los costos de energía eléctrica consumida por los equipos de bombeo por lo que se puede separar de los costos de conservación y mantenimiento.
- 4.3.- Costos de conservación y mantenimiento.- Son aquellas cantidades anuales que se requieren para conservar y mantener operando el proyecto. (Debe incluir costos de operación de equipos especiales).
- 4.4.- Costos anuales por asistencia técnica.- Cuando el proyecto requiera asesoría técnica en alguna especialidad. En plantas de bombeo puede ser adiestramiento de personal en sistemas de control y señalización automáticas (uso de minicomputadoras y su equipo auxiliar).
- 4.5.- Otros costos que se requieran para operar el proyecto en particular (Investigaciones durante la operación, equipos muy especiales, etc.).
- 5.- Beneficios.
- 5.1.- Beneficios primarios.- Son los obtenidos a causa del proyecto directamente. En sistemas de bombeo representan

tan: aumento de los caudales de agua entregada, aumento de dotación por persona, suministro a la población carente del servicio y con ello a la industria y demás sectores.

5.2.- Beneficios secundarios.- Son valores adicionales que se agregan por encima de los bienes o servicios producidos y que son debidos al proyecto. O sea, son los beneficios que se obtienen indirectamente pero que son causados por el proyecto. En nuestro caso podríamos citar por ejemplo, mejoramiento de la salud pública.

6.- Tanto los beneficios como los costos se determinan para cada año de la vida útil del proyecto.

7.- Una vez que se tienen los beneficios y los costos cuantificados, se hacen homogéneas las cantidades mediante la tasa de descuento elegida.

8.- Se divide la suma de los beneficios entre la suma de los costos totales, ambos actualizados, para determinar la relación beneficio - costo.

B.- Ocupación de la mano de obra.- Este coeficiente se utiliza para determinar la incidencia de los proyectos sobre la ocupación y servirá para orientar en la resolución de los pro

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.

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.

Interéses.

Utilidades.

Seguros.

Pagos de rentas y arrendos.

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 percederos por causa de los años de servicio. Las causas de la depreciación pueden ser:

- Factores físicos: uso y desgaste.
- Factores funcionales: insuficiencia y antigüedad.
- Sucesos eventuales: accidentes.

Hay varios métodos para calcular la depreciación. - Aquí recomendamos el de Fondo de Amortización que es un método de interés compuesto y que consiste en apartar determinadas sumas anuales que colocadas a interés compuesto -- son suficientes para la reposición del costo del bien en el momento de su retiro de servicio.

Es necesario determinar el importe de la anualidad - que, acumulada a un interés compuesto, iguale el monto del valor depreciable del material fijo en el momento del retiro. El cargo por depreciación consistirá en la anualidad periódica, más los intereses devengados por el fondo.

Sí: $C =$ costo del activo.

$S =$ valor residual al final de su vida útil.

$n =$ vida útil en años.

$i =$ interés anual considerado.

Tabla 1

EMPRESA DE AGUA Y ALCANTARILLADO

Cuadro de depreciación de un activo con un costo inicial de \$17,000, 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	
			AUMENTO	SALDO
1	693.85	-	693.85	693.85
2	693.85	42.63	735.48	1429.33
3	693.85	85.75	779.60	2108.93
4	693.85	132.55	825.40	2935.33
5	693.85	182.12	875.97	3911.50
6	693.85	234.67	928.52	4839.62
7	693.85	290.38	984.23	5824.05
8	693.85	349.44	1043.29	6867.34
9	693.85	412.04	1105.89	7973.23
10	693.85	478.39	1172.24	9145.47
11	693.85	548.72	1242.57	10388.04
12	693.85	623.28	1317.43	11705.17
13	693.85	702.31	1396.16	13101.33
14	693.85	786.07	1479.92	14581.25
15	693.85	874.87	1568.72	16149.97

$$\text{Factor del fondo de amortización f.f.a.} = \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

El cargo anual al fondo será:

$$D = (C-S) \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

Supongamos que un equipo de bombeo cuesta \$ 17,000.00 y que su valor residual es de \$ 850.00; su vida útil sea de 15 años y se asume un interés de 6 % anual.

Las tablas financieras muestran que para $i = 6\%$ y $n = 15$ f.f.a. = 0.04296.

$$D = (17\,000 - 850) \times 0.04296 = 693.85.$$

En la tabla 1 se construye el fondo cuyo saldo no es otra cosa que la depreciación acumulada.

2. Estudios económicos alternativos.

2.1 El análisis económico alternativo de un sistema de bombeo presenta como principal problema el encontrar aquella combinación de los costos de equipo y conducción y de la energía consumida por el proyecto durante su vida útil, tal que dé el costo mínimo al volumen de agua entregada. En pequeñas plantas de bombeo puede contar más el costo y la eficiencia de los equipos que los costos de la conducción pero en sistemas grandes como por ejemplo acueductos con varias estaciones de re-

bombeo y cargas y longitudes apreciables, las inversiones en la conducción pueden significar la parte principal. En el caso de plantas pequeñas, el determinar el diámetro económico puede ser suficiente, eso sí, teniendo cuidado de aplicar correctamente todos los criterios de la hidráulica para dimensionar la estación y seleccionar sus componentes. En estos casos el análisis económico alternativo se reduce a un análisis de diámetro económico. En grandes sistemas de bombeo, el análisis económico de las alternativas debe tomar en cuenta además, las tasas de interés de los financiamientos tanto externos como locales que se consigan y las tarifas eléctricas que se esperan durante la explotación del proyecto. Estos conceptos de intereses y tarifas eléctricas pueden hacer variar el diámetro de la conducción alrededor del diámetro económico encontrado en un primer intento de cálculo exclusivamente hidráulico.

2.2

Análisis económico de un sistema de bombeo.- Se debe partir del supuesto de que los estudios de necesidades de abastecimiento, de factibilidad y de tipo socioeconómico han sido realizados.

Para ilustrar el análisis económico, consideramos 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 du rante 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 diá metro de la conducción se fija para tener una velocidad media entre 0.5 y 3.0 m/seg.

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{V}}$$

Donde: 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 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 -
prefiera aplicar el ingeniero proyectista. -

La fórmula de Manning se puede recomen-
dar para casos de conducciones de peque-
ña longitud o cuando no se requiera mucha
precisión en la evaluación de las pérdidas.

En conducciones largas, las pérdidas por -
fricción se recomienda calcularlas con las
fórmulas de Darcy o de Hazen - Williams
por tener factores de fricción más reales.

Para la fórmula de Manning:

$$h_f = K L Q^2$$

$$K = \frac{10.8 n^2}{D^{16/3}}$$

Donde: Q = Gasto en $m^3/\text{seg.}$

n = Coeficiente de fricción de Manning.

L = Longitud de la tubería en m.

D = Diámetro del tubo en m.

Los coeficientes de rugosidad que se recomiendan en la fórmula de Manning son:

Tipo de tubería	n
Asbesto cemento	0.010
Concreto liso	0.012
Concreto áspero	0.016
Acero galvanizado	0.014
Fierro 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.i.s.

H_D = Carga dinámica total en m.c.a.

η = Eficiencia de la bomba en decimales.

76 = Factor de transformación de $\frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg.}}$ a HP

La potencia en KW consumida por la estación de bombeo será:

$$KW_{\text{Totales}} = \frac{HP_{\text{bombeo}}}{\eta_m} \times 0.746 + KW_A$$

Donde η_m = Eficiencia del motor.

KW_A = Potencia requerida por accesorios: alumbrado, bombas auxiliares, válvulas motorizadas, etc.

2.2.3

Costo promedio del 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 $4 m^3/\text{seg.}$

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 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 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 éste 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 -DÍAS	VOL. VEND. M ³ -DÍAS	ENERGÍA CONSUMIDA KWH	COSTO DE ENERGÍA M \$	INVERSIÓN M \$	OP. Y MANT. M \$	COSTOS TOT. M \$	F. A. S.	VALOR PRESENT. ACTUALIZADO M \$	VOL. PROD. 427 M ³ -DÍAS
1974					520.00			1.0000	520.00	
1975					354.00			0.9200	320.37	
1976					236.00			0.8130	193.28	
1977	52.975	65.431	208.544	48.34		15.2	63.54	0.7412	47.00	51.05
1978	73.100	89.445	285.455	51.38		15.2	65.58	0.6707	44.65	48.02
1979	73.633	74.178	305.773	55.04		15.2	70.24	0.6070	42.63	47.33
1980	81.521	77.445	319.207	57.56		15.2	72.75	0.5493	38.97	44.72
1981	85.440	82.118	340.055	61.25		15.2	76.41	0.4971	37.98	42.87
1982	91.207	85.732	350.187	64.23		15.2	80.03	0.4493	36.00	41.07
1983	95.035	91.106	379.255	68.37		15.2	83.57	0.4071	34.02	39.08
1984	100.537	95.510	393.031	71.82		15.2	87.02	0.3695	32.06	37.04
1985	105.623	101.292	422.839	76.50		15.2	91.70	0.3334	30.57	35.55
1986	111.280	108.293	447.724	80.60		15.2	95.80	0.3018	28.91	33.77
1987	118.197	112.287	475.388	85.57		15.2	100.77	0.2731	27.52	32.29
1988	123.537	117.170	498.405	89.71		15.2	104.91	0.2471	25.92	30.47
1989	129.457	123.013	526.106	94.70		15.2	109.90	0.2236	24.57	28.55
1990	135.027	128.285	551.761	99.32		15.2	114.52	0.2024	23.18	27.33
1991 a 2027								1.6902	215.32	253.89
								SUMA	1794.04	794.65
2002	REPARACIÓN MAYOR DEL SISTEMA (25% INVERSIÓN INICIAL)				295.00			0.0611	18.02	
								SUMA	1812.06	

COSTO PROMEDIO DEL m³

$$\frac{1812.06}{794.65} = \$ 2.23$$

SIN TRATAMIENTO

T A B L A N° 3

1993

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	M W	SWR/ASC (MW/STCO)	MW3/ASC	KWH/m ³ (SWH/M ³)
2.061 (1976)	1	2.641			
	2	3.389			
	3	4.123			
	4	8.950			
	5	6.898			
	6	2.682			
			28.685	253.029	64.996
2.184 (1977)	1	2.911			
	2	3.610			
	3	4.351			
	4	9.457			
	5	7.313			
	6	3.055			
			30.657	288.544	68.875
2.318 (1978)	1	2.999			
	2	3.854			
	3	4.654			
	4	10.074			
	5	7.776			
	6	3.243			
			32.590	285.455	73.100

Q(m ³ /seg)	PLANTA	M W	SWR/ASC (MW/STCO)	MW3/ASC	KWH/m ³ (SWH/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	78.083
2.585 (1980)	1	3.564			
	2	4.354			
	3	5.238			
	4	11.245			
	5	8.672			
	6	3.618			
			36.509	319.807	81.621
2.741 (1981)	1	3.614			
	2	4.654			
	3	5.575			
	4	11.522			
	5	9.202			
	6	3.833			
			39.815	340.055	86.440

T A B L A N º 1

2 de 3

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local Q L/Seg.

Q (m ³ /seg)	PLANTA	M W	GWH / AÑO (MW x 8760)	Mm ³ / AÑO	KWH / m ³ (GWH / Mm 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
3.188 (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 (m ³ /seg)	PLANTA	M W	GWH / AÑO (MW x 8760)	Mm ³ / AÑO	KWH / m ³ (GWH / Mm ³)
3.381 (1985)	1	4.614			
	2	5.979			
	3	7.021			
	4	14.762			
	5	11.358			
	6	4.747			
			48.511	428.989	100.623
3.548 (1986)	1	4.692			
	2	6.351			
	3	7.415			
	4	15.504			
	5	11.974			
	6	4.984			
			51.120	447.724	111.890
3.748 (1987)	1	5.234			
	2	6.812			
	3	7.892			
	4	16.399			
	5	12.566			
	6	5.265			
			54.272	475.388	116.157

C A L C U L O D E E N E R G I A

Producción Local 0 L/Seg.

D (m³/seg)	PLANTA	KW	KWH/240 (KWH/3760)	m³/240	KWH/m³ (KWH/m³)
3.911 (1983)	1	5.522			
	2	7.205			
	3	8.295			
	4	17.133			
	5	13.238			
	6	5.502			
		55.895	498.405	123.337	4.041
4.106 (1983)	1	5.275			
	2	7.691			
	3	8.787			
	4	18.008			
	5	13.913			
	6	5.780			
		60.061	526.106	129.487	4.063
4.282 (1990)	1	6.208			
	2	8.151			
	3	9.243			
	4	13.309			
	5	14.544			
	6	6.033			
		62.988	551.761	135.037	4.086
			SUMA KWH ₁₄ = 55.940		

SUMA KWH₁₄ = 55.648
 SUMA KWH₃₅ = 35 x 4.086 = 147.056
 SUMA KWH = 202.744
 $\frac{202.744}{50} = 4.055$

KWH/m³ = 4.055

F

Compound Interest Tables

FORMULAS FOR CALCULATING COMPOUND INTEREST FACTORS

Single Payment-Compound Amount Factor (F/P, i, n) f. i. c. (factor de interés compuesto)	$(1+i)^n$
Single Payment-Present Worth Factor (P/F, i, n) f. a. s. (factor de actualización simple)	$\frac{1}{(1+i)^n}$
Sinking Fund Factor (A/F, i, n) f. f. a. (factor del fondo de amortización)	$\frac{i}{(1+i)^n - 1}$
Capital Recovery Factor (A/P, i, n) f. r. c. (factor de recuperación del capital)	$\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$
Uniform Series-Compound Amount Factor (F/A, i, n) f. i. c. s. (factor de interés compuesto de una serie)	$\frac{(1+i)^n - 1}{i}$
Uniform Series-Present Worth Factor (P/A, i, n) f. a. c. (factor de actualización compuesto)	$\frac{1 - (1+i)^{-n}}{i}$

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	0.33302	0.34302	3.030	2.941	3
4	1.0406	0.9610	0.24628	0.25628	4.060	3.922	4
5	1.0510	0.9515	0.19304	0.20604	5.101	4.853	5
6	1.0615	0.9420	0.16255	0.17255	6.152	5.755	6
7	1.0721	0.9327	0.13803	0.14803	7.214	6.722	7
8	1.0829	0.9235	0.12009	0.13009	8.286	7.652	8
9	1.0937	0.9143	0.10574	0.11674	9.369	8.545	9
10	1.1046	0.9053	0.09358	0.10558	10.452	9.411	10
11	1.1157	0.8963	0.08345	0.09645	11.547	10.248	11
12	1.1268	0.8874	0.07485	0.08835	12.653	11.055	12
13	1.1381	0.8787	0.06774	0.08124	13.770	11.834	13
14	1.1495	0.8700	0.06200	0.07550	14.897	12.584	14
15	1.1610	0.8613	0.05742	0.07112	16.037	13.305	15
16	1.1726	0.8528	0.05379	0.06794	17.188	14.008	16
17	1.1843	0.8444	0.05098	0.06498	18.350	14.692	17
18	1.1961	0.8360	0.04885	0.06215	19.523	15.358	18
19	1.2081	0.8277	0.04727	0.05985	20.707	16.006	19
20	1.2202	0.8195	0.04612	0.05802	21.901	16.636	20
21	1.2324	0.8114	0.04530	0.05653	23.107	17.248	21
22	1.2447	0.8034	0.04480	0.05536	24.324	17.842	22
23	1.2572	0.7954	0.04458	0.05448	25.552	18.418	23
24	1.2697	0.7876	0.04457	0.05387	26.791	18.976	24
25	1.2824	0.7798	0.04474	0.05351	28.041	19.616	25
26	1.2953	0.7720	0.04507	0.05337	29.302	20.238	26
27	1.3082	0.7644	0.04554	0.05345	30.574	20.842	27
28	1.3213	0.7568	0.04612	0.05371	31.857	21.428	28
29	1.3345	0.7493	0.04679	0.05413	33.151	22.096	29
30	1.3478	0.7419	0.04754	0.05471	34.457	22.746	30
31	1.3613	0.7346	0.04836	0.05546	35.774	23.378	31
32	1.3749	0.7273	0.04924	0.05637	37.102	24.092	32
33	1.3887	0.7201	0.05017	0.05743	38.441	24.788	33
34	1.4026	0.7130	0.05114	0.05864	39.791	25.466	34
35	1.4166	0.7059	0.05214	0.06000	41.152	26.126	35
40	1.4859	0.6717	0.05946	0.06305	48.826	32.835	40
45	1.5643	0.6391	0.06771	0.06771	56.451	38.925	45
50	1.6446	0.6080	0.07651	0.07351	64.143	44.516	50
55	1.7285	0.5785	0.08573	0.08073	72.002	50.617	55
60	1.8167	0.5504	0.09524	0.08724	80.137	57.238	60
65	1.9094	0.5237	0.10500	0.09400	88.557	64.489	65
70	2.0068	0.4983	0.11500	0.10100	97.271	72.380	70
75	2.1091	0.4741	0.12520	0.10820	106.281	80.921	75
80	2.2167	0.4511	0.13560	0.11560	115.597	90.132	80
85	2.3296	0.4292	0.14620	0.12320	125.220	99.923	85
90	2.4478	0.4084	0.15700	0.13100	135.161	110.304	90
95	2.5713	0.3886	0.16800	0.13900	145.421	121.285	95
100	2.7003	0	0.17920	0.01500	156.000	132.866	100

