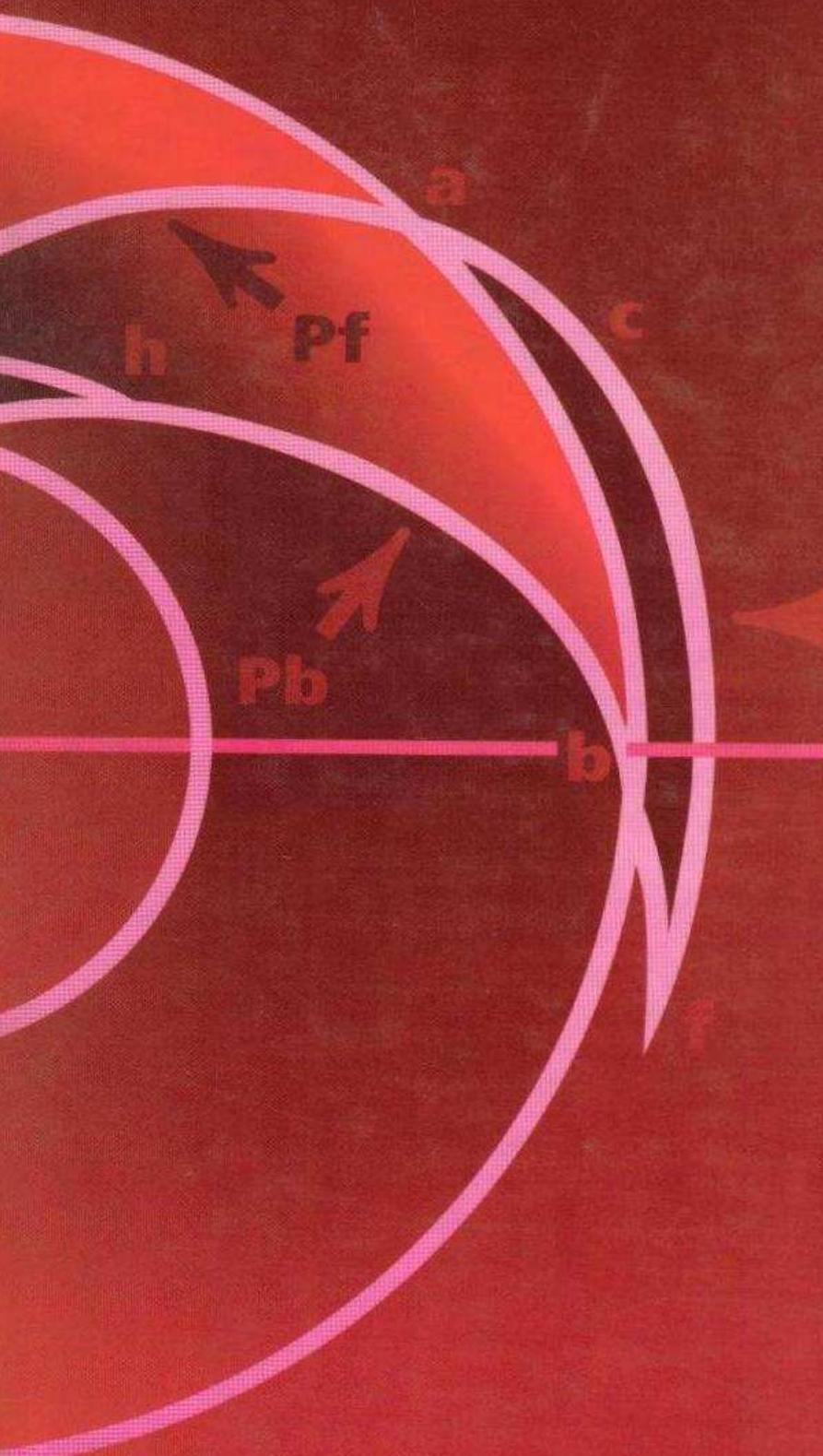


Viejo  
Zubicaray



# BOTMIBAS

Teoría,  
Diseño y  
Aplicaciones

 **LIMUSA**  
NORIEGA EDITORES

### **Acerca del autor:**

**Manuel Viejo Zubicaray** es Ingeniero Mecánico Electricista, título que obtuvo, en 1959, en la Universidad Nacional Autónoma de México. De 1962 a 1971 se dedicó a la enseñanza en la Facultad de Ingeniería de dicha universidad, así como de la Universidad Iberoamericana y fue profesor titular de varias asignaturas, incluyendo las de máquinas hidráulicas y mecánica de los fluidos. Últimamente, ocupó el cargo de jefe de carrera de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la UNAM.

El Ingeniero Viejo Zubicaray tiene también vasta experiencia industrial, ya que durante más de 10 años actuó como director de una de las fábricas de bombas más importantes del país.

Es miembro de varias asociaciones de ingenieros tanto nacionales como internacionales y ha publicado trabajos científicos en revistas mexicanas y extranjeras. Algunos de los capítulos de este libro se publicaron como parte del texto seleccionado por la Organización Panamericana de la Salud (Publicación Científica No. 145) para el curso intensivo de bombas para agua potable que impartió el autor a solicitud de dicha organización.

# **BOMBAS**

**TEORÍA,  
DISEÑO Y APLICACIONES**

**PAPA CIVIL LOJA - ECUADOR**

# BOMBAS

## TEORÍA, DISEÑO Y APLICACIONES

**ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY**

Profesor titular de las Cátedras de Turbo-  
maquinaria, Máquinas Hidráulicas, Ingenie-  
ría Industrial y Mecánica de Fluidos en la  
Universidad Nacional Autónoma de México  
y en la Universidad Iberoamericana. Ex-jefe  
del Departamento de Ingeniería Mecánica y  
Eléctrica de la Facultad de Ingeniería de la  
Universidad Nacional Autónoma de México



LIMUSA  
NORIEGA EDITORES

MÉXICO • España • Venezuela • Colombia

LA PRESENTACIÓN Y DISPOSICIÓN EN CONJUNTO DE

**BOMBAS. TEORÍA, DISEÑO Y APLICACIONES**

SON PROPIEDAD DEL EDITOR. NINGUNA PARTE DE ESTA OBRA PUEDE SER REPRODUCIDA O TRANSMITIDA, MEDIANTE NINGÚN SISTEMA O MÉTODO, ELECTRÓNICO O MECÁNICO (INCLUYENDO EL FOTOCOPIADO, LA GRABACIÓN O CUALQUIER SISTEMA DE RECUPERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE INFORMACIÓN), SIN CONSENTIMIENTO POR ESCRITO DEL EDITOR.

DERECHOS RESERVADOS:

© 2000, EDITORIAL LIMUSA, S.A. DE C.V.  
GRUPO NORIEGA EDITORES  
BALDERAS 95, MÉXICO, D.F.  
C.P. 06040

☎ (5)521-21-05  
01(800) 7-06-91-00

✉ (5)512-29-03  
limusa@noriega.com.mx  
★ www.noriega.com.mx

CANIEM Núm. 121

DUODÉCIMA REIMPRESIÓN  
DE LA SEGUNDA EDICIÓN

HECHO EN MÉXICO  
ISBN 968-18-0509-7



*A mis padres y hermanos*  
*A mi esposa*  
*A mis hijos*  
*A mi escuela (maestros y alumnos)*  
*A mi país*

# Prólogo

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el ingeniero necesita tener un buen conocimiento de las bombas, pues ya casi no hay industria o servicio público que no use equipos de bombeo de un tipo u otro.

A diferencia de los libros de texto convencionales, el material de éste comprende tanto la teoría y las aplicaciones de las bombas, como su diseño, a fin de proporcionarle al lector, en una sola obra, la información más completa posible sobre estos temas. Por otra parte, se trató de presentar todos los principales tipos de bombas, a saber, las centrífugas, reciprocantes y rotatorias, y señalar su utilidad en las condiciones de servicio más diversas. Con ello, se pretende ofrecer al lector de habla española una obra moderna y original que cubra en forma cabal este importante campo de la ingeniería.

El libro contiene numerosas ilustraciones que facilitan la comprensión del texto e ilustran algunas de las aplicaciones más notables. Teniendo en cuenta que en la mayoría de las instalaciones en nuestros países, las medidas de tubería, conexiones y de las mismas bombas, se expresan en pulgadas, en este libro, se optó por usar el sistema de unidades anglosajonas, sin dejar de hacer énfasis, en donde fue posible, en el sistema métrico, que ha de ser, en un futuro, el único usado. En la primera parte de la obra, hay una lista de especificaciones y partes componentes de las bombas, donde los nombres que se dan para las mismas son los aceptados por las instituciones de mayor prestigio.

La obra está destinada para usarla en los cursos que se imparten en las carreras de ingeniería, bajo diversas denominaciones tales como: Mecánica de Fluidos, Turbomaquinaria, Flujo de Fluidos o Máquinas Hidráulicas. Pero también se recomienda como libro de consulta para ingenieros de operación y mantenimiento y para el personal de los departamentos de ventas y de compras, en las compañías manufactureras e instaladoras de equipo industrial y empresas afines.

El capítulo sobre Tuberías, válvulas y accesorios, así como el de Operación y mantenimiento, fueron escritos por el Ing. Andrés Lasaga Gómez y el Ing. Jorge Amezcua García, respectivamente, quienes conjuntamente con un servidor y otros catedráticos, de la Facultad de Ingeniería, elaboramos un libro de Bombas para Agua Potable, en un curso auspiciado por la Organización Panamericana de la Salud. A todos ellos les expreso mi agradecimiento por su cooperación y enseñanza en estos campos, en los que son auténticos expertos.

Asimismo se agradece al Hydraulic Institute y a las compañías Worthington, Sulzer y a otras fabricantes de bombas, cuyas fotografías aparecen en el libro.

Por último quiero patentizar mi agradecimiento al personal de Limusa-Wiley, que con tanta dedicación y entusiasmo colaboró en la elaboración de este libro, que representa también el esfuerzo de diez generaciones de alumnos de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Nacional Autónoma de México y de la Universidad Iberoamericana.

M. V. Z.

# Contenido

Prólogo		7
Capítulo 1	Clasificación de los equipos de bombeo	11
2	Especificaciones y detalles de construcción	33
3	Teoría de la bomba centrífuga	53
4	Proyecto y trazo del impulsor	65
5	Proyecto de la carcaza y cabeza de succión	75
6	Empuje axial y cavitación en la bomba	85
7	Proyecto de la flecha y selección de baleros	93
8	Proyecto del soporte de la bomba	103
9	Proyecto de las partes menores	113
10	Ensamble y lista de materiales empleados	123
11	Bombas de desplazamiento positivo	129
12	Nomenclatura y especificaciones de las bombas reciprocantes	139
13	Características de las bombas reciprocantes	151
14	Máquinas rotatorias	161
15	Operación y mantenimiento	169
16	Tuberías, válvulas y accesorios en sistemas de bombeo	181
17	Pruebas de bombas	199
18	Aplicaciones de las bombas	209
Apéndice A		247
Apéndice B		271

CAPITULO **1**

*Clasificación de los equipos  
de bombeo*

## DEFINICION

Un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

Así tendremos bombas que se utilizan para cambiar la posición de un cierto fluido. Un ejemplo lo constituye una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión sería una bomba en un oleoducto, en donde las cotas de altura, así como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuviesen en la conducción.

Existen bombas trabajando con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad. Sin embargo, a este respecto, hay muchas confusiones en los términos presión y velocidad, por la acepción que llevan implícita de las expresiones fuerza tiempo. En la mayoría de las aplicaciones de energía conferida por una bomba es una mezcla de las tres, las cuales se comportan de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de la Mecánica de Fluidos.

Lo inverso a lo que sucede en una bomba se tiene en una máquina llamada comúnmente turbina, la cual transforma la energía de un fluido, en sus diferentes componentes citadas, en energía mecánica.

Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y para el caso específico del agua, una bomba sería un generador hidráulico, en tanto que una turbina sería un motor hidráulico.

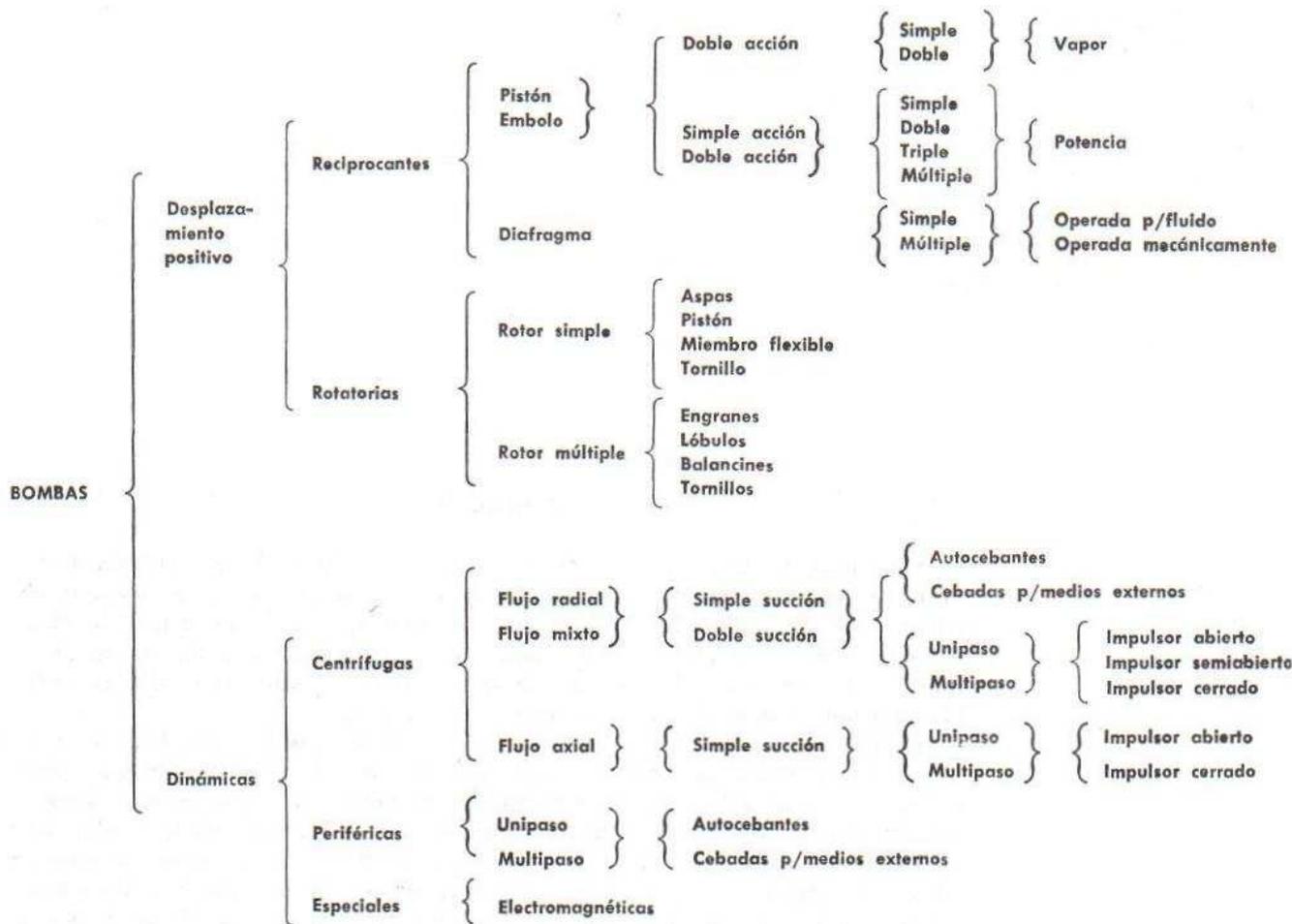
Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc., mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico.

Tratándose de fluidos compresibles el generador suele llamarse compresor y el motor puede ser una turbina de aire, gas o simplemente un motor térmico.

## CLASIFICACION

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es muy conveniente hacer una adecuada clasificación. La que se considera más completa, y que se usará en este libro, es la del "Hydraulic Institute", en su última edición. El mencionado Instituto tiene como miembros a más de cincuenta compañías fabricantes de equipos de bombeo en el mundo entero y se ha preocupado por mantener al día los llamados "standards". A continuación se muestra esa clasificación.

CLASIFICACION DE BOMBAS



La clasificación anterior, nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etc., entenderemos la importancia de este tipo de maquinaria en las siguientes

aplicaciones que se cubren con detalle en la parte final de este libro.

Únicamente con el fin de orientarnos mencionaremos las aplicaciones principales que ilustramos con fotografías.

# Fotografías

- Figura**
1. Bombas para manejo de diferentes sustancias químicas.
  2. Bombas rotatorias para manejo de aceites, mieles, fibras, etcétera.
  3. Bombas elevadoras de aguas subterráneas.
  4. Bombas a profundidad colocadas a 1,650 metros bajo el nivel del suelo.
  5. Bombas verticales para usos agrícolas, industriales y municipales.
  6. Plantas de tratamiento de agua donde se utilizan grandes bombas.
  7. Bombas utilizadas en centrales de refrigeración.
  8. Bombas utilizadas en la industria petrolera.
  9. Bombas utilizadas en oleoductos.
  10. Diversos tipos de impulsores usados en las bombas.
  11. Corte de un reactor nuclear en donde se muestran los sistemas de bombeo.
  12. Rotor de 48 toneladas, utilizado en las tubo-bombas de 68,300 KW de la planta hidroeléctrica de Viandem, en la frontera Alemania-Luxemburgo.
  13. Instalación, en el laboratorio de pruebas, de una unidad para bombeo de petróleo crudo en Libia. Caudal de 7,000 m<sup>3</sup>/hr. Carga 132 m. Potencia 4,330 CV.
  14. Bomba de alta presión para la industria petrolera.
  15. Bomba utilizada en sistemas hidroneumáticos para alberca.
  16. Bombas para manejo de lodos.
  17. Gran cantidad de bombas son usadas en las modernas plantas cerveceras, como la mostrada del núcleo Anker Brauerei, Alemania.
  18. Sistemas de bombas contra incendio.
  19. Cientos de bombas son usadas en los barcos tanque que surcan los mares de todo el mundo.

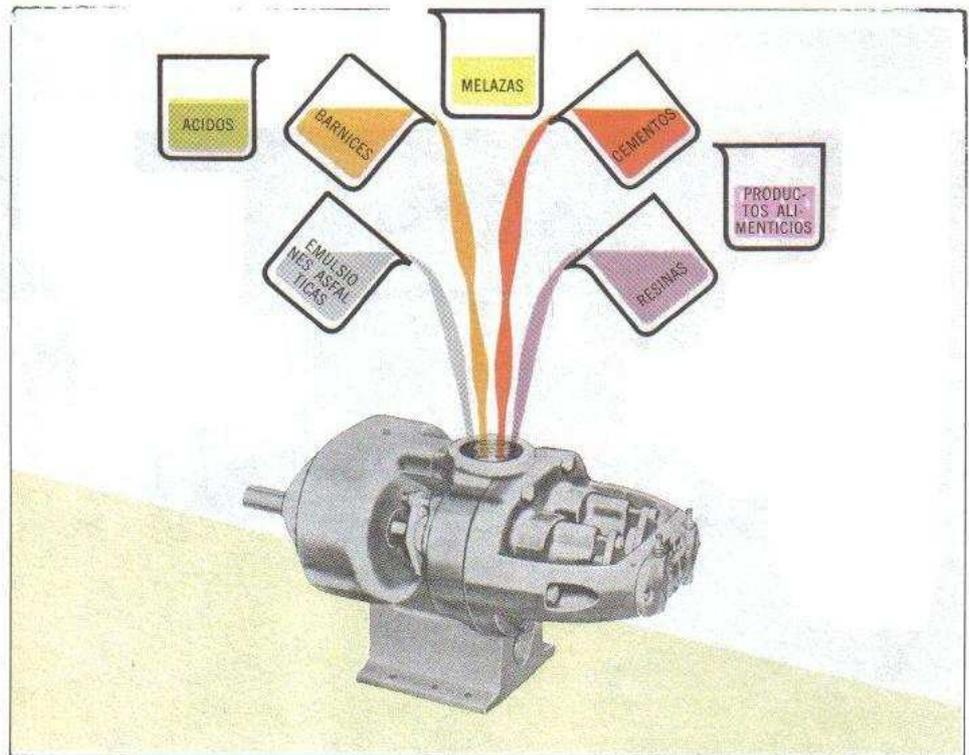


Figura 1. Bombas para manejo de diferentes sustancias químicas.

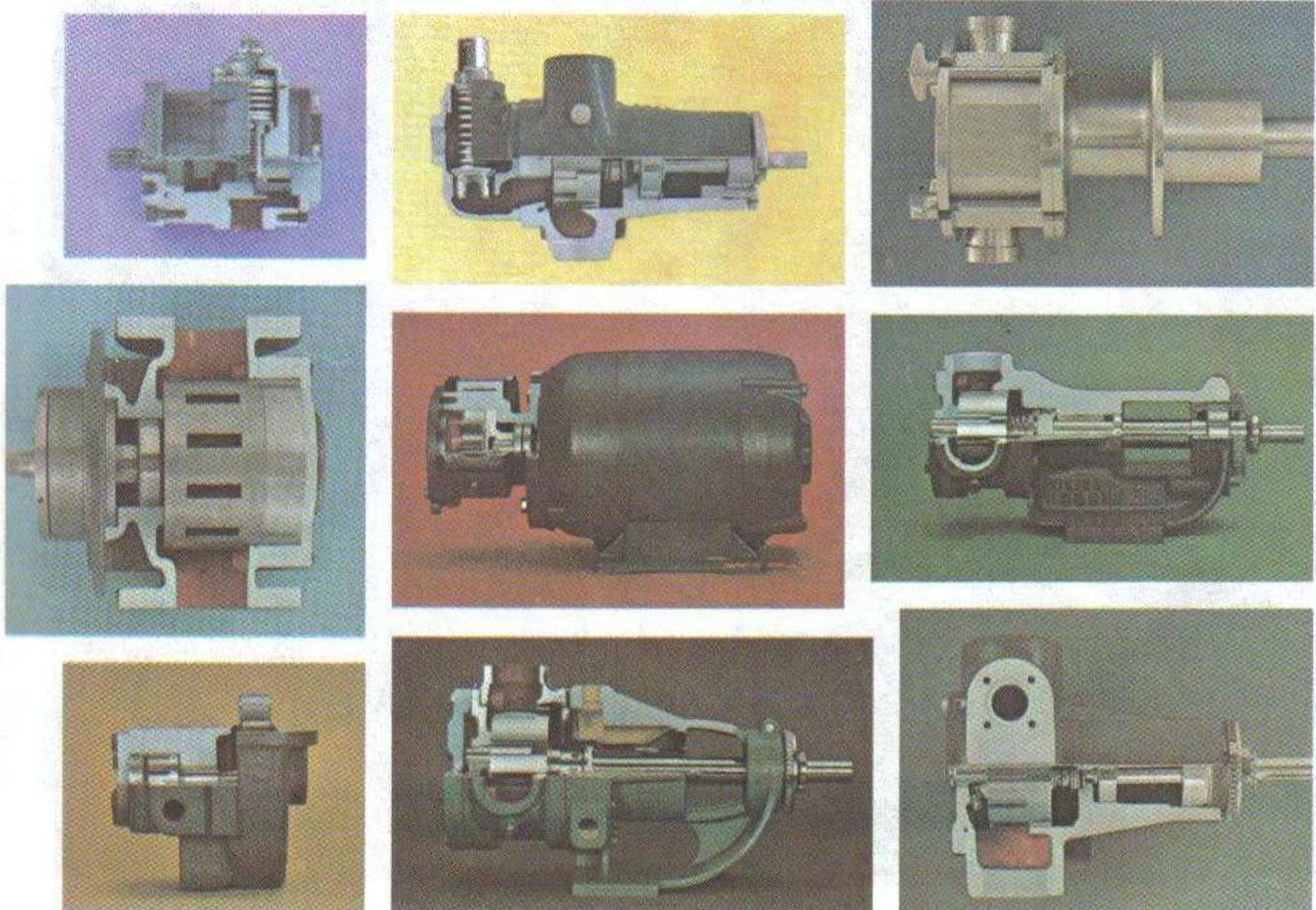
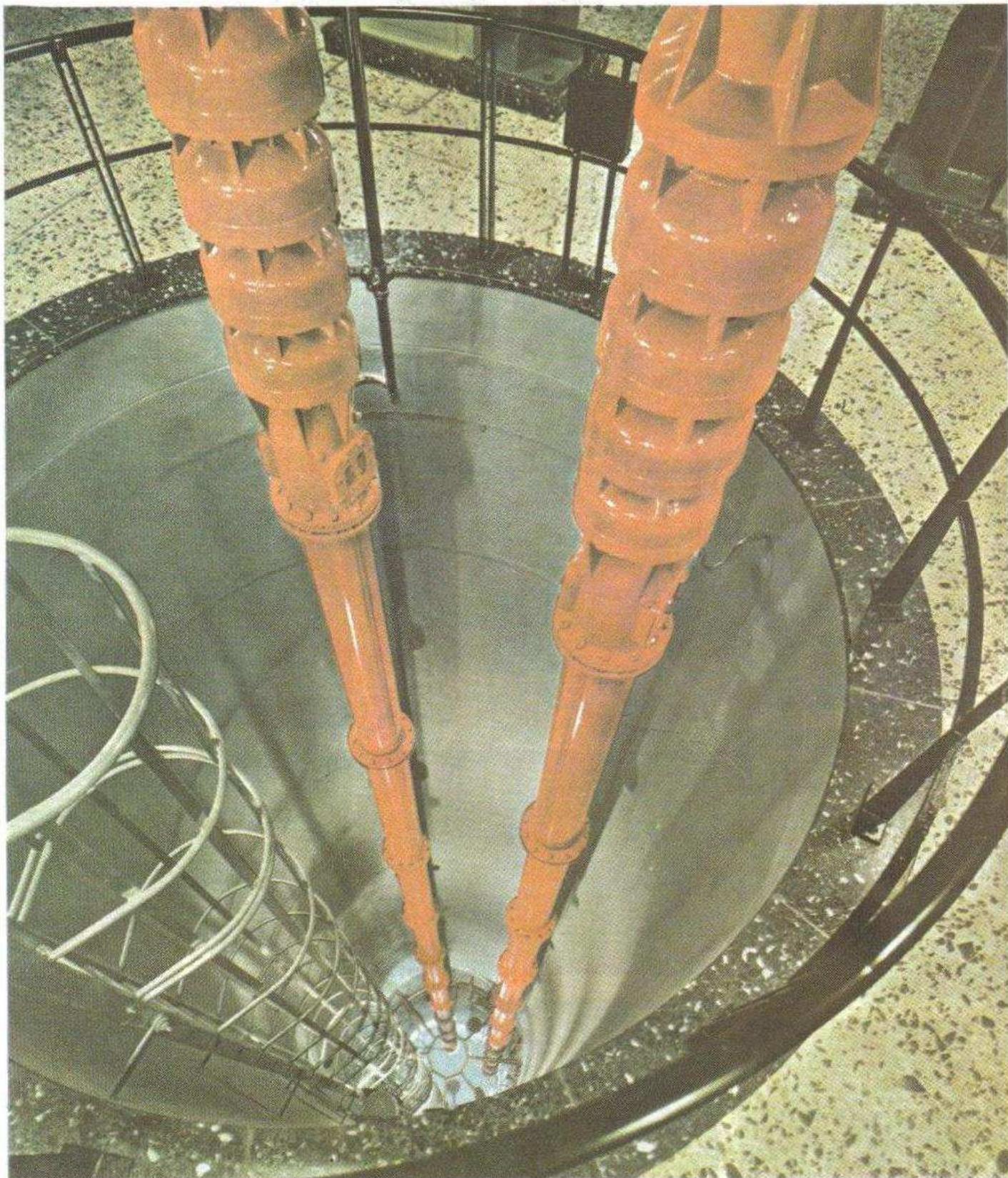


Figura 2. Bombas rotatorias para manejo de aceites, mieles, fibras, etc.  
(Cortesía Viking Pumps.)