TABLE 2-2
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/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	0.4968	0.5093	2.012	1.965	2
3	1.0380	0.9634	0.3220	0.3417	3.038	2.927	3
4	1.0509	0.9515	0.2453	0.2578	4.076	3.878	4
5	1.0641	0.9398	0.1950	0.2073	5.127	4.818	5
6	1.0774	0.9282	0.1513	0.1740	6.191	5.746	6
7	1.0909	0.9167	0.1175	0.1509	7.268	6.663	7
8	1.1045	0.9054	0.0916	0.1321	8.359	7.568	8
9	1.1183	0.8943	0.0717	0.1181	9.463	8.462	9
10	1.1323	0.8832	0.0574	0.1070	10.582	9.346	10
11	1.1464	0.8723	0.0483	0.0978	11.714	10.218	11
12	1.1608	0.8615	0.0417	0.0902	12.860	11.079	12
13	1.1753	0.8509	0.0371	0.0838	14.021	11.930	13
14	1.1900	0.8404	0.0341	0.0783	15.196	12.771	14
15	1.2048	0.8300	0.0316	0.0735	16.386	13.601	15
16	1.2199	0.8197	0.0294	0.0693	17.591	14.420	16
17	1.2351	0.8096	0.0274	0.0656	18.811	15.230	17
18	1.2506	0.7996	0.0258	0.0623	20.046	16.030	18
19	1.2662	0.7898	0.0244	0.0594	21.297	16.819	19
20	1.2820	0.7800	0.0232	0.0568	22.563	17.599	20
21	1.2981	0.7704	0.0221	0.0544	23.845	18.370	21
22	1.3143	0.7609	0.0212	0.0522	25.143	19.131	22
23	1.3307	0.7515	0.0204	0.0503	26.457	19.882	23
24	1.3474	0.7422	0.0197	0.0484	27.788	20.624	24
25	1.3642	0.7330	0.0191	0.0468	29.135	21.357	25
26	1.3812	0.7240	0.0186	0.0452	30.500	22.081	26
27	1.3985	0.7150	0.0182	0.0438	31.881	22.796	27
28	1.4160	0.7062	0.0178	0.0425	33.279	23.503	28
29	1.4337	0.6975	0.0175	0.0413	34.693	24.200	29
30	1.4516	0.6889	0.0172	0.0402	36.123	24.889	30
31	1.4698	0.6804	0.0169	0.0391	37.568	25.569	31
32	1.4881	0.6720	0.0167	0.0381	39.030	26.241	32
33	1.5067	0.6637	0.0165	0.0371	40.509	26.905	33
34	1.5256	0.6555	0.0163	0.0362	42.005	27.561	34
35	1.5446	0.6474	0.0161	0.0354	43.517	28.208	35
40	1.6436	0.6054	0.0149	0.0319	51.450	31.327	40
45	1.7489	0.5718	0.0139	0.0291	59.916	34.258	45
50	1.8610	0.5373	0.0131	0.0270	68.882	37.015	50
55	1.9803	0.5030	0.0124	0.0255	78.422	39.602	55
60	2.1072	0.4716	0.0118	0.0243	88.575	42.035	60
65	2.2422	0.4420	0.0113	0.0232	99.377	44.321	65
70	2.3859	0.4141	0.0108	0.0222	110.872	46.470	70
75	2.5388	0.3879	0.0104	0.0213	123.103	48.493	75
80	2.7015	0.3633	0.0100	0.0205	136.119	50.397	80
85	2.8746	0.3402	0.0096	0.0198	149.968	52.170	85
90	3.0588	0.3186	0.0092	0.0192	164.705	53.814	90
95	3.2548	0.2984	0.0088	0.0186	180.384	55.331	95
100	3.4634	0.2797	0.0084	0.0181	197.072	56.731	100

TABLE 2-3
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/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	0.4962	0.5112	2.015	1.956	2
3	1.0457	0.9563	0.3218	0.3433	3.038	2.917	3
4	1.0614	0.9422	0.2444	0.2594	4.076	3.854	4
5	1.0773	0.9283	0.1940	0.2090	5.127	4.783	5
6	1.0934	0.9145	0.1503	0.1753	6.191	5.697	6
7	1.1098	0.9010	0.1136	0.1516	7.268	6.598	7
8	1.1265	0.8877	0.0916	0.1333	8.359	7.486	8
9	1.1434	0.8746	0.0717	0.1196	9.463	8.362	9
10	1.1605	0.8617	0.0574	0.1084	10.582	9.226	10
11	1.1779	0.8489	0.0483	0.0992	11.714	10.078	11
12	1.1956	0.8364	0.0417	0.0928	12.860	10.918	12
13	1.2136	0.8240	0.0371	0.0874	14.021	11.746	13
14	1.2318	0.8116	0.0341	0.0826	15.196	12.563	14
15	1.2502	0.7992	0.0316	0.0784	16.386	13.368	15
16	1.2689	0.7870	0.0294	0.0747	17.591	14.161	16
17	1.2880	0.7750	0.0274	0.0714	18.811	14.942	17
18	1.3073	0.7630	0.0258	0.0685	20.046	15.711	18
19	1.3270	0.7516	0.0244	0.0660	21.297	16.468	19
20	1.3469	0.7405	0.0232	0.0638	22.563	17.213	20
21	1.3671	0.7295	0.0221	0.0618	23.845	17.946	21
22	1.3876	0.7187	0.0212	0.0600	25.143	18.667	22
23	1.4084	0.7080	0.0204	0.0583	26.457	19.376	23
24	1.4295	0.6975	0.0197	0.0568	27.788	20.073	24
25	1.4509	0.6872	0.0191	0.0554	29.135	20.758	25
26	1.4727	0.6770	0.0186	0.0541	30.500	21.431	26
27	1.4948	0.6670	0.0182	0.0529	31.881	22.091	27
28	1.5172	0.6571	0.0178	0.0518	33.279	22.738	28
29	1.5400	0.6474	0.0175	0.0508	34.693	23.372	29
30	1.5631	0.6378	0.0172	0.0499	36.123	24.003	30
31	1.5865	0.6283	0.0169	0.0491	37.568	24.621	31
32	1.6103	0.6190	0.0167	0.0483	39.030	25.226	32
33	1.6344	0.6100	0.0165	0.0475	40.509	25.818	33
34	1.6589	0.6012	0.0163	0.0468	42.005	26.407	34
35	1.6837	0.5925	0.0161	0.0462	43.517	26.993	35
40	1.8190	0.5513	0.0149	0.0413	51.450	29.916	40
45	1.9542	0.5117	0.0139	0.0385	59.916	32.552	45
50	2.1052	0.4750	0.0131	0.0363	68.882	35.000	50
55	2.2679	0.4405	0.0124	0.0345	78.422	37.271	55
60	2.4432	0.4083	0.0118	0.0330	88.575	39.380	60
65	2.6320	0.3799	0.0113	0.0319	99.377	41.335	65
70	2.8355	0.3527	0.0108	0.0310	110.872	43.155	70
75	3.0548	0.3274	0.0104	0.0302	123.103	44.842	75
80	3.2907	0.3039	0.0100	0.0295	136.119	46.407	80
85	3.5440	0.2821	0.0096	0.0288	149.968	47.861	85
90	3.8159	0.2619	0.0092	0.0282	164.705	49.210	90
95	4.1042	0.2431	0.0088	0.0276	180.384	50.462	95
100	4.4097	0.2256	0.0084	0.0271	197.072	51.622	100

TABLE B-4
1956 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	1.0175	0.9828	1.0000	1.0175	1.000	0.983
2	1.0353	0.9659	0.49508	0.51316	2.018	1.949
3	1.0534	0.9493	0.32727	0.34507	3.053	2.898
4	1.0719	0.9330	0.24357	0.26103	4.106	3.831
5	1.0906	0.9169	0.19312	0.21042	5.178	4.748
6	1.1097	0.9011	0.15232	0.17702	6.269	5.649
7	1.1291	0.8856	0.11853	0.15163	7.378	6.533
8	1.1489	0.8704	0.11754	0.13504	8.508	7.405
9	1.1690	0.8554	0.10156	0.12106	9.655	8.260
10	1.1894	0.8407	0.09238	0.10988	10.825	9.101
11	1.2103	0.8263	0.08323	0.10073	12.015	9.927
12	1.2314	0.8121	0.07581	0.09311	13.225	10.740
13	1.2530	0.7981	0.06917	0.08667	14.457	11.538
14	1.2749	0.7844	0.06326	0.08136	15.710	12.322
15	1.2972	0.7709	0.05808	0.07638	16.984	13.093
16	1.3199	0.7576	0.05470	0.07220	18.282	13.850
17	1.3430	0.7446	0.05102	0.06852	19.602	14.595
18	1.3665	0.7318	0.04774	0.06524	20.945	15.327
19	1.3904	0.7192	0.04482	0.06232	22.311	16.045
20	1.4148	0.7068	0.04219	0.05960	23.702	16.753
21	1.4395	0.6947	0.03981	0.05711	25.116	17.448
22	1.4647	0.6827	0.03766	0.05516	26.556	18.130
23	1.4904	0.6710	0.03569	0.05319	28.021	18.801
24	1.5164	0.6594	0.03389	0.05139	29.511	19.461
25	1.5430	0.6481	0.03223	0.04973	31.027	20.109
26	1.5700	0.6369	0.03070	0.04820	32.570	20.745
27	1.5975	0.6260	0.02929	0.04679	34.140	21.372
28	1.6254	0.6152	0.02798	0.04548	35.738	21.987
29	1.6539	0.6046	0.02676	0.04426	37.363	22.592
30	1.6828	0.5942	0.02563	0.04313	39.017	23.186
31	1.7122	0.5840	0.02457	0.04207	40.700	23.770
32	1.7422	0.5740	0.02358	0.04103	42.412	24.344
33	1.7727	0.5641	0.02265	0.04013	44.154	24.903
34	1.8037	0.5544	0.02177	0.03927	45.927	25.462
35	1.8353	0.5449	0.02095	0.03845	47.731	26.007
40	2.0016	0.4996	0.01747	0.03497	57.234	28.594
45	2.1830	0.4581	0.01479	0.03229	67.599	30.966
50	2.3808	0.4200	0.01267	0.03017	78.902	33.141
55	2.5965	0.3851	0.01095	0.02846	91.250	35.135
60	2.8318	0.3531	0.00935	0.02705	104.675	36.964
65	3.0884	0.3233	0.00836	0.02588	119.239	38.641
70	3.3683	0.2969	0.00759	0.02489	135.031	40.178
75	3.6735	0.2722	0.00695	0.02405	152.172	41.587
80	4.0064	0.2495	0.00642	0.02332	171.794	42.880
85	4.3694	0.2289	0.00599	0.02269	192.539	44.065
90	4.7654	0.2098	0.00563	0.02215	215.565	45.152
95	5.1972	0.1924	0.00531	0.02167	239.840	46.145
100	5.667	0.1764	0.00503	0.02125	266.452	47.051

TABLE B-5
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	1.0200	0.9804	1.0000	1.0200	1.000	0.980
2	1.0404	0.9612	0.49508	0.51525	2.020	1.949
3	1.0618	0.9423	0.32727	0.34625	3.043	2.884
4	1.0842	0.9236	0.24357	0.26262	4.072	3.808
5	1.1076	0.9052	0.19312	0.21216	5.104	4.713
6	1.1320	0.8870	0.15232	0.17853	6.149	5.601
7	1.1574	0.8693	0.11853	0.15451	7.208	6.472
8	1.1838	0.8521	0.11754	0.13651	8.281	7.325
9	1.1995	0.8354	0.10156	0.12252	9.369	8.162
10	1.2190	0.8200	0.09238	0.11123	10.470	8.983
11	1.2434	0.8043	0.08323	0.10218	11.585	9.787
12	1.2682	0.7885	0.07581	0.09456	12.712	10.575
13	1.2935	0.7730	0.06917	0.08812	13.850	11.345
14	1.3195	0.7577	0.06326	0.08260	15.000	12.106
15	1.3459	0.7426	0.05808	0.07783	16.162	12.849
16	1.3728	0.7276	0.05470	0.07385	17.336	13.578
17	1.4002	0.7128	0.05102	0.06997	18.522	14.292
18	1.4282	0.7002	0.04774	0.06620	19.720	14.992
19	1.4568	0.6864	0.04482	0.06263	20.931	15.678
20	1.4859	0.6730	0.04219	0.05916	22.154	16.351
21	1.5157	0.6598	0.03981	0.05578	23.390	17.011
22	1.5460	0.6468	0.03766	0.05260	24.638	17.658
23	1.5769	0.6342	0.03569	0.04967	25.898	18.292
24	1.6084	0.6217	0.03389	0.04687	27.170	18.914
25	1.6406	0.6095	0.03223	0.04412	28.454	19.523
26	1.6734	0.5976	0.03070	0.04140	29.750	20.121
27	1.7069	0.5859	0.02929	0.03879	31.058	20.707
28	1.7410	0.5744	0.02798	0.03629	32.378	21.281
29	1.7758	0.5631	0.02676	0.03389	33.709	21.844
30	1.8114	0.5521	0.02563	0.03155	35.052	22.396
31	1.8476	0.5412	0.02457	0.02926	36.407	22.938
32	1.8845	0.5306	0.02358	0.02701	37.774	23.468
33	1.9222	0.5202	0.02265	0.02481	39.153	23.988
34	1.9607	0.5100	0.02177	0.02266	40.544	24.498
35	1.9999	0.5000	0.02095	0.02056	41.947	24.998
40	2.2680	0.4529	0.01747	0.01756	49.432	27.355
45	2.4579	0.4102	0.01479	0.01591	57.902	29.490
50	2.6916	0.3715	0.01267	0.01422	67.369	31.424
55	2.9717	0.3365	0.01095	0.01259	77.831	33.175
60	3.2810	0.3048	0.00935	0.01102	89.292	34.761
65	3.6215	0.2761	0.00836	0.00951	101.757	36.197
70	3.9955	0.2500	0.00759	0.00806	115.220	37.499
75	4.4158	0.2265	0.00695	0.00676	129.685	38.677
80	4.8754	0.2051	0.00642	0.00556	145.152	39.745
85	5.3829	0.1858	0.00599	0.00446	161.620	40.711
90	5.9431	0.1683	0.00563	0.00346	179.089	41.587
95	6.5617	0.1524	0.00531	0.00256	197.558	42.380
100	7.2462	0.1380	0.00503	0.00176	217.027	43.098

TABLE E-6

2 Compound Interest Factors

n	Single Payments		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	1.0250	0.9756	1.00000	1.02500	1.000	0.976
2	1.0506	0.9518	0.49303	0.51863	2.051	1.927
3	1.0769	0.9286	0.32514	0.35614	3.076	2.856
4	1.1043	0.9060	0.24082	0.26382	4.153	3.762
5	1.1314	0.8839	0.19025	0.21525	5.256	4.646
6	1.1597	0.8623	0.15655	0.16155	6.388	5.508
7	1.1887	0.8413	0.13250	0.13750	7.547	6.349
8	1.2184	0.8207	0.11447	0.11947	8.736	7.170
9	1.2489	0.8007	0.10046	0.10546	9.955	7.971
10	1.2801	0.7812	0.08926	0.11426	11.205	8.752
11	1.3121	0.7621	0.08011	0.10511	12.493	9.514
12	1.3449	0.7436	0.07249	0.09749	13.796	10.258
13	1.3785	0.7254	0.06605	0.09105	15.130	10.983
14	1.4130	0.7077	0.06054	0.08554	16.519	11.691
15	1.4483	0.6905	0.05577	0.08077	17.932	12.381
16	1.4845	0.6736	0.05160	0.07660	19.380	13.055
17	1.5216	0.6572	0.04793	0.07293	20.865	13.712
18	1.5597	0.6412	0.04467	0.06967	22.388	14.353
19	1.5987	0.6255	0.04176	0.06676	23.946	14.979
20	1.6386	0.6103	0.03915	0.06415	25.545	15.589
21	1.6796	0.5954	0.03679	0.06179	27.183	16.185
22	1.7216	0.5809	0.03465	0.05965	28.863	16.765
23	1.7646	0.5667	0.03270	0.05770	30.584	17.332
24	1.8087	0.5529	0.03091	0.05591	32.349	17.885
25	1.8539	0.5394	0.02928	0.05428	34.158	18.424
26	1.9003	0.5262	0.02777	0.05277	36.012	18.951
27	1.9478	0.5134	0.02638	0.05138	37.912	19.454
28	1.9965	0.5009	0.02509	0.05009	39.860	19.955
29	2.0464	0.4887	0.02389	0.04889	41.856	20.454
30	2.0976	0.4767	0.02278	0.04778	43.903	20.930
31	2.1500	0.4651	0.02174	0.04674	46.000	21.395
32	2.2038	0.4538	0.02077	0.04577	48.150	21.849
33	2.2589	0.4427	0.01986	0.04486	50.354	22.292
34	2.3153	0.4319	0.01901	0.04401	52.613	22.724
35	2.3732	0.4214	0.01821	0.04321	54.928	23.145
40	2.6551	0.3724	0.01484	0.03984	67.403	25.103
45	3.0379	0.3292	0.01227	0.03727	81.516	26.833
50	3.4371	0.2909	0.01026	0.03526	97.484	28.362
55	3.8583	0.2572	0.00865	0.03365	115.531	29.714
60	4.3298	0.2273	0.00735	0.03235	135.952	30.909
65	4.8760	0.2009	0.00628	0.03128	159.118	31.965
70	5.4921	0.1776	0.00540	0.03040	185.284	32.893
75	6.1822	0.1569	0.00465	0.02965	214.858	33.713
80	7.0000	0.1387	0.00403	0.02903	248.383	34.432
85	7.9570	0.1226	0.00349	0.02849	286.279	35.056
90	9.0269	0.1084	0.00304	0.02804	329.154	35.668
95	10.2416	0.0958	0.00265	0.02765	377.664	36.169
100	11.6197	0.0846	0.00231	0.02731	432.249	36.614

TABLE E-7

3% Compound Interest Factors

n	Single Payments		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	1.0300	0.9709	1.00000	1.03000	1.000	0.971
2	1.0609	0.9426	0.49261	0.52261	2.030	1.913
3	1.0927	0.9151	0.32353	0.35353	3.091	2.829
4	1.1255	0.8885	0.23902	0.26902	4.184	3.717
5	1.1593	0.8626	0.19235	0.21235	5.309	4.580
6	1.1941	0.8375	0.15460	0.18460	6.468	5.417
7	1.2299	0.8131	0.13051	0.16051	7.663	6.230
8	1.2668	0.7894	0.11246	0.14246	8.892	7.025
9	1.3048	0.7664	0.09843	0.12843	10.159	7.796
10	1.3439	0.7441	0.08723	0.11723	11.464	8.538
11	1.3842	0.7224	0.07820	0.10820	12.808	9.253
12	1.4258	0.7014	0.07046	0.10046	14.192	9.944
13	1.4685	0.6810	0.06403	0.09403	15.618	10.613
14	1.5126	0.6611	0.05853	0.08853	17.088	11.261
15	1.5580	0.6419	0.05377	0.08377	18.609	11.918
16	1.6047	0.6232	0.04961	0.07961	20.187	12.561
17	1.6528	0.6050	0.04595	0.07595	21.822	13.186
18	1.7024	0.5874	0.04271	0.07271	23.514	13.794
19	1.7535	0.5703	0.03981	0.06981	25.261	14.384
20	1.8061	0.5537	0.03722	0.06722	26.070	14.877
21	1.8603	0.5375	0.03487	0.06487	27.946	15.415
22	1.9161	0.5219	0.03275	0.06275	29.893	15.937
23	1.9736	0.5067	0.03083	0.06083	31.914	16.444
24	2.0328	0.4919	0.02905	0.05905	34.026	16.936
25	2.0938	0.4776	0.02743	0.05743	36.239	17.413
26	2.1566	0.4637	0.02594	0.05594	38.553	17.877
27	2.2213	0.4502	0.02456	0.05456	40.970	18.327
28	2.2879	0.4371	0.02329	0.05329	43.491	18.764
29	2.3566	0.4243	0.02211	0.05211	46.119	19.188
30	2.4273	0.4120	0.02102	0.05102	47.857	19.600
31	2.5001	0.4000	0.02000	0.05000	50.000	20.000
32	2.5751	0.3883	0.01905	0.04905	52.503	20.389
33	2.6523	0.3770	0.01816	0.04816	55.078	20.765
34	2.7319	0.3660	0.01732	0.04732	57.710	21.132
35	2.8139	0.3554	0.01654	0.04654	60.403	21.487
40	3.2620	0.3056	0.01326	0.04326	75.401	23.115
45	3.7816	0.2644	0.01079	0.04079	92.720	24.519
50	4.3839	0.2281	0.00827	0.03827	112.777	25.739
55	5.0821	0.1968	0.00575	0.03575	136.072	26.774
60	5.8916	0.1697	0.00423	0.03363	163.053	27.676
65	6.8300	0.1464	0.00315	0.03185	194.333	28.453
70	7.9178	0.1263	0.00234	0.03034	230.594	29.133
75	9.1759	0.1093	0.00167	0.02907	272.621	29.722
80	10.6409	0.0940	0.00111	0.02801	321.363	30.231
85	12.3557	0.0811	0.00075	0.02715	377.857	30.671
90	14.3605	0.0699	0.00052	0.02646	443.340	31.053
95	16.7182	0.0603	0.00036	0.02593	519.272	31.383
100	19.4886	0.0520	0.00025	0.02556	607.288	31.677

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	1.0350	0.9602	1.00000	1.03500	1.000	0.966
2	1.0712	0.9335	0.49140	0.52640	2.035	1.900
3	1.1087	0.9019	0.32193	0.35693	3.106	2.802
4	1.1475	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	0.11049	0.14549	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	9.661
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	0.04404	0.07904	22.703	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	15.625
24	2.2833	0.4380	0.02727	0.06227	36.667	16.068
25	2.3632	0.4231	0.02567	0.06067	38.950	16.492
26	2.4460	0.4088	0.02421	0.05921	41.313	16.890
27	2.5316	0.3950	0.02285	0.05785	43.759	17.265
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	2.9040	0.3442	0.01837	0.05337	54.429	18.736
32	3.0037	0.3326	0.01744	0.05244	57.333	19.069
33	3.1059	0.3213	0.01657	0.05157	60.341	19.390
34	3.2109	0.3105	0.01576	0.05076	63.453	19.701
35	3.3186	0.3000	0.01500	0.05000	66.674	20.001
40	3.9503	0.2526	0.01183	0.04683	84.550	21.355
45	4.7024	0.2127	0.00945	0.04445	105.782	22.495
50	5.5849	0.1791	0.00763	0.04263	130.998	23.456
55	6.6111	0.1508	0.00621	0.04121	160.947	24.264
60	7.8781	0.1269	0.00509	0.04009	196.517	24.945
65	9.3567	0.1069	0.00419	0.03919	238.763	25.518
70	11.1128	0.0900	0.00345	0.03845	288.938	25.983
75	13.1986	0.0758	0.00287	0.03787	348.520	26.407
80	15.6757	0.0638	0.00238	0.03738	419.307	26.799
85	18.6179	0.0537	0.00199	0.03699	503.367	27.037
90	22.1122	0.0452	0.00166	0.03666	603.205	27.279
95	26.2623	0.0381	0.00139	0.03639	721.781	27.484
100	31.1914	0.0321	0.00116	0.03616	862.613	27.655

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	0.966
2	1.0816	0.9246	0.49200	0.53020	2.040	1.835
3	1.1249	0.8893	0.32335	0.36335	3.123	2.773
4	1.1699	0.8548	0.23549	0.27549	4.246	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	5.142
7	1.3159	0.7599	0.12561	0.16561	7.998	5.802
8	1.3686	0.7307	0.10853	0.14853	9.514	6.433
9	1.4233	0.7026	0.09449	0.13449	10.983	7.035
10	1.4802	0.6756	0.08329	0.12329	12.606	7.611
11	1.5395	0.6495	0.07415	0.11415	14.386	8.160
12	1.6010	0.6246	0.06655	0.10655	16.326	8.685
13	1.6651	0.6006	0.06014	0.10014	18.437	9.190
14	1.7317	0.5775	0.05467	0.09467	20.723	9.670
15	1.8009	0.5553	0.04994	0.08994	23.194	10.120
16	1.8730	0.5339	0.04582	0.08582	25.852	10.540
17	1.9479	0.5134	0.04220	0.08220	28.699	10.930
18	2.0258	0.4936	0.03909	0.07909	31.738	11.290
19	2.1068	0.4746	0.03614	0.07614	34.971	11.620
20	2.1911	0.4564	0.03335	0.07335	38.400	11.920
21	2.2788	0.4388	0.03073	0.07073	42.039	12.190
22	2.3699	0.4220	0.02826	0.06826	45.893	12.430
23	2.4647	0.4057	0.02593	0.06593	50.068	12.640
24	2.5633	0.3901	0.02373	0.06373	54.571	12.820
25	2.6658	0.3751	0.02166	0.06166	59.410	12.970
26	2.7725	0.3607	0.01971	0.05971	64.603	13.090
27	2.8834	0.3468	0.01788	0.05788	70.170	13.180
28	2.9987	0.3335	0.01617	0.05617	76.131	13.250
29	3.1187	0.3207	0.01457	0.05457	82.506	13.300
30	3.2434	0.3083	0.01307	0.05307	89.325	13.330
31	3.3731	0.2965	0.01166	0.05166	96.609	13.340
32	3.5081	0.2851	0.01034	0.05034	104.380	13.330
33	3.6484	0.2741	0.00910	0.04910	112.660	13.310
34	3.7943	0.2636	0.00793	0.04793	121.480	13.280
35	3.9461	0.2534	0.00683	0.04683	130.870	13.240
40	4.8010	0.2083	0.00532	0.04532	164.020	13.090
45	5.8412	0.1712	0.00436	0.04436	204.020	12.920
50	7.1067	0.1407	0.00365	0.04365	264.020	12.730
55	8.6464	0.1157	0.00303	0.04303	344.020	12.520
60	10.5196	0.0951	0.00249	0.04249	454.020	12.290
65	12.7937	0.0781	0.00203	0.04203	604.020	12.040
70	15.5716	0.0642	0.00163	0.04163	804.020	11.770
75	18.9453	0.0528	0.00128	0.04128	1064.020	11.480
80	23.0500	0.0434	0.00098	0.04098	1404.020	11.170
85	28.0436	0.0357	0.00074	0.04074	1844.020	10.840
90	34.1193	0.0293	0.00056	0.04056	2404.020	10.490
95	41.521	0.0241	0.00042	0.04042	3104.020	10.130
100	50.36	0.0198	0.00031	0.04031	3964.020	9.760

TABLE B-70

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	1.000	0.957
2	1.0920	0.9157	0.48900	0.53460	2.045	1.873
3	1.1412	0.8763	0.31877	0.36377	3.137	2.749
4	1.1925	0.8386	0.23374	0.27074	4.278	3.588
5	1.2452	0.8025	0.18279	0.22779	5.471	4.390
6	1.3003	0.7679	0.14888	0.19388	6.717	5.158
7	1.3579	0.7348	0.12470	0.16970	8.019	5.891
8	1.4171	0.7032	0.10661	0.15161	9.380	6.596
9	1.4781	0.6729	0.09257	0.13757	10.802	7.269
10	1.5409	0.6439	0.08158	0.12639	12.298	7.913
11	1.6057	0.6162	0.07235	0.11725	13.841	8.529
12	1.6725	0.5897	0.06467	0.10967	15.444	9.119
13	1.7412	0.5643	0.05820	0.10328	17.106	9.683
14	1.8119	0.5400	0.05282	0.09782	18.832	10.223
15	1.8845	0.5167	0.04811	0.09311	20.624	10.740
16	1.9591	0.4945	0.04392	0.08902	22.484	11.234
17	2.0357	0.4732	0.04024	0.08542	24.412	11.707
18	2.1144	0.4528	0.03704	0.08224	26.408	12.160
19	2.1951	0.4333	0.03421	0.07941	28.474	12.593
20	2.2778	0.4145	0.03168	0.07688	30.611	13.008
21	2.3625	0.3963	0.02940	0.07460	32.820	13.405
22	2.4492	0.3797	0.02735	0.07255	35.103	13.784
23	2.5379	0.3643	0.02550	0.07068	37.462	14.148
24	2.6286	0.3497	0.02389	0.06899	41.899	14.493
25	2.7213	0.3357	0.02244	0.06744	44.525	14.828
26	2.8160	0.3224	0.02113	0.06602	47.341	15.147
27	2.9127	0.3097	0.01992	0.06472	50.348	15.451
28	3.0114	0.2976	0.01882	0.06352	53.547	15.743
29	3.1121	0.2860	0.01781	0.06241	56.940	16.022
30	3.2148	0.2750	0.01689	0.06139	60.529	16.289
31	3.3195	0.2645	0.01604	0.06044	64.317	16.544
32	3.4262	0.2545	0.01526	0.05956	68.306	16.789
33	3.5349	0.2449	0.01454	0.05874	72.500	17.023
34	3.6456	0.2359	0.01388	0.05798	76.903	17.247
35	3.7583	0.2273	0.01327	0.05727	81.519	17.461
40	4.8164	0.1719	0.00934	0.05434	107.030	18.402
45	6.2482	0.1380	0.00720	0.05220	138.850	19.156
50	8.0326	0.1107	0.00560	0.05060	178.503	19.762
55	10.2563	0.0883	0.00439	0.04939	227.918	20.248
60	13.0274	0.0713	0.00345	0.04845	292.498	20.638
65	16.4607	0.0572	0.00273	0.04773	366.238	20.951
70	20.7341	0.0459	0.00217	0.04717	461.870	21.202
75	26.1470	0.0368	0.00172	0.04672	581.844	21.404
80	32.9531	0.0295	0.00137	0.04637	729.558	21.555
85	42.1585	0.0237	0.00109	0.04609	914.632	21.665
90	52.5171	0.0190	0.00087	0.04587	1145.169	21.799
95	65.4768	0.0153	0.00070	0.04570	1432.684	21.863
100	81.5885	0.0123	0.00056	0.04556	1792.856	21.950

TABLE B-71

5% Compound Interest Factor

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
2	1.1025	0.9070	0.45710	0.53720	2.050	1.839
3	1.1576	0.8638	0.31721	0.36721	3.153	2.723
4	1.2153	0.8227	0.23201	0.28261	4.310	3.545
5	1.2763	0.7835	0.18077	0.21097	5.525	4.329
6	1.3401	0.7462	0.14702	0.16702	6.802	5.076
7	1.4071	0.7107	0.11822	0.13222	8.142	5.786
8	1.4775	0.6760	0.10472	0.11472	9.549	6.465
9	1.5513	0.6426	0.09069	0.10069	11.027	7.123
10	1.6289	0.6109	0.07920	0.10920	12.578	7.722
11	1.7103	0.5817	0.07009	0.10009	14.207	8.266
12	1.7959	0.5542	0.06265	0.11265	15.917	8.763
13	1.8856	0.5283	0.05646	0.10646	17.713	9.224
14	1.9800	0.5041	0.05122	0.10122	19.599	9.659
15	2.0789	0.4810	0.04634	0.09634	21.579	10.069
16	2.1820	0.4581	0.04227	0.09227	23.657	10.453
17	2.2892	0.4363	0.03870	0.08870	25.833	10.814
18	2.4006	0.4155	0.03555	0.08555	28.107	11.160
19	2.5162	0.3957	0.03275	0.08275	30.489	11.493
20	2.6363	0.3769	0.03024	0.08024	32.980	11.812
21	2.7609	0.3589	0.02800	0.07800	35.589	12.121
22	2.8903	0.3416	0.02597	0.07597	38.325	12.421
23	3.0245	0.3256	0.02414	0.07414	41.189	12.712
24	3.1638	0.3101	0.02247	0.07247	44.182	12.994
25	3.3084	0.2953	0.02095	0.07095	47.307	13.267
26	3.4587	0.2812	0.01956	0.06956	50.565	13.532
27	3.6149	0.2678	0.01829	0.06829	53.959	13.789
28	3.7771	0.2551	0.01712	0.06712	57.493	14.038
29	3.9455	0.2429	0.01605	0.06605	61.169	14.281
30	4.1201	0.2314	0.01505	0.06505	64.990	14.517
31	4.3010	0.2204	0.01413	0.06413	68.959	14.748
32	4.4884	0.2099	0.01328	0.06328	73.080	14.964
33	4.6824	0.1999	0.01249	0.06249	77.356	15.167
34	4.8831	0.1904	0.01176	0.06176	81.791	15.357
35	5.0906	0.1813	0.01107	0.06107	86.389	15.534
40	7.0400	0.1420	0.00828	0.05828	120.800	17.159
45	9.9830	0.1113	0.00626	0.05626	159.700	18.774
50	13.4674	0.0872	0.00478	0.05478	205.342	19.256
55	17.6336	0.0683	0.00367	0.05367	262.753	19.603
60	22.6792	0.0535	0.00283	0.05283	335.584	19.829
65	29.6399	0.0419	0.00219	0.05219	426.798	19.961
70	38.4761	0.0329	0.00170	0.05170	533.229	19.997
75	49.2327	0.0258	0.00132	0.05132	656.654	19.955
80	62.0614	0.0202	0.00103	0.05103	791.029	19.936
85	77.0244	0.0158	0.00080	0.05080	939.057	19.924
90	94.2304	0.0124	0.00063	0.05063	1094.607	19.922
95	113.6377	0.0097	0.00049	0.05049	1260.684	19.924
100	135.5013	0.0076	0.00038	0.05038	1430.025	19.924