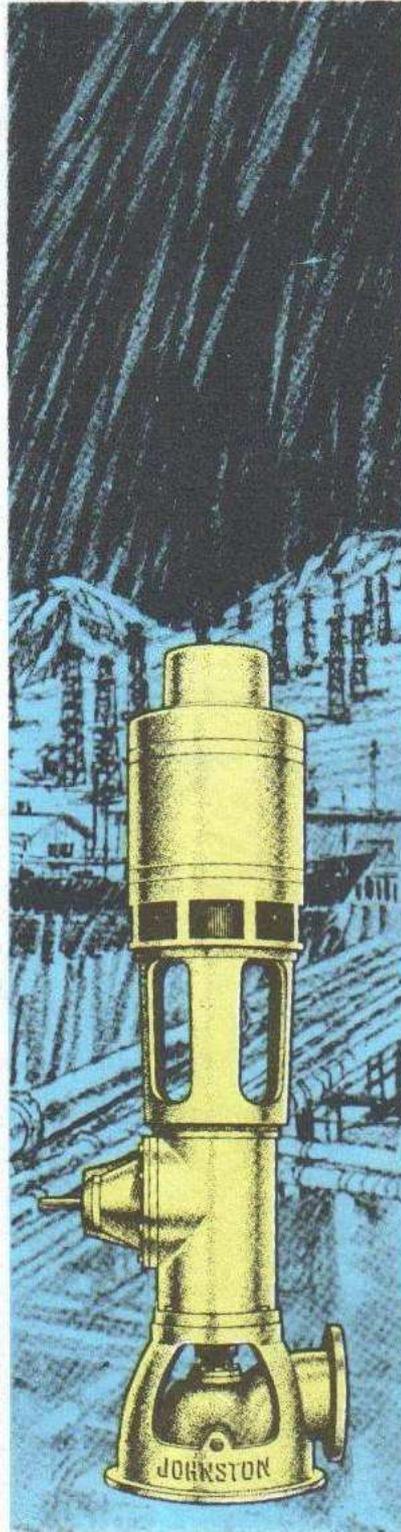
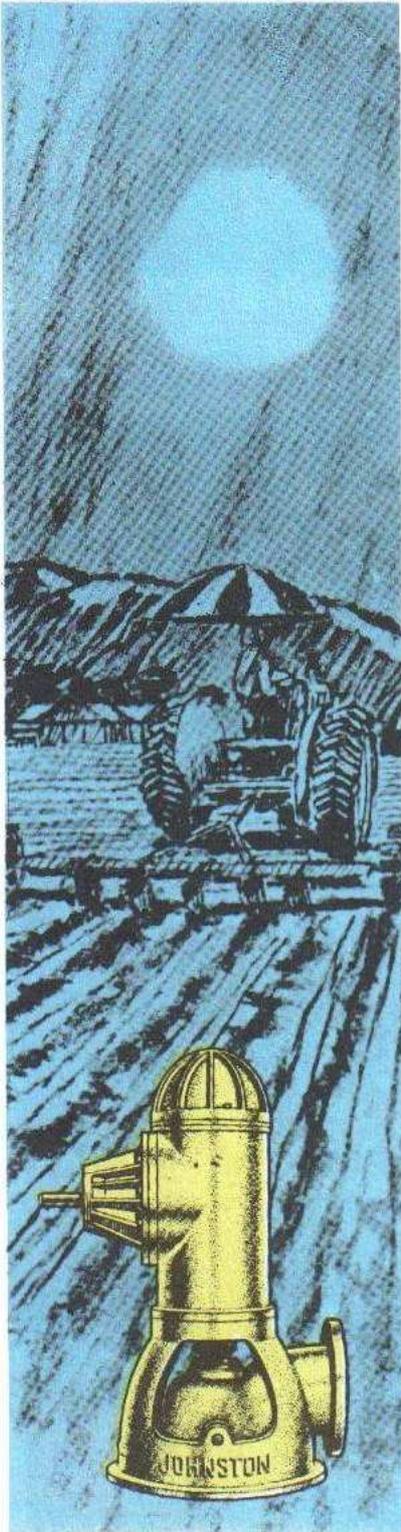


**Figura 3.** Bombas elevadoras de aguas subterráneas.

(Cortesía Sulzer.)



Figura 4. Bombas de profundidad colocadas a 1,650 metros bajo el nivel del suelo.  
(Cortesía Sulzer.)



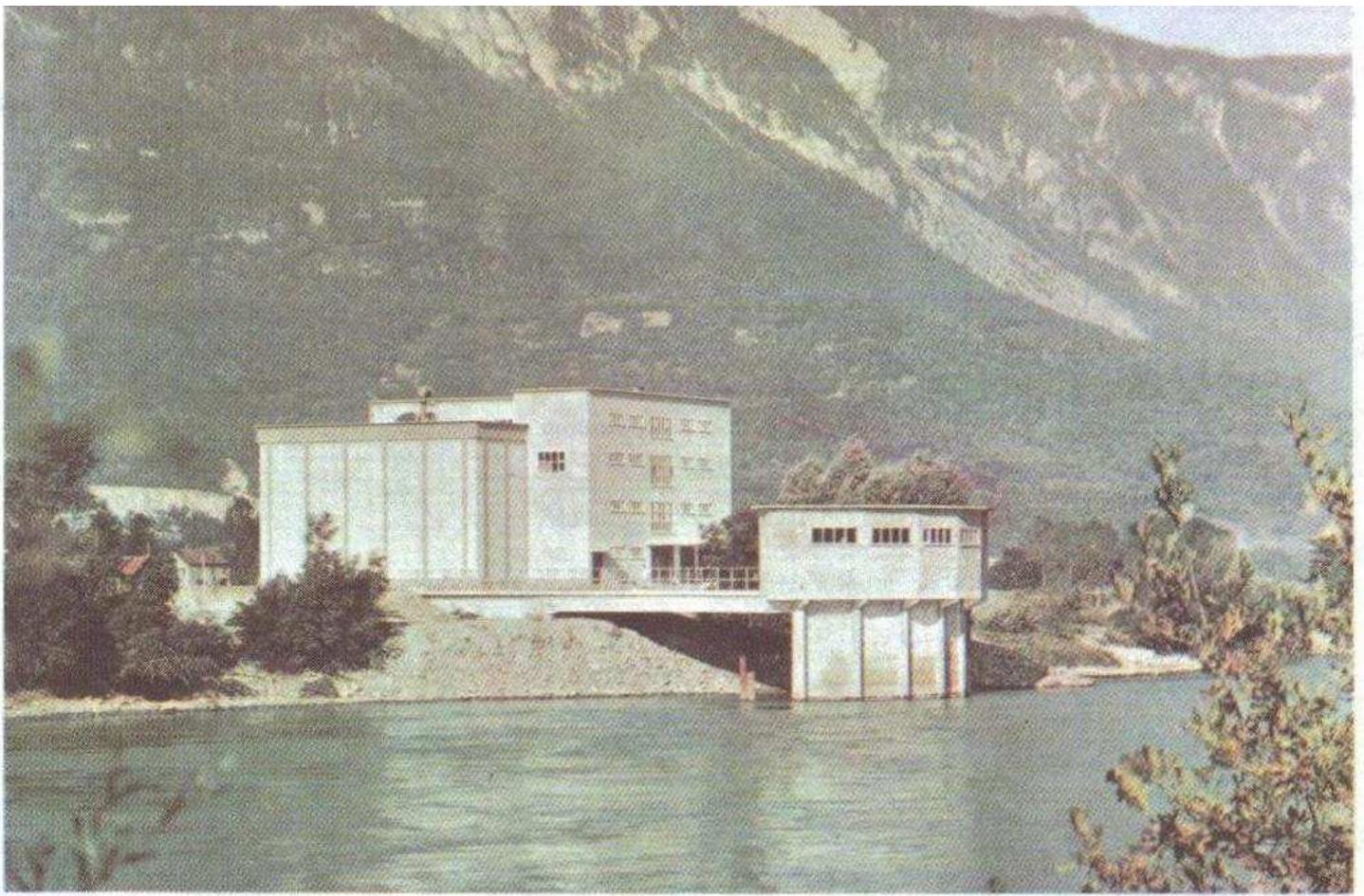
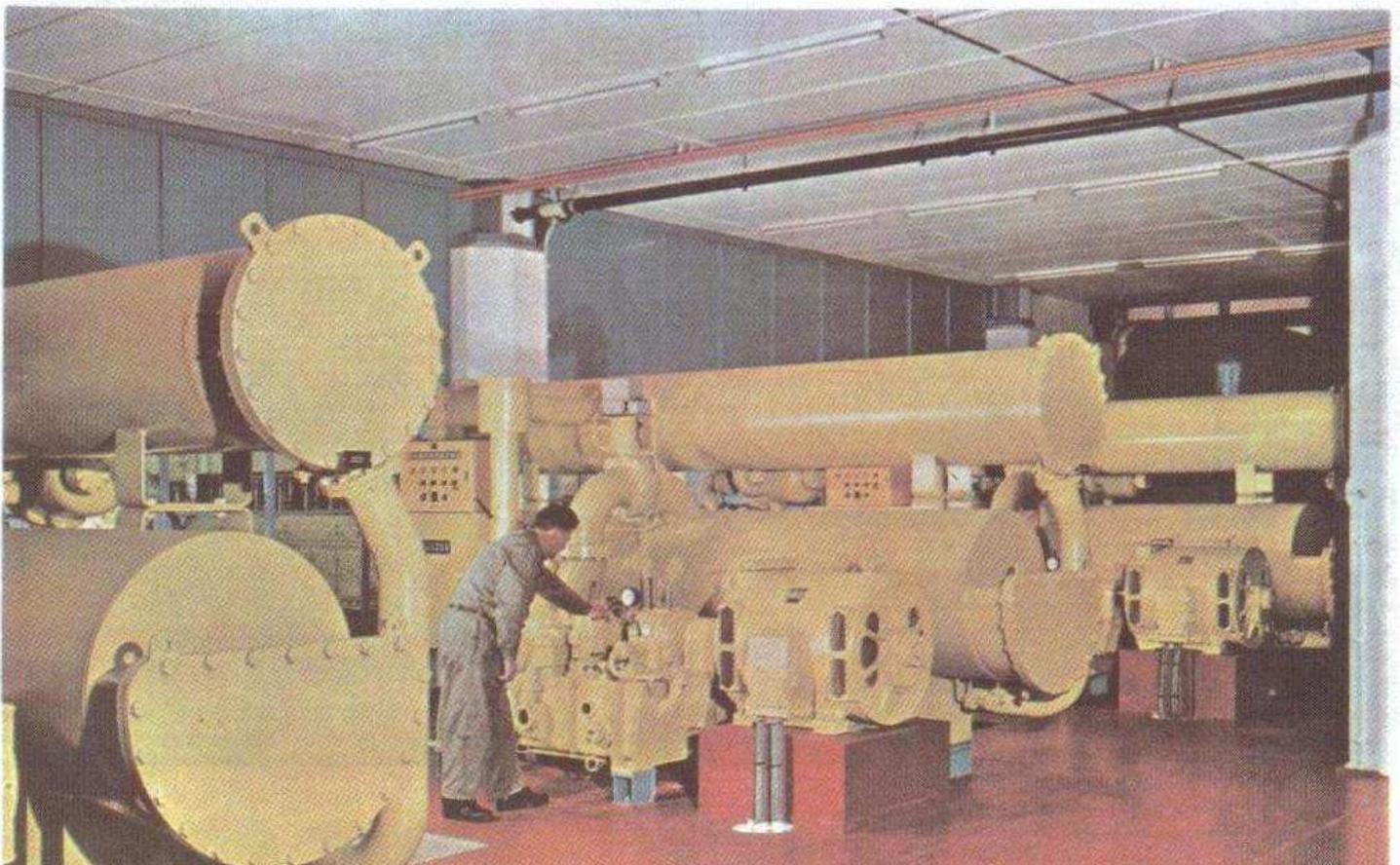


Figura 6. Plantas de tratamiento de agua donde se utilizan grandes bombas.  
(Cortesía Sulzer.)

Figura 7. Bombas utilizadas en centrales de refrigeración.  
(Cortesía Sulzer.)





**Figura 8.** Bombas utilizadas en la industria petrolera.  
(Cortesía *Petróleos Mexicanos.*)

**Figura 9.** Bombas utilizadas en oleoductos.  
(Cortesía *Viking Pumps.*)

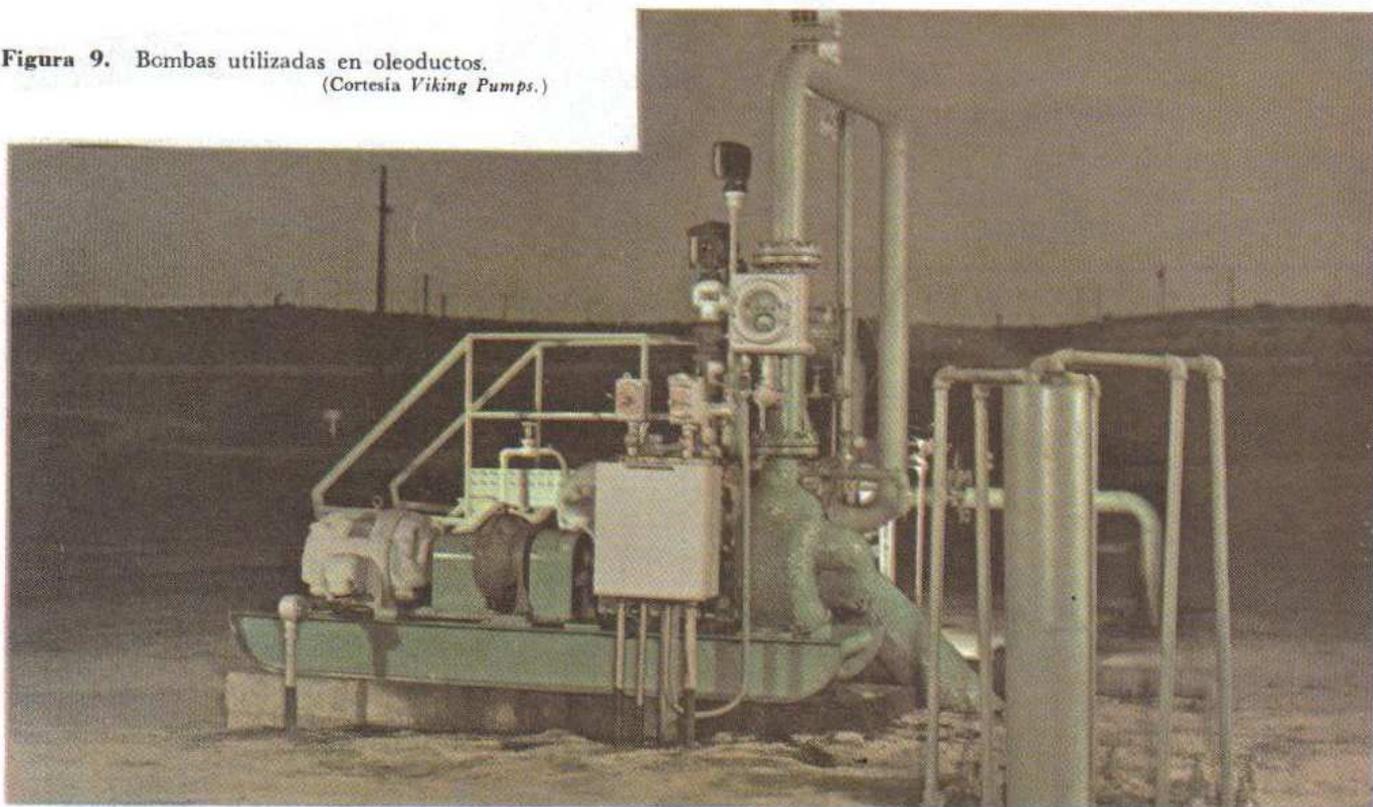
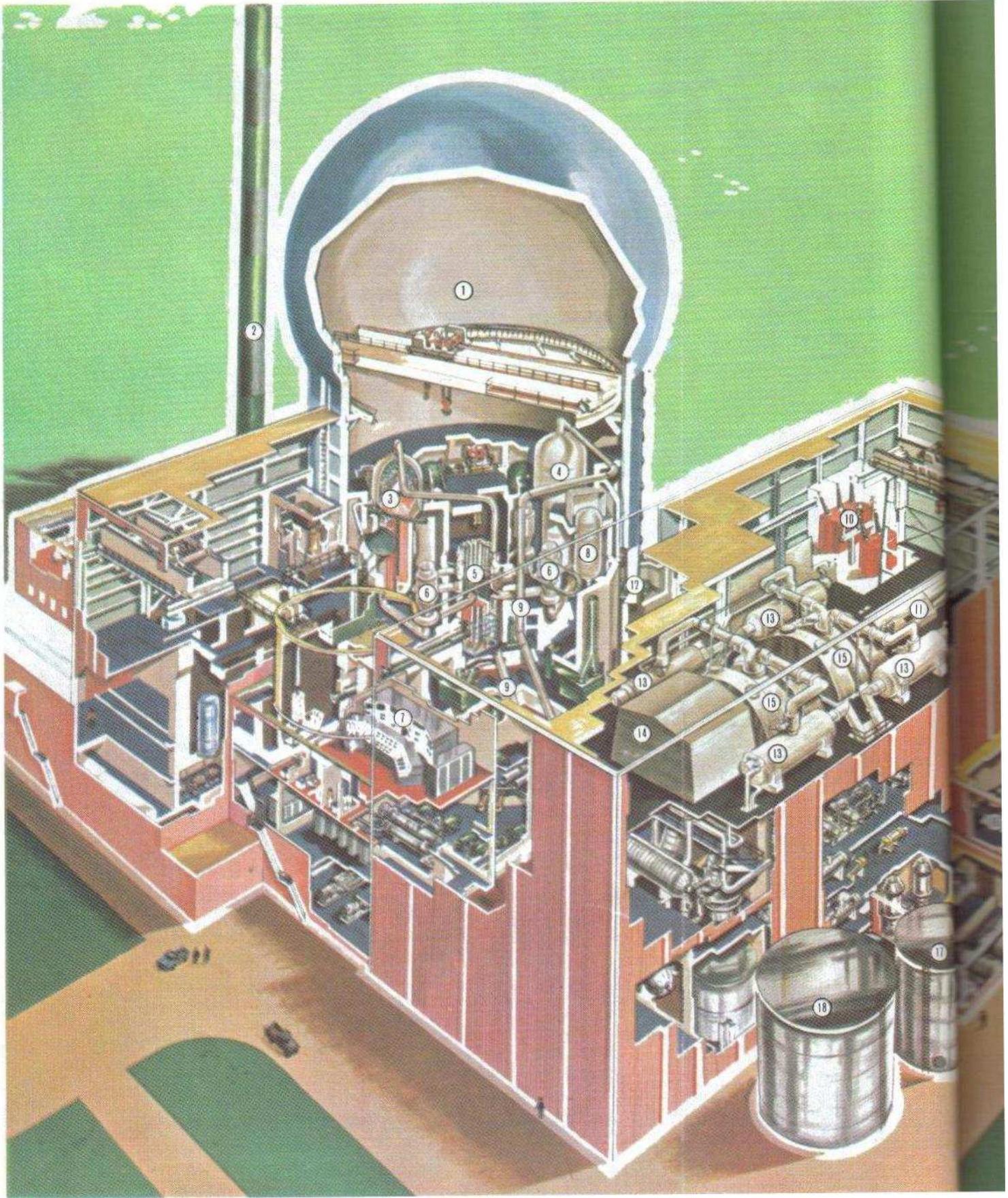
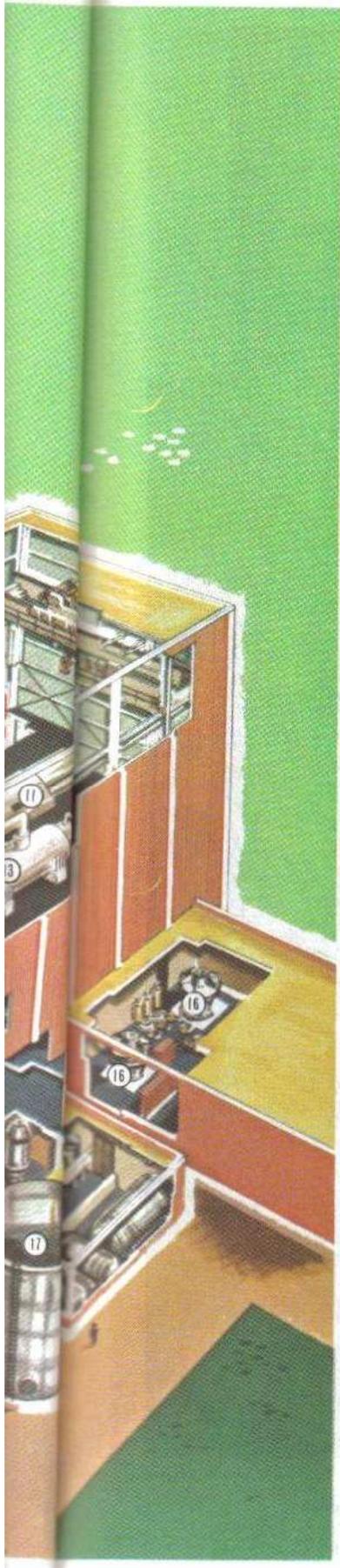


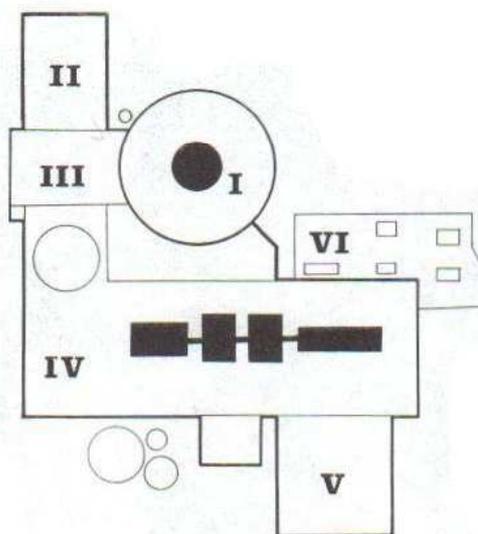


Figura 10. Diversos tipos de impulsores usados en las bombas.  
(Cortesía Fairbanks Morse.)





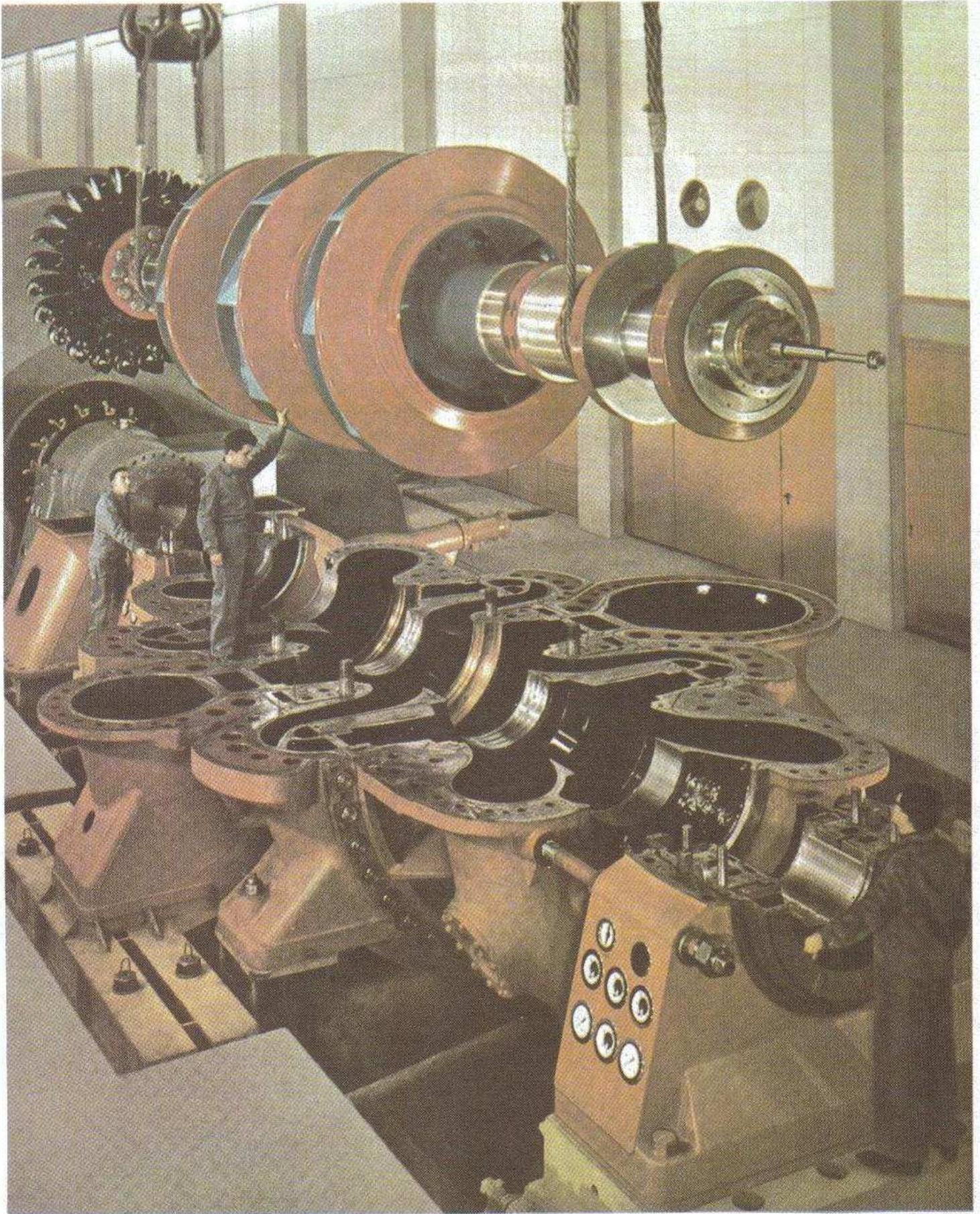
- 1.- EDIFICIO DEL REACTOR
- 2.- DESCARGA DE DESPERDICIOS GASEOSOS
- 3.- GENERADOR DE VAPOR
- 4.- GENERADOR DE VAPOR
- 5.- REACTOR
- 6.- BOMBA PRIMARIA
- 7.- CONSOLAS DE CONTROL
- 8.- PRESURIZADOR
- 9.- TUBERIA DE VAPOR PRINCIPAL
- 10.- TRANSFORMADOR PRINCIPAL
- 11.- GENERADOR
- 12.- ACCESO DE PERSONAL
- 13.- SECADOR DE VAPOR
- 14.- TURBINA DE ALTA PRESION
- 15.- TURBINA DE BAJA PRESION
- 16.- BOMBAS DE AGUA DE CIRCULACION
- 17.- AGUA DE REPUESTO PARA EL CIRCUITO PRIMARIO
- 18.- AGUA DE REPUESTO PARA CONDENSADO



- I.- EDIFICIO DEL REACTOR
- II.- ADMINISTRACION
- III.- MANEJO DE COMBUSTIBLE
- IV.- SALA DE TURBOGENERADOR
- V.- CASETA DE BOMBAS PARA AGUA DE ENFRIAMIENTO
- VI.- SUBESTACION DE TRANSFORMACION

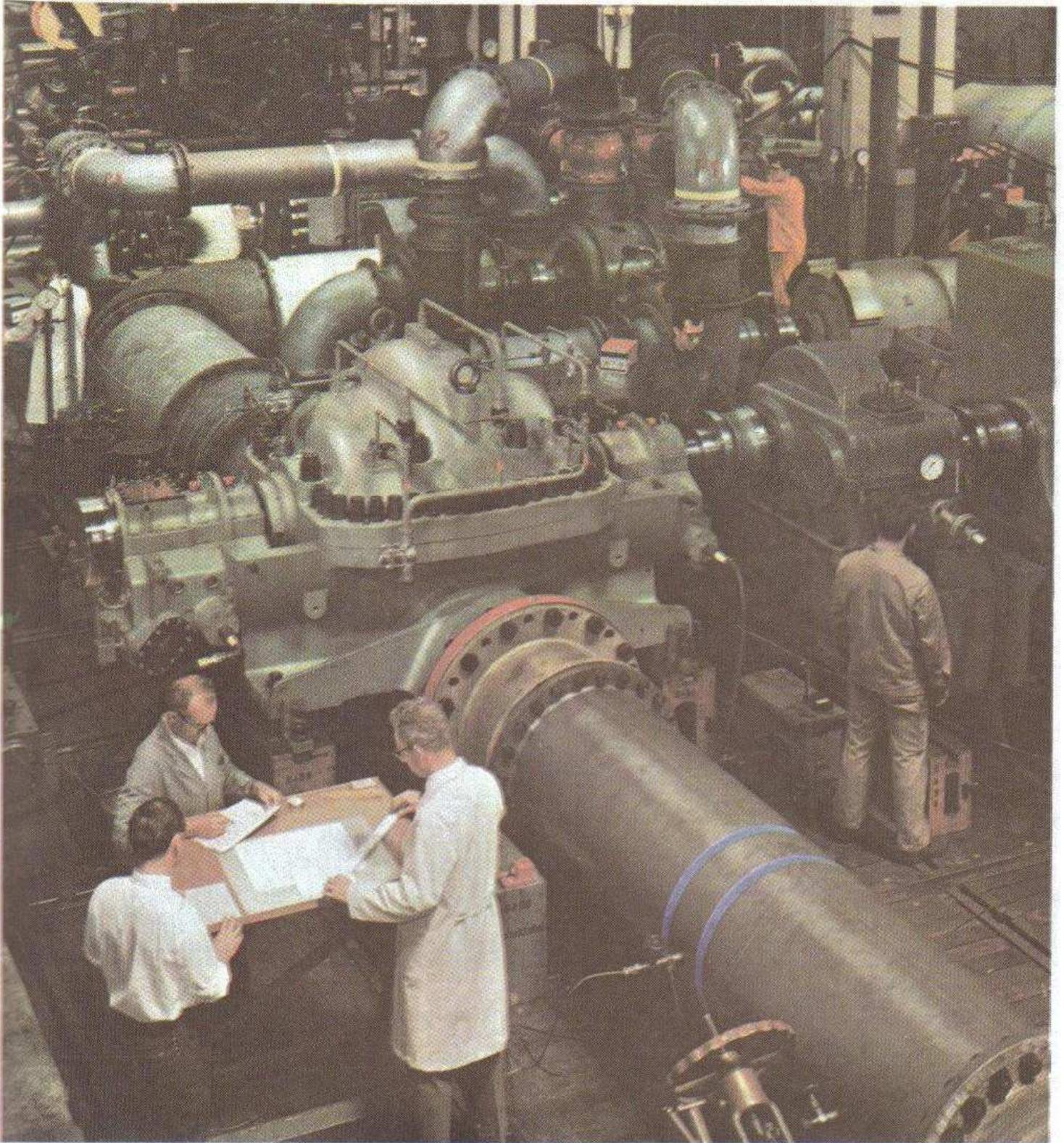
**Figura 11.** Corte de un reactor nuclear en donde se muestran los sistemas de bombeo.