TABLE E-12

5 1/2% Compound Interest Factors

n	Single Payment		Uniform Series				n
	Compound Amount Factor F/A	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	1.03000	1.05500	1.055	0.948	1
2	1.1150	0.8935	0.43662	0.54162	2.055	1.846	2
3	1.1742	0.8516	0.31565	0.37065	3.168	2.693	3
4	1.2358	0.8072	0.23029	0.28529	4.542	3.505	4
5	1.3070	0.7651	0.17918	0.23418	5.581	4.270	5
6	1.3758	0.7252	0.14518	0.20018	6.888	4.996	6
7	1.4447	0.6874	0.12096	0.17396	8.267	5.683	7
8	1.5147	0.6516	0.10280	0.15786	9.722	6.335	8
9	1.6191	0.6176	0.08884	0.14384	11.256	6.952	9
10	1.7081	0.5854	0.07767	0.13267	12.875	7.538	10
11	1.8021	0.5549	0.06857	0.12357	14.583	8.093	11
12	1.9012	0.5263	0.06103	0.11603	16.386	8.619	12
13	2.0056	0.4986	0.05468	0.10968	18.287	9.117	13
14	2.1161	0.4726	0.04928	0.10428	20.293	9.590	14
15	2.2325	0.4479	0.04463	0.09963	22.409	10.038	15
16	2.3553	0.4246	0.04058	0.09558	24.641	10.462	16
17	2.4848	0.4024	0.03704	0.09204	26.996	10.865	17
18	2.6215	0.3815	0.03392	0.08892	29.481	11.246	18
19	2.7656	0.3616	0.03115	0.08615	32.103	11.608	19
20	2.9178	0.3427	0.02868	0.08368	34.868	11.950	20
21	3.0782	0.3249	0.02646	0.08146	37.785	12.275	21
22	3.2475	0.3079	0.02447	0.07947	40.864	12.583	22
23	3.4262	0.2919	0.02267	0.07767	44.112	12.875	23
24	3.6146	0.2767	0.02104	0.07604	47.538	13.152	24
25	3.8134	0.2622	0.01955	0.07455	51.153	13.414	25
26	4.0231	0.2486	0.01819	0.07319	54.966	13.662	26
27	4.2444	0.2356	0.01695	0.07195	58.989	13.898	27
28	4.4778	0.2233	0.01581	0.07081	63.234	14.121	28
29	4.7241	0.2117	0.01477	0.06977	67.711	14.333	29
30	4.9840	0.2006	0.01381	0.06881	72.435	14.534	30
31	5.2581	0.1902	0.01292	0.06792	77.419	14.724	31
32	5.5473	0.1805	0.01210	0.06710	82.677	14.904	32
33	5.8524	0.1709	0.01133	0.06633	88.225	15.075	33
34	6.1742	0.1620	0.01063	0.06563	94.077	15.237	34
35	6.5135	0.1535	0.00997	0.06497	100.251	15.391	35
40	8.5133	0.1175	0.00732	0.06232	136.666	16.046	40
45	11.1266	0.0899	0.00543	0.06043	184.119	16.548	45
50	14.5420	0.0688	0.00406	0.05906	246.217	16.932	50
55	19.0058	0.0526	0.00305	0.05805	327.377	17.225	55
60	24.8998	0.0403	0.00231	0.05731	433.450	17.450	60
65	32.3656	0.0308	0.00175	0.05675	572.083	17.622	65
70	42.4299	0.0236	0.00133	0.05633	753.291	17.753	70
75	55.4542	0.0180	0.00101	0.05601	990.076	17.854	75
80	72.4754	0.0138	0.00077	0.05577	1,299.571	17.931	80
85	94.7236	0.0106	0.00059	0.05559	1,704.069	17.980	85
90	123.8092	0.0081	0.00045	0.05545	2,232.731	18.035	90
95	161.8019	0.0061	0.00034	0.05534	2,923.671	18.069	95
100	211.4686	0.0046	0.00026	0.05526	3,826.702	18.096	100

TABLE E-13

6% Compound Interest Factors

n	Single Payment		Uniform Series				n
	Compound Amount Factor F/A	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	1.060	0.943	1
2	1.1236	0.8900	0.48544	0.54544	2.060	1.893	2
3	1.1910	0.8396	0.31411	0.37411	3.154	2.675	3
4	1.2625	0.7921	0.22859	0.26859	4.375	3.405	4
5	1.3382	0.7473	0.17740	0.23740	5.637	4.012	5
6	1.4185	0.7050	0.14336	0.20336	6.975	4.517	6
7	1.5035	0.6651	0.11914	0.17914	8.394	5.022	7
8	1.5938	0.6274	0.10101	0.16101	9.897	5.530	8
9	1.6895	0.5919	0.08702	0.14702	11.491	6.042	9
10	1.7905	0.5584	0.07587	0.13587	13.181	6.559	10
11	1.8983	0.5268	0.06679	0.12679	14.972	7.082	11
12	2.0122	0.4970	0.05929	0.11929	16.870	7.612	12
13	2.1329	0.4688	0.05296	0.11296	18.882	8.153	13
14	2.2609	0.4423	0.04758	0.10758	21.015	8.705	14
15	2.3966	0.4173	0.04296	0.10296	23.276	9.272	15
16	2.5404	0.3936	0.03895	0.09895	25.673	9.850	16
17	2.6925	0.3714	0.03544	0.09544	28.213	10.437	17
18	2.8543	0.3503	0.03236	0.09236	30.906	11.038	18
19	3.0256	0.3305	0.02962	0.08962	33.750	11.652	19
20	3.2071	0.3118	0.02718	0.08718	36.756	12.280	20
21	3.3996	0.2942	0.02500	0.08500	39.933	12.924	21
22	3.6035	0.2775	0.02305	0.08305	43.292	13.584	22
23	3.8197	0.2618	0.02126	0.08126	46.846	14.260	23
24	4.0480	0.2470	0.01968	0.07968	50.596	14.950	24
25	4.2891	0.2330	0.01823	0.07823	54.545	15.655	25
26	4.5434	0.2198	0.01690	0.07690	58.706	16.375	26
27	4.8123	0.2074	0.01570	0.07570	63.096	17.110	27
28	5.0961	0.1958	0.01461	0.07461	67.732	17.860	28
29	5.3954	0.1846	0.01363	0.07363	72.630	18.625	29
30	5.7107	0.1741	0.01275	0.07275	77.808	19.405	30
31	6.0435	0.1643	0.01197	0.07197	83.272	20.200	31
32	6.3944	0.1550	0.01129	0.07129	89.030	21.010	32
33	6.7640	0.1462	0.01069	0.07069	95.090	21.835	33
34	7.1529	0.1379	0.01016	0.07016	101.460	22.685	34
35	7.5618	0.1301	0.00969	0.06969	108.150	23.560	35
40	10.2857	0.0972	0.00616	0.06616	154.762	25.046	40
45	13.7646	0.0727	0.00470	0.06470	212.744	26.476	45
50	18.4202	0.0543	0.00344	0.06344	293.556	27.762	50
55	24.6503	0.0406	0.00254	0.06254	394.172	28.991	55
60	32.9877	0.0303	0.00188	0.06188	533.128	30.161	60
65	44.1450	0.0227	0.00139	0.06139	719.023	31.289	65
70	58.0759	0.0169	0.00105	0.06105	957.932	32.385	70
75	76.0569	0.0126	0.00077	0.06077	1,300.549	33.456	75
80	103.7960	0.0095	0.00057	0.06057	1,766.000	34.509	80
85	141.5789	0.0071	0.00043	0.06043	2,342.912	35.549	85
90	189.4645	0.0053	0.00032	0.06032	3,141.075	36.579	90
95	253.5463	0.0039	0.00024	0.06024	4,239.104	37.601	95
100	339.3021	0.0029	0.00018	0.06018	5,638.368	38.618	100

TABLE E-14
7% Compound Interest Factors

Period n	Percent Worth Factor P/F	Uniform Series				Period n
		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	1
2	0.8734	0.48309	0.55909	2.070	1.809	2
3	0.8163	0.31105	0.38305	3.215	2.624	3
4	0.7629	0.22523	0.29523	4.440	3.387	4
5	0.7130	0.17389	0.24309	5.751	4.100	5
6	0.6663	0.12950	0.20960	7.153	4.767	6
7	0.6227	0.11555	0.18555	8.654	5.389	7
8	0.5820	0.09747	0.16747	10.260	5.971	8
9	0.5439	0.08249	0.15349	11.978	6.515	9
10	0.5083	0.07138	0.14238	13.816	7.024	10
11	0.4751	0.06336	0.13336	15.784	7.499	11
12	0.4440	0.05890	0.12590	17.883	7.943	12
13	0.4150	0.05663	0.11963	20.141	8.358	13
14	0.3878	0.05443	0.11443	22.550	8.745	14
15	0.3624	0.05229	0.10929	25.129	9.108	15
16	0.3387	0.05086	0.10506	27.888	9.447	16
17	0.3166	0.04943	0.10243	30.840	9.763	17
18	0.2959	0.04791	0.09941	33.999	10.059	18
19	0.2765	0.04675	0.09675	37.379	10.336	19
20	0.2584	0.04539	0.09439	40.995	10.594	20
21	0.2415	0.04389	0.09229	44.863	10.836	21
22	0.2257	0.04241	0.09041	49.006	11.061	22
23	0.2109	0.04171	0.08871	53.436	11.272	23
24	0.1971	0.04119	0.08719	58.177	11.469	24
25	0.1842	0.04081	0.08581	63.249	11.654	25
26	0.1722	0.04046	0.08456	68.676	11.826	26
27	0.1609	0.04013	0.08343	74.484	11.987	27
28	0.1504	0.03982	0.08239	80.693	12.137	28
29	0.1406	0.03954	0.08145	87.347	12.278	29
30	0.1314	0.03929	0.08059	94.461	12.409	30
31	0.1226	0.03908	0.07980	102.073	12.532	31
32	0.1147	0.03890	0.07907	110.218	12.647	32
33	0.1072	0.03874	0.07841	118.933	12.754	33
34	0.1002	0.03860	0.07780	128.259	12.854	34
35	0.0937	0.03847	0.07723	138.237	12.948	35
40	0.0668	0.03801	0.07501	199.635	13.333	40
45	0.0476	0.03850	0.07350	285.749	13.696	45
50	0.0339	0.03846	0.07246	406.529	13.991	50
55	0.0242	0.03847	0.07174	575.929	13.940	55
60	0.0173	0.03853	0.07123	813.220	14.039	60
65	0.0123	0.03867	0.07087	1146.755	14.110	65
70	0.0088	0.03882	0.07062	1624.134	14.160	70
75	0.0063	0.03894	0.07044	2209.657	14.196	75
80	0.0045	0.03903	0.07031	3189.063	14.222	80
85	0.0032	0.03909	0.07022	4478.576	14.240	85
90	0.0023	0.03915	0.07016	6287.385	14.253	90
95	0.0016	0.03919	0.07011	8825.854	14.263	95
100	0.0012	0.03922	0.07008	12381.662	14.269	100

TABLE E-15
8% Compound Interest Factors

Period n	Compound Amount Factor F/P	Present Worth Factor P/F	Uniform Series				Period n
			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	1
2	1.1664	0.8573	0.48077	0.56077	2.080	1.725	2
3	1.2597	0.7958	0.30863	0.32863	3.256	2.577	3
4	1.3605	0.7350	0.22192	0.30192	4.526	3.512	4
5	1.4693	0.6806	0.17046	0.25046	5.867	4.533	5
6	1.5869	0.6302	0.12632	0.21632	7.336	4.623	6
7	1.7138	0.5835	0.11267	0.19267	8.923	5.206	7
8	1.8509	0.5403	0.09401	0.17401	10.637	5.747	8
9	1.9990	0.5002	0.08008	0.16008	12.488	6.247	9
10	2.1589	0.4632	0.06903	0.14903	14.487	6.710	10
11	2.3316	0.4289	0.06008	0.14008	16.645	7.139	11
12	2.5182	0.3971	0.05270	0.13270	18.977	7.536	12
13	2.7196	0.3677	0.04652	0.12652	21.495	7.900	13
14	2.9372	0.3405	0.04130	0.12130	24.215	8.244	14
15	3.1722	0.3152	0.03683	0.11683	27.152	8.569	15
16	3.4259	0.2919	0.03293	0.11293	30.334	8.881	16
17	3.7000	0.2703	0.02963	0.10963	33.770	9.172	17
18	3.9960	0.2502	0.02670	0.10670	37.480	9.372	18
19	4.3157	0.2317	0.02415	0.10415	41.486	9.584	19
20	4.6610	0.2145	0.02185	0.10185	45.762	9.818	20
21	5.0338	0.1987	0.01983	0.09983	50.323	10.017	21
22	5.4365	0.1859	0.01803	0.09803	55.187	10.201	22
23	5.8715	0.1750	0.01642	0.09642	60.383	10.371	23
24	6.3412	0.1577	0.01498	0.09498	65.965	10.529	24
25	6.8485	0.1460	0.01368	0.09368	72.106	10.675	25
26	7.3964	0.1332	0.01251	0.09251	78.954	10.810	26
27	7.9881	0.1252	0.01145	0.09145	86.551	10.935	27
28	8.6271	0.1159	0.01049	0.09049	94.939	11.051	28
29	9.3173	0.1073	0.00962	0.08962	104.196	11.159	29
30	10.0627	0.0994	0.00883	0.08883	114.383	11.262	30
31	10.8677	0.0920	0.00811	0.08811	125.556	11.359	31
32	11.7371	0.0852	0.00745	0.08745	137.764	11.453	32
33	12.6760	0.0789	0.00685	0.08685	151.051	11.544	33
34	13.6901	0.0730	0.00630	0.08630	165.477	11.631	34
35	14.7853	0.0676	0.00580	0.08580	181.097	11.715	35
40	21.7245	0.0460	0.00386	0.08386	259.057	11.925	40
45	31.9204	0.0313	0.00259	0.08259	386.506	12.108	45
50	46.9016	0.0213	0.00174	0.08174	575.773	12.233	50
55	69.9139	0.0145	0.00118	0.08118	848.923	12.319	55
60	101.2571	0.0099	0.00080	0.08080	1253.213	12.377	60
65	148.7798	0.0067	0.00054	0.08054	1847.248	12.416	65
70	218.6664	0.0046	0.00037	0.08037	2720.083	12.443	70
75	321.3045	0.0031	0.00025	0.08025	4002.557	12.461	75
80	471.9548	0.0021	0.00017	0.08017	5886.635	12.474	80
85	693.4568	0.0014	0.00012	0.08012	8655.706	12.482	85
90	1018.9151	0.0009	0.00008	0.08008	12723.937	12.488	90
95	1497.3235	0.0007	0.00005	0.08005	18701.507	12.492	95
100	2193.7613	0.0005	0.00004	0.08004	27484.516	12.494	100

TABLE E-16

10% Compound Interest Factors

Single Payment		Uniform Series				
Compound Amount Factor FIP	Present Worth Factor PIF	Sinking Fund Factor AIF	Capital Recovery Factor CRF	Compound Amount Factor FIA	Present Worth Factor PIA	n
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	0.16360	0.26360	6.105	3.791	5
1.7716	0.5645	0.12261	0.22261	7.716	4.355	6
1.9487	0.5132	0.10541	0.20541	9.487	4.868	7
2.1436	0.4665	0.08744	0.18744	11.436	5.335	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	0.3186	0.04676	0.14676	21.384	6.814	12
3.4525	0.2897	0.04078	0.14078	24.523	7.103	13
3.7975	0.2631	0.03575	0.13575	27.975	7.367	14
4.1772	0.2384	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
8.1405	0.1226	0.01401	0.11401	71.405	8.772	22
8.9545	0.1117	0.01257	0.11257	79.545	8.885	23
9.8477	0.1013	0.01130	0.11130	88.477	8.988	24
10.8247	0.0923	0.01017	0.11017	98.247	9.077	25
11.9182	0.0839	0.00916	0.10916	109.182	9.161	26
13.1300	0.0760	0.00826	0.10826	121.300	9.237	27
14.4710	0.0693	0.00745	0.10745	134.710	9.307	28
15.9431	0.0630	0.00673	0.10673	149.631	9.370	29
17.5494	0.0573	0.00608	0.10608	166.494	9.427	30
19.2943	0.0521	0.00550	0.10550	184.943	9.479	31
21.1835	0.0474	0.00497	0.10497	205.138	9.526	32
23.2232	0.0431	0.00450	0.10450	227.252	9.569	33
25.5277	0.0391	0.00407	0.10407	251.477	9.609	34
28.1024	0.0356	0.00369	0.10369	277.924	9.644	35
30.8593	0.0321	0.00336	0.10336	306.893	9.679	40
33.8015	0.0285	0.00308	0.10308	338.609	9.715	45
37.0491	0.0253	0.00283	0.10283	373.691	9.747	50
40.6116	0.0223	0.00260	0.10260	412.593	9.767	60
44.5007	0.0193	0.00239	0.10239	455.877	9.787	70
48.7395	0.0168	0.00220	0.10220	504.195	9.792	75
53.3502	0.0146	0.00205	0.10205	558.402	9.795	80
58.3590	0.0126	0.00193	0.10193	619.790	9.797	85
63.7970	0.0108	0.00183	0.10183	688.970	9.798	90
69.6970	0.0091	0.00175	0.10175	766.740	9.799	95
76.0970	0.0076	0.00169	0.10169	855.560	9.799	100

TABLE E-17

12% Compound Interest Factors

Single Payment		Uniform Series				
Compound Amount Factor FIP	Present Worth Factor PIF	Sinking Fund Factor AIF	Capital Recovery Factor CRF	Compound Amount Factor FIA	Present Worth Factor PIA	n
1.1200	0.8929	1.00000	1.12000	1.000	0.893	1
1.2544	0.7972	0.47170	0.59170	2.120	1.690	2
1.4049	0.7118	0.35635	0.41635	3.374	2.402	3
1.5735	0.6355	0.26923	0.32923	4.779	3.037	4
1.7623	0.5674	0.19741	0.27741	6.353	3.605	5
1.9738	0.5066	0.12323	0.24323	8.115	4.111	6
2.2107	0.4523	0.09912	0.21912	10.029	4.564	7
2.4760	0.4039	0.08130	0.20130	12.100	4.960	8
2.7731	0.3606	0.06768	0.18768	14.376	5.328	9
3.1058	0.3220	0.05698	0.17698	17.849	5.650	10
3.4785	0.2875	0.04842	0.16842	22.655	5.930	11
3.8869	0.2567	0.04144	0.16144	28.153	6.184	12
4.3365	0.2292	0.03568	0.15568	34.629	6.424	13
4.8371	0.2046	0.03087	0.15087	42.399	6.630	14
5.3736	0.1827	0.02682	0.14682	51.700	6.811	15
6.1304	0.1631	0.02339	0.14339	62.753	6.974	16
6.8660	0.1456	0.02046	0.14046	75.884	7.120	17
7.6900	0.1300	0.01794	0.13794	91.750	7.250	18
8.6128	0.1161	0.01576	0.13576	110.440	7.366	19
9.6463	0.1037	0.01388	0.13388	132.652	7.469	20
10.8038	0.0926	0.01224	0.13224	159.099	7.562	21
12.1003	0.0826	0.01081	0.13081	190.503	7.645	22
13.5523	0.0733	0.00956	0.12956	227.603	7.718	23
15.1786	0.0659	0.00846	0.12846	271.155	7.784	24
17.0031	0.0588	0.00750	0.12750	322.334	7.843	25
19.0401	0.0525	0.00665	0.12665	382.334	7.896	26
21.3249	0.0469	0.00590	0.12590	452.374	7.943	27
23.8839	0.0419	0.00524	0.12524	534.699	7.984	28
26.7429	0.0374	0.00466	0.12466	630.553	8.022	29
29.9599	0.0334	0.00414	0.12414	742.333	8.055	30
33.5551	0.0298	0.00369	0.12369	871.292	8.085	31
37.5517	0.0266	0.00328	0.12328	1020.847	8.112	32
42.0915	0.0238	0.00292	0.12292	1194.439	8.135	33
47.1425	0.0212	0.00260	0.12260	1395.520	8.157	34
52.7996	0.0189	0.00232	0.12232	1628.663	8.170	35
93.0510	0.0167	0.00130	0.12130	767.091	8.244	40
163.9876	0.0081	0.00074	0.12074	1352.230	8.283	45
289.0022	0.0035	0.00042	0.12042	2400.018	8.305	50
			0.12000		8.331	∞

TABLE E-18
1% 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	
1.1500	0.2696	1.00000	1.15000	1.000	0.870	1
1.3225	0.7561	0.46512	0.61512	2.150	1.026	2
1.5209	0.6375	0.28793	0.43793	3.472	2.283	3
1.7450	0.5276	0.20026	0.35027	4.993	2.855	4
2.0114	0.4972	0.14852	0.29832	6.742	3.352	5
2.3131	0.4323	0.11424	0.26424	8.754	3.784	6
2.6600	0.3759	0.09036	0.24036	11.067	4.100	7
3.0590	0.3269	0.07205	0.22205	13.727	4.487	8
3.5179	0.2843	0.05937	0.20957	16.786	4.772	9
4.0456	0.2472	0.04925	0.19925	20.304	5.019	10
4.6524	0.2149	0.04107	0.19107	24.349	5.234	11
5.3383	0.1869	0.03449	0.18448	29.062	5.421	12
6.1120	0.1625	0.02911	0.17911	34.552	5.583	13
7.0757	0.1413	0.02469	0.17469	40.805	5.724	14
8.2371	0.1220	0.02102	0.17102	47.850	5.847	15
9.5976	0.1069	0.01795	0.16795	55.717	5.954	16
10.7613	0.0929	0.01537	0.16537	64.473	6.047	17
12.3755	0.0808	0.01319	0.16319	74.136	6.128	18
14.2312	0.0703	0.01134	0.16134	84.712	6.198	19
16.3665	0.0611	0.00976	0.15976	96.244	6.259	20
18.8115	0.0531	0.00842	0.15842	108.810	6.312	21
21.6047	0.0462	0.00727	0.15727	123.432	6.359	22
24.7915	0.0402	0.00628	0.15628	139.270	6.399	23
28.4252	0.0349	0.00543	0.15543	156.168	6.434	24
32.5699	0.0304	0.00470	0.15470	174.293	6.464	25
37.2863	0.0264	0.00407	0.15407	193.712	6.491	26
42.6353	0.0230	0.00353	0.15353	214.569	6.514	27
48.6856	0.0200	0.00306	0.15306	236.914	6.534	28
55.5055	0.0174	0.00265	0.15265	260.810	6.551	29
63.1618	0.0151	0.00230	0.15230	286.345	6.566	30
71.7155	0.0131	0.00200	0.15200	313.557	6.579	31
81.2651	0.0114	0.00173	0.15173	342.400	6.591	32
91.9098	0.0099	0.00150	0.15150	372.966	6.600	33
103.7048	0.0085	0.00131	0.15131	405.365	6.609	34
116.7125	0.0073	0.00113	0.15113	439.617	6.617	35
131.0035	0.0063	0.00096	0.15096	475.790	6.622	36
146.6465	0.0055	0.00082	0.15082	513.952	6.626	37
163.7115	0.0048	0.00070	0.15070	554.182	6.629	38
182.2785	0.0042	0.00060	0.15060	596.580	6.631	39
202.5375	0.0037	0.00052	0.15052	641.255	6.632	40
224.5885	0.0032	0.00045	0.15045	688.325	6.633	41
248.5415	0.0028	0.00039	0.15039	737.810	6.634	42
274.5165	0.0024	0.00034	0.15034	789.840	6.635	43
302.6435	0.0021	0.00030	0.15030	844.555	6.635	44
333.0525	0.0018	0.00026	0.15026	901.995	6.636	45
365.8835	0.0016	0.00023	0.15023	962.210	6.636	46
401.2865	0.0014	0.00020	0.15020	1025.350	6.637	47
439.4115	0.0012	0.00018	0.15018	1091.575	6.637	48
480.4185	0.0011	0.00016	0.15016	1160.955	6.637	49
524.5665	0.0010	0.00014	0.15014	1233.550	6.638	50
572.0255	0.0009	0.00012	0.15012	1309.430	6.638	51
623.0755	0.0008	0.00011	0.15011	1388.675	6.638	52
677.0065	0.0007	0.00010	0.15010	1471.375	6.638	53
734.0105	0.0006	0.00009	0.15009	1557.610	6.638	54
794.3865	0.0005	0.00008	0.15008	1647.470	6.638	55
858.4445	0.0004	0.00007	0.15007	1741.055	6.638	56
926.4045	0.0003	0.00006	0.15006	1838.475	6.638	57
998.5065	0.0002	0.00005	0.15005	1939.840	6.638	58
1074.9905	0.0001	0.00004	0.15004	2045.270	6.638	59
1156.0065	0.0001	0.00003	0.15003	2154.895	6.638	60
1241.7945	0.0000	0.00002	0.15002	2268.865	6.638	61
1332.5045	0.0000	0.00001	0.15001	2387.340	6.638	62
1428.2865	0.0000	0.00000	0.15000	2510.580	6.638	63
1529.2905	0.0000	0.00000	0.15000	2638.755	6.638	64
1635.6765	0.0000	0.00000	0.15000	2771.945	6.638	65
1747.6045	0.0000	0.00000	0.15000	2909.330	6.638	66
1865.3445	0.0000	0.00000	0.15000	3051.105	6.638	67
1989.0665	0.0000	0.00000	0.15000	3197.570	6.638	68
2119.0405	0.0000	0.00000	0.15000	3347.925	6.638	69
2255.5365	0.0000	0.00000	0.15000	3502.480	6.638	70
2398.8245	0.0000	0.00000	0.15000	3661.455	6.638	71
2549.1745	0.0000	0.00000	0.15000	3825.090	6.638	72
2706.8565	0.0000	0.00000	0.15000	3993.645	6.638	73
2872.0405	0.0000	0.00000	0.15000	4167.390	6.638	74
3045.0065	0.0000	0.00000	0.15000	4346.595	6.638	75
3226.0345	0.0000	0.00000	0.15000	4531.540	6.638	76
3414.5045	0.0000	0.00000	0.15000	4722.515	6.638	77
3610.8065	0.0000	0.00000	0.15000	4919.820	6.638	78
3815.3205	0.0000	0.00000	0.15000	5123.655	6.638	79
4028.4365	0.0000	0.00000	0.15000	5334.330	6.638	80
4250.5445	0.0000	0.00000	0.15000	5552.065	6.638	81
4482.0445	0.0000	0.00000	0.15000	5777.190	6.638	82
4723.4265	0.0000	0.00000	0.15000	6009.955	6.638	83
4975.0805	0.0000	0.00000	0.15000	6250.610	6.638	84
5237.4065	0.0000	0.00000	0.15000	6499.415	6.638	85
5510.8145	0.0000	0.00000	0.15000	6756.630	6.638	86
5795.7145	0.0000	0.00000	0.15000	7022.525	6.638	87
6092.5165	0.0000	0.00000	0.15000	7297.380	6.638	88
6401.6305	0.0000	0.00000	0.15000	7580.485	6.638	89
6723.4565	0.0000	0.00000	0.15000	7872.140	6.638	90
7058.4045	0.0000	0.00000	0.15000	8172.655	6.638	91
7406.9845	0.0000	0.00000	0.15000	8481.440	6.638	92
7769.6065	0.0000	0.00000	0.15000	8798.815	6.638	93
8146.6805	0.0000	0.00000	0.15000	9125.190	6.638	94
8538.6165	0.0000	0.00000	0.15000	9460.915	6.638	95
8945.8345	0.0000	0.00000	0.15000	9806.350	6.638	96
9368.7545	0.0000	0.00000	0.15000	10161.855	6.638	97
9807.7865	0.0000	0.00000	0.15000	10527.810	6.638	98
10263.3405	0.0000	0.00000	0.15000	10904.595	6.638	99
10735.9265	0.0000	0.00000	0.15000	11292.590	6.638	100

TABLE E-19
20% 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	
1.2000	0.8333	1.00000	1.20000	1.000	0.833	1
1.4400	0.6944	0.45455	0.65455	2.200	1.128	2
1.7280	0.5787	0.27473	0.47473	3.640	2.106	3
2.0736	0.4823	0.18029	0.31629	5.368	2.589	4
2.4883	0.4019	0.13438	0.31438	7.442	2.951	5
2.9860	0.3349	0.10071	0.30071	9.930	3.326	6
3.5832	0.2791	0.07742	0.27742	12.916	3.655	7
4.2998	0.2326	0.06061	0.26061	16.459	3.937	8
5.1598	0.1930	0.04808	0.24808	20.799	4.181	9
6.1917	0.1615	0.03852	0.23852	25.959	4.392	10
7.4301	0.1346	0.03110	0.23110	32.100	4.527	11
8.9161	0.1122	0.02526	0.22526	39.581	4.579	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	4.673	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	186.688	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
79.4963	0.0126	0.00255	0.20255	392.434	4.937	24
95.3962	0.0105	0.00212	0.20212	471.981	4.946	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	984.063	4.975	29
237.3763	0.0042	0.00085	0.20085	1181.862	4.979	30
284.8516	0.0035	0.00070	0.20070	1419.255	4.982	31
341.8219	0.0029	0.00059	0.20059	1704.169	4.985	32
410.3863	0.0024	0.00049	0.20049	2045.931	4.988	33
492.2215	0.0020	0.00041	0.20041	2456.118	4.990	34
590.6692	0.0017	0.00034	0.20034	2948.341	4.992	35
708.7716	0.0014	0.00028	0.20028	3533.858	4.997	36
851.72620	0.0011	0.00023	0.20023	4221.310	4.999	37
1025.4352	0.0009	0.00019	0.20019	4997.191	4.999	38
1235.7216	0.0007	0.00016	0.20016	5871.000	5.000	39
1488.8640	0.0006	0.00013	0.20013	6852.350	5.000	40
1791.8304	0.0005	0.00011	0.20011	7951.850	5.000	41
2152.8000	0.0004	0.00009	0.20009	9180.200	5.000	42
2581.3600	0.0003	0.00007	0.20007	10548.200	5.000	43
3088.8304	0.0002	0.00006	0.20006	12066.500	5.000	44
3677.8000	0.0002	0.00005	0.20005	13846.000	5.000	45
4361.7600	0.0001	0.00004	0.20004	15898.000	5.000	46
5156.5104	0.0001	0.0				