(Cortesía Comisión Federal de Electricidad, México.)



**Figura 12.** Rotor de 48 toneladas, utilizado en las turbobombas de 68,300 KW de la planta hidroeléctrica de Vianden, en la frontera Alemania-Luxemburgo.

(Cortesía *Escher Wyss.*)



**Figura 13.** Instalación, en el laboratorio de pruebas, de una unidad para bombeo de petróleo crudo en Libia. Caudal de 7,000 m<sup>3</sup>/hr. Carga 132 m. Potencia 4,330 C.V.  
(Cortesía Sulzer.)

Figura 15. Bomba utilizada en sistemas hidroneumáticos para alberca.

(Cortesía Larver.) →

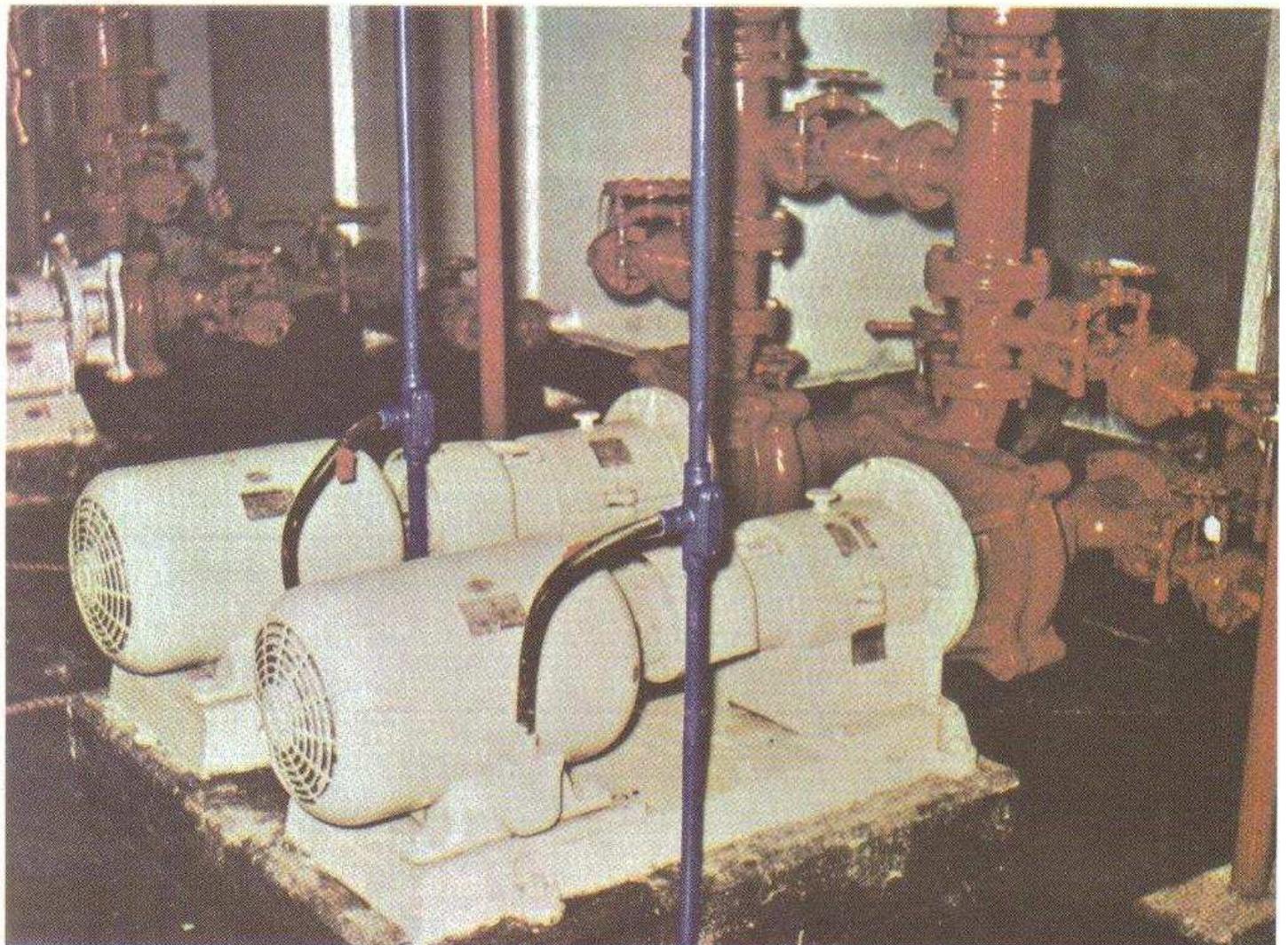


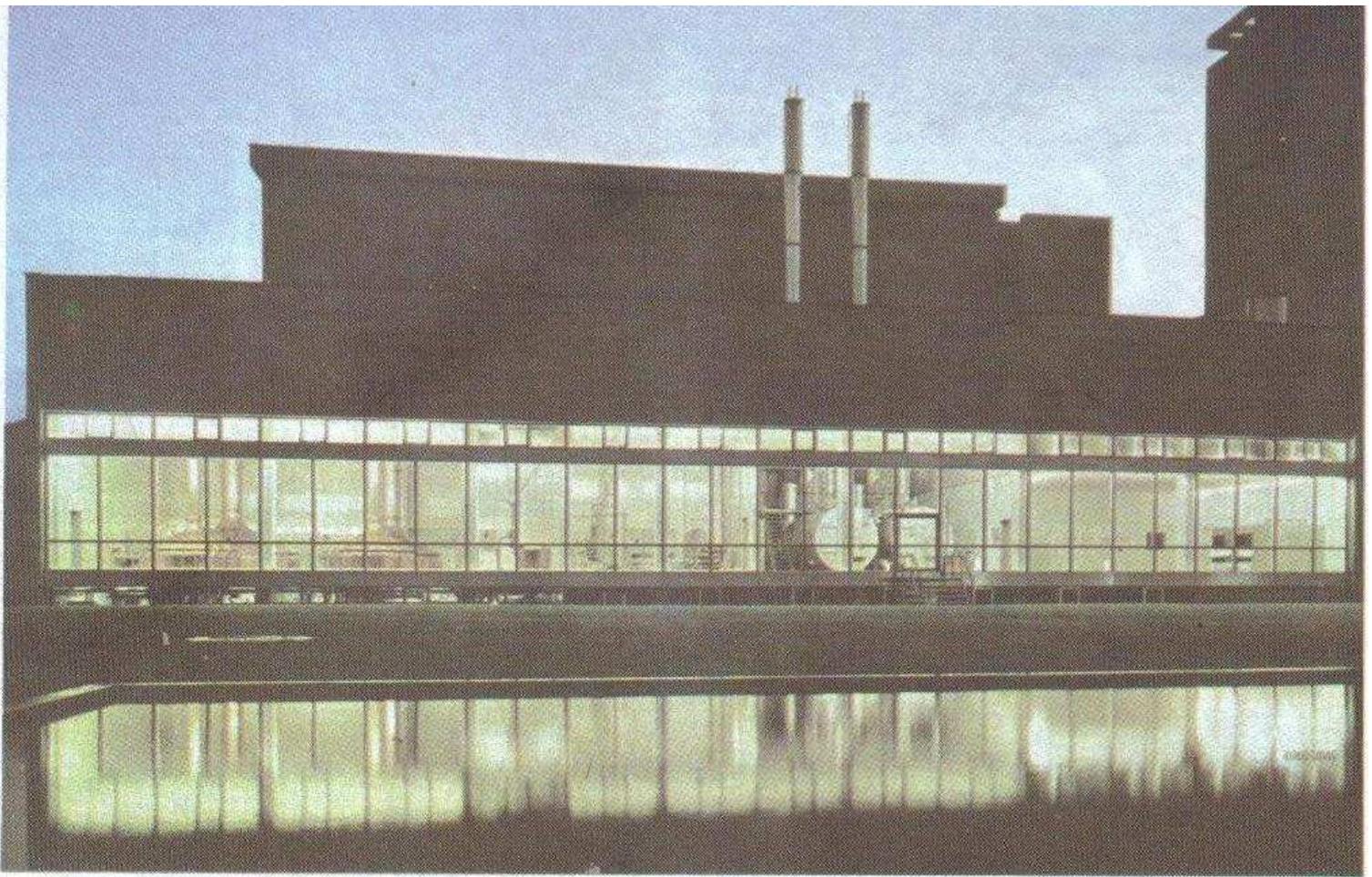
Figura 14. Bomba de alta presión para la industria petrolera.

(Cortesía Byron Jackson.)

Figura 16. Bombas para manejo de lodos.

(Cortesía Wifley Pumps.) →



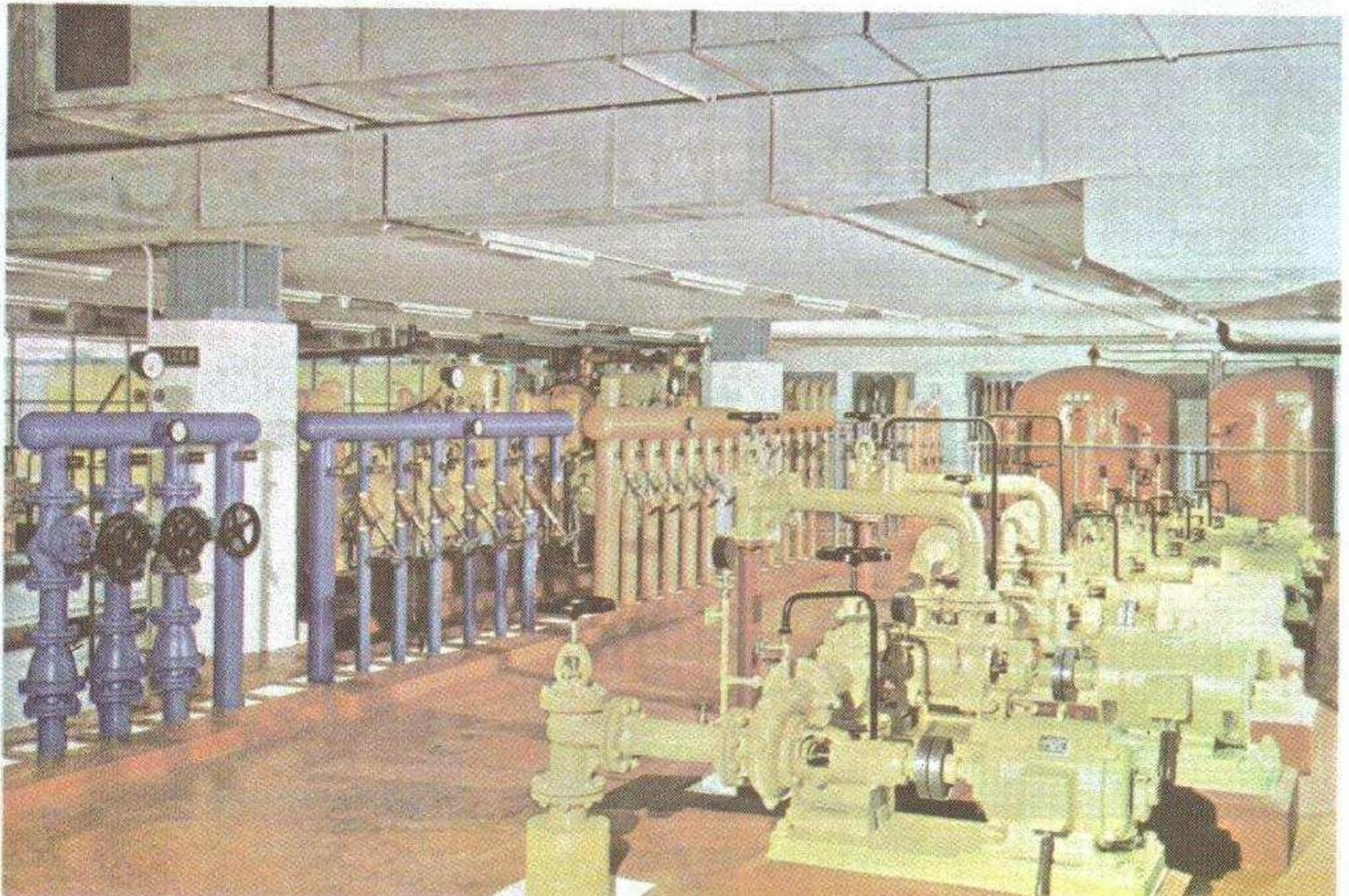


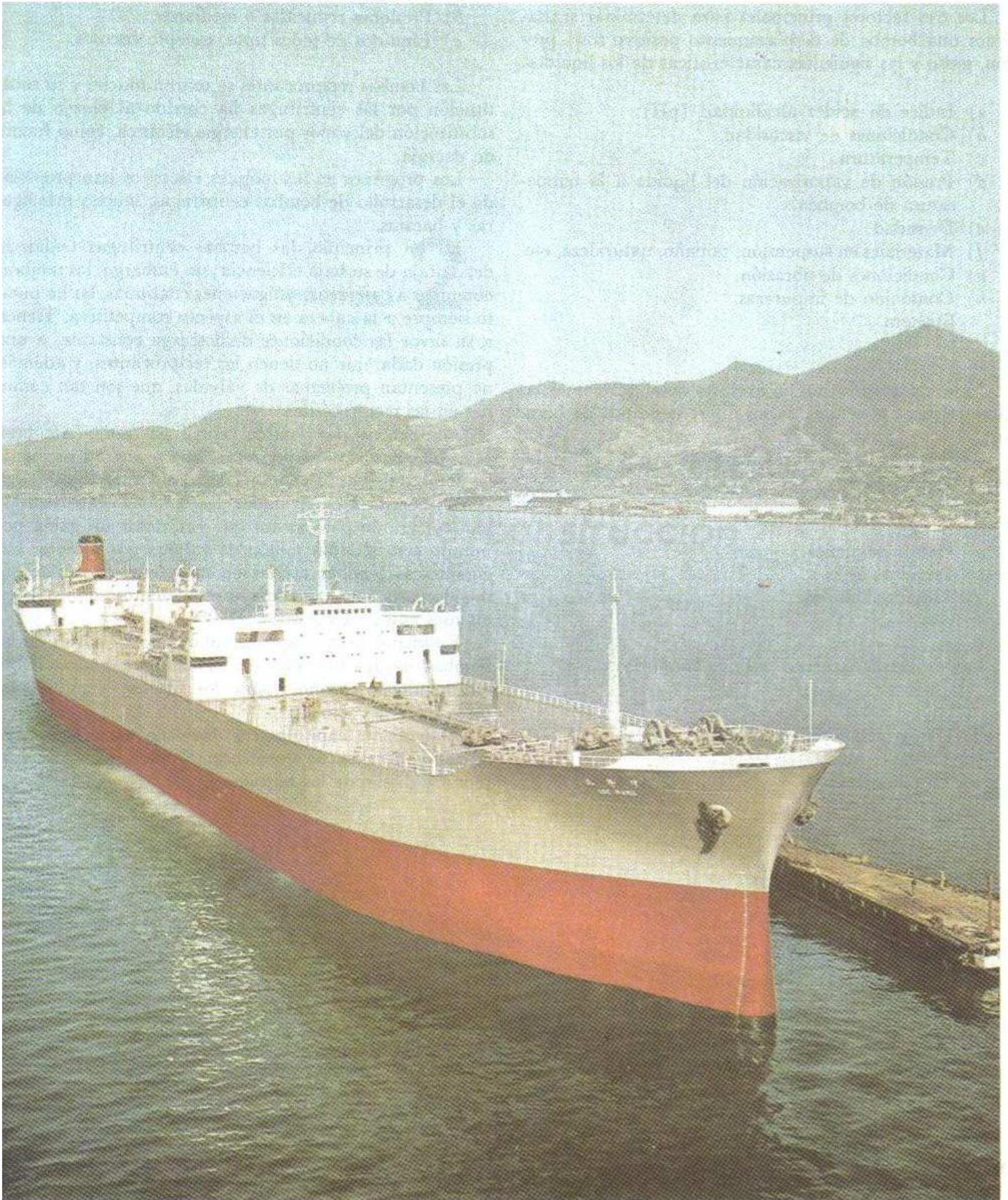
**Figura 17.** Gran cantidad de bombas son usadas en las modernas plantas cerveceras, como la mostrada del núcleo Anker Brauerei, Alemania.

(Cortesía Sulzer.)

**Figura 18.** Sistemas de bombas contra incendio.

(Cortesía Sulzer.)





**Figura 19.** Cientos de bombas son usadas en los barcos tanque que surcan los mares de todo el mundo.

(Cortesía Sulzer.)

### FACTORES PARA LA SELECCION DEL TIPO DE BOMBA

Los tres factores principales para determinar si usaremos una bomba de desplazamiento positivo son: presión, gasto y las siguientes características de los líquidos.

- a) Índice de acidez-alcalinidad (pH).
  - b) Condiciones de viscosidad.
  - c) Temperatura.
  - d) Presión de vaporización del líquido a la temperatura de bombeo.
  - e) Densidad.
  - f) Materiales en suspensión, tamaño, naturaleza, etc.
  - g) Condiciones de abrasión.
  - h) Contenido de impurezas.
- Etcétera.

Antes de adentrarnos en mayores detalles, veamos las características generales de los diferentes tipos de bombas.

Las bombas de desplazamiento positivo reciprocantes son aplicables para:

- a) Gastos pequeños.
- b) Presiones altas.
- c) Líquidos limpios.

Las de desplazamiento positivo rotatorias para:

- a) Gastos pequeños y medianos.
- b) Presiones altas.
- c) Líquidos viscosos.

Las bombas "dinámicas" del tipo centrífugo:

- a) Gastos grandes.
- b) Presiones reducidas o medianas.
- c) Líquidos de todos tipos, excepto viscosos.

Las bombas reciprocantes se usaron mucho y su substitución por las centrífugas ha corrido al parejo de la substitución del vapor por energía eléctrica, como fuente de energía.

Los progresos en los motores eléctricos han propiciado el desarrollo de bombas centrífugas, mucho más ligeras y baratas.

En un principio, las bombas centrífugas tenían la desventaja de su baja eficiencia; sin embargo, las mejoras obtenidas a base de investigaciones continuas, las ha puesto siempre a la cabeza en el aspecto competitivo. Tienen a su favor las condiciones de descarga constante, a una presión dada, que no tienen las reciprocantes; y además, no presentan problemas de válvulas, que son tan comunes en las reciprocantes.

Actualmente las bombas centrífugas también cubren el campo de las altas presiones, que se logran mediante las bombas de varios pasos accionadas a altas velocidades.

En cuanto a capacidades, las bombas centrífugas se han construido para gastos que van desde un galón por minuto a más de un millón de galones por minuto. Las gigantescas bombas usadas en las presas de almacenamiento europeas y americanas requieren motores que, en algunos casos, exceden los 100,000 hp.

En virtud de que aproximadamente  $\frac{2}{3}$  partes de las bombas usadas hoy día son centrífugas, empezaremos estudiándolas, dejando para los últimos capítulos los otros tipos de bombas.

El siguiente capítulo será dedicado a sus especificaciones y detalles de construcción, para seguir con la teoría y diseño de las mismas.

**CAPITULO 2**

*Especificaciones y detalles  
de construcción*

## DEFINICIONES Y NOMENCLATURA

**Definiciones de las partes constitutivas de una bomba.** Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por esta razón existe una innumerable cantidad de piezas, las cuales se han numerado de 1 a 170 por el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América.

De la lista que aparece en el libro del Instituto se han entresacado las partes más usadas, cuyos nombres se enumeran a continuación y se ilustran en la figura 20.

1. Carcaza		
A: Mitad superior		
B: Mitad inferior		
2. Impulsor		
4. Propela		
6. Flecha		
7. Anillo de desgaste de la carcaza		
8. Anillo de desgaste del impulsor		
9. Tapa de succión		
11. Tapa del estopero		
13. Empaque		
14. Camisa de flecha		
15. Tazón de descarga		
16. Balero (interior)		
17. Prensaestopas		
18. Balero (exterior)		
19. Soporte de baleros		
20. Tuerca de la camisa		
22. Tuerca del balero		
24. Tuerca del impulsor		
25. Anillo de desgaste de la cabeza de succión	Extremo líquido	{ Carcaza Cabeza de succión Impulsor Anillos Camisa de flecha Jaula de sello Sello, etc.
27. Anillo de la tapa del estopero	(todas las partes	
29. Jaula de sello	en contacto con el	
31. Alojamiento de balero (interior)	líquido)	
32. Cuña del impulsor		
33. Alojamiento de balero (exterior)		
35. Cuña de la propela		
37. Tapa de balero (exterior)		
39. Buje del balero		
40. Deflector		
42. Cople (mitad motor)	Elementos de soporte	{ Soporte Flecha Baleros Tapas, etc.
	y transmisión	
44. Cople (mitad bomba)		
46. Cuña del cople		
48. Buje del cople		
50. Tuerca del cople		
52. Perno del cople		
59. Tapa de registro		
68. Collarín de la flecha		
72. Collarín axial		
78. Espaciador de balero		
85. Tubo de protección de la flecha		
89. Sello		
91. Tazón de succión		
101. Tubo de columna		
103. Chumacera de conexión		
123. Tapa de balero		
125. Grasera de copa		
127. Tubería de sello		

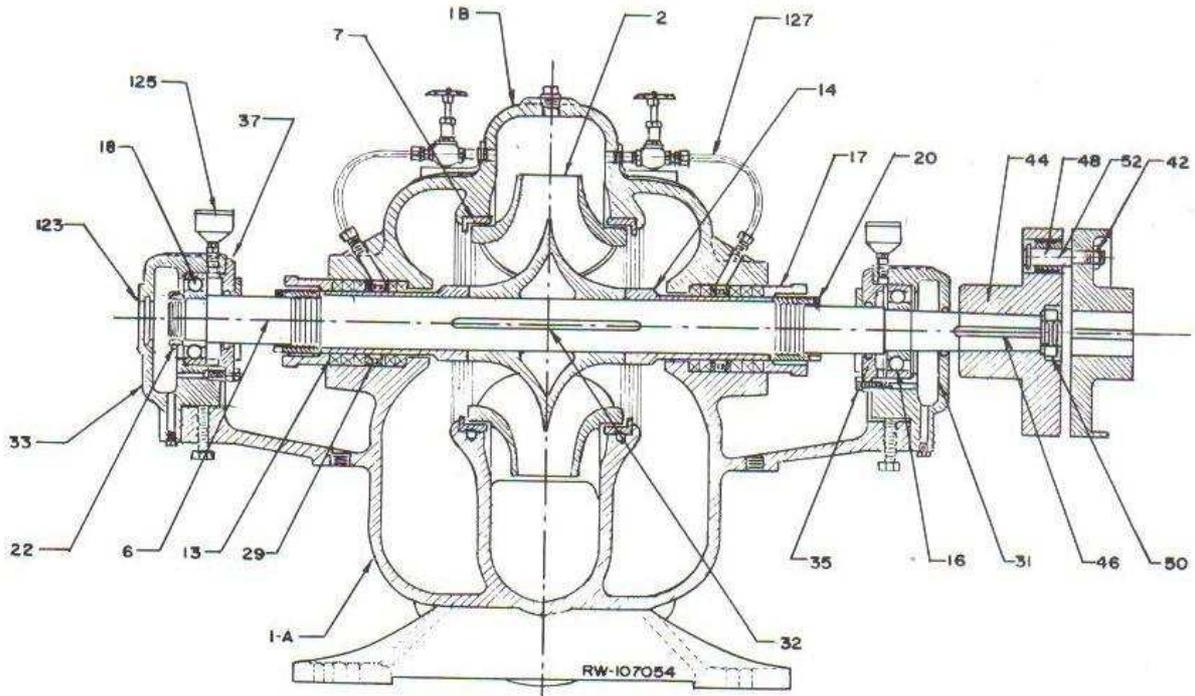


Figura 20. Partes constitutivas de una bomba centrífuga.

**Tamaño.** El tamaño nominal de una bomba centrífuga se determina generalmente por el diámetro interior de la brida de descarga. Sin embargo, esta designación muchas veces no es suficiente puesto que no determina el gasto que puede proporcionar una bomba, ya que éste dependerá de la velocidad de rotación así como del diámetro del impulsor.

Conforme a ello suelen usarse designaciones tales como la que se muestra al final de esta página.

**Sentido de rotación.** El sentido de rotación de una bomba centrífuga puede ser:

- a) En el sentido de las manecillas del reloj.
- b) En el sentido contrario a las manecillas del reloj.

El punto de observación debe ser en una bomba horizontal cuando el observador está colocado en el lado del cople de la bomba.

Lo mismo sucede en las bombas verticales en las cuales el observador debe colocarse mirando hacia abajo en la flecha superior de la bomba.