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	1.00000	1.25000	1.000	0.800	1	
1.5625	0.6400	0.44444	0.69444	2.250	1.440	2	
1.9531	0.5120	0.26270	0.51230	3.813	1.952	3	
2.4414	0.4096	0.17344	0.42344	5.766	2.362	4	
3.0518	0.3277	0.12185	0.37185	8.207	2.689	5	
3.8147	0.2621	0.08882	0.33882	11.259	2.951	6	
4.7684	0.2097	0.06634	0.31634	15.073	3.161	7	
5.9605	0.1673	0.05040	0.30040	19.842	3.329	8	
7.4506	0.1342	0.03876	0.28876	25.802	3.463	9	
9.3132	0.1074	0.03007	0.28007	33.253	3.571	10	
11.6415	0.0859	0.02349	0.27349	42.560	3.656	11	
14.5519	0.0687	0.01845	0.26845	54.208	3.723	12	
18.1899	0.0550	0.01454	0.26454	68.769	3.760	13	
22.7374	0.0440	0.01150	0.26150	86.949	3.824	14	
28.4217	0.0352	0.00912	0.25912	109.657	3.879	15	
35.5271	0.0281	0.00724	0.25724	138.109	3.887	16	
44.4089	0.0225	0.00576	0.25576	173.636	3.910	17	
55.5112	0.0180	0.00459	0.25459	218.045	3.928	18	
69.3889	0.0144	0.00366	0.25366	273.556	3.942	19	
86.7362	0.0115	0.00292	0.25292	342.945	3.954	20	
108.4202	0.0092	0.00233	0.25233	429.691	3.963	21	
135.5253	0.0072	0.00186	0.25186	538.101	3.970	22	
169.0606	0.0059	0.00148	0.25148	673.626	3.976	23	
210.5852	0.0047	0.00119	0.25119	845.033	3.981	24	
261.6978	0.0038	0.00095	0.25095	1054.791	3.985	25	
324.722	0.0030	0.00076	0.25076	1319.489	3.988	26	
399.03	0.0024	0.00061	0.25061	1650.361	3.990	27	
498.79	0.0019	0.00048	0.25048	2063.952	3.992	28	
619.2349	0.0015	0.00039	0.25039	2580.939	3.994	29	
766.7926	0.0012	0.00031	0.25031	3227.174	3.995	30	
946.0	0.0010	0.00025	0.25025	4034.968	3.996	31	
1162.4	0.0008	0.00020	0.25020	5044.710	3.997	32	
1421.8	0.0006	0.00016	0.25016	6306.887	3.997	33	
1732.3	0.0005	0.00013	0.25013	7884.609	3.998	34	
2107.7	0.0004	0.00010	0.25010	9856.761	3.998	35	
2563.8	0.0003	0.00008	0.25008	12368.655	3.999	40	
3107.0	0.0002	0.00006	0.25006	15681.496	4.000	45	
3752.2	0.0000	0.00000	0.25000	20255.693	4.000	50	
		0.25000			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	1.00000	1.21000	1.000	0.769	1	
1.6900	0.5917	0.43478	0.73478	2.300	1.361	2	
2.1970	0.4552	0.25063	0.55063	3.990	1.816	3	
2.8561	0.3501	0.16163	0.46163	6.187	2.166	4	
3.7129	0.2693	0.11058	0.41058	9.043	2.436	5	
4.8268	0.2072	0.07839	0.37839	12.756	2.643	6	
6.2749	0.1594	0.05687	0.35687	17.583	2.802	7	
8.1573	0.1226	0.04192	0.34192	23.855	2.925	8	
10.6015	0.0943	0.03124	0.33124	32.015	3.019	9	
13.7658	0.0725	0.02346	0.32346	42.619	3.092	10	
17.9216	0.0558	0.01773	0.31773	56.405	3.147	11	
23.2981	0.0429	0.01345	0.31345	74.327	3.190	12	
30.2875	0.0330	0.01024	0.31024	97.625	3.223	13	
39.3738	0.0254	0.00782	0.30782	127.913	3.249	14	
51.7859	0.0195	0.00598	0.30598	167.286	3.268	15	
66.5417	0.0150	0.00458	0.30458	218.472	3.283	16	
84.5042	0.0116	0.00351	0.30351	285.014	3.295	17	
112.4554	0.0089	0.00269	0.30269	371.518	3.304	18	
146.1920	0.0068	0.00207	0.30207	483.973	3.311	19	
190.0496	0.0053	0.00157	0.30157	636.165	3.316	20	
247.0645	0.0040	0.00122	0.30122	836.215	3.320	21	
321.1839	0.0031	0.00094	0.30094	1067.280	3.323	22	
417.5391	0.0024	0.00072	0.30072	1388.464	3.325	23	
542.8008	0.0018	0.00055	0.30055	1806.005	3.327	24	
705.6410	0.0014	0.00043	0.30043	2348.803	3.329	25	
917.3333	0.0011	0.00033	0.30033	3054.444	3.330	26	
1192.5303	0.0008	0.00025	0.30025	3971.778	3.331	27	
1550.2933	0.0006	0.00019	0.30019	5164.311	3.331	28	
2015.3813	0.0005	0.00015	0.30015	6714.604	3.332	29	
2619.9956	0.0004	0.00011	0.30011	8729.985	3.332	30	
3405.9943	0.0003	0.00009	0.30009	11348.981	3.332	31	
4427.7926	0.0002	0.00007	0.30007	14755.575	3.333	32	
5756.1304	0.0002	0.00005	0.30005	19123.768	3.333	33	
7482.9596	0.0001	0.00004	0.30004	24939.359	3.333	34	
9727.8604	0.0001	0.00003	0.30003	32422.868	3.333	35	
			0.30000		3.333	∞	

TABLE B-22
35% 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	1.3500	0.7407	1.000 00	1.350 00	1.000	0.741
2	1.8225	0.5487	0.425 53	0.775 53	2.350	1.289
3	2.4604	0.4064	0.259 66	0.589 66	4.172	1.696
4	3.3215	0.3011	0.150 76	0.500 76	6.653	1.997
5	4.4840	0.2270	0.100 46	0.450 46	9.954	2.220
6	6.0534	0.1652	0.069 26	0.419 26	14.438	2.385
7	8.1722	0.1224	0.048 80	0.398 80	20.492	2.507
8	11.0734	0.0906	0.034 89	0.384 89	28.664	2.598
9	14.8937	0.0671	0.025 19	0.375 19	39.695	2.665
10	20.1066	0.0497	0.018 32	0.368 32	54.590	2.715
11	27.1439	0.0368	0.013 39	0.363 39	74.697	2.752
12	36.6442	0.0273	0.009 82	0.359 82	101.841	2.779
13	49.4697	0.0202	0.007 22	0.357 22	138.485	2.799
14	66.7841	0.0150	0.005 32	0.355 32	187.954	2.814
15	90.1585	0.0111	0.003 93	0.353 93	254.738	2.825
16	121.7139	0.0082	0.002 90	0.352 90	344.897	2.834
17	164.3136	0.0061	0.002 14	0.352 14	466.611	2.840
18	221.8236	0.0045	0.001 59	0.351 58	630.925	2.844
19	299.4619	0.0033	0.001 17	0.351 17	852.748	2.848
20	404.2736	0.0025	0.000 87	0.350 87	1152.210	2.850
21	545.7693	0.0018	0.000 64	0.350 64	1556.484	2.852
22	736.7886	0.0014	0.000 48	0.350 48	2102.253	2.853
23	994.0646	0.0010	0.000 35	0.350 35	2839.042	2.854
24	1342.7973	0.0007	0.000 26	0.350 26	3833.706	2.855
25	1812.7763	0.0006	0.000 19	0.350 19	5176.504	2.856
26	2447.2480	0.0004	0.000 14	0.350 14	6989.280	2.856
27	3303.7848	0.0003	0.000 11	0.350 11	9436.528	2.856
28	4460.1095	0.0002	0.000 08	0.350 08	12740.313	2.857
29	6021.1478	0.0002	0.000 06	0.350 06	17200.422	2.857
30	8128.5495	0.0001	0.000 04	0.350 04	23221.570	2.857
31	10973.5418	0.0001	0.000 03	0.350 03	31350.120	2.857
32	14814.2815	0.0001	0.000 02	0.350 02	42323.661	2.857
33	19999.2800	0.0001	0.000 02	0.350 02	57137.943	2.857
34	26999.0280	0.0000	0.000 01	0.350 01	77137.223	2.857
35	36448.6878	0.000 01	0.350 01	104136.251	2.857
∞				0.350 00		2.857

TABLE B-23
40% 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	1.4000	0.7143	1.000 00	1.400 00	1.000	0.714
2	1.9600	0.5102	0.416 67	0.816 67	2.400	1.224
3	2.7440	0.3644	0.229 36	0.629 36	4.360	1.589
4	3.8416	0.2603	0.140 77	0.540 77	7.164	1.849
5	5.3782	0.1859	0.091 36	0.491 36	10.946	2.035
6	7.5295	0.1326	0.061 26	0.461 26	16.324	2.163
7	10.5414	0.0949	0.041 92	0.441 92	23.653	2.263
8	14.7579	0.0678	0.029 07	0.429 07	34.395	2.331
9	20.6610	0.0494	0.020 34	0.420 34	49.153	2.379
10	28.9255	0.0346	0.014 32	0.414 32	69.814	2.414
11	40.4957	0.0247	0.010 13	0.410 13	98.739	2.438
12	56.6939	0.0176	0.007 18	0.407 18	139.235	2.456
13	79.3715	0.0126	0.005 10	0.405 10	195.929	2.469
14	111.1201	0.0090	0.003 63	0.403 63	275.300	2.476
15	155.3681	0.0064	0.002 59	0.402 59	386.420	2.484
16	217.7953	0.0046	0.001 85	0.401 85	541.988	2.489
17	304.9135	0.0033	0.001 33	0.401 33	759.784	2.492
18	426.8789	0.0023	0.000 94	0.400 94	1064.697	2.494
19	597.6304	0.0017	0.000 67	0.400 67	1491.576	2.496
20	836.6826	0.0012	0.000 48	0.400 48	2089.206	2.497
21	1171.3554	0.0009	0.000 34	0.400 34	2925.859	2.498
22	1639.8976	0.0006	0.000 24	0.400 24	4097.245	2.498
23	2295.8569	0.0004	0.000 17	0.400 17	5757.142	2.499
24	3214.1997	0.0003	0.000 12	0.400 12	8032.959	2.499
25	4499.8796	0.0002	0.000 09	0.400 09	11247.199	2.499
26	6299.8314	0.0002	0.000 06	0.400 06	15747.079	2.500
27	8819.7640	0.0001	0.000 05	0.400 05	22046.910	2.500
28	12347.6696	0.0001	0.000 03	0.400 03	30866.674	2.500
29	17286.7374	0.0001	0.000 02	0.400 02	43214.343	2.500
30	24201.4324	0.0000	0.000 01	0.400 02	60501.031	2.500
31	33802.0053	0.000 01	0.400 01	84702.519	2.500
32	47434.8074	0.000 01	0.400 01	118594.519	2.500
33	66408.7304	0.000 01	0.400 01	166019.326	2.500
34	92973.7225	0.000 00	0.400 00	232428.036	2.500
35	130161.1116	0.400 00	325400.279	2.500
∞				0.400 00		2.500

49% Compound Interest Factors

TABLE 9-20

50% 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	1.4500	0.6897	1.000 00	1.450 00	1.000	0.690	
2	2.1025	0.4756	0.468 16	0.658 16	2.450	1.165	
3	3.0486	0.3350	0.219 66	0.669 66	4.551	1.483	
4	4.4263	0.2252	0.121 56	0.581 56	7.601	1.720	
5	6.4097	0.1550	0.085 18	0.593 18	12.022	1.876	
6	9.2941	0.1076	0.054 26	0.504 26	18.431	1.983	
7	13.4765	0.0742	0.036 07	0.483 07	27.725	2.057	
8	19.5409	0.0512	0.024 27	0.474 27	41.201	2.109	
9	28.3343	0.0353	0.016 46	0.466 46	60.745	2.144	
10	41.0647	0.0243	0.011 23	0.461 23	89.077	2.168	
11	59.5723	0.0168	0.007 69	0.457 69	130.162	2.185	
12	86.5806	0.0116	0.005 27	0.455 27	189.735	2.196	
13	125.2518	0.0080	0.003 62	0.453 62	276.115	2.204	
14	181.6151	0.0055	0.002 49	0.452 49	401.367	2.210	
15	263.5419	0.0038	0.001 72	0.451 72	582.882	2.214	
16	381.8458	0.0026	0.001 18	0.451 18	846.324	2.216	
17	553.6764	0.0018	0.000 81	0.450 81	1 228.170	2.218	
18	802.8308	0.0012	0.000 56	0.450 56	1781.846	2.219	
19	1 164.1047	0.0009	0.000 39	0.450 39	2 584.677	2.220	
20	1 687.9518	0.0006	0.000 27	0.450 27	3 740.762	2.221	
21	2 447.5301	0.0004	0.000 18	0.450 18	5 436.734	2.221	
22	3 538.9187	0.0003	0.000 13	0.450 13	7 884.264	2.222	
23	5 135.9321	0.0002	0.000 09	0.450 09	11 433.182	2.222	
24	7 461.6015	0.0001	0.000 06	0.450 06	16 579.115	2.222	
25	10 819.5222	0.0001	0.000 04	0.450 04	24 040.716	2.222	
26	15 688.0173	0.0001	0.000 03	0.450 03	34 860.038	2.222	
27	22 747.6250	0.0000	0.000 02	0.450 02	50 548.056	2.222	
28	32 984.3563	0.000 01	0.450 01	73 295.681	2.222	
29	47 826.8816	0.000 01	0.450 01	106 279.737	2.222	
30	69 348.9783	0.000 01	0.450 01	154 106.618	2.222	
∞				0.450 00		2.222	∞

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	1.5000	0.6667	1.000 00	1.500 00	1.000	0.667	
2	2.2500	0.4444	0.460 00	0.900 00	2.500	1.111	
3	3.3750	0.2963	0.210 53	0.710 53	4.750	1.407	
4	5.0625	0.1975	0.123 08	0.623 08	8.125	1.695	
5	7.5938	0.1317	0.075 83	0.575 83	13.188	1.757	
6	11.3906	0.0878	0.048 12	0.548 12	20.781	1.804	
7	17.0859	0.0585	0.031 08	0.531 08	32.172	1.805	
8	25.6289	0.0390	0.020 30	0.520 30	49.258	1.922	
9	38.4434	0.0260	0.013 35	0.513 35	74.837	1.948	
10	57.6650	0.0173	0.008 82	0.508 82	113.330	1.965	
11	86.4976	0.0116	0.005 85	0.505 85	170.995	1.977	
12	129.7463	0.0077	0.003 88	0.503 88	257.493	1.985	
13	194.6195	0.0051	0.002 58	0.502 58	387.239	1.990	
14	291.9293	0.0034	0.001 72	0.501 72	581.859	1.993	
15	437.8939	0.0023	0.001 14	0.501 14	873.788	1.995	
16	656.8408	0.0015	0.000 76	0.500 76	1 311.682	1.997	
17	985.2613	0.0010	0.000 51	0.500 51	1 968.523	1.998	
18	1 477.8919	0.0007	0.000 34	0.500 34	2 953.784	1.999	
19	2 216.8378	0.0005	0.000 25	0.500 25	4 431.676	1.999	
20	3 325.2567	0.0003	0.000 15	0.500 15	6 648.513	1.999	
21	4 987.8851	0.0002	0.000 10	0.500 10	9 973.770	2.000	
22	7 431.8276	0.0001	0.000 07	0.500 07	14 961.655	2.000	
23	11 222.7415	0.0001	0.000 04	0.500 04	22 443.483	2.000	
24	16 834.1122	0.0001	0.000 03	0.500 03	33 666.224	2.000	
25	25 251.1683	0.0000	0.000 02	0.500 02	50 500.337	2.000	
∞				0.500 00		2.000	∞



centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

ANEXOS:

OPERACION Y MANTENIMIENTO

ING. JORGE AMEZCUA GARCIA

22 JUNIO, 1979



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 espe

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 queden 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 bom

beo 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 triples 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 tiras 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 re-- quieren de un buen cimiento de concreto, sin embargo, en terre -- nos fangosos o inestables, como por ejemplo los del área metropo-- litana de la Ciudad de México, puede resultar aconsejable constru -- ir 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 hundi -- miento 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 ade -- me choque contra la base de la bomba desnivelando al equipo. Una base registro como la que se propone permite cortar la tubería de ademe conforme lo requiera para evitar daños mayores.

11.1.3. Alineamiento.- Aunque en la fábrica la bomba es alineada y ajusta -- da, las maniobras de embarque, transporte, descarga y en conexio -- nes a las tuberías, las desalinean severamente. Por eso es nece -- sario 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 lám^{ina} -- nas) e indicadores de carátula.

Para checar nivelación deben buscarse zonas de flecha al - descubierta 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 cojles 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 pe- gario a la parte inferior de la cubierta con goma laca y apli- carle 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 funciona- miento, tanto desde su punto de vista hidráulico como econó- mico. 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 sustituir el impulsor por otro de material más apropiado.

Las picaduras en la superficie de los impulsores ocasionados - por la cavitación, (que se caracteriza por un ruido de crepitación cuando opera la unidad, aún estando perfectamente alineada) dan indicio de una instalación inadecuada. Algunas de las causas pueden ser:

- a) Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la requerida por la bomba (Insuficiente NPSH).
- b) Temperatura del líquido manejado mayor a la de diseño - original del sistema.
- c) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Una forma de comprobar si el ruido que hace la bomba es por cavitación, consiste en cerrar un poco la válvula de su descarga lo que también reducirá su capacidad. Si desaparece 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-
rrimiento 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 mm/cm por ° 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).

e) En los cuñeros (Torceduras, esfuerzos, térmicos, corro - sión o malos ajustes que dañan a los cuñeros) asimismo Las flechas dobladas o que han sufrido deformación, deben ser re - puestas y nunca tratar de repararlas. Dado el alto costo que puede tener la reposición de una flecha, es - tas van generalmente protegidas contra la corrosión, erosión y des - gaste, por medio de " manguitos " renovables que se localizan en los estoperos, juntas de escurrimiento y cojinetes interiores. Estos manguitos de flecha son generalmente los que requieren ser - repuestos con más frecuencia pues son los que desgastan con más - rapidez. Si los manguitos de los estoperos se desgastan, rasgan - y marcan cualquier empaquetadura nueva, razón por la cual requie - ren reposición aún cuando no es necesaria ninguna otra reparación del equipo. En ocasiones es posible esmentlar los manguitos des - gastados para poder volver a usarlos. Estas prácticas reducen - considerables ahorros en el mantenimiento de las flechas sin me - noscabo de la correcta operación de la bomba.