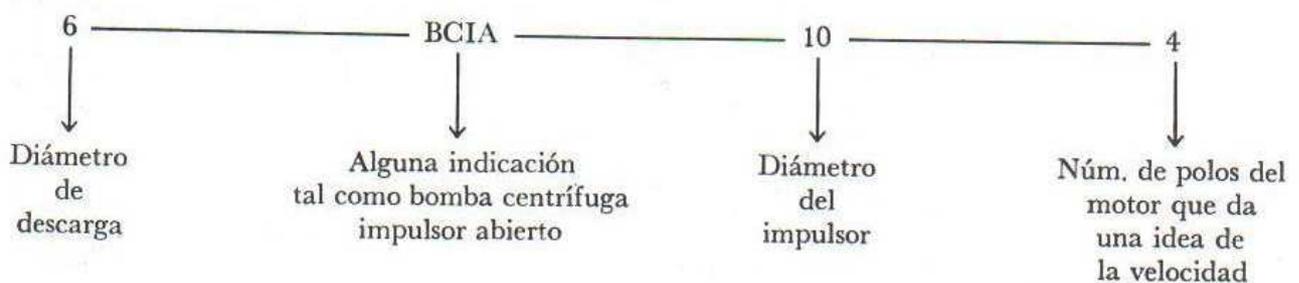
**Clasificación de las bombas por el tipo de material de sus partes.** Las designaciones del material frecuentemente usadas para bombas son:

1. Bomba estándar (hierro y bronce).
2. Bomba toda de hierro.
3. Bomba toda de bronce.
4. Bombas de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable.
5. Bombas de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas pueden construirse también de otros metales y aleaciones como porcelana, vidrio, hules, etcétera.

Las condiciones de servicio y la naturaleza del líquido manejado determinarán el tipo de material que se usará.

Para bombas de alimentación de agua potable la construcción más normal es la estándar de hierro y bronce.



Parte	Bomba estándar	Bomba toda de fierro	Bomba toda de bronce	Bomba de acero	Bomba de acero inoxidable
Carcaza	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Cabeza de succión	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Impulsor	Bronce	Fierro	Bronce	Fierro, acero o acero inoxidable	Acero inoxidable
Anillos de desgaste	Bronce	Fierro	Bronce	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Difusores	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Flecha	Acero	Acero	Acero	Acero con alto contenido de carbono	Acero inoxidable
Cámara de flecha	Latón	Acero o acero inoxidable	Latón	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Prensaestopas y partes pequeñas	Bronce	Fierro	Bronce	Acero o acero inoxidable	Acero inoxidable
Soporte de baleros	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro

En el cuadro anterior se mencionan los materiales usados en las partes de una bomba horizontal, según la construcción de cada una de ellas.

Las bombas de pozo profundo usadas para alimentación de agua usan los siguientes materiales:

- Tazones—Fierro.
- Impulsores—Bronce.
- Flechas de impulsor—Acero inoxidable 13% Cr.
- Flechas de línea—Acero al carbono.
- Chumaceras—Bronce.
- Tuberías—Acero.
- Cabezal de descarga—Fierro o acero.

En general, las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- a) Corrosión del líquido manejado.
- b) Acción electroquímica.
- c) Abrasión de los sólidos en suspensión.
- d) Temperatura de bombeo.
- e) Carga de operación.
- f) Vida esperada.

Como se ve, en el caso de bombas para alimentación de agua potable, los factores anteriores no están presentes, a excepción de la abrasión que puede producirse con pozos donde exista arena.

Un factor que puede afectar la selección de materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación. En los casos en que el aceite lubricante pudiese contaminar el agua se usa lubricación por

agua, teniéndose que usar entonces camisas de acero inoxidable y chumaceras de hule montado en soportes de chumacera de bronce.

**Clasificación de las bombas por el tipo de succión.** Las bombas, de acuerdo con su tipo de succión, se pueden catalogar en:

1. Simple succión.
2. Doble succión (ambos lauos del impulsor).
3. Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba).
4. Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba).
5. Succión a presión (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde llega el líquido a presión).

**Clasificación de las bombas por su dirección de flujo.** De acuerdo con la dirección del flujo las bombas se dividen en:

1. Bombas de flujo radial.
2. Bombas de flujo mixto.
3. Bombas de flujo axial.

Las bombas de flujo radial tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica, que desarrollan cargas altas. El flujo es casi totalmente radial y la presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.

En las bombas de flujo mixto el flujo cambia de axial a radial. Son bombas para gastos y cargas intermedias y

la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial.

En las bombas de flujo axial llamadas de propela el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica.

**CARCAZA**

**Función.** La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

**Tipos**

Según la manera de efectuar la conversión de energía	{ Voluta { Simple Doble	{ Difusor
Según su construcción	{ De una pieza { Por un plano horizontal Por un plano vertical Por un plano inclinado	{ Partida
Según sus características de succión	{ Simple Doble Succión por un extremo	{ Lateral Superior Inferior
Según el número de pasos	{ De un paso De varios pasos	

*La carcasa tipo voluta.* Es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde conecta con la descarga (Fig. 21).

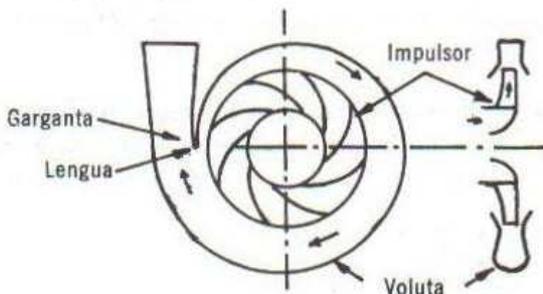


Figura 21. Carcasa tipo voluta.

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable sobre todo si la bomba se trabaja con gastos alejados y menores al gasto del punto de máxima eficiencia.

La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, diámetro del impulsor, ancho del mismo y diseño de la misma carcasa. Cuando se quiere eliminar el problema del empuje radial que se produce en una bomba de simple voluta, se usa bomba de doble voluta en la cual cada voluta toma la mitad del gasto y cada una de ellas tiene su garganta colocada 180° distante.

Esta variante se usa solamente en bombas grandes.

*La carcasa tipo difusor.* Consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro.

Su aplicación más importante es en las bombas de pozo profundo que son bombas de varios pasos con impulsores en serie tal como se muestran en las figuras 22 y 23.

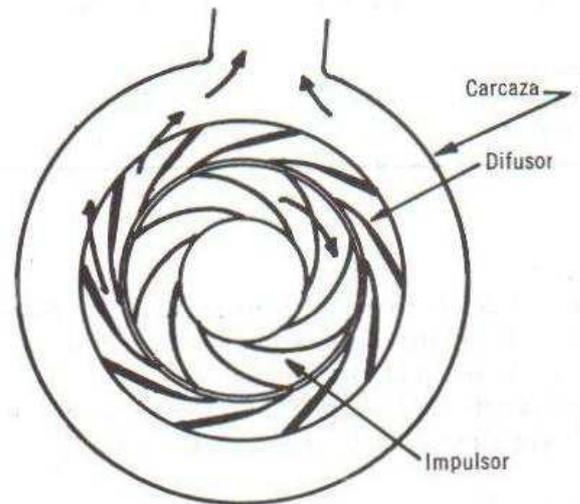


Figura 22. Carcasa tipo difusor

*Según su construcción* las carcasas pueden ser de una sola pieza o partidas.

Las carcasas de una sola pieza, por supuesto, deben tener una parte abierta por donde entra el líquido.

Sin embargo, para poder introducir el impulsor, es necesario que la carcasa esté partida y ello puede ser a través de un plano vertical, horizontal o inclinado (véase figuras 24 y 25).

Las carcasas que están partidas por un plano horizontal tienen la gran ventaja de que se pueden inspeccionar las partes internas sin tener que quitar las tuberías, y se designan como bombas de caja partida. Se usan para abastecimiento de agua en grandes cantidades.

Las bombas con carcasa inclinada se usan mucho en aquellos casos en que se manejan pulpas o pastas que continuamente están obstruyendo el impulsor y cuya revisión es continua, pero su uso es para fábricas de papel o ingenios, como se verá en otro capítulo.

*Según sus características de succión* las carcasas pueden ser de simple o doble succión, correspondiendo a las

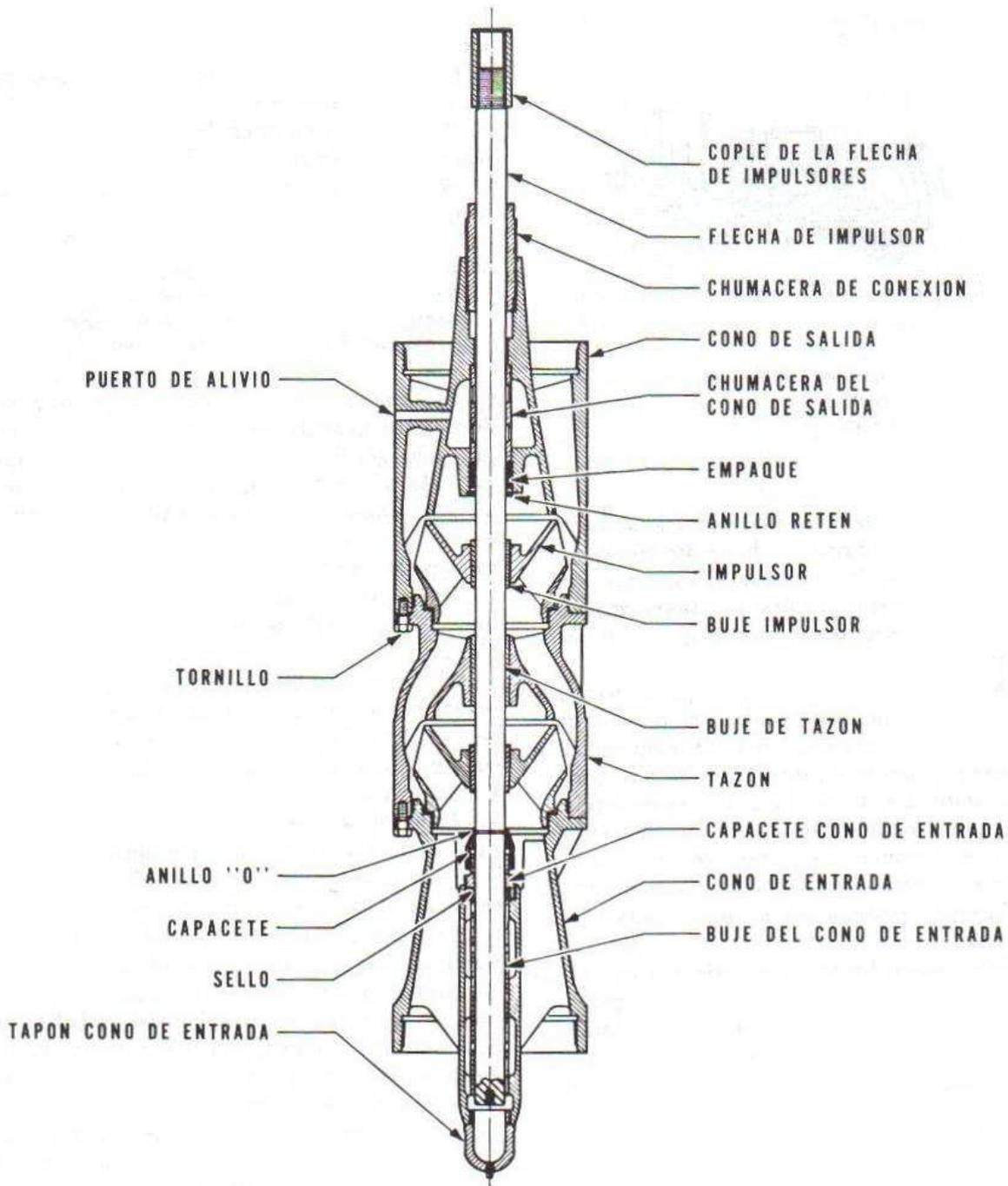


Figura 23. Corte seccional de una bomba de pozo profundo.

características del impulsor que succionará el agua por uno o ambos extremos.

Pero por lo que se refiere propiamente a la carcasa, se puede tener succión lateral superior e inferior como se muestra gráficamente en las fotografías de las figuras 26, 27 y 28.

Las ventajas de las distintas disposiciones dependen del uso específico a que se vaya a destinar la bomba centrífuga y depende, principalmente, de las necesidades y colocación de las tuberías de succión y descarga.

Por último, la carcasa puede ser de uno o varios pasos según contenga uno o más impulsores.

Un caso ya citado fue el de la bomba de pozo profundo, pero en ella cada tazón lleva su propio impulsor, por lo cual, aun cuando la bomba es de varios pasos, el tazón sólo está construido para alojar un solo impulsor.

Existen carcasas de bombas centrífugas mucho más complicadas las cuales deben alojar varios impulsores. Estas bombas se usan para altas presiones y las carcasas deben tener los conductos que comuniquen de uno a otro paso, según se muestra en la figura 29.

*Construcción.* La construcción de los diversos tipos de carcasas antes citadas cubre las siguientes etapas:

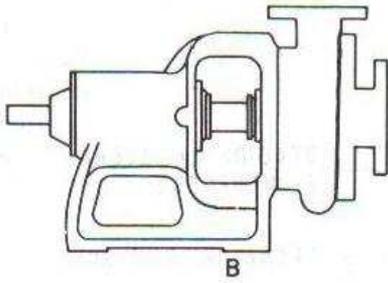


Figura 24. Carcaza partida por un plano vertical.

1. Diseño con la elaboración de los planos
2. Elaboración de modelos.
3. Selección de materiales
4. Fundición.
5. Maquinado.

El diseño se hace partiendo de las condiciones hidráulicas que se pretenden cubrir y mediante los conocimientos obtenidos del diseño hidrodinámico, así como de las experiencias obtenidas en diseños anteriores mediante los cuales se fijan constantes de diseño que facilitan el trabajo del proyectista.

Es sabido que la complejidad del flujo en una máquina hidráulica impone aún hoy día, la necesidad de recurrir en numerosas ocasiones a la experimentación, bien en modelos reales o en modelos a escala, convirtiendo los resultados por las relaciones de homología.

Una vez que experimentalmente se ha obtenido la forma óptima, se terminan los planos, determinando todas las secciones y desarrollos necesarios para proceder a la elaboración de los modelos que se usaron para la fundición de las piezas.

Los modelos suelen hacerse en madera o en aluminio. Si la madera es buena y desflepada que asegure que no habrá deformaciones, se prefiere por su fácil trabajo y menor costo. Cuando la madera no cumple dichas condiciones, como es el caso en México, es necesario

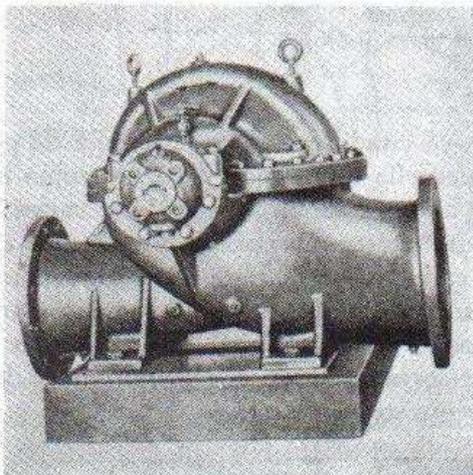


Figura 25. Carcaza partida por un plano horizontal.

hacer un modelo maestro en madera y el modelo definitivo de trabajo en aluminio, ya que éste no se tuerce, es ligero y resiste mucho más, aun cuando, por supuesto, es mucho más caro.

Al hacer los modelos debe tenerse en cuenta la contracción que sufrirá el material al ser fundido y por tanto el modelo deberá ser más grande. La contracción de los metales usados es la siguiente:

Fierro	1/8" por pie
Bronce	3/16" por pie
Acero	1/4" por pie
Acero inoxidable	5/16" por pie

*Materiales de la carcasa.* La mayoría de las carcasas de bombas centrífugas están hechas de fierro fundido. Sin embargo, tiene limitaciones debido a su baja resistencia a la tensión, por lo cual no se puede usar ni para altas presiones ni altas temperaturas en donde deberán usarse materiales como acero, el cual con menores espesores podrá soportar presiones mayores.

Raras veces se usan carcasas de fierro para presiones mayores de 1,000 lb/plg<sup>2</sup> y temperaturas superiores a 350°F.

El fierro es, además, difícil de soldar, cosa que no sucede con el acero. Otro material usado en carcasas de bombas centrífugas es el bronce, donde no se quiere tener contaminación en el agua o se tengan sustancias ligeramente ácidas.

También se usa acero inoxidable en sus diferentes tipos, si el líquido es altamente corrosivo o erosivo.

Para agua potable los materiales más comunes de la carcasa son fierro y algunas veces bronce.

La fundición de fierro es más fácil que la de bronce y mucho más fácil que las de acero y acero inoxidable.

Para el maquinado de carcasas se necesitan talleres dotados de tornos, mandriladoras, taladros, etc., y se deben sujetar a una inspección rigurosa para un buen ajuste en el ensamble con las demás partes constitutivas de la bomba que se verán a continuación.

## IMPULSORES

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:

Tipo de succión	{ Simple succión Doble succión
Forma de las aspas	{ Aspas curvas radiales Aspas tipo Francis Aspas para flujo mixto Aspas tipo propela
Dirección del flujo	{ Radial Mixto Axial

Construcción mecánica	{	Abierto
		Semiabierto
		Cerrado
Velocidad específica	{	Baja
		Media
		Alta

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, en tanto que el de doble succión podría considerarse como uno formado por dos de simple succión colocados espalda con espalda (Figs. 30 y 31).

El de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común.

El impulsor de simple succión es más práctico y usado, debido a razones de manufactura y a que simplifica considerablemente la forma de la carcaza. Sin embargo, para grandes gastos, es preferible usar un impulsor de doble succión, ya que para la misma carga maneja el doble de gasto.

Tiene además la ventaja de que debido a la succión por lados opuestos no se produce empuje axial; sin embargo, complica bastante la forma de la carcaza.

En cuanto a la *forma de las aspas* hemos visto cuatro grupos que se ilustran en las figuras 32, 33 y 34, explicándose al mismo tiempo su tipo de flujo y velocidad específicos.

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Generalmente son impulsores para gastos pequeños y cargas altas, por lo cual son impulsores de baja velocidad específica. Manejan líquidos limpios sin sólidos en suspensión.

En un impulsor tipo Francis, las aspas tienen doble curvatura. Son más anchas y el flujo tiende a ser ya radial, ya axial. La velocidad específica va aumentando y la curva de variación del gasto con la carga se hace más plana.

Una degeneración de este tipo lo constituye el clásico impulsor de flujo mixto, es decir, radial-axial, en el cual empieza ya a predominar el flujo mixto. Se pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión.

Por último, tenemos los impulsores tipos propela, de flujo completamente axial para gastos altísimos y cargas reducidas, que vienen a ser los de máxima velocidad específica. Tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande.

Son especialmente adecuados para bombas de drenaje en ciudades. Otro tipo de aspas es el de los impulsores centrífugos inatascables. Todos ellos se muestran en las figuras 35, 36 y 37.

Por su construcción mecánica se ve que pueden ser completamente abiertos, semiabiertos o cerrados.

Un impulsor abierto es aquél en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos. Si estos impulsores son grandes en diámetro, resultan muy débiles, por lo cual, aun cuando en realidad son semiabiertos, lo que se conoce como impulsores

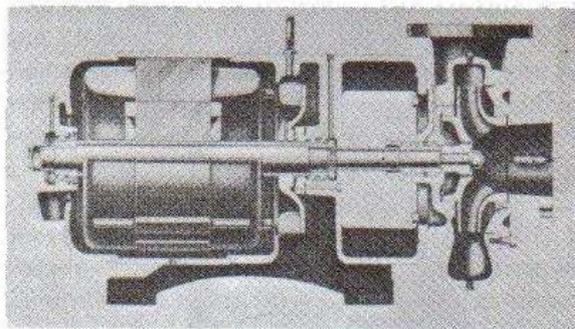


Figura 26. Succión lateral. Descarga por arriba.

abiertos, llevan un plato en la parte posterior que les da resistencia (Fig. 38).

Estos impulsores abiertos tienen la ventaja de que pueden manejar líquidos ligeramente sucios ya que la inspección visual es mucho más simple y posible. Tienen la desventaja de tener que trabajar con claros muy reducidos.

Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre ellos y la carcaza, ya que en realidad el líquido va canalizando entre las tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor (Fig. 39).

Por esta razón no se presentan fugas ni recirculación. Son los impulsores más usados en aplicaciones generales de las bombas centrífugas de simple y doble succión así como en las bombas de varios pasos.

### ANILLOS DE DESGASTE

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o toda la carcaza, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza o en el impulsor, o en ambos.

Existen diversos tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado. Estos incluyen: a) anillos planos; b) anillos en forma de L, y c) anillos de laberinto, de los cuales se pueden ver interesantes ilustraciones en la figura 40.

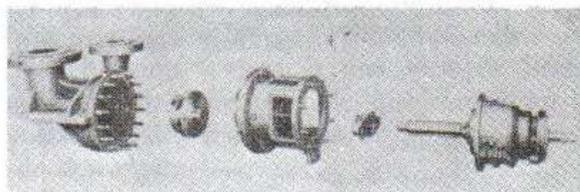


Figura 27. Succión por arriba. Descarga por arriba.

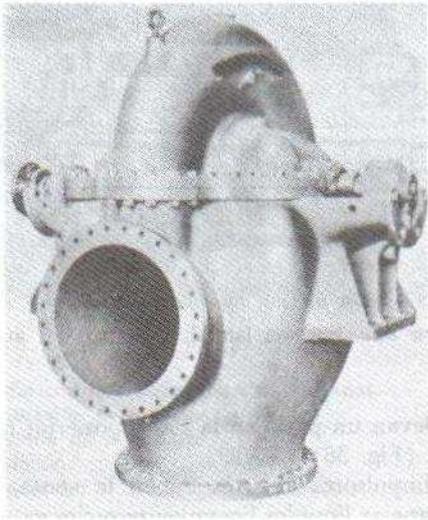


Figura 28. Succión por abajo. Descarga lateral.

Deberá cuidarse el claro que existe entre los anillos, puesto que si es excesivo resultará en una recirculación considerable, y si es reducido, éstos pueden pegarse, sobre todo si los materiales tienen tendencia a adherirse entre sí, como en el caso de los aceros inoxidable.

Generalmente en las bombas centrífugas estándar se usa bronce y en el caso de aceros inoxidable éstos deberán tener una diferencia mínima de dureza, de 50 Brinell.

### ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS

La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El estopero es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques; de éstos existen diversos tipos que serán citados posteriormente.

Prácticamente en todos los estoperos se tendrá que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba.

Por esta razón, los empaques deben comportarse plásticamente para ajustarse debidamente y ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba.

Debido a la misma presión, se origina en la flecha una fricción bastante considerable con el consabido aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse un medio de lubricación y enfriamiento.

Ello se logra mediante la introducción de una pieza que no se deforma llamada *jaula de sello*, la cual tiene una forma acanalada y a la cual se le hace llegar desde la misma carcasa, o desde una fuente externa un líquido de enfriamiento.

La presión de los empaques se efectúa por medio del *prensaestopos*, una pieza metálica que se mueve por me-

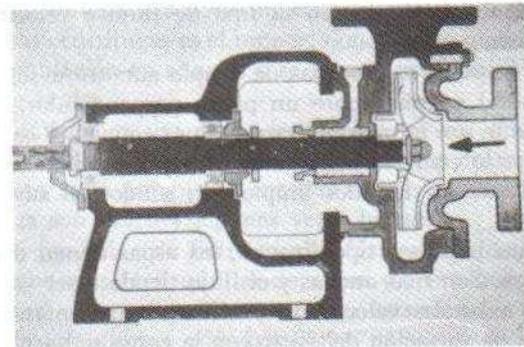


Figura 30. Impulsor de simple succión.

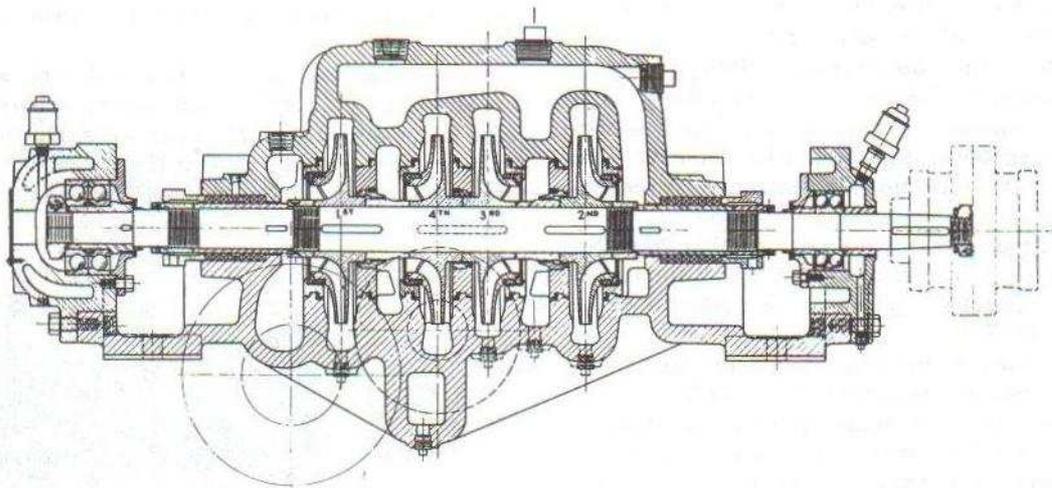


Figura 29. Bomba de cuatro pasos con impulsores opuestos.

ño de tornillos. La disposición de los elementos citados se muestra en la figura 41.

Los materiales usados como empaques en las bombas centrífugas pueden ser diversos, pero los más usados son:

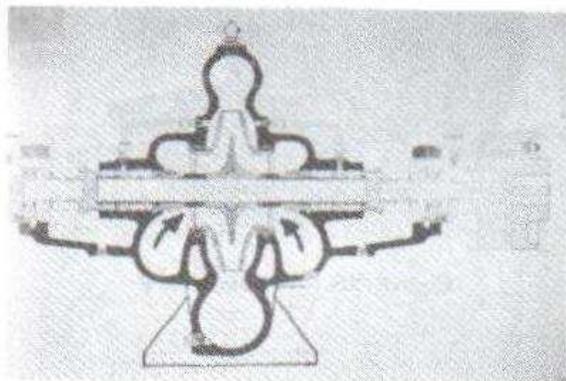


Figura 31. Impulsor de doble succión.

1. Empaque de asbesto. Este es comparativamente suave y aconsejable para agua fría y agua a temperatura no muy elevada. Es el más comúnmente usado en forma de anillos cuadrados de asbesto grafitado.

2. Para presiones y temperaturas más altas pueden usarse anillos de empaque de una mezcla de fibras de asbesto y plomo o bien plásticos, con el mismo plomo, cobre o aluminio. Sin embargo, estos empaques se usan para otros líquidos diferentes del agua en procesos industriales químicos o de refinación.

3. Para sustancias químicas se utilizan empaques de fibras sintéticas, como el teflón, que dan excelentes resultados.



Figura 32. Impulsor de aspas curvas radiales.

Como se ha dicho, todos ellos van introducidos como anillos en la caja de empaque, quedando en medio la jaula de sello, tal como se muestra en la figura 42.

Las bombas de pozo profundo lubricadas por agua llevan también una caja de empaques vertical concéntrica con la flecha, en la cual se alojan también la jaula de sello y los anillos de empaque grafitado, en una forma enteramente análoga a las centrífugas horizontales.

*Sellos mecánicos.* En aquellos casos en que se usa el empaque convencional y prensaestopas debe dejarse un pequeño goteo, ya que de otra manera el calor y fricción generado sobre la flecha es muy grande, dañándola y haciendo que el motor tome más potencia.

Sin embargo, hay ocasiones en que se desea que no se produzca ninguna fuga, o bien el líquido ataca a los empaques haciendo que su cambio sea frecuente. En estos casos se usa un sello mecánico que consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcasa, mientras que la otra gira con la flecha.

Los materiales de ambas superficies en forma de anillos son diferentes (generalmente una es de carbón o teflón y la otra de acero inoxidable).

El apriete de una superficie contra otra se regula por medio de un resorte. En los demás puntos por donde podría existir una fuga se ponen anillos y juntas de material adecuado, con lo cual se logra que el flujo que se escapa sea reducido prácticamente a nada.

Existe una gran cantidad de diseños de diferentes fabricantes y dos tipos básicos, el sello interior o sea dentro de la caja de empaques, y el sello externo.

Existe además el sello mecánico desbalanceado y el balanceado, entendiéndose por ello que la presión que ejerce el líquido sobre ambas caras debe ser la misma. En la figura 43 se ilustran mejor los sellos mecánicos.



Figura 33. Impulsor tipo Francis.

## FLECHAS

La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor.

En el caso de una bomba centrífuga horizontal, la flecha es una sola pieza o lo largo de toda la bomba. En el caso de bombas de pozo profundo, existe una flecha de impulsores y después una serie de flechas de transmisión unidas por un cople, que completan la longitud necesaria desde el cuerpo de tazones hasta el cabezal de descarga.

Las flechas generalmente son de acero, modificándose únicamente el contenido de carbono, según la resistencia

que se necesite. En el caso de bombas de pozo profundo, las flechas de impulsores son de acero inoxidable con 13% de cromo, en tanto que las flechas de transmisión son de acero con 0.38 a 0.45 de carbono, rolado en frío y rectificado.

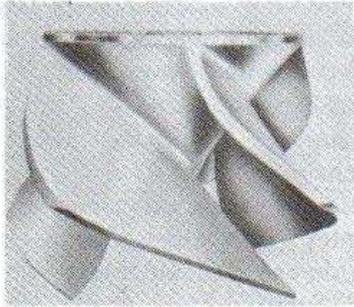


Figura 34. Impulsor de doble flujo.

La determinación del diámetro de las flechas en centrífugas horizontales se hace tomando en cuenta la potencia máxima que va a transmitir la bomba, el peso de los elementos giratorios y el empuje radial que se produce en las bombas de voluta, que como se ha visto anteriormente, llega a ser una fuerza de magnitud apreciable.

Puesto que la velocidad crítica de una flecha está relacionada con su diámetro, deberán calcularse dichas velocidades críticas para que con el diámetro seleccionado, la flecha trabaje en zonas alejadas de la crítica.

Como es sabido, en la zona de velocidad crítica existen muchas vibraciones y cualquier desviación de la flecha las incrementa.

Las bombas de pozo profundo deberán tener chumaceras guía en diferentes puntos equidistantes, para

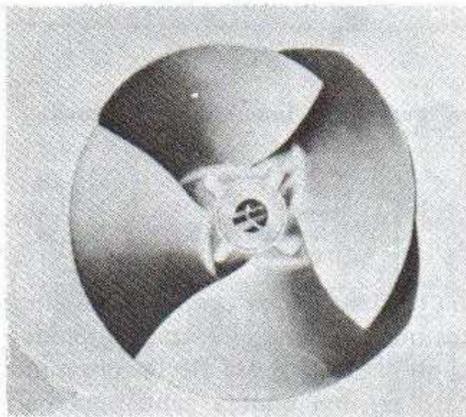


Figura 35. Impulsor mixto.

reducir la longitud entre apoyos y las consecuentes vibraciones.

Las flechas, tanto para bombas horizontales como verticales, deben ser rectificadas y pulidas.

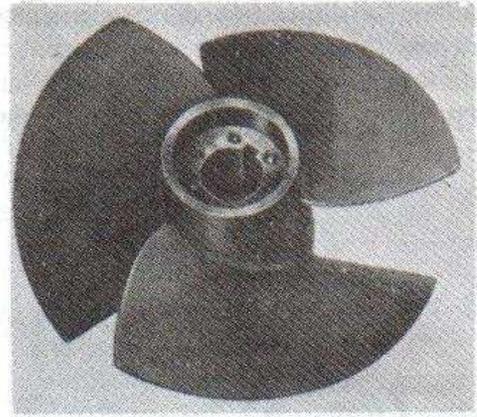


Figura 36. Impulsor axial.

En las horizontales las partes que deben ser mejor maquinadas son las zonas de los baleros, de la camisa de flecha, del cople y del impulsor, piezas que van aseguradas en distintas formas ya sea con cuñas, tuercas, etcétera.

*Camisas de flecha.* Debido a que la flecha es una pieza bastante cara y en la sección del empaque o de los apoyos hay desgaste, se necesita poner una camisa de flecha que tiene por objeto proteger la flecha y ser una pieza de cambio, sobre la cual trabajan los empaques.

Las camisas son generalmente de latón o de acero inoxidable y existen diversas formas constructivas de ellas, dependiendo del tamaño de la flecha y de la naturaleza del líquido manejado.

Como se ve en las figuras 44 y 45, la camisa se encuentra entre el impulsor y una tuerca que la aprieta. En bombas pequeñas basta con una simple cuña.

## COJINETES

El objeto de los cojinetes es soportar la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Por medio de un correcto diseño soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.

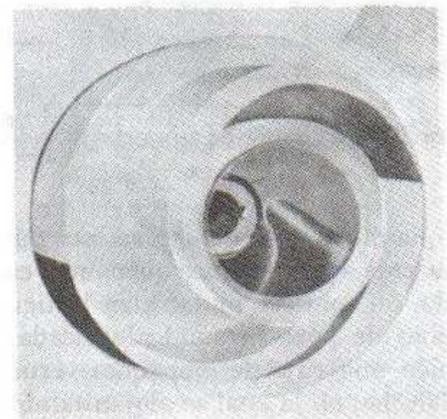


Figura 37. Impulsor tipo inatascable.

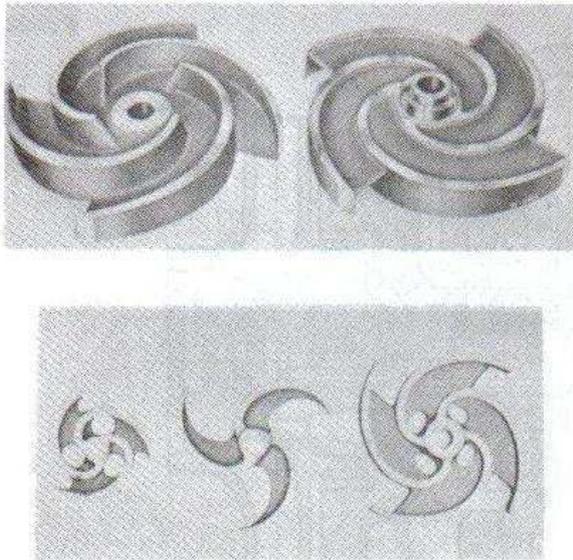


Figura 38. Impulsores abiertos.

Los soportes pueden ser en forma de bujes de material suave, con aceite a presión que centra la flecha o bien los baleros comunes y corrientes, que pueden ser de bolas en sus variantes de una hilera, dos hileras, autoalineables, etc., o bien pueden ser del tipo de rodillos.

Para cargas axiales el balero deberá tener un hombro sobre el cual carguen las bolas. La carga axial es mayor en las bombas de pozo profundo que en las centrífugas horizontales y en éstas, es mayor en las bombas de simple succión que en las de doble.

En la figura 46 se ilustran diversos tipos de baleros, así como sus montajes en bombas centrífugas horizontales.

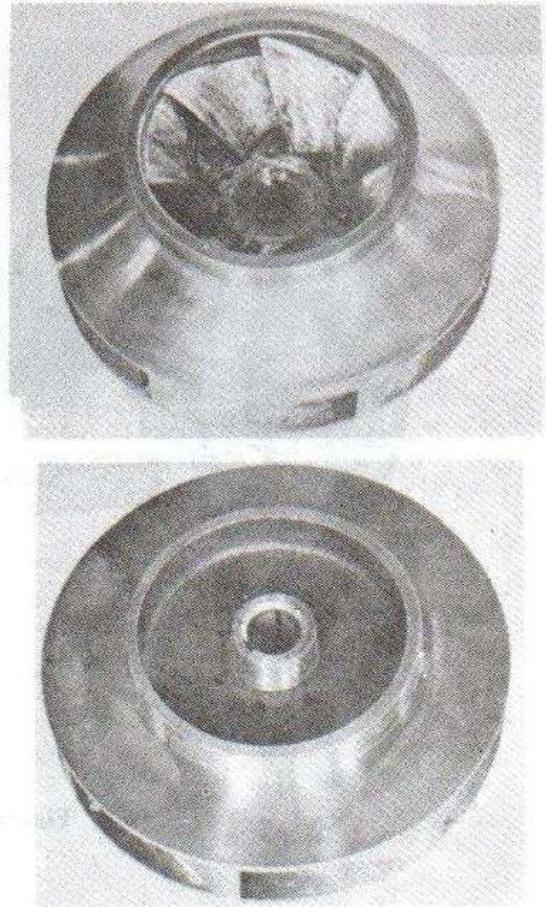


Figura 39. Parte anterior y posterior de un impulsor cerrado.

En las bombas de pozo profundo existen diversas chumaceras guía a lo largo de la bomba, como son:

- Chumacera en el cono de entrada;
- Chumacera en cada tazón;

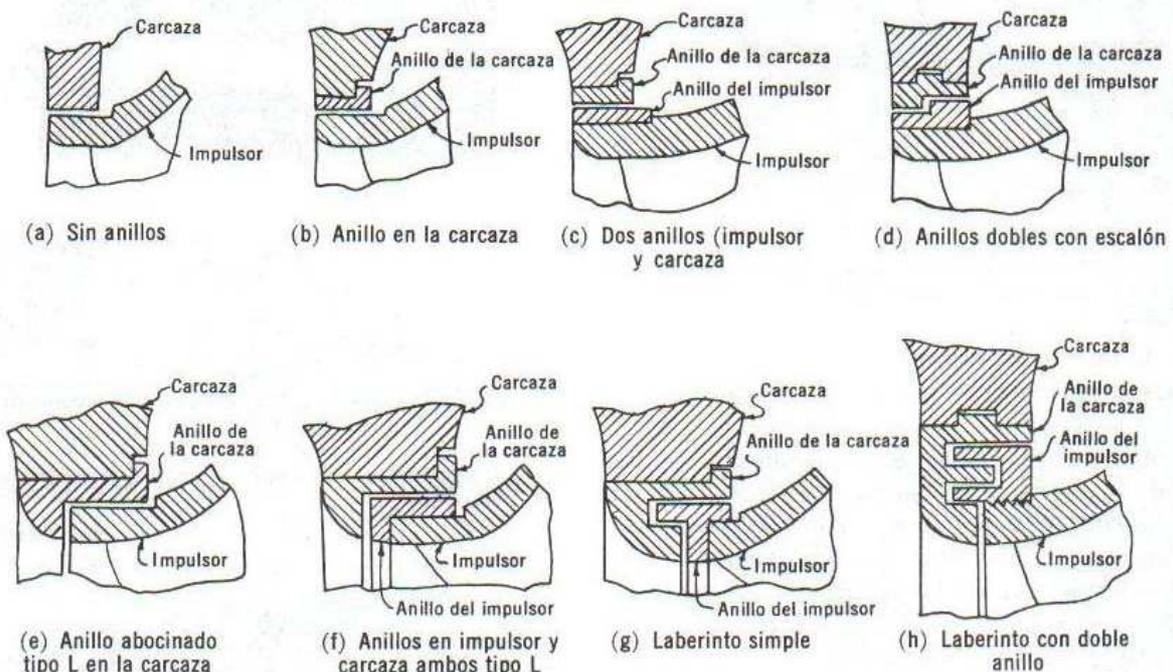


Figura 40. Diferentes tipos de anillos de desgaste.

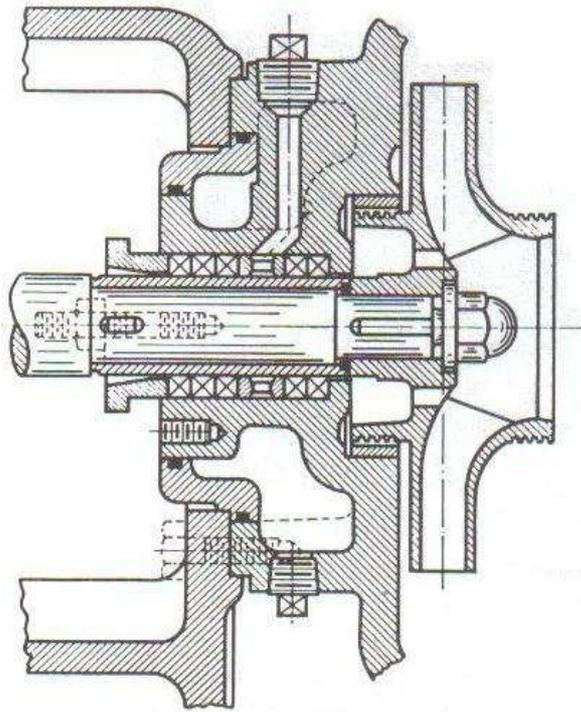


Figura 41. Jaula de sello.

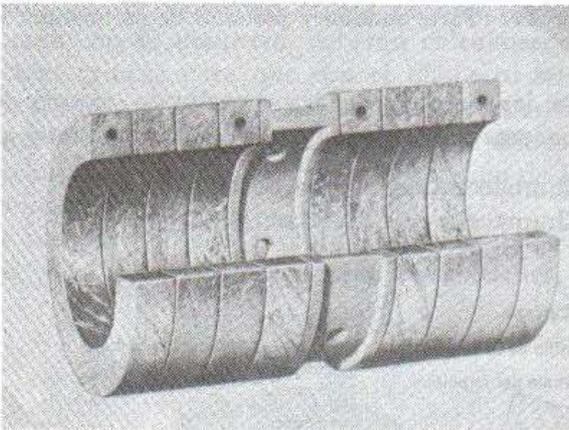
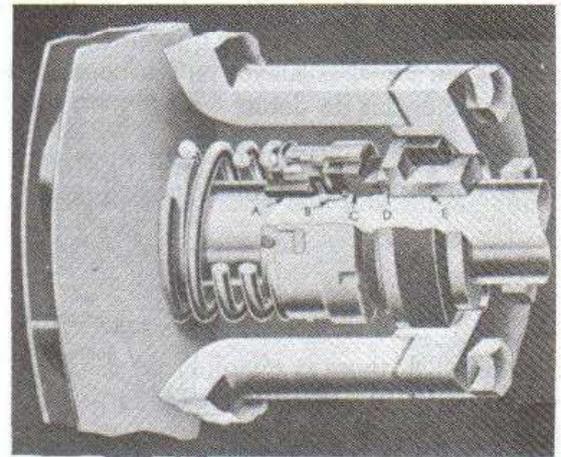


Figura 42. Empaque de fibras sintéticas con jaula.



Chumacera en el cono de salida;  
 Chumacera de línea;  
 Cojinete de baleros en el motor.  
 (Todas las chumaceras son bujes de bronce.)

*Lubricación de los cojinetes.* El lubricante que se use en los cojinetes depende de las condiciones específicas de operación. Cuando se maneja agua a temperatura ambiente, la grasa es el lubricante generalmente usado y sólo se maneja aceite cuando las bombas van a trabajar con líquidos muy calientes los cuales, al transmitir su calor a la flecha, podían licuar la grasa.

Al usar grasa se deberá tener cuidado de no dejar los baleros sin ella, pero también de no sobrelubricarlos,

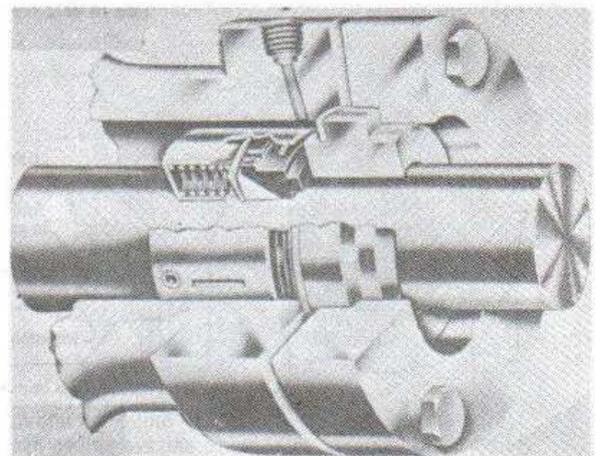


Figura 43. Sellos mecánicos.

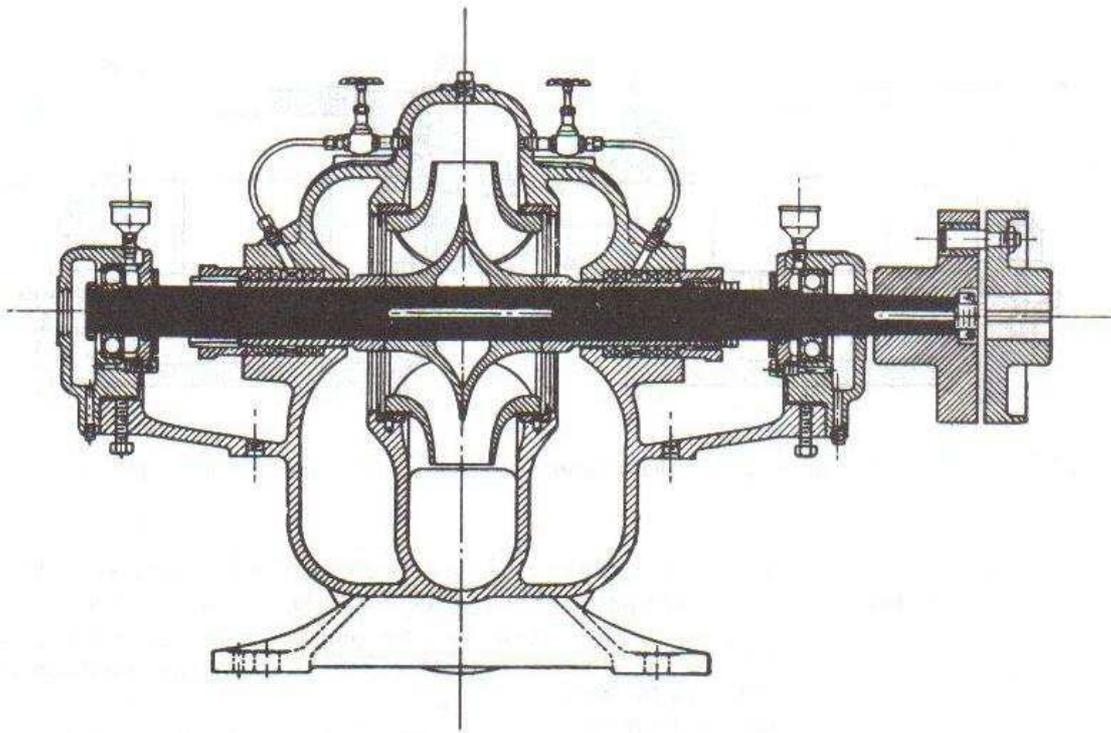


Figura 44. Flecha.

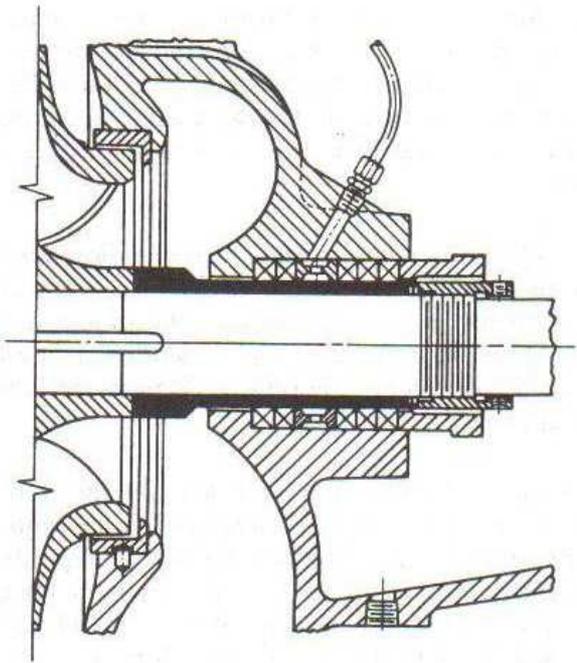


Figura 45. Camisa de flecha.

ya que una cantidad excesiva de grasa impide que las bolas giren, presentando siempre el mismo plano de carga con el consabido aumento de temperatura que perjudica a los baleros.

Cuando los baleros se lubrican con aceite, es necesario proveer un medio idóneo para mantener los niveles adecuados en los alojamientos. El nivel de aceite debe

estar a la altura de la línea de centros de la bola inferior y debe tenerse un par de anillos que efectúen una especie de bombeo del aceite a las paredes, para que resbale y caiga sobre los baleros. El nivel será inspeccionado por medio de un indicador de nivel constante.

Las construcciones de los alojamientos para baleros lubricados con aceite son más complicadas por tener que

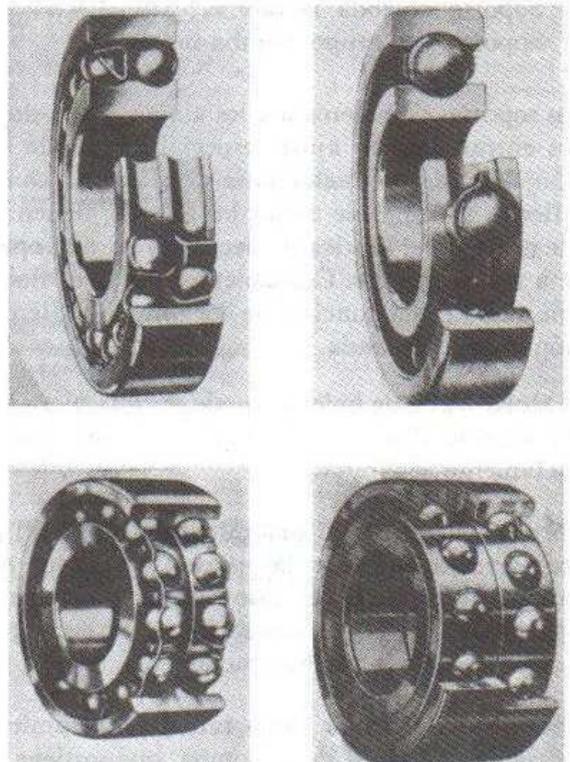


Figura 46. Diversos tipos de baleros.

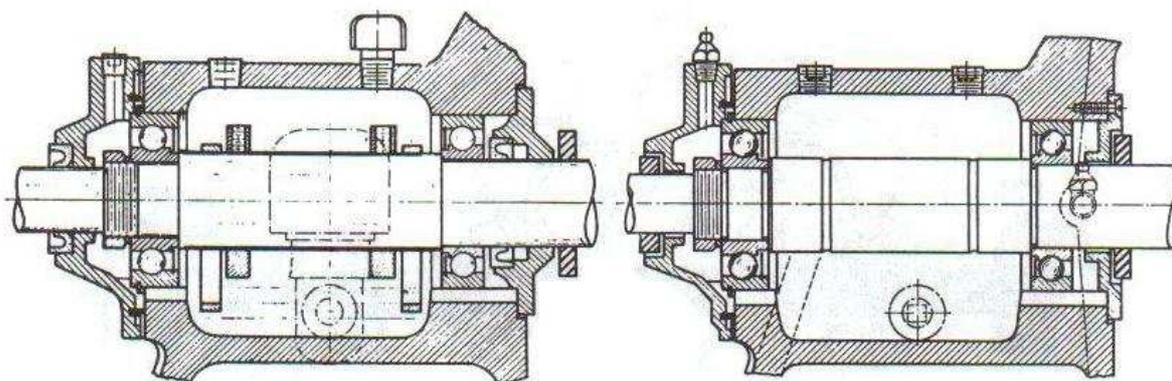


Figura 47. Alojamiento para baleros lubricados con aceite y grasa, respectivamente.

ponerse anillos lubricadores, anillos guía y sobre todo retenes. En la figura 47 se ve el mismo alojamiento para lubricación con aceite y grasa sucesivamente.

En las bombas de pozo profundo existen dos tipos de lubricación para las chumaceras contenidas a lo largo de la columna, las lubricadas con agua y las lubricadas con aceite, cuyos cortes y explicaciones se ilustran en las figuras 48 y 49.

### BASES

Entre los elementos de soporte en una unidad existen:

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

Los soportes de baleros son los alojamientos donde los baleros entran con un ajuste especial quedando en una posición definida, perfectamente concéntrica con el eje de la flecha. Además de alojar los baleros, tienen la función de contener el lubricante necesario para la operación correcta de los mismos. Con baleros axiales el alojamiento tiene también la función de localizar el balero en su posición axial adecuada.

El alojamiento de baleros puede ser una pieza integral con el soporte del extremo líquido o bien una pieza completamente separada.

En el primer caso, el maquinado asegura un alineamiento correcto de todas las partes, evitando roces de las partes giratorias. En el caso en que los alojamientos sean partes separadas, es necesario ajustarlas por medio de tornillos para centrarlas exactamente.

En todos los casos, la carga radial es transmitida por el soporte hacia la base de la bomba, que sostiene el peso de toda ella. Lo anterior se ilustra en la figura 50.

*Bases para grupo bomba-motor.* Por varias razones siempre es aconsejable que la bomba y el motor estén montados en una base común, donde al mismo tiempo se puedan montar y desmontar fácilmente.

La bomba y el motor deben estar perfectamente alineados y unidos por medio de un cople rígido o flexible, todo ello montado sobre una base metálica, la cual descansará sobre la cimentación fijada por medio de pernos de anclaje.

Por supuesto, conforme las unidades sean más grandes, más exacta deberá ser la construcción de las bases, que son maquinadas en la parte donde sentarán las patas del motor y de la bomba; la mayoría de las veces, éstas tendrán una altura diferente con respecto a la línea de centros.

En aquellas bombas donde se manejan líquidos a temperaturas altas, el soporte de la bomba sobre la base deberá hacerse en la parte media, con objeto de evitar que la expansión de las piezas pudiese afectar la altura y desalinear una unidad que tuviese las patas de la bomba apoyada sobre la base (véase Fig. 51).

Para hacer las cimentaciones, los fabricantes remiten dibujos certificados de las dimensiones de la bomba, cople y motor; así como el tamaño de la base, especificando el tamaño y colocación de los agujeros para los pernos de anclaje. Se incluyen también datos sobre el tamaño y colocación de las bridas de succión y descarga.

Se muestra en la figura 52 un dibujo esquemático tipo, el cual no se usa para construcción a menos que esté certificado.

Lo anterior es para unidades que van a tener coples y que por lo tanto deben estar perfectamente alineadas.

Sin embargo, hay muchas instalaciones donde se tienen dificultades para montar ambas unidades en una

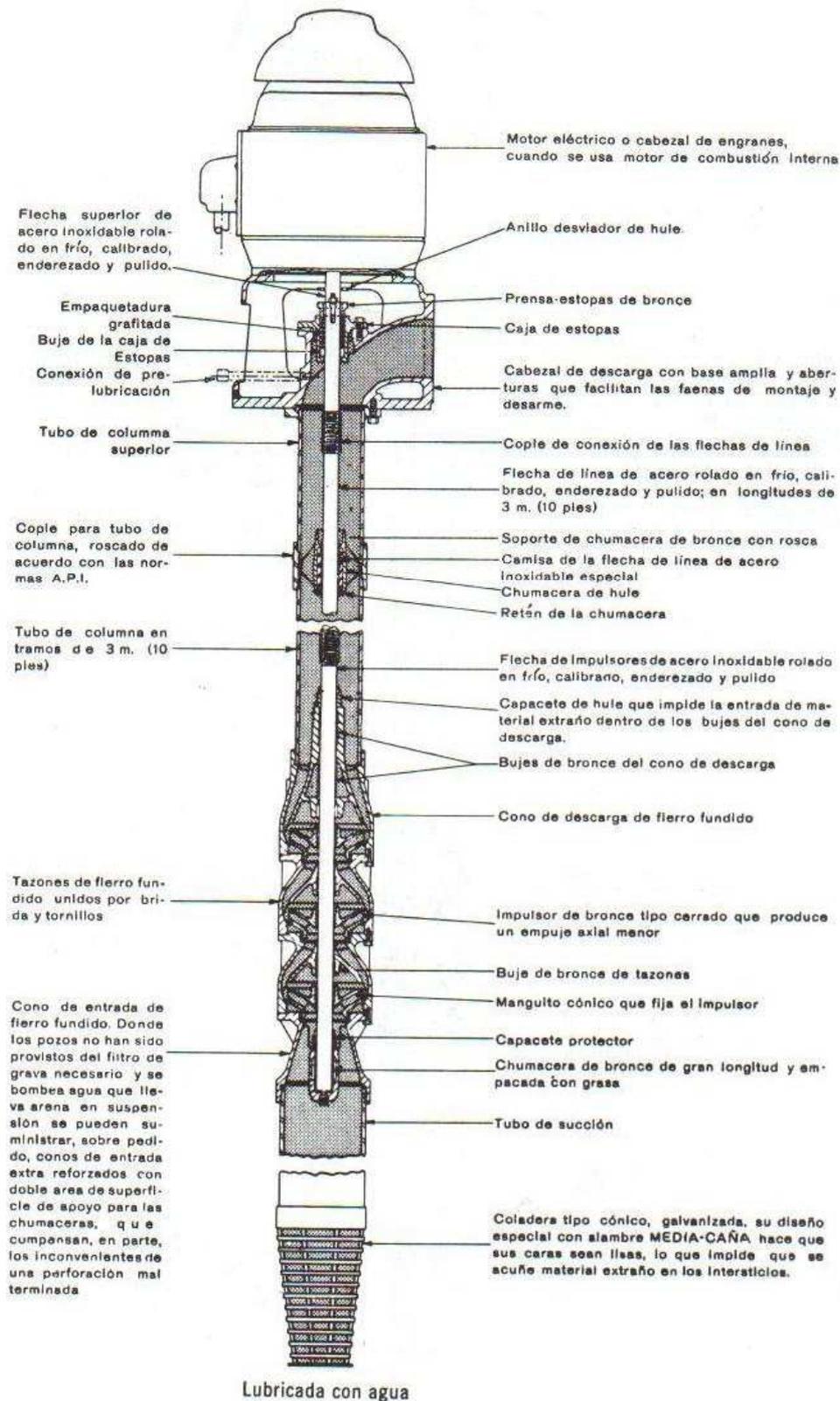


Figura 48. Bomba de pozo profundo lubricada con agua mostrando todas sus partes constructivas. (Cortesía Worthington.)