5. Estoperos y empaques: El mantenimiento de los estope - ros consiste en reponer correctamente sus empaques. Las

- a) En las cubas del líquido (Fig. 1) las mantobras a seguir son las siguientes:
- b) Debe removerse todo el empaque viejo.
- c) Chéquese que el empaque nuevo cumpla con los requie -
- d) En los cojinetes (Fig. 2) las mantobras a seguir son las siguientes:
- e) En la zona de los estoperos (Fig. 3) las mantobras a seguir son las siguientes:

- c) Córtense anillos de empaquetadura e introdúscance asentándolos firmemente, procurando que las juntas entre cada anillo queden desplazadas unos 180°.
- d) Si se tiene jaula de sello en el estopero (bombas con carga de succión negativa) deberá asegurarse que quede en la sección adecuada, entre empaques, de modo que no tape el suministro de líquido obturador cuando el estopero esté totalmente empacado y ajustado.
- e) Una vez insertada toda la empaquetadura, instálense 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 vállanse apretando las tuercas del prensaestopas en forma pareja, a intervalos de 15 a 20 minutos hasta obtener un escurrimiento normal. Por ningún motivo debe reducirse el escurrimiento a solo gotéo, pues si esto se hace, los empaques se quemarán. Conviene más un escurrimiento excesivo que uno escaso.

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

diante 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 matriz. 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 matriz 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 triplé 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 ó 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 triplé 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 estandar.

Las porta-chumaceras y los coples de las tuberías de descarga de las bombas tienen rosca a la derecha, y las roscas de las flechas son a la izquierda.

En la parte superior del motor se tiene una tuerca de ajuste que permite centrar, cerrar o abrir a los impulsores dentro de sus tazones. Esto resulta conveniente pues también permi

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 ni 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 tomandola 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.

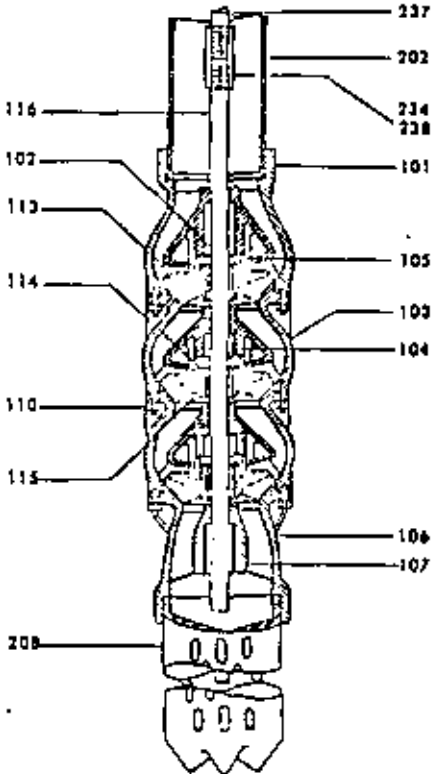
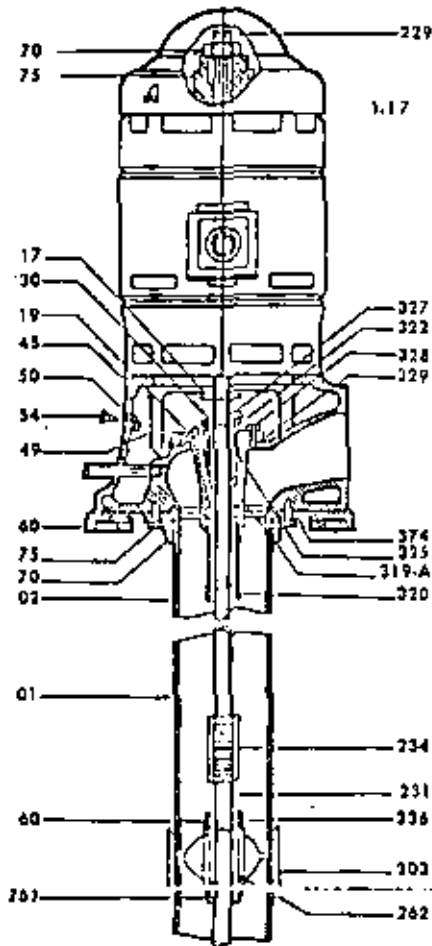
El costo de adquisición de las bombas lubricadas por agua es menor que las lubricadas por aceite y sus costos de operación son prácticamente iguales, aunque en el mantenimiento se tiene ahorro en las lubricadas por agua por haber menos partes en la columna de descarga. Su limitación es que si el pozo 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.

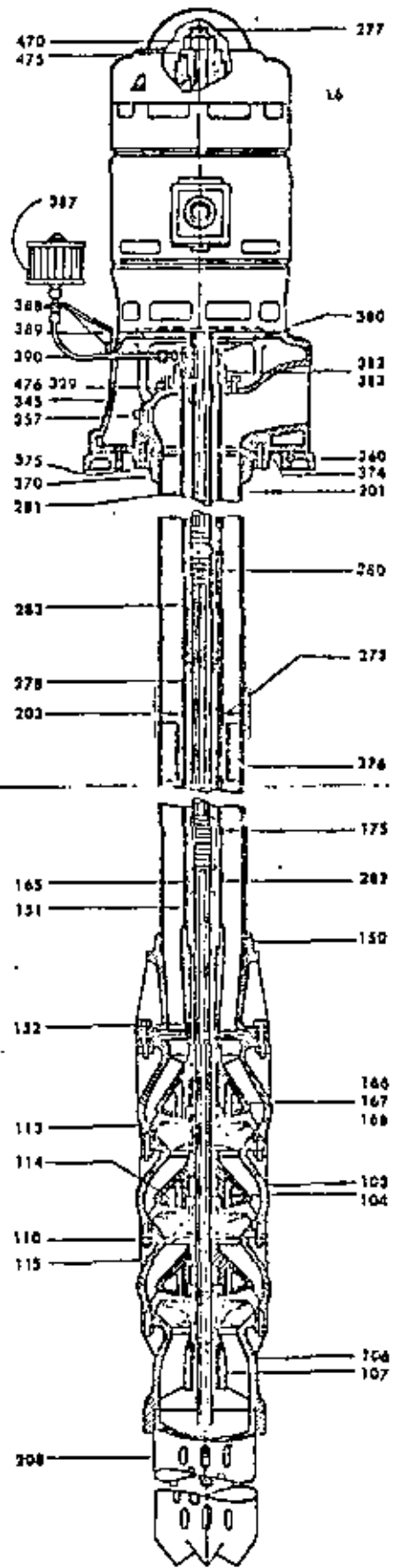
- 3.- Bombas de motor sumergido.- Este tipo de bomba es la que ofrece el menor costo de adquisición pues su columna de descarga no lleva flecha. Además sus eficiencias son muy buenas. Sin embargo, se fabrican para altas velocidades por necesidades propias del motor. Si el pozo contiene arenas, los impulsores 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.

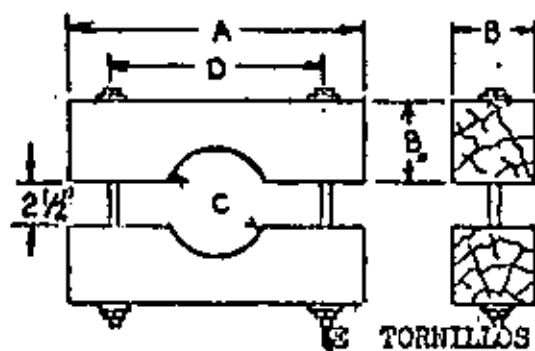


- Número PARTE SUPERIOR**
- 201 Tubo de Columna Intermedio. (Sección de 10' - 2.95 m.).
 - 202 Tubo de Columna, Inferior y Superior. (Sección de 5' - 1.52 m.).
 - 203 Cople de Columna.
 - 229 Flecha Superior.
 - 230 Manguito de la Flecha Superior.
 - 231 Flecha Matriz o Flecha de Impulso.
 - 234 Cople de la Flecha de la Bomba.
 - 236 Manguito de la Flecha Matriz.
 - 260 Perlichumacera.
 - 261 Tapa de la Perlichumacera.
 - 262 Chumacera de hule (Giratoria).
 - 275 Anillos separadores para Columna.
 - 276 Anillos de Hule 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 Dispersor de Agua.
 - 319 Estopero.
 - 319-A Buja del Estopero.
 - 320 Tubo Aquietador.
 - 322 Coquilla del Preestopero.
 - 325 Empaque.
 - 327 Tornillo Opressor.
 - 328 Tornillos de Cabeza Exagonal.
 - 329 Empaque del Estopero.
 - 345 Cabezal de Descarga, a la Superficie.
 - 349 Tubo de Conexión de la Grasea.
 - 350 Válvula de Retención y Resorte.
 - 354 Grasea del Estopero.
 - 357 Tapón Muecho del Cabezal.
 - 360 Base del Cabezal.
 - 370 Brida de la Columna.
 - 374 Empaque de Brida de la Columna.
 - 375 Tornillos de la Brida de la Columna.
 - 380 Chumacera superior.
 - 381 Empaque.
 - 383 Tuerca Tensora del Tubo-Fundo.
 - 387 Aceitera de Solengido.
 - 388 Soporte de la Aceitera.
 - 389 Tornillos del Soporte.
 - 390 Conexiones de Lubricación.
 - 470 Tuerca de Ajuste.
 - 473 Cuña.
 - 476 Plato de Adaptación del Tubo-Fundo.

- Número PARTE INFERIOR**
- 101 Tazón de Descarga.
 - 102 Chumacera del Tazón de Descarga.
 - 103 Tazón Intermedia.
 - 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.
 - 113 Impulsante - Impulsor.
 - 114 Tuerca del Impulsor.
 - 115 Buje o Cono del Impulsor.
 - 116 Flecha de la Bomba.
 - 150 Tazón de Descarga.
 - 151 Chumacera Superior, del Tazón de Descarga.
 - 152 Chumacera Inferior del Tazón de Descarga.
 - 165 Flecha de la Bomba.
 - 166 Sello de Cuero U.
 - 167 Anillo Soporte del Cuero U.
 - 168 Anillo Expansor del Cuero U.
 - 175 Cople de la flecha de la Bomba.
 - 202 Tubo de Columna Inferior y Superior. (Sección de 5' - 1.52 m.).
 - 208 Calador.
 - 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.



INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI



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

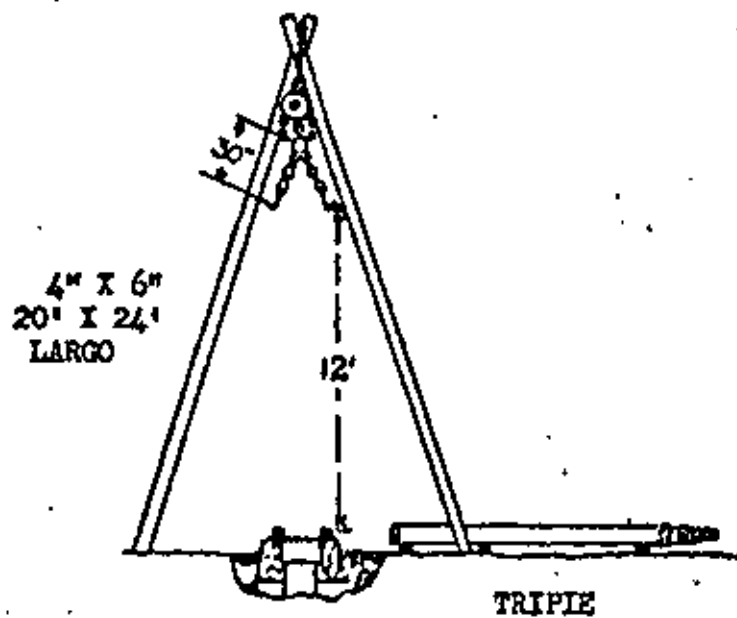
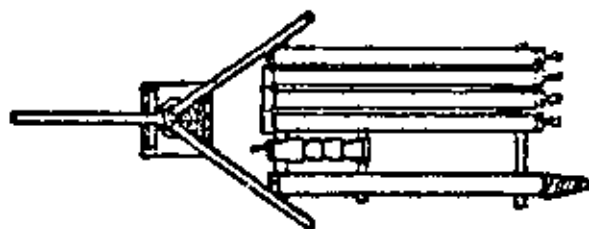


Fig. 2

INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI

Fig. No. 3
Instalo el
tubo de
succion

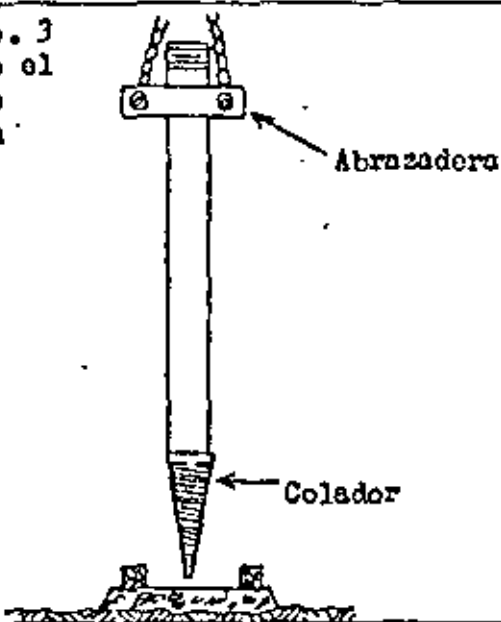


Fig. No. 4
Acoplese a
la bomba

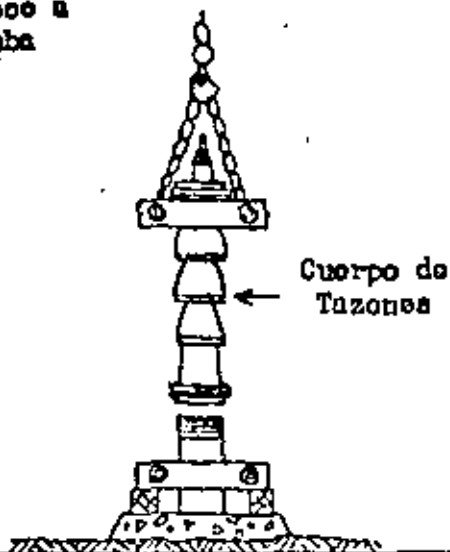


Fig. No. 5
Bajase el
conjunto

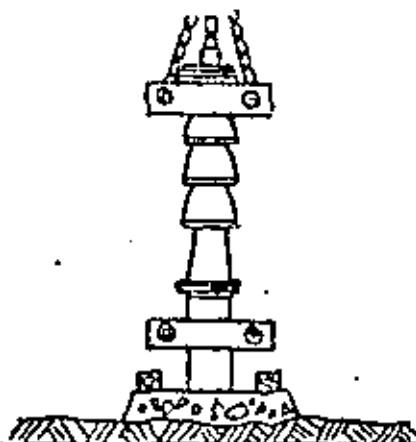


Fig. No. 6
Acoplese la
columna pro-
parada

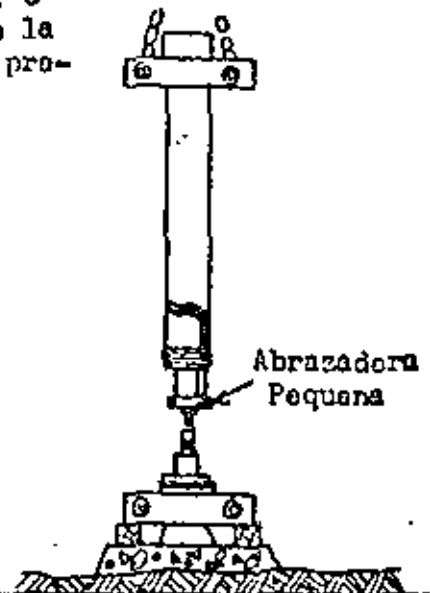


Fig. No. 7
Bajase la
columna y
bomba

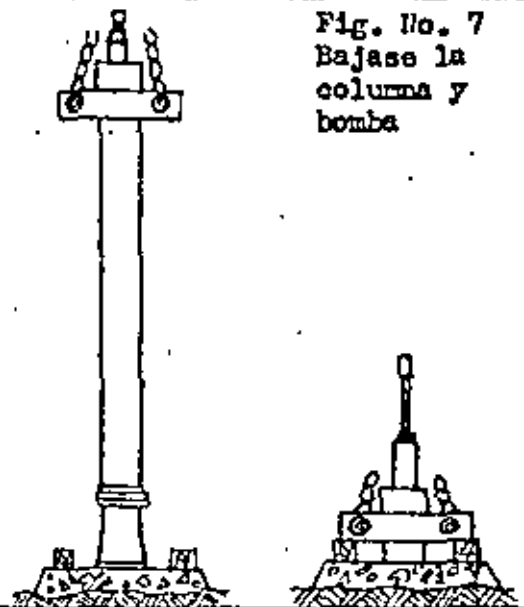
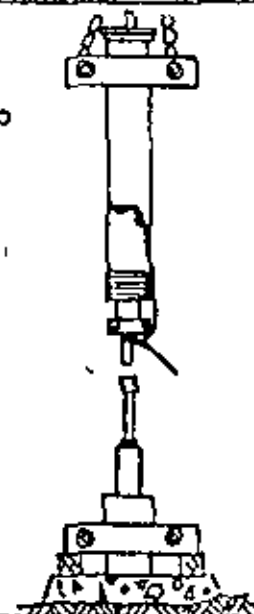