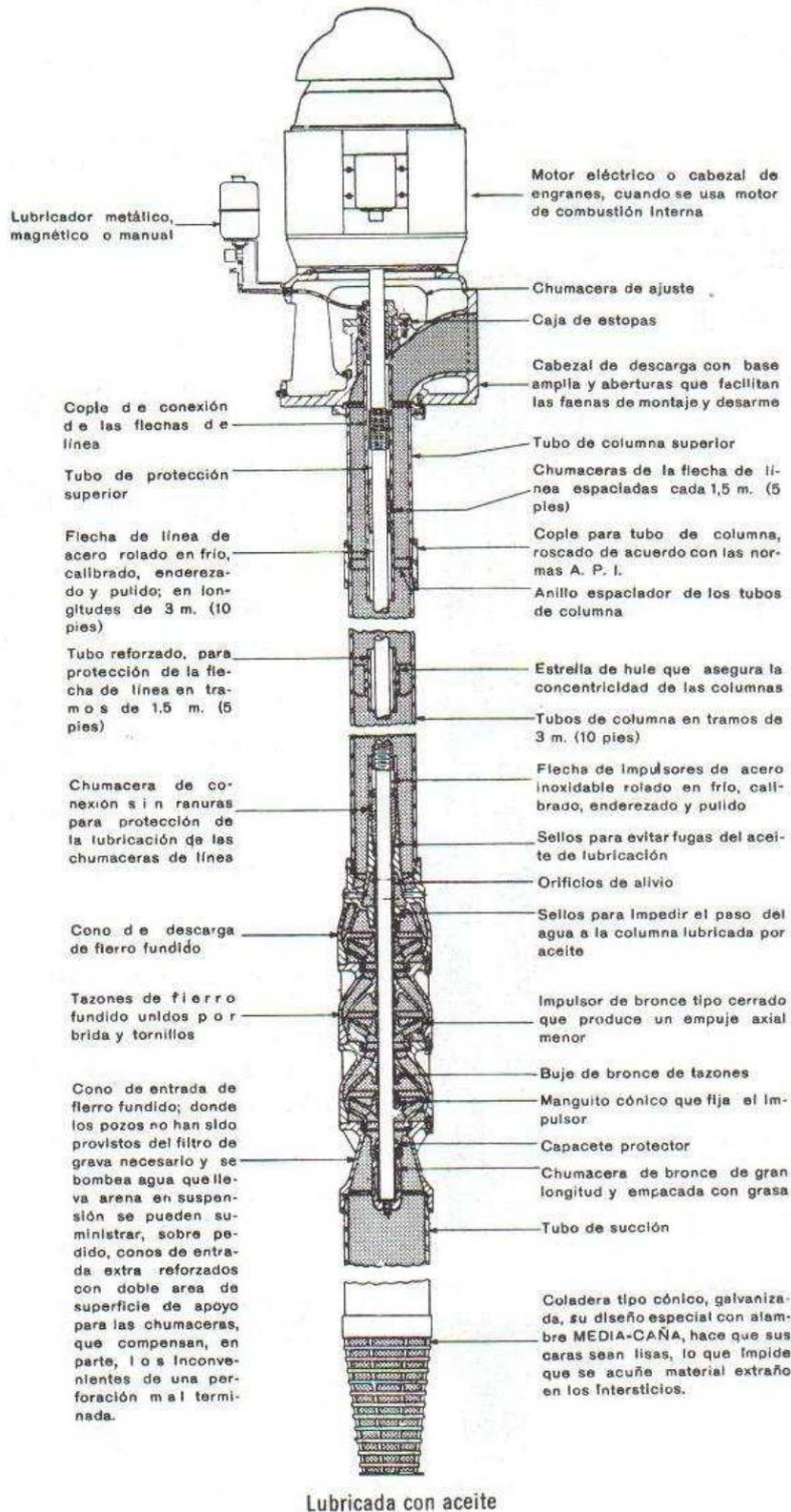


Figura 49. Bomba de pozo profundo lubricada con aceite, mostrando todas sus partes constructivas. (Cortesía Worthington.)

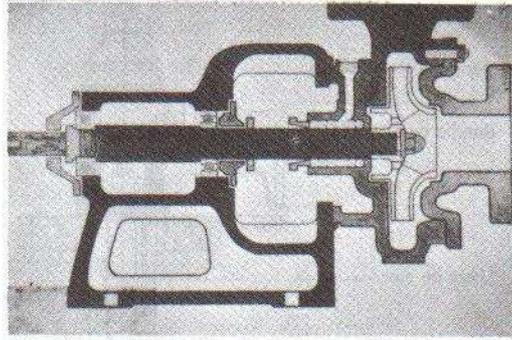


Figura 50. Alojamiento de baleros.

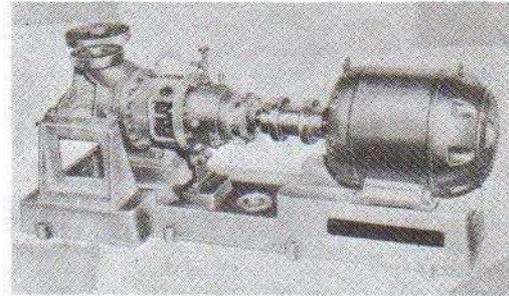
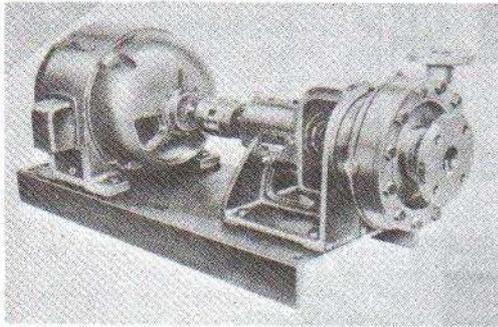
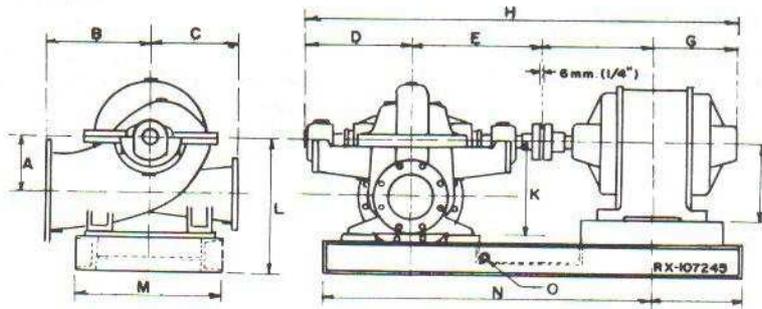


Figura 51. Bases para grupo bomba-motor.



DIMENSIONES EN PULGADAS Y MILIMETROS																							
Tipo de Bomba	Diámetro Descarga	Diámetro Sección	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	DIMENSIONES DE LAS BRIDAS						
																	Diámetro Interior	Diámetro Exterior	Tamaño Tornillos	Diámetro centro de Taladros	Número Tornillos	Esesor Brido	
SLN12	8	12	8-1/2	17-1/2	18	18-17/32	23-9/32	20	18-7/8	77-1/2	11	18-1/4	23-1/4	28	70	3/4	12	18	7/8	17	12	1-1/4	
	203,2	304,8	211,3	444,5	381	470,88	591,34	508	392,11	958,80	279,4	412,78	590,55	636	1778	1905	304,8	482,8	22,35	481	8	31,75	
	8	13-1/2	9-3/4	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05	18,05

X Datos aproximados dependiendo del tamaño del motor

Figura 52. Dibujo esquemático tipo del grupo bomba-motor. (Cortesía Worthington.)

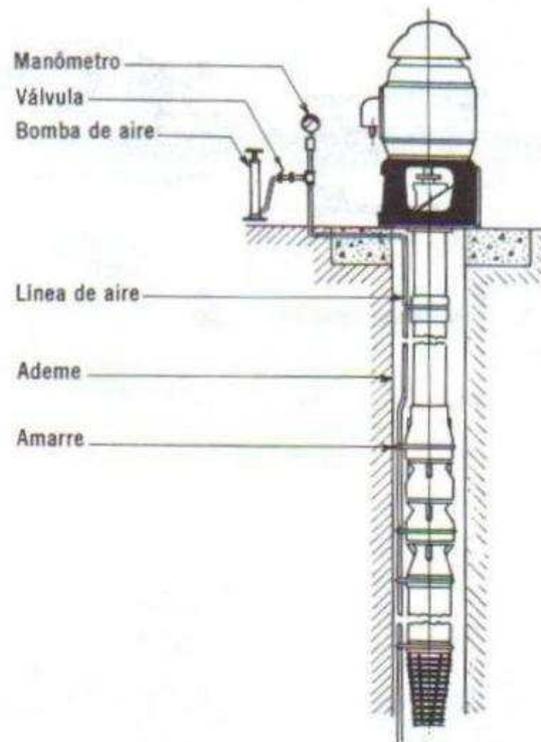


Figura 53. Cabezal de descarga

misma base, por lo que se emplean transmisiones flexibles, tipo cardánicas. Estas se usan mucho, por ejemplo, para bombas de pozo profundo con motor de combustión interna y cabezal de engranes.

Para terminar, se mencionará que en las bombas de pozo profundo el elemento que carga con todas las partes fijas de la bomba, o sea, tubería y tazones, es el cabezal de descarga, pieza sumamente robusta que, además de ser por donde descarga la bomba, tiene conexiones por arriba para el motor o cabezal y por abajo para toda la tubería de columna.

El cabezal cargará y transmitirá esa carga como se demuestra en la figura 53.

El peso de los elementos giratorios tales como flecha e impulsores, es soportado por un cojinete axial que se encuentra en el motor, que generalmente es de flecha hueca.

## REFERENCIAS

- Karassik. *Engineers' Guide to Centrifugal Pumps*, McGraw Hill.  
 Karassik S. Carter. *Centrifugal Pumps*, McGraw Hill.  
 Instituto de Hidráulica (E.U.A.), Standards of the Hydraulic Institute.  
 Worthington de México. Boletines técnicos.

CAPITULO **3**

*Teoría de la bomba  
centrífuga*

## TEORIA DEL IMPULSOR

Esta teoría comprende el estudio de las componentes de la velocidad del flujo, el cual puede mejorarse recurriendo a un procedimiento gráfico en el que se usen vectores. La forma de tal diagrama vectorial es triangular y se conoce como triángulo de velocidades.

Estos triángulos se pueden trazar para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor pero usualmente sólo se hacen para la entrada y salida del mismo.

Los tres lados vectores del triángulo son:

- $u$ : velocidad periférica del impulsor;
- $w$ : velocidad relativa del flujo;
- $c$ : velocidad absoluta del flujo.

La velocidad relativa se considera con respecto al impulsor y la absoluta, con respecto a la carcaza; esta última es siempre igual a la suma vectorial de la relativa y la circunferencial.

Las velocidades citadas llevan subíndices 1 ó 2 según sean a la entrada o a la salida. Pueden llevar también los subíndices 0 y 3 que corresponden a un punto anterior a la entrada del impulsor y a uno posterior a la salida, respectivamente.

En la figura 54 se muestran los vectores en el impulsor así como los triángulos de entrada y salida.

Las componentes de la velocidad absoluta normales, a la velocidad periférica, son designadas como  $cm_1$  y  $cm_2$  para los diagramas de entrada y salida. Esta componente es radial o axial, según sea el impulsor. En general, se lo llamará meridional y llevará un subíndice  $m$ .

A menos que se especifique otra cosa, todas las velocidades se considerarán como velocidades promedio para las secciones normales a la dirección del flujo. Esta es una de las aproximaciones hechas en los estudios teóricos y diseños prácticos, que no es exactamente verdadera en la realidad.

La velocidad periférica  $u$  se podrá calcular con la siguiente ecuación:

$$u = \frac{\pi D}{12} \times \text{r.p.s.} = \frac{D \times \text{r.p.m.}}{229} \quad (\text{pies/seg}) \quad (3.1)$$

en la cual  $D$  es el diámetro del círculo en pulgadas.

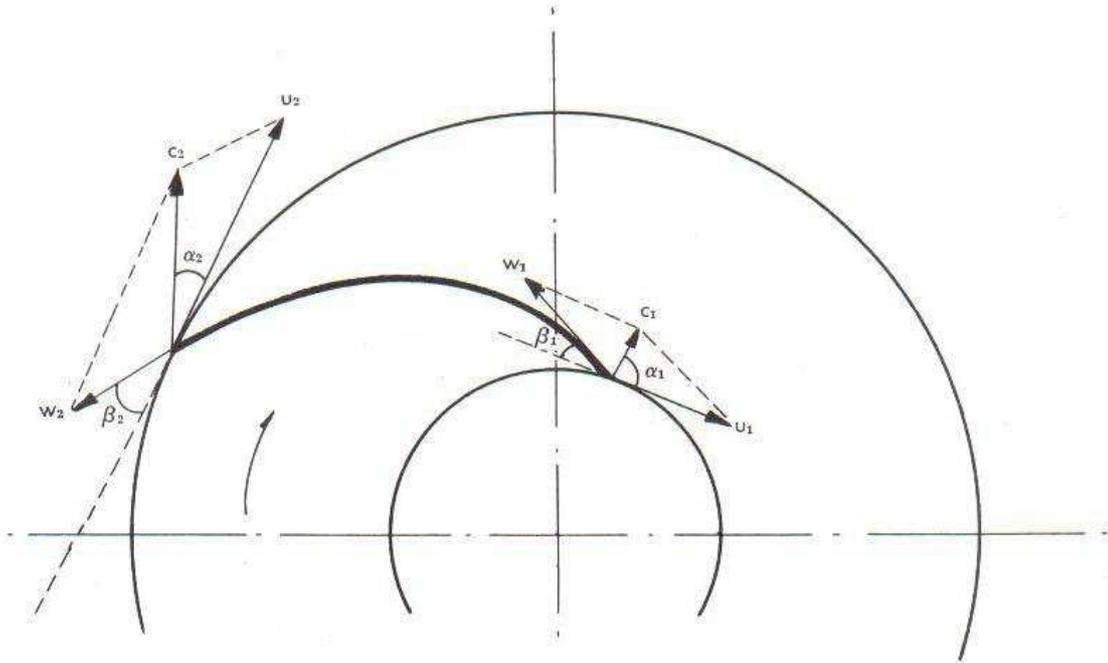


Figura 54. Velocidades y ángulos del impulsor.

**CARGA TEORICA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA**

La expresión para la carga teórica de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del momento angular a la masa de líquido que circula a través del impulsor.

Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje.

Momento hidráulico de una vena es el que se origina por el impulso del agua de esta vena con respecto al eje de rotación.

En la Fig. 56 consideremos una masa líquida que llene completamente el espacio entre dos aspas del impulsor. En el instante ( $t = 0$ ) su posición es *abcd* y después de un intervalo de tiempo *dt* su posición ha cambiado a *efgh*, al salir una capa de espesor diferen-

cial *abef*. Esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo *dt* y está representada por *cdgh*.

La parte *abgh* del líquido contenido entre las aspas, no cambia su momento hidráulico.

Por lo tanto, el cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa *dm* que entra al impulsor y la masa *dm* que sale.

Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las dos aspas.

Deduiremos a continuación la fórmula:

En un cierto tiempo *dt* entra un volumen *dV* cuya masa es:

$$dM = \frac{\gamma}{g} dV \tag{3.2}$$

cuyo impulso valdrá:

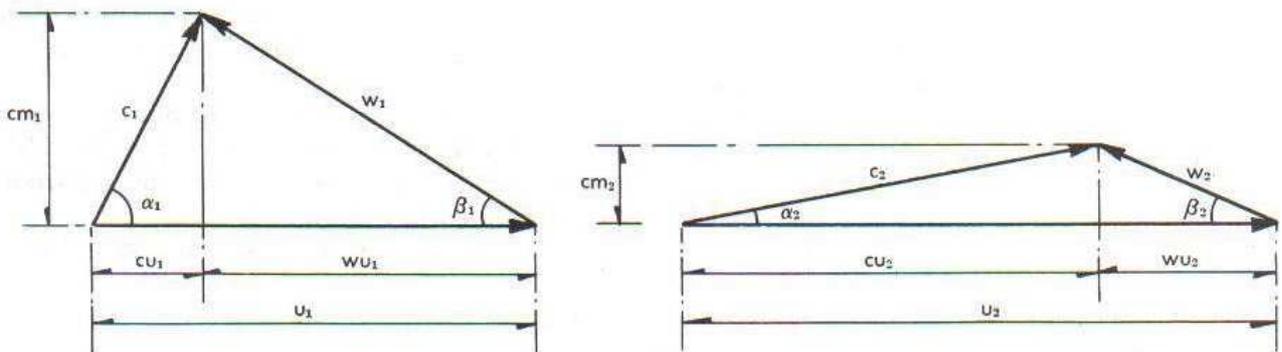


Figura 55. Triángulos de velocidades.

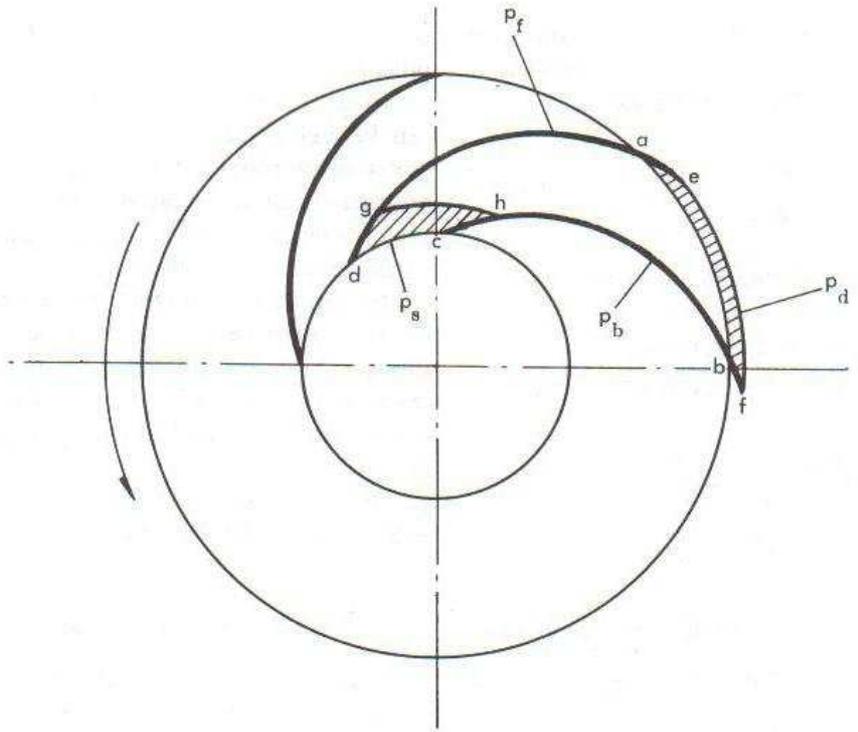


Figura 56. Fuerzas en un impulsor.

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_1 \quad (3.3)$$

El impulso a la salida será:

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} \cdot dV \cdot c_2 \quad (3.4)$$

Por lo que se refiere al momento hidráulico, a la entrada será:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_1 \cdot r_1 \cos \alpha_1 \quad (3.5)$$

y a la salida:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} \cdot dV \cdot c_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (3.6)$$

Por consiguiente, el par por unidad de tiempo será:

$$T = \Delta Mh = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt} \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (3.7)$$

Ahora bien, las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las aspas son:

1. La diferencia de presiones sobre los dos lados de cada vena ( $p_f$  y  $p_b$ ).
2. Las presiones  $p_d$  y  $p_s$  sobre las caras  $ab$  y  $cd$  son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
3. Las fuerzas de fricción hidráulicas que se oponen al flujo relativo y producen un par, además, del

que ejercen las aspas del impulsor. Estas fuerzas se desprecian aún en el flujo idealizado.

Si multiplicamos la ecuación (1) por  $w$  obtenemos:

$$T w = \frac{\gamma Q}{g} \cdot w \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (3.8)$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica aplicada al líquido por las aspas del impulsor.

Al substituir  $u_2 = w r_2$  y  $c_2 \cos \alpha_2 = c u_2$

obtenemos:

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 c u_2 - u_1 c u_1) \quad (3.9)$$

Si suponemos que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica total, se dispone de esta potencia a la salida.

$$P = Q \gamma H_i = \frac{Q \gamma}{g} (u_2 c u_2 - u_1 c u_1) \quad (3.10)$$

Al eliminar  $Q$  obtenemos la expresión para la carga teórica:

$$H_i = \frac{u_2 c u_2 - u_1 c u_1}{g} \quad (3.11)$$

(Ecuación de Euler)

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el

impulsor, con lo cual  $cu_1 = 0$  y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que  $cu_2$  tienda a 1.

Si  $cu_1 = 0$  la ecuación de Euler se reduce a:

$$Hi = \frac{u_2 cu_2}{g} \tag{3.12}$$

Por sustitución trigonométrica de los triángulos de velocidad:

$$W_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2$$

$$W_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1$$

de las cuales:

$$u_2 cu_2 = \frac{w_2^2 - c_2^2 - u_2^2}{2}$$

$$u_1 cu_1 = \frac{w_1^2 - c_1^2 - u_1^2}{2}$$

Substituyendo en la ecuación de Euler, obtenemos:

$$Hi = \frac{w_2^2 - c_2^2 - u_2^2 - w_1^2 + c_1^2 + u_1^2}{2g}$$

que separamos en tres términos, quedando:

$$Hi = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \tag{3.13}$$

El primer término representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre las masas del líquido que viajan del diámetro  $D_1$  al diámetro  $D_2$ .

El segundo muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo. El último es un cambio de presión debido al cam-

bio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor.

Si en las ecuaciones (3.7) y (3.8)  $c_1$  y  $c_2$  representan las velocidades absolutas reales y  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  sus verdaderas direcciones;  $P$  de la ecuación (3.9) representa la potencia real dada al líquido por el impulsor. En ese caso las ecuaciones (3.11), (3.12) y (3.13) nos darán la carga teórica de la bomba.

Sin embargo, en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades y sus direcciones. Lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad sobre los ángulos de las aspas y por medio de la ecuación (3.13) calcular la carga. Estos triángulos así trazados se llaman triángulos de Euler; y la carga obtenida, carga de Euler. Esta carga es un poco mayor que la teórica, y no es posible calcular con ella la verdadera potencia hidráulica.

### CURVAS CARACTERISTICAS TEORICAS

Usamos la ecuación de Euler para la carga en su forma más simple, o sea, suponemos que el líquido entra al impulsor radialmente ( $cu_1 = 0$ ), por tanto:

$$He = \frac{u_2 cu_2}{g} \tag{3.12}$$

Puede mostrarse que ésta es la ecuación de una línea recta, la cual dará la variación de la carga de Euler con la capacidad.

En efecto, tenemos que:

$$cu_2 = u_2 - wu_2 = u_2 - \frac{cm_2}{\tan \beta_2}$$

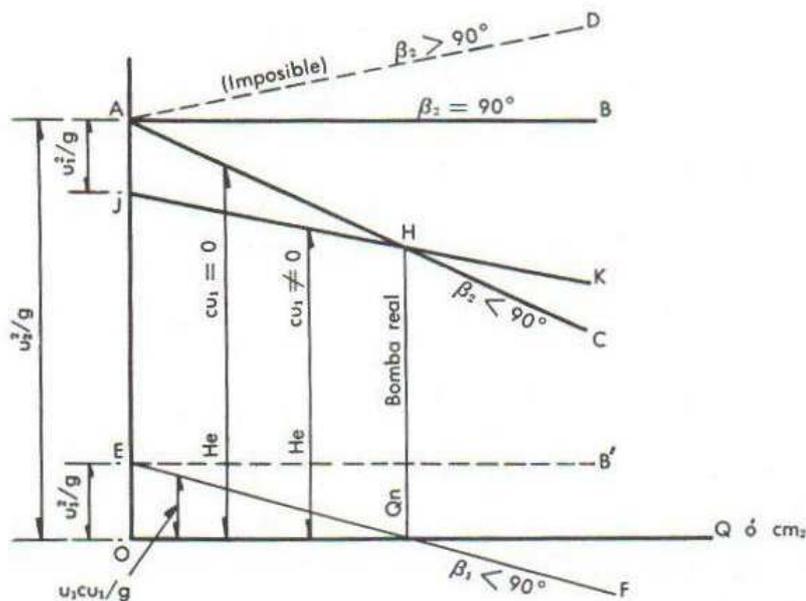


Figura 57. Curvas (H-Q) de Euler.

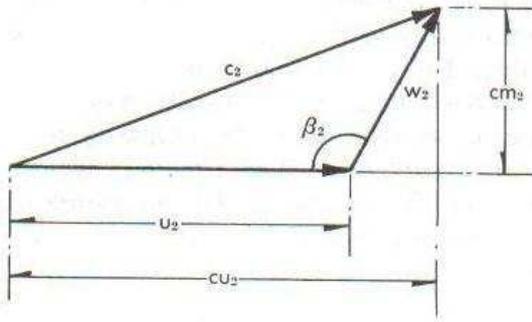


Figura 58. Triángulo de descarga para  $\beta_2 > 90^\circ$ .

lo cual substituido en la ecuación (3.12) nos da:

$$He = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 cm_2}{g \tan \beta_2}$$

En esta ecuación  $cm_2$  es proporcional a la capacidad  $Q$ , puesto que ésta es igual a  $cm_2$  multiplicada por el área normal a ella.

Si aplicamos la ecuación anterior a un sistema de ejes  $H-Q$ , obtenemos una recta que interseca al eje de cargas a una distancia  $\frac{u_2^2}{g}$  y al de gastos o velocidades a una distancia  $u_2 \tan \beta_2$ .

La pendiente de esta línea depende del ángulo  $\beta_2$ . Cuando  $\beta_2 = 90^\circ$  la línea de capacidad-carga es una recta paralela al eje de capacidad con una ordenada de valor  $He = \frac{u_2^2}{g}$ . Este caso se presenta cuando se tiene un impulsor con aspas radiales.

Para  $\beta_2 < 90^\circ$  la carga decrece cuando la capacidad incrementa.

Con  $\beta_2 > 90^\circ$  la carga incrementa con la velocidad. Esta condición no puede cumplirse ni aun en bombas ideales, ya que el flujo no puede producirse si se presenta una presión o carga más alta, que la que se produce con la válvula cerrada.

El significado de esto puede ser apreciado refiriéndonos a la figura 58. Cuando  $\beta_2 > 90^\circ$  la velocidad absoluta  $c_2$  y su componente tangencial  $cu_2$  son mayores que  $u_2$ , así que el líquido se mueve más aprisa que el aspa del impulsor.