Fig. No. 8
Subase el
ultima tramo
de columna



INSTRUCCIONES DE INSTALACION DE BOMBAS TURBINA JACUZZI

Fig. No. 9
Bájese el
tramo final

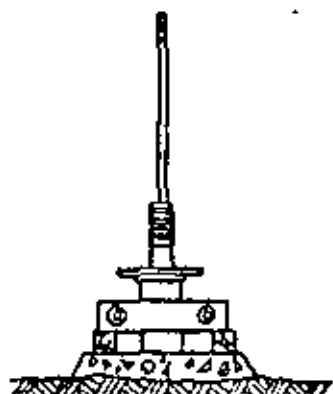


Fig. No. 10
Súbase el
cabezal de
descarga

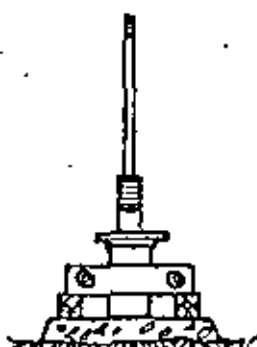


Fig. No. 11
Bájese y a-
tornílese
a la brida
de la columna

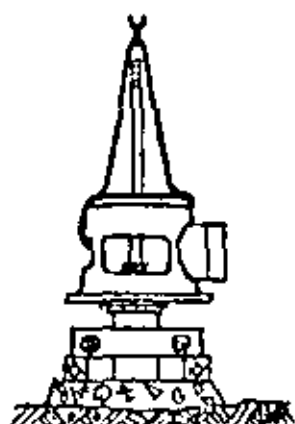


Fig. No. 12
Chóquese el
alineamiento
de la flecha

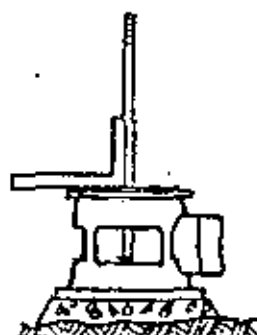


Fig. No. 13
Cuelguese
el motor

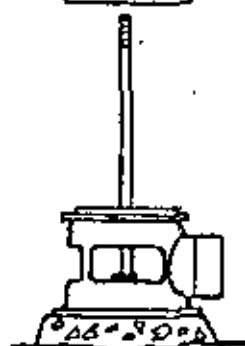
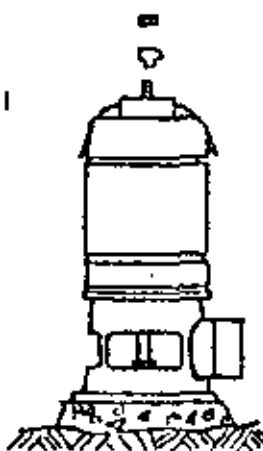


Fig. No. 14
Acóplese el
motor y tón-
gase la tuerca
de ajuste



DETERMINANDO LA CAPACIDAD DE UNA BOMBA

POR EL METODO DE DESCARGA ABIERTA HORIZONTAL

Para calcular la capacidad de bomba de cualquier unidad dada, construya un instrumento de medición en forma de L similar al que se muestra en el dibujo que acompaña. El lado más corto debe tener 4" de longitud. El lado más largo puede ser de cualquier longitud conveniente marcada en pulgadas. Con el agua fluyendo de un descargue abierto horizontal, coloque el lado largo de la L a lo largo del tubo de descarga por la parte de arriba, permitiendo que el lado más corto cuelgue hacia abajo como se muestra en el dibujo. Deslice la L a lo largo del tubo hasta que la parte de 4" 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 interior del tubo (indicado por "D") es 3". Consultando la tabla que sigue encuentre 15" en la columna que tiene encabezada a la izquierda "distancia horizontal X (Pulgadas)." Entonces muvase horizontalmente hacia la derecha hasta la columna que muestra el diámetro del tubo que se usa (3"). La proporción de descarga se encuentra que es 183 galones por minuto.

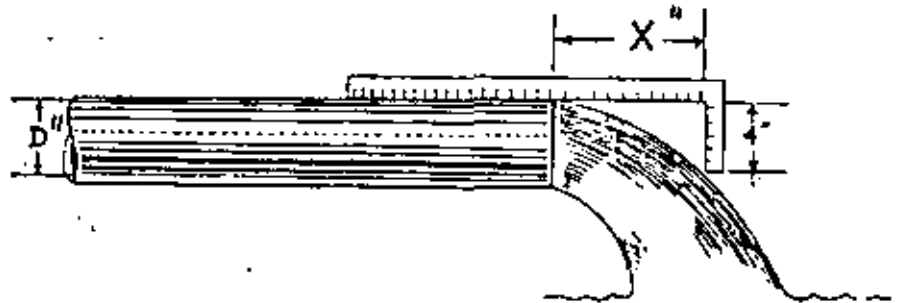


Fig. 1

Distancia Horizontal X (Pulg.)	PROPORCIÓN DE DESCARGA (Galones por minuto)											Velocidad Promedia	
	Diámetro Nominal del Tubo												
	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	
4	5.7	9.8	13.0	22.0	31.3	48.5	83.5						2.1
5	7.1	12.7	16.6	27.5	39.0	61.0	104	163					2.6
6	8.5	14.7	20.0	33.0	47.0	73.0	125	195	285				3.1
7	10.0	17.1	23.2	38.5	55.0	85.0	146	228	334	580			3.7
8	11.5	19.6	26.5	44.0	62.5	97.5	166	263	380	645	1060		4.2
9	12.8	22.0	29.8	49.5	70.0	110	187	293	430	750	1190	1660	4.7
10	14.2	24.5	33.2	55.5	78.2	122	208	326	476	830	1330	1850	5.3
11	15.6	27.0	36.5	60.5	86.0	134	229	360	525	915	1460	2200	5.8
12	17.0	29.0	40.0	66.0	94.0	146	250	390	570	1000	1600	2220	6.2
13	18.5	31.5	43.0	71.5	102	158	270	425	620	1080	1730	2400	6.9
14	20.0	34.0	46.5	77.0	109	170	292	456	670	1160	1860	2590	7.4
15	21.5	36.5	50.0	82.5	117	183	312	490	710	1250	2000	2780	7.9
16	22.7	39.0	53.0	88.0	125	196	334	520	760	1330	2120	2960	8.4
17		41.5	56.5	93.0	133	207	355	550	810	1410	2260	3140	9.1
18			60.0	99.0	144	220	375	590	860	1500	2390	3320	9.7
19				110	148	232	395	620	910	1580	2520	3500	10.4
20					156	244	415	650	950	1660	2660	3700	10.8
21						256	435	685	1000	1750	2800		11.4
22							460	720	1050	1830	2920		11.8
23								750	1100	1910	3060		12.4
24									1140	2000	3200		13.0

Para tubos de diámetros diferentes al standard se puede determinar el flujo usando la fórmula siguiente:

$$Q \text{ gpm} = X \times 1.28D^2$$

Dónde 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 compuesta para tubos. Debe de conocerse la longitud exacta del tubo o tubería en el pozo y esta información debe apuntarse.

Asegure el extremo superior del tubo o tubería perfectamente bien a la salida del pozo. Conecte una válvula para llantas a la línea de aire en la parte superior del pozo y también un calibrador de presión. Enseguida conecte una bomba para llantas u 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 abastecimiento mayor de aire no aumenta la lectura a ningún valor más elevado. Apunte la lectura del calibrador.

- Deje X = profundidad al agua (en pies) desconocida.
 Y = longitud de la línea de aire (en pies) conocida.
 Z = presión del agua en la línea de aire, obtenida de la lectura de la presión en el calibrador.
 El calibrador tipo altura da la lectura directamente pies de agua. Si el calibrador da la lectura en libras conviértala a pies multiplicándola por 2.31.
 $X = Y - Z$

Distancia al agua = longitud de la línea de aire menos la lectura en el calibrador (pies).

EJEMPLO: Suponiendo que el tubo de aire es de 100 pies de largo del centro del calibrador al extremo final del tubo y que la lectura más alta en la flecha del calibrador es 13 lbs. = $13 \times 2.31 = 34.6$ pies.
 Distancia al agua = $100 - 34.6 = 65.4$

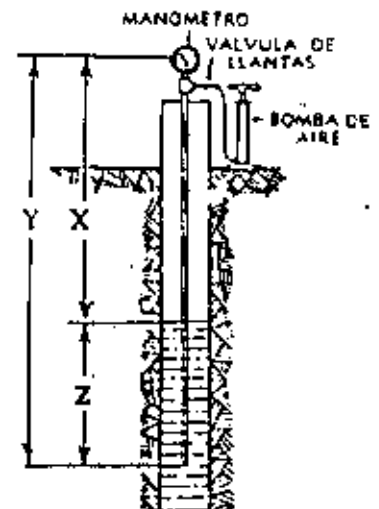


Fig. 2

11.1.6. - Operación de bombas con flujo reducido.

Quando 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. (puede tomarse de 0.13 para fines prácticos).

- W_w = Peso neto del líquido en la bomba Kg.
 C_w = Calor específico del líquido bombeado.
 (Para agua vale 1.0)
 10.68 = Factor de conversión de HP a kilocalorías por minuto.

Si está fluyendo líquido por la bomba, las condiciones se estabilizan y la cantidad por la que la temperatura en la descarga excederá a la de succión se puede calcular por la fórmula:

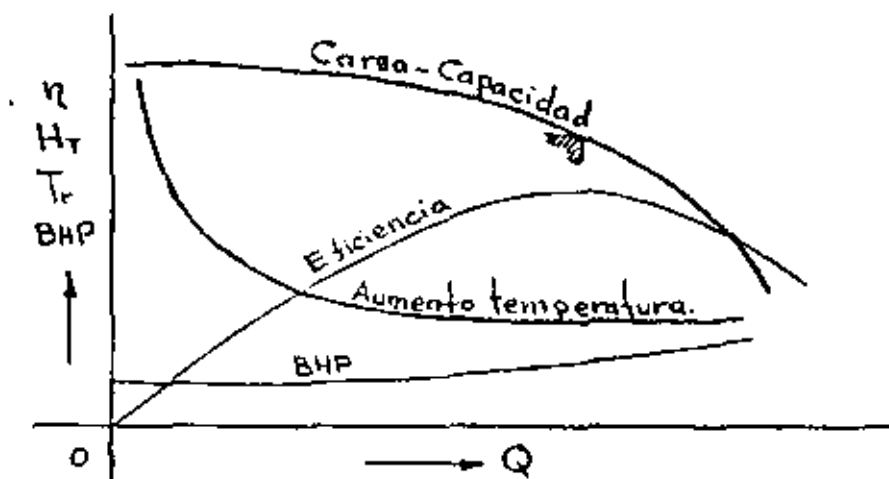
$$T_r = \frac{H_t}{426} \times \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$$

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 reciprocante son autocebantes. Si en su construcción se tiene un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad pues manejan aire tan bien como líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que cuando bombea líquido, sin embargo y debido a la baja pesantez del - aire, cuando éste es bombeado la presión de succión es muy pequeña, esto es el vacío que se produce en el lado de succión en metros de agua, es muy bajo. Supongamos una bomba centrífuga que operando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de - aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm en términos de columna de agua, insuficientes para producir el cebado de la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra arriba del - eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

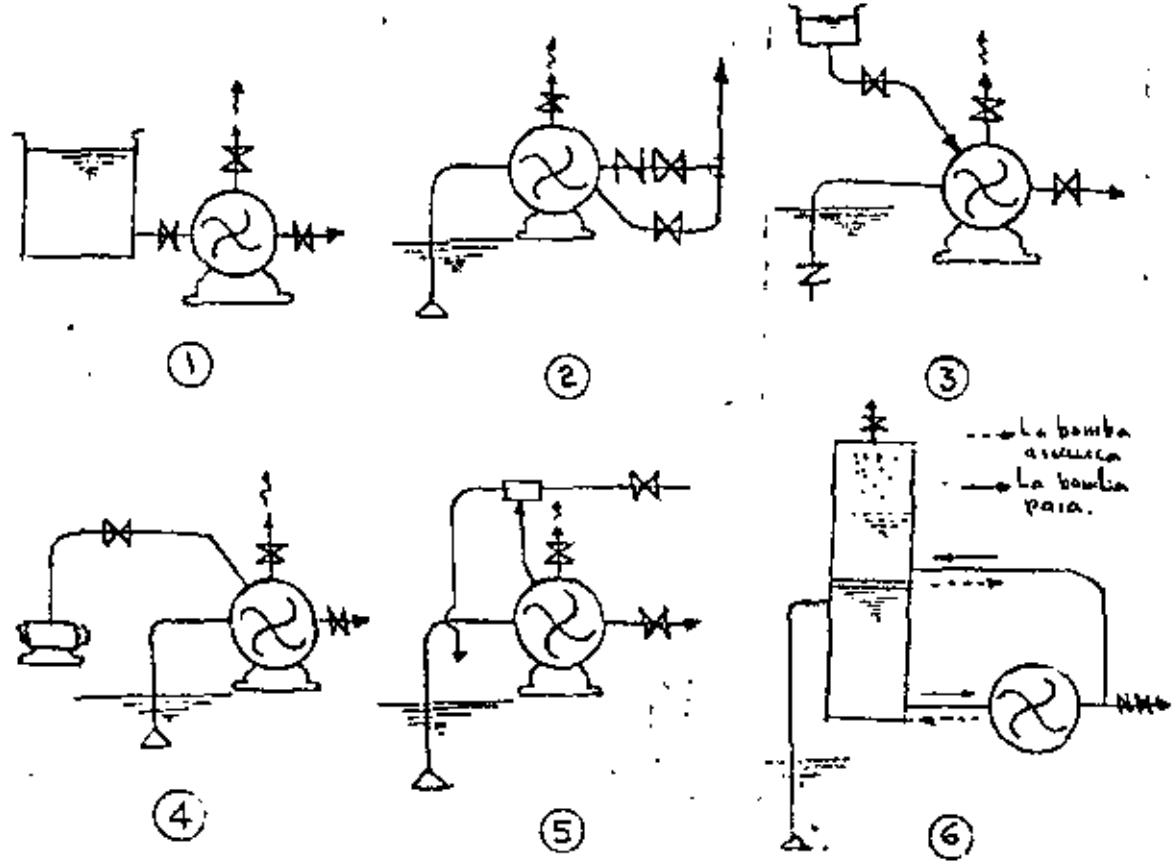
En el primer caso, cuando la bomba es puesta en servi - cio por primer vez, o después del servicio, la tubería y la bomba misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión

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 pisé 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 ceba 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 reparan los dos elementos-pasando el aire hacia afuera por la descarga de la bomba. Esta operación continúa hasta que todo el aire ha sido expulsado y el vacío que se produce jala el líquido por el lado de la succión.

Es necesario que el depósito permanezca lleno con líquido cuando se para la bomba, lo que se logra con una válvula de retención entre la línea de succión y el impulsor.

Recirculación a la descarga.- Este sistema se distingue del anterior en que el líquido de cebado no retorna a la succión de la bomba sino que se mezcla con el aire, ya sea dentro del propio impulsor o entre éste y la carcasa de la bomba. Tiene la-

ventaja en que elimina las válvulas internas que son requeridas - en el sistema de recirculación a la succión.

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.