Esto sólo se puede realizar por una acción de impulso con un impulsor similar a la rueda Pelton. Por otra parte, la carcasa tendría que convertir velocidad en presión, al mismo tiempo que permitir la acción de impulso; cosa que es imposible.

Cuando la llegada al ojo del impulsor es tal que el líquido tiene pre-rotación antes de que lo maneje el impulsor, el término substractivo de la ecuación (3.11) no es igual a cero y la curva capacidad-carga es obtenida como sigue:

Sea:  $H_1 = \frac{u_1 cu_1}{g}$  y

$$Cu_1 = u_1 - wu_1 = u_1 - \frac{cm_1}{\tan \beta_1}$$

$$\therefore H_1 = \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1 cm_1}{\tan \beta_1} \quad (3.15)$$

Esta ecuación es también una recta que corta el eje de las cargas de  $\frac{u_1^2}{g}$ , la cual es paralela al eje de capacidades para  $\beta_1 = 90^\circ$  y decrece para valores  $\beta_1 < 90^\circ$  (línea  $EF$ ).

La línea representativa de la carga de Euler se obtiene restando las ordenadas de la línea  $EF$  de las de  $AC$ . Sin embargo, en diseños normales la pre-rotación se suprime para facilitar el cálculo.

En la práctica los ángulos de descarga  $\beta_2$  varían entre  $15^\circ$  y  $35^\circ$ , siendo el rango normal  $25^\circ > \beta_2 > 20^\circ$ . El ángulo de entrada se encuentra entre los límites  $50^\circ > \beta_1 > 15^\circ$ .

Por lo que se refiere a las potencias, en una bomba ideal, la potencia que entra es igual a la que sale, o en otras palabras, los caballos al freno son iguales a los caballos de agua.

La forma de la curva de potencia se obtiene multiplicando la ecuación (3.14) por  $Q$  o por  $Kcm_2$  donde  $K$  es una constante para una bomba dada y se puede determinar mediante una apropiada selección de parámetros.

$$\frac{w.h.p.}{K} = \frac{u_2^2 cm_2}{g} - \frac{u_2 cm_2^2}{g \tan \beta_2} \quad (3.16)$$

Cuando  $\beta_2 = 90^\circ$  la ecuación (3.16) representa una línea recta que pasa por el origen. Para  $\beta_2 < 90^\circ$  es una parábola tangente, en el origen, a la recta anterior:

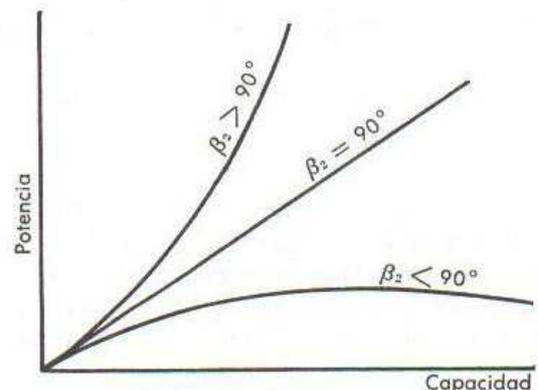


Figura 59. Curvas de potencia.

## EFICIENCIAS

En una bomba centrífuga el impulsor genera toda la carga. El resto de las partes no ayudan a aumentarla, sino que producen pérdidas inevitables, tanto hidráulicas como mecánicas.

Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

Estas incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la trayectoria del líquido desde la brida de succión hasta la de descarga; pérdidas debidas a cambio brusco, tanto en área como en dirección de flujo; y todas las pérdidas debidas a remolinos, cualquiera que sea su causa.

La eficiencia hidráulica se define como la razón de la carga dinámica total disponible a la carga de entrada:

$$e_h = \frac{H}{H_i} = \frac{H_i - \text{pérdidas hidráulicas}}{H_i}$$

$$\text{La eficiencia vena} = \frac{H_i \text{ (carga de entrada)}}{H_e \text{ (carga de Euler)}}$$

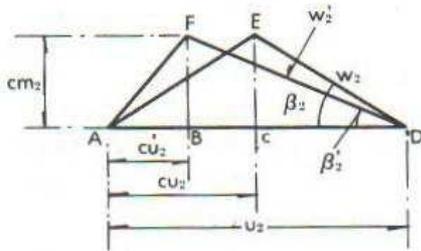


Figura 60. Triángulos de Euler.

En la figura 60  $AED$  es el triángulo de Euler; y  $AFD$  el triángulo de velocidad a la entrada. El área  $AFB$  es proporcional a la potencia comunicada al impulsor, ya que:

$$H_i = \frac{u_2 c u_2}{g}$$

$$Q = c m_2 A_2$$

donde  $A_2$  es el área de descarga del impulsor normal a  $c m_2$

$$P = Q \gamma H_i = \frac{u_2 c u_2}{g} \times c m_2 \gamma A_2 = \frac{c u_2 c m_2}{2} \times K$$

En la cual  $K$  es una constante; por consiguiente, el triángulo  $AFB$  es proporcional a la potencia de entrada. Similarmente el área  $AEC$  es proporcional a la potencia que produce la carga de Euler. Por consiguiente, el cociente de las dos áreas es la eficiencia de la vena:

$$\frac{AFB}{AEC} = \frac{H_i}{H_e} = \frac{c' u_2}{c u_2}$$

o sea que el triángulo de Euler se toma como punto de referencia y las eficiencias se refieren a él.

Además de las pérdidas de carga existen pérdidas de capacidad, debido a las fugas que existen en los espacios entre partes rotatorias y estacionarias de las bombas.

El gasto en la descarga de la bomba es menor que en la succión y también, es menor que el gasto que pasa por el impulsor. El cociente de los dos gastos se llama la eficiencia volumétrica:

$$\frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_L} = e_v$$

donde  $Q_L$  es la suma de las fugas.

Las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas de potencia en chumaceras y estoperos y la fricción en el disco. La última pérdida es de tipo hidráulico, pero se agrupa con las pérdidas-mecánicas puesto que se produce fuera del flujo a través de la bomba y no ocasiona una pérdida de carga.

La eficiencia mecánica es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada a la flecha de la bomba:

$$e_m = \frac{\text{Potencia al freno} - \text{pérdidas mecánicas}}{\text{Potencia al freno}}$$

$$e_{\text{total}} = e_v \cdot e_h \cdot e_m$$

## ENTRADA AL IMPULSOR Y PRE-ROTACION

Al estudiar el efecto del canal de entrada al impulsor sobre el funcionamiento de éste, es mejor tomar en consideración parte del tubo de succión, ya que la reacción del impulsor sobre el flujo puede extenderse a una considerable distancia detrás del impulsor.

El flujo a través del impulsor y después de él es causado por la caída del gradiente de energía abajo del nivel que existe con flujo nulo.

Siguiendo el gradiente de energía, el líquido fluye por la trayectoria de mínima resistencia.

El líquido adquiere una pre-rotación al entrar a los canales del impulsor, y su dirección depende del ángulo de entrada del aspa  $\beta_1$ , la capacidad a manejar y la velocidad periférica, factores que determinan el triángulo de velocidades a la entrada.

Es evidente que la resistencia a fluir es mínima si el líquido entra al impulsor en un ángulo cercano al ángulo del aspa  $\beta_1$ .

Sin embargo, para una velocidad dada del impulsor sólo hay un gasto que permite al líquido entrar meridionalmente al impulsor sin pre-rotación. Esto se muestra en la figura 61.

Con un gasto considerablemente menor que el normal, el líquido adquirirá pre-rotación en la dirección de rotación del impulsor para poder entrar al impulsor con un ángulo aproximado a  $\beta_1$ .

Con un gasto mayor que el normal, se necesita una pre-rotación en la dirección opuesta, es necesaria para que el líquido pueda satisfacer la condición de mínima resistencia.

Estos dos casos se muestran en la figura 62.

Stewart estableció con un instrumento especial llamado "rotómetro" la pre-rotación en un tubo de succión de 6", midiéndola 18" atrás del impulsor.

En capacidad cero, el rotómetro marcó una velocidad de 233 r.p.m. (la del impulsor era de 1,135 r.p.m.), la cual decreció gradualmente a cero a medida que la capacidad se aproximaba a la normal. Entonces, el rotómetro incrementaba de nuevo su velocidad hasta 40

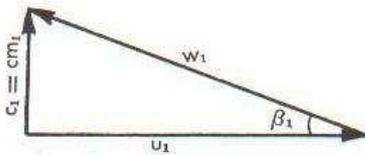


Figura 61. Triángulo de velocidad a la entrada.

r.p.m. En estas pruebas no se podía observar el cambio en la dirección, cosa que acontece en la realidad; ya que el sentido, antes de la capacidad normal, es contrario al que existe después de este punto.

La carga de succión medida en la boquilla fue más alta que el nivel estático del lugar donde se succionó, indicando la presencia del paraboloide de presiones, causado por el movimiento "vortex".

El gradiente de energía es mayor en medio que cerca de las paredes. Por lo tanto, se producirán velocidades más altas en el ojo del impulsor, y dicha diferencia llega a ser bastante pronunciada con capacidades bajas.

Es imposible estimar con certeza la dirección del flujo en las cercanías del impulsor, pero rara vez es meridional, o sea, sin pre-rotación. En bombas modernas de alta velocidad los ángulos de entrada de las aspas son grandes, debido a que los ángulos pequeños producen una eficiencia más baja.

La pre-rotación está dada por el término substractivo de la ecuación de Euler, o sea, disminuye la carga teórica por lo que deberá tratarse de reducirla al mínimo, cuando se diseñan la carcaza y cabeza de succión.

### RAZONES POR LAS CUALES NO SE PRESENTA LA CARGA DE EULER

La carga de Euler no se produce a consecuencia de ciertas variaciones de presión y velocidad.

1. La velocidad relativa del líquido en la parte posterior del impulsor es mayor que en la cara de enfrente, debido a la distribución de presiones dentro del impulsor.

Esta velocidad relativa, menor en el frente, dará lugar a cargas menores; y la carga total será menor que aquella calculada para un promedio de velocidad del flujo.

2. Debido al efecto de la rotación del agua en las cercanías y dentro del impulsor. Entre ellas está la circulación relativa con respecto al impulsor, que se debe a la fuerza de inercia de partículas de líquido sin fricción.

El resultado es una componente en la dirección tangencial, opuesta a  $cu_2$  en la descarga y del mismo sentido que  $cu_1$  a la entrada. Por otra parte, la circulación relativa disminuye el valor del ángulo de descarga e incrementa el de entrada.

Evidentemente la circulación relativa es menor con un gran número de aspas. También es razonable esperar que la circulación relativa sea más pequeña en un impulsor angosto que en uno ancho. Es por esto que con el mismo diámetro del impulsor, la carga total es mayor en un impulsor angosto.

*Parte inactiva de una vena.* En una bomba real y aun en la ideal, la diferencia de presiones entre las dos caras del aspa desaparece donde las dos corrientes de canales adyacentes se juntan. Esto significa que no toda el aspa es igualmente activa.

Las presiones sobre las aspas fueron medidas por Uchimaru y muestran que la diferencia de presiones sobre las dos caras tiene un máximo cerca de la succión, y es nula en la descarga.

En la figura 63 se muestra la distribución de presiones para una bomba de 316 g.p.m.; 28.6 pies de carga y girando a 700 r.p.m.

### VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica  $n_s$  se define como aquella velocidad en revoluciones por minuto, a la cual un im-

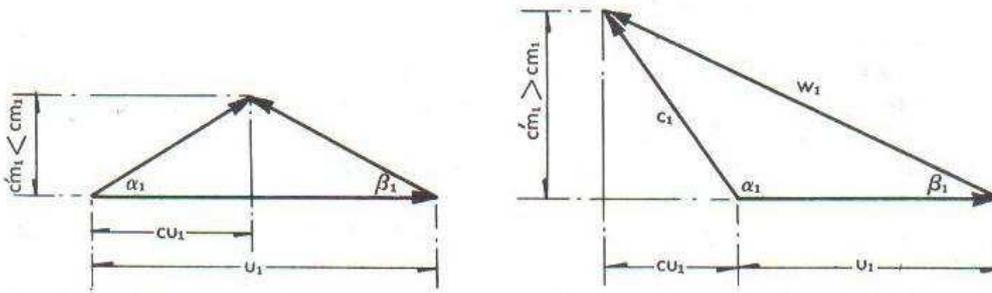


Figura 62. Gastos mayor y menor que el normal.

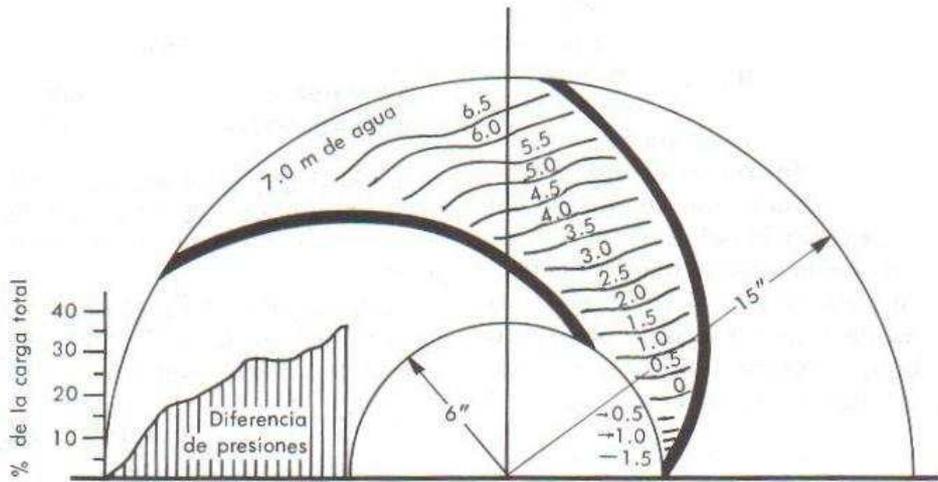


Figura 63. Distribución de presiones.

pulsor geoméricamente similar al impulsor en cuestión, pero pequeño, desarrollaría una carga unitaria a una capacidad unitaria.

La siguiente información acerca de la velocidad específica es importante para el estudio y diseño de bombas centrífugas:

a) El número se usa simplemente como una característica *tipo*, para impulsores geoméricamente similares, pero carece de significado físico para el proyectista.

b) La velocidad específica se usa como un número tipo, para diseñar las características de operación, solamente, para el punto de máxima eficiencia.

c) Para cualquier impulsor, la velocidad específica varía de 0 a  $\infty$  en diversos puntos de la curva capacidad-carga, siendo cero cuando la capacidad es cero, e infinita cuando la carga es nula.

d) Para el mismo impulsor, la velocidad específica no cambia con la velocidad del mismo. Esto se puede comprobar expresando los nuevos valores de la carga y capacidad en término de los viejos, y substituyéndolos en la expresión de la velocidad específica.

e) Para impulsores similares, la velocidad específica es constante en diferentes velocidades y tamaños.

f) Los incisos d) y e) presuponen la misma eficiencia hidráulica, y se aplican a todos los puntos de la curva *H.Q.* Los puntos de igual velocidad específica de varias curvas *H.Q.*, para diferentes velocidades del mismo impulsor o para diversos tamaños de impulsores similares, son referidos a sus correspondientes puntos, o puntos de la misma eficiencia hidráulica.

g) El estudio de la fórmula de la velocidad específica muestra que ésta aumenta con la velocidad y decrece al aumentar la carga. Un impulsor de alta velocidad específica se caracteriza por tener bastante ancho, en comparación con el diámetro del impulsor; una gran relación entre diámetro  $D_1/D_2$  y un pequeño número de aspas.

Si diferentes tipos de bombas proporcionan la misma carga y gasto, las bombas de alta velocidad específica

girarán a una mayor velocidad y serán de menor tamaño; por consiguiente, serán más baratas y requerirán motores chicos de alta velocidad.

h) En general, cualquier requisito de una condición carga-gasto se puede satisfacer con muchos tipos de impulsores de diferentes tamaños, operando a diferentes velocidades.

i) Como un ejemplo, supongamos que un impulsor de 15 pulgadas de diámetro a 1,800 r.p.m., desarrolla 200 pies de carga y 2,500 g.p.m., de capacidad. ¿Cuál será la velocidad y tamaño de un impulsor similar para dar 10,000 g.p.m., a 15 pies?

La velocidad específica es  $n_s = 1,700$ .

La velocidad del nuevo impulsor es:

$$n_s = 1,700 = \frac{n\sqrt{10,000}}{(15)^{3/4}} \quad \therefore n = 129.5 \text{ r.p.m.}$$

el factor:

$$b = \frac{n_1}{n'_1} = \frac{1,800}{\frac{\sqrt{200}}{129.5}} = 3.8$$

o sea, que necesitaría un impulsor de  $15 \times 3.8 = 57$  pulgadas de diámetro. La misma condición de servicio se puede proporcionar con un impulsor de aproximadamente 17 pulgadas a 870 r.p.m.

Uno de los mayores problemas de ingeniería en bombas centrífugas, es la selección del mejor tipo de bomba o la velocidad específica para cierta condición de servicio. Este problema nos presenta los siguientes puntos a considerar.

1. Las altas velocidades específicas corresponden a bombas más pequeñas.
2. Cada velocidad específica tiene su limitación dependiendo de las características de cavitación.

3. La selección de la velocidad de operación tiene sus limitaciones, sobre todo por lo que respecta a los motores eléctricos.
4. La eficiencia óptima de la bomba depende de la velocidad específica.
5. La velocidad específica se puede variar cambiando el número de paso o dividiendo la capacidad entre varias bombas.
6. Se puede mejorar la eficiencia del punto de operación, colocando el punto de operación en otro distinto al de cresta y usando un tipo más eficiente.
7. La unidad de velocidad  $n_1 = n/\sqrt{H}$  y la unidad de capacidad  $q_1 = Q/\sqrt{H}$  no cambian con la velocidad, para el mismo impulsor, y en los puntos de mejor eficiencia o puntos correspondientes. La unidad de velocidad y unidad de capacidad varían con el tamaño en impulsores similares, como se ve a continuación.

La variación de la unidad de capacidad se obtiene de:

$$n_s = n_1 \sqrt{q_1} = n_1' \sqrt{q_1'} = \text{constante.}$$

$$\frac{n_1}{n_1'} = \frac{\sqrt{q_1'}}{\sqrt{q_1}} = a = \frac{D_2'}{D_2}$$

o bien:

$$\frac{q_1'}{(D_2')^2} = \frac{q_1}{D_2^2} = \frac{Q'}{\sqrt{H'}(D_2')^2} = \frac{Q}{\sqrt{H}(D_2)^2} = \text{constante.}$$

j) La expresión para la velocidad específica en términos de la unidad de capacidad  $q_{1n}$  y unidad de carga  $h_{1n}$  toma la forma:

$$n_s = q_{1n}^{1/2} / h_{1n}^{3/4}.$$

k) Al recortar el diámetro del impulsor, la velocidad específica incrementa inversamente a la relación de diámetros.

Si un impulsor de diámetro  $D_2$  a una velocidad  $n$  desarrolla una carga  $H$  a un gasto  $Q$  con el diámetro recortado a  $D_2' = D_2\delta$  a la misma velocidad, dará una carga  $H' = H\delta^2$  y una capacidad  $Q' = Q\delta$ . ∴ la nueva velocidad específica será:

$$n_s' = \frac{n\sqrt{Q'}}{(H')^{3/4}} = \frac{n\sqrt{Q}\delta^{1/2}}{(H)^{3/4}\delta^{3/2}} = \frac{n_s}{\delta}$$

en donde  $n_s$  es la velocidad específica del impulsor original.

Inversamente, si el diámetro del impulsor es mayor, su velocidad específica decrecerá en forma inversamente proporcional a la relación de los diámetros de los impulsores.

Naturalmente esta relación es sólo aproximada cuando las variaciones en diámetro son muy grandes.

l) Aunque por definición la velocidad específica es un número de revoluciones por minuto, su dimensión es:

$$\frac{l^{3/4}}{t^{3/2}} = \left(\frac{l}{t^2}\right)^{3/4}$$

y no  $l/t$  que es la de revoluciones por minuto; porque haciendo  $H$  y  $Q$  iguales a la unidad en la expresión para la velocidad específica, no cambia la dimensión de la expresión.

El valor numérico de la velocidad específica depende del sistema de unidades usado. En unidades inglesas, la capacidad es medida en galones por minuto y la carga en pies; y las velocidades específicas varían de 500 a 15,000, siendo estas últimas de flujo axial.

La velocidad específica se expresa algunas veces en términos del caballo de agua (water horse power)

$$n_s = \frac{n\sqrt{w.h.p.}}{(H)^{3/4}}$$

el valor numérico es 63 veces más pequeño que el que se expresa en galones por minuto.

En tratados europeos sobre bombas, se usan las velocidades específicas basadas en caballos de agua y capacidad.

Los siguientes son los factores de conversión donde  $Q_m$  es la capacidad en  $m^3/\text{seg}$ , es la carga en metros y  $1 \text{ HP} = 75 \text{ kgm}$ .

$$n_s (\text{métrico}) = \frac{n\sqrt{h.p.}}{Hm^{3/4}} = \frac{n\sqrt{Q_m}}{Hm^{3/4}} \times 3.65$$

$$\text{donde } 3.65 = \left(\frac{1,000}{75}\right)^{3/4}$$

$$n_s (\text{U.S.}) = \frac{n\sqrt{g.p.m.}}{H(\text{pies})^{3/4}} = n_s (\text{métrico}) h.p. \times 14.15$$

$$\text{donde } 14.15 = \frac{63}{(3.28)^{3/4}}$$

o bien:

$$n_s (\text{U.S.}) = \frac{n\sqrt{g.p.m.}}{H(\text{pies})^{3/4}} = n_s (\text{métrico})_q \times 52$$

$$\text{donde } 52 = 3.65 \times 14.15.$$

m) Para poder efectuar la operación de la regla de cálculo se acostumbra usar la ecuación:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q} \cdot \sqrt{\sqrt{H}}}{H}$$

### TEORIA DE LA SIMILITUD APLICADA A LAS BOMBAS

Las consideraciones de similitud en las máquinas hidrodinámicas tienen por objeto describir el funcionamiento de cierta máquina (por comparación con el

funcionamiento experimental de otra máquina o modelo con geometría similar, o para la misma máquina) a la cual se le han cambiado algunas características, tal como la velocidad.

Enunciaremos algunas de estas relaciones, suponiendo que los gastos y las alturas manométricas son aquellas que permiten obtener la eficiencia máxima.

1. Al variar el número de r.p.m., de una bomba de  $n'$  a  $n''$  se modifica su velocidad tangencial y con ella todas las demás velocidades según la relación:  $n'/n''$ .

2. Los gastos son proporcionales al número de r.p.m. Es decir:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''}$$

3. Las cargas son proporcionales al cuadrado de la velocidad

$$\frac{Hm'}{Hm''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

En efecto, al ser  $H = u_2cu_2 - u_1cu_1/g$  se ve que la carga es proporcional al producto de dos velocidades y éstas a su vez proporcionales al número de r.p.m.

4. Los momentos requeridos en la flecha de la bomba son proporcionales al cuadrado de las r.p.m.

En la ecuación

$$Mh = (cu_2 \cdot r_2 - cu_1 \cdot r_1) \cdot \frac{\gamma Q}{g}$$

$Mh$  es proporcional al producto de un gasto por una velocidad y un radio, resulta por tanto:

$$\frac{M'}{M''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

5. Las potencias absorbidas son proporcionales al cubo del número de revoluciones:

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^3$$

Estudiaremos a continuación la relación entre el coeficiente de similitud  $D'/D'' = \epsilon$  y las características de dos bombas geoméricamente semejantes que tienen la misma velocidad angular.

1. Los gastos son proporcionales al cubo de la escala de similitud:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3$$

ya que las secciones son proporcionales a  $\epsilon^2$  y las velocidades a  $\epsilon$ .

2. Las alturas manométricas son proporcionales al cuadrado de " $\epsilon$ " en virtud de que, al ser proporcionales al producto de dos velocidades, lo son a sus diámetros respectivos

$$\frac{Hm'}{Hm''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2$$

3. Los momentos son proporcionales a la quinta potencia de " $\epsilon$ ".

4. Si la velocidad angular es constante, las potencias absorbidas son directamente proporcionales a la quinta potencia de " $\epsilon$ ".

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5$$

En el caso de tener diferente número de r.p.m., las fórmulas respectivas serán:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \cdot \frac{n'}{n''}$$

$$\frac{M'}{M''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \cdot \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

$$\frac{Hm'}{Hm''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \cdot \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \cdot \left(\frac{n'}{n''}\right)^3$$

## REFERENCIAS

- A. J. Stepanoff. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Wiley.  
Miguel Reyes Aguirre. *Máquinas Hidráulicas*, (Representaciones de Ingeniería), México.

CAPITULO **4**

*Proyecto y trazo  
del impulsor*

## CONSTANTES DE DISEÑO

El primer paso en el diseño de una bomba centrífuga es la selección de la velocidad específica en el punto de mejor eficiencia.

Esto significa la selección de la velocidad de operación y del número de pasos necesarios para proporcionar la carga requerida.

El trazo del impulsor se podrá llevar a cabo si se conocen los siguientes elementos:

1. Velocidades meridionales en la entrada y salida ( $cm_1$  y  $cm_2$ ).
2. Diámetro exterior del impulsor.
3. Angulos de entrada y salida del aspa del impulsor.

Estas cantidades determinan los triángulos de entrada y salida de Euler.

Para aspas radiales rectas, todas las partículas de líquido entran y salen del impulsor en puntos situados a igual distancia del centro geométrico del impulsor y la vena es plana con simple curvatura. Es decir, que un solo ángulo de entrada y salida determina el diseño del impulsor.

Los puntos mencionados se escogerán únicamente para el punto de diseño.

La curva de capacidad-carga se estima según experiencias anteriores y a base de curvas típicas para diferentes velocidades específicas, tal como aparece en la figura 65.

Para el caso ilustrativo que usaremos en este libro  $n_s = 1,155$  consideraremos los siguientes valores:

$$Q = 300 \text{ g.p.m.}$$

$$H = 155 \text{ pies.}$$

<i>% Capacidad</i>	<i>Cap.</i>	<i>% Carga</i>	<i>Carga</i>
0	0	108	167.5
25	75	111	172
50	150	112	173.5
75	225	107	166
100	300	100	155
125	375	84	130

Llevando estos valores a una gráfica. (Véase la figura 66.)

Para proyectar una bomba, a base de la relación teórica entre la carga de Euler y la de la bomba, no se ha progresado lo suficiente en el desarrollo de dicha relación. En cambio, la experimentación ha sido cuantiosa y sus resultados aprovechados para el diseño de la bomba.

Por otra parte, puesto que la velocidad específica determina solamente la relación de ciertas características

expresadas en forma de coeficiente, es necesario que los valores reales de alguno de estos coeficientes se determinen empíricamente.

Se puede lograr una velocidad específica mediante varias formas de diseño o de flujo; existiendo, por tanto, cierta libertad para acomodar los coeficientes de diseño.

En este punto, como en la mayoría de los proyectos, los conocimientos y experiencia del proyectista entran

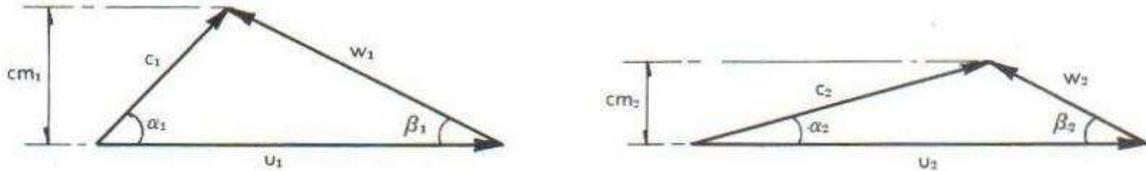


Figura 64. Triángulos de velocidad.

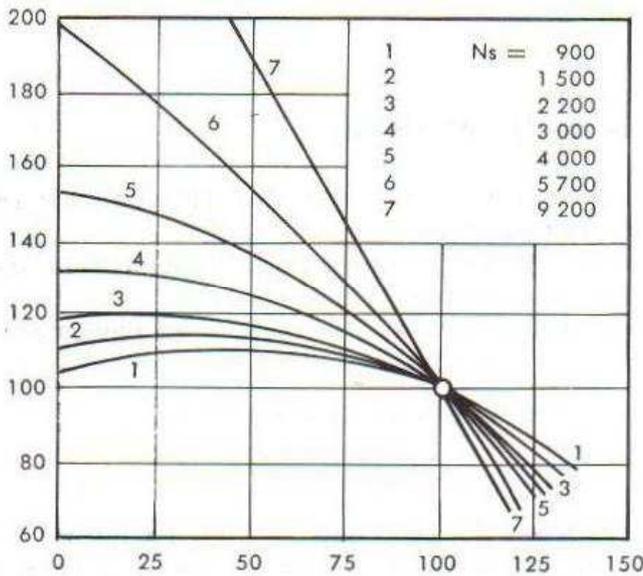


Figura 65. Curvas H-Q para diferentes velocidades específicas.

para la determinación de los elementos que resuelvan el problema propuesto. Estudiemos, pues, las distintas constantes de diseño:

- a) Constante de velocidad, es un factor que da la relación entre la carga total y la velocidad periférica del impulsor. Hay varias constantes, pero la más usada es:

$$Ku = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}$$

de donde:

$$u_2 = Ku\sqrt{2gH}$$

$$H = \frac{1}{Ku^2} \cdot \frac{U^2}{2gH}$$

$Ku$  se usa para el cálculo del diámetro del impulsor cuando se conoce la carga y la velocidad.

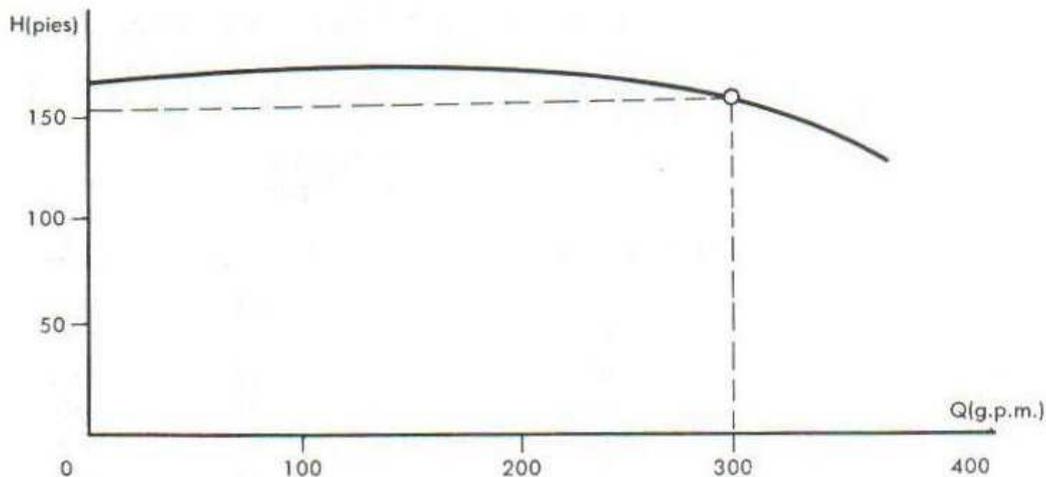


Figura 66. Curva de capacidad-carga supuesta para la bomba en proyecto.

En la Fig. 67 las curvas para  $Ku$  están dibujadas para un diseño normal promedio y un ángulo de descarga  $\beta_2$  de aproximadamente  $22\frac{1}{2}^\circ$ .

$Ku$  es afectado por varios elementos de diseño.

1. Incrementa con valores bajos del ángulo  $\beta_2$ .
2. Incrementa al aumentar la relación  $D_1/D_{20}$ .
3. Es afectado por el número de aspas. Este varía con la velocidad específica, siendo en número de 5, 6 y hasta 8 para velocidades específicas bajas, disminuyendo el número para velocidades específicas altas. Para bombas del tipo inatascable, se usan dos.

b) Constantes de capacidad, se define por:

$$Km_2 = \frac{cm_2}{\sqrt{2gH}}$$

donde  $cm_2$  es la velocidad meridional a la salida. Los valores de  $Km_2$  se obtienen también de la Fig. 14 partiendo de la velocidad específica. Estos valores empíricos los obtuvo A. J. Stepanoff, ingeniero de la Ingersoll Rand Company, en múltiples pruebas efectuadas con bombas construidas.

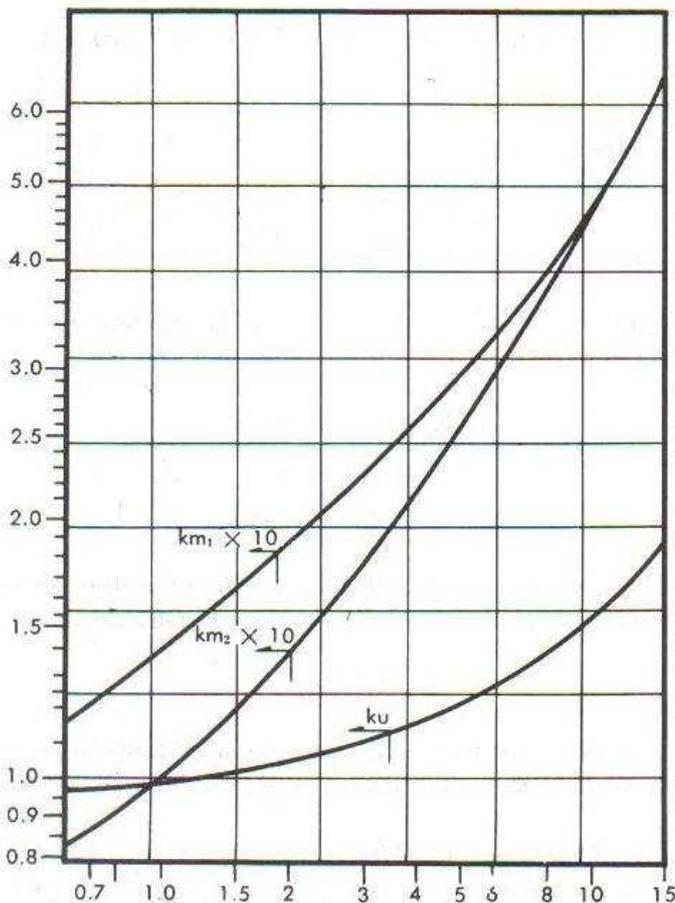


Figura 67. Constantes del impulsor.

Cuando  $cm_2$  o  $Km_2$  se calculan, el grueso del aspa deberá ser considerado o medido en un área normal a  $cm_2$ .

El valor de ella será:

$$cm_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{Q}{(D\pi - ZSu)d_2}$$

donde  $Z$  es el número de aspas y  $Su$  es el grueso tangencial de la vena en la periferia del impulsor.

- c) Velocidad de entrada. Con objeto de completar el perfil del impulsor, se necesita conocer la velocidad meridional a la entrada.
- d) Ángulo de descarga del aspa, es el elemento de diseño más importante pues ya se ha visto que todas las características teóricas se determinan en función de él.

La misma bomba, funcionando a idéntico número de revoluciones, podrá elevar un líquido a mayor altura cuanto mayor sea el ángulo  $\beta_2$ . De esto podría deducirse que mientras mayor sea el ángulo  $\beta_2$ , más ventajoso sería, pero ya hemos visto que no son posibles valores mayores de  $90^\circ$ .

En los álabes curvados hacia atrás no se logra una aceleración tan grande como la que se obtendría en los curvados hacia adelante, y en cierto modo se puede decir que es impelida por un plano inclinado. Gracias a ello, el agua posee cierta presión y la transformación de la velocidad absoluta  $c_2$  en presión no presenta dificultad alguna, de modo que se reducen las pérdidas por rozamiento. Por esta razón actualmente siempre se usan curvados hacia atrás y con un ángulo de  $22\frac{1}{2}^\circ$  que es el que se usa normalmente. Tiene una variación de 5% en más o menos.

- e) Ángulo de entrada  $\beta_1$ . Se determina tomando en cuenta que el cociente de las velocidades relativas, sobre los triángulos de Euler, se mantiene dentro de los límites:

$$\frac{w_1}{w_2} = 1.15 \text{ a } 1.25$$

correspondiendo 1.25 a las bombas de muy alta velocidad específica.

A continuación, pasaremos a considerar el proyecto numérico de un impulsor.

### CALCULO DEL IMPULSOR

1. Condiciones de servicio

$$Q = 300 \text{ g.p.m. (18.9 lts/seg)}$$

$$H = 155 \text{ pies (46.25 m).}$$

### 2. Velocidad de operación

Seleccionaremos 2,900 r.p.m., o sea la velocidad de un motor de dos polos que opera a una frecuencia de 50 ciclos. Usaremos dos polos para que la velocidad sea lo mayor posible y mejore la eficiencia.

### 3. Velocidad específica

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q} \sqrt{\sqrt{H}}}{H} = \frac{2,900 \times \sqrt{300} \times \sqrt{\sqrt{155}}}{155}$$

$$n_s = \frac{2,900 \times 17.4 \times 3.53}{155} = 1,155.$$

### 4. Diámetro del impulsor

Aplicando la fórmula  $u_2 = Ku\sqrt{2gH}$ .

Para nuestra velocidad específica el valor de

$$Ku = 1.0$$

$$\therefore u_2 = \sqrt{2gH} = 8.02 \times \sqrt{155} = 100$$

$$u_2 = wr = 100.$$

Por otra parte:

$$2,900 \text{ r.p.m.} = \frac{2,900}{30} \times \pi = 304 \text{ rad/seg}$$

$$\therefore D_2 = \frac{100 \times 2 \times 12}{304} = 7.9''$$

Redondearemos esta cantidad a 8 pulgadas, que será el diámetro exterior de nuestro impulsor.

### 5. Número de aspas

Escogeremos cinco aspas que es un número usado para nuestra velocidad específica.

### 6. Sentido de rotación

El impulsor será de rotación izquierda vista desde la succión. Por rotación izquierda se entiende en sentido contrario a las manecillas del reloj.

### 7. Velocidad meridional a la salida ( $cm_2$ )

$$cm_2 = Km_2\sqrt{2gH}.$$

De la gráfica:

$$Km_2 = 0.085$$

$$cm_2 = 0.085 \times 100 = 8.5 \text{ pies/seg.}$$

### 8. Espesor del aspa

El espesor del aspa depende de la clase de material. Los de hierro fundido se construyen con un valor de "S" que oscila entre  $\frac{5}{32}$  y  $\frac{7}{16}$  y los de bronce con un valor de "S" entre  $\frac{1}{8}$  y  $\frac{1}{4}$  según el diámetro.

Escogeremos para nuestro impulsor que es de bronce  $S = \frac{1}{4}''$ .

### 9. Cálculo de $d_2$ . (Separación entre platos a la salida)

$$d = \frac{Q}{(D_2\pi - ZSu)cm_2}$$

en el cual  $Q$ , es el gasto en pies<sup>3</sup>/seg.

$D_2$ , es el diámetro exterior en pies.

$Z$ , número de aspas.

$Su$ , longitud que cubre el aspa en la periferia y que para nuestro caso vale  $1''$  ( $\frac{1}{12}'$ )

$$Q = \frac{300}{448.8} = 0.67 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

$$d_2 = \frac{0.67 \times 12}{(0.666\pi - 0.416)8.5} = \frac{8.04}{14.3}$$

$$d_2 = 0.562''.$$

En vista de que es muy delgado, no se puede garantizar una limpieza muy precisa en la fundición. Esto trae consigo cierta disminución en el área efectiva; para compensar esto aumentaremos  $\frac{1}{16}''$  esta separación, quedando con un valor de:

$$d_2 = \frac{5}{8}''.$$

### 10. Cálculo de $cm_1$

$$cm_1 = Km_1\sqrt{2gH} = 0.148 \times 100 = 14.8 \text{ pies/seg.}$$

### 11. Cálculo de $D_1$

Usaremos la fórmula:

$$\frac{\pi D_1^2}{4} cm_1 = 1.03 Q$$

Estamos considerando una pérdida de 3% que se pueda fugar entre el impulsor y la carcasa:

$$D_1^2 = \frac{4.16Q}{\pi cm_1} = \frac{4.16 \times 0.67}{\pi \times 14.8} = 0.06$$

$$D_1 = 0.245' = 2.940''.$$

Haremos un pequeño chaflán a  $10^\circ$  como se muestra en el dibujo, quedando el diámetro en la cara de salida:

$$D_1 = 2\frac{31}{32}''.$$

Este diámetro calculado, determina el tamaño de la brida de la cabeza de succión, la cual deberá ser de  $3''$ .

### 12. Ángulo de salida $\beta_2$

Usaremos  $22\frac{1}{2}^\circ$  que es el ángulo comúnmente utilizado para todas las velocidades específicas, según se menciona en páginas anteriores.

13. *Angulo de entrada  $\beta_1$*

El ángulo de entrada  $\beta_1$ , se deduce del paralelogramo de velocidades.

Para ello calcularemos  $w_2$  a partir de los valores calculados

$$\text{sen } \beta_2 = \frac{cm_2}{w_2} \therefore$$

$$w_2 = \frac{cm_2}{\text{sen } \beta_2} = \frac{8.5}{\text{sen } 22\frac{1}{2}^\circ} = \frac{8.5}{0.382} = 22.3.$$

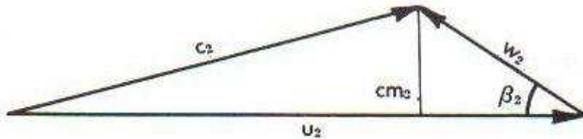


Figura 68.

La relación de  $w_1/w_2'$  para un buen diseño debe ser del orden de 1.15 a 1.25. Escogeremos 1.2:

$$\therefore w_1 = 1.2 \times 22.3 = 26.8 \text{ pies/seg.}$$

De una manera análoga, en el triángulo de entrada:

$$\text{sen } \beta_1 = \frac{cm_1}{w_1} = \frac{14.8}{26.8} = 0.553$$

$$\beta_1 = 33\frac{1}{2}^\circ.$$

14. *Anchura útil del impulsor*

Se deduce partiendo de la velocidad meridiana de entrada  $cm_1$  y teniendo en cuenta la estrangulación debido a las aspas, la cual depende de su número y espesor y se estima de un 5 a 15%. Consideraremos también una pérdida de gasto de 3%.

$$1.03 Q = 0.85 (D_1 \pi b_1) cm_1$$

$$b_1 = \frac{1.03 Q}{0.85 D_1 \pi cm_1} = \frac{1.03 \times 0.67}{0.85 \times 0.245 \times \pi \times 14.8}$$

$$b_1 = 0.0715' = 0.860''.$$

Usaremos  $b_1 = 7/8''$ .

15. *Espesor de las paredes:* Será de  $5/32$ .

16. Todas las demás dimensiones aparecen en el plano adjunto y se determinaron, teniendo en cuenta las condiciones de la flecha o de ensamble de toda la unidad (ver figura 71).

17. *Material*

El impulsor será de bronce fundido en arena con la composición siguiente:

Cobre	82-84%
Estaño	3- 5%
Plomo	5- 7%
Cinc	5- 8%
Níquel	1% máximo.

TRAZO DEL IMPULSOR

El diseño del impulsor de una bomba centrífuga se puede dividir en dos partes. La primera es la selección de velocidades y ángulos de las aspas que se necesitan para obtener las condiciones de funcionamiento.

El segundo es el trazo del impulsor para los ángulos y áreas seleccionados.

El primer paso ya ha sido cubierto. Ahora bien, con los elementos que ya tenemos se pueden hacer varios trazos que hagan variar el funcionamiento y eficiencia de la bomba.

Los álabes pueden ser planos, o sea, que en la mayor parte de su longitud conservan el mismo ancho, aumentando un poco sólo en la succión.

Este tipo de aspas se usa en los impulsores angostos tales como el de nuestro problema y en ellos ambas tapas son normales al eje de la flecha, teniendo solamente una curvatura en la entrada, con el ángulo de  $90^\circ$ , para efectuar el cambio de dirección del agua.

Cuando los impulsores son más anchos, o sea que transportan un gasto mayor, este tipo de impulsor deja de ser eficiente, y hay que usar otro tipo de aspas que produzca un choque menor en la entrada. Este tipo de impulsores se usa en bombas llamadas de flujo mixto y que cubren un rango de velocidades específicas de aproximadamente 1,500 a 8,000.

El trazo de los impulsores constituye uno de los problemas más grandes en el proyecto de las bombas. Dos métodos están en uso; uno antiguo en el cual el aspa era desarrollada sobre un cono como un aspa cilíndrica plana y así transferida a las vistas de planta de las cuales se construían las secciones.

En el nuevo método se considera el total desarrollo del aspa en toda su longitud, ángulos y espesores y ya sobre la vista plana se hacen las consideraciones de flujo.

Este nuevo método se originó en Europa hace 40 años y aunque, al principio, no se usó en los Estados Unidos, las altas eficiencias obtenidas con el mismo obligaron a los fabricantes norteamericanos a usarlo.

Kaplan llamó a este método: "Method of Error Triangles".

APLICACION DE ESTE METODO AL DISEÑO DE ASPAS PLANAS

Para un ángulo de entrada  $\beta_1$  y uno de salida  $\beta_2$  siempre es posible dibujar un aspa como un arco circular de radio único, construcción que se muestra en la figura 69.

Desde un punto cualquiera  $A$ , sobre la circunferencia exterior del impulsor, se traza una línea  $AM$  que

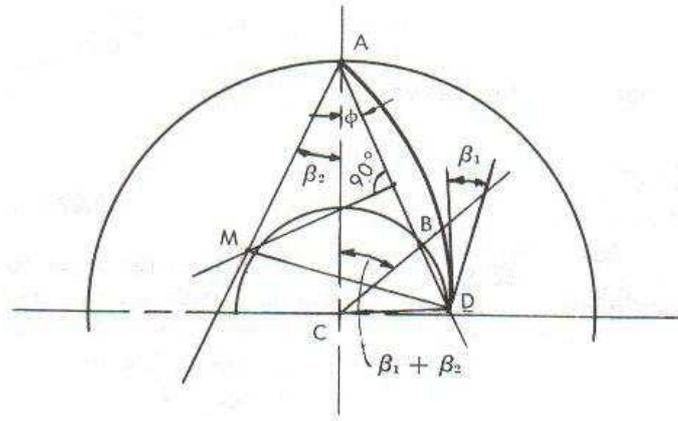


Figura 69. (Trazo del perfil del impulsor).

forme un ángulo  $\beta_2$  con el radio  $AC$ . La línea  $CB$  intersecta la circunferencia del ojo del impulsor en  $B$ . Se traza entonces una línea  $AB$  que intersecte el círculo del ojo del impulsor en  $D$ .

A continuación se traza una línea perpendicular en la mitad de  $AD$  que corte a  $AM$  en  $M$ .

$MA$  será el radio del arco que dé un ángulo  $\beta_2$  en la descarga y un ángulo  $\beta_1$  en la entrada.

La prueba de esta construcción es de interés:

$$\beta_1 + \beta_2 + \phi = \angle CBD = \angle CDB$$

$$\beta_2 + \phi = \angle MAD = \angle MDA$$

Restando miembro a miembro:

$$\beta_1 = \angle CDB - \angle MDA = \angle MDC$$

Sin embargo, esta forma circular de aspa tiene grandes desventajas, por lo que será necesario hacerle unas correcciones como se mostrará más tarde.

El método de los triángulos de error se puede aplicar ventajosamente al análisis y construcción de la vena pla-

na. Para ello se obtiene el desarrollo sobre un plano del aspa. Esto se logra dividiendo el impulsor en una serie de círculos y concéntricos y se mide la distancia "h" tangencialmente entre dos de ellas. Se deduce que, mayor será la exactitud cuanto mayor sea el número de círculos.

Los valores de "h" se llevan al desarrollo plano en el cual las ordenadas son los incrementos de radio.

La construcción se muestra a continuación:

Se hace el trazo para el aspa circular, se verá que el cambio dependiente del aspa es irregular. Primeramente el incremento es muy rápido, haciéndose después más lento hasta llegar al ángulo de descarga. Esta forma de aspa no se considera la más eficiente, y se prefiere un aspa con un cambio gradual  $AC$ .

Para conseguir una mejor forma del aspa para los impulsores de aspa plana, se hace primero su desarrollo sobre un plano, y entonces, en éste se hace la corrección. Se traza de nuevo el aspa por el método descrito arriba.

Aunque este método toma mucho más tiempo, permite mejorar la forma del aspa y asegura mayor eficiencia.

Este procedimiento se usará para el trazo del aspa del impulsor en proyecto, lo cual puede verse en el plano adjunto. (Fig. 71.)

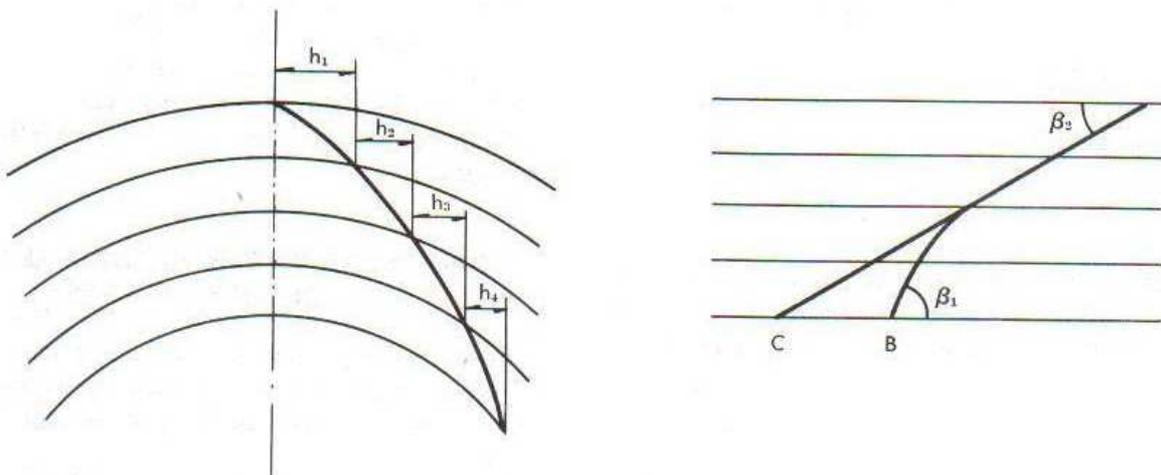
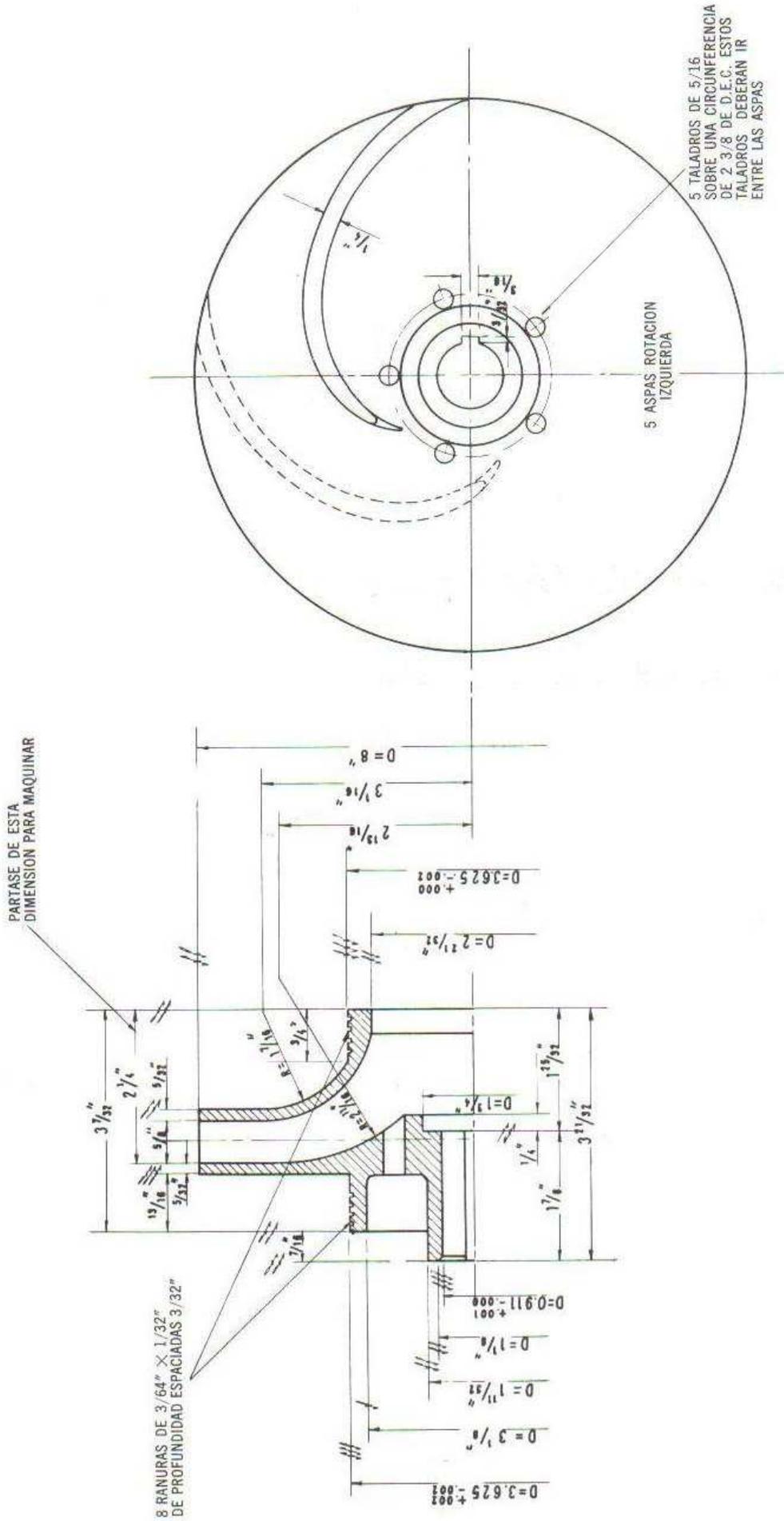


Figura 70. Desarrollo de un aspa.



LIMPIEZA: LAS PARTES DEBERAN SER ESMERILADAS FINAMENTE. DEBERA COMPROBARSE QUE LAS VENAS NO ESTEN OBSTRUIDAS

E.N.I.	IMPULSOR		DIBUJO MANUEL VIEJO
	ACOT. EN PULGADAS	ESCALA	ZUBIGARAN
TESIS PROFESIONAL	Lamina 1		Lamina 1

Figura 71. Trazo del impulsor.

# CAPITULO 5

*proyecto de la carcaza y  
cabeza de succión*

## FUNCIONES

Las funciones de estas partes de la bomba son:

1. Guiar el líquido al impulsor;
2. Convertir en presión la energía cinética que tiene el líquido;
3. Guiar el mismo hacia el tubo de descarga.

La carcaza, cubierta o armadura la dividiremos en dos partes; la carcaza en sí, también llamada voluta, que efectúa los dos últimos pasos; y la cabeza o boquilla de succión, que sirve para el primero.

*Carcaza.* La mayor parte de las bombas horizontales que se fabrican tienen carcazas en forma de voluta. Esta forma, comparada con la de la bomba de anillo difusor, tiene a su favor el ser más simple.

Por lo que se refiere a eficiencias, rara vez la bomba con anillo difusor puede superar en apreciable medida las bombas de voluta y, en realidad, el anillo difusor sólo se requiere para bombas de muy baja velocidad específica, o sea, bombas de carga muy alta.

Hay varios elementos de diseño en la carcaza que determinan sus características hidráulicas. Ellos son: áreas de la voluta; ángulo de la misma  $\alpha_v$ , así como ancho "b" y círculo base  $D_3$ . Estos elementos se muestran en la figura 72:

A continuación se consideran separadamente estos elementos y se indica la forma de seleccionarlos. Cabe notar que los valores dados son empíricos y se obtuvieron a base de múltiples experimentos.

*Áreas de la voluta.* Si observamos la figura notamos que el gasto total debe pasar a través de la garganta de la voluta  $AB$ . Las áreas de esta última se incrementan gradualmente desde un punto  $A$ , llamado lengüeta de la garganta, hasta la boquilla de descarga.

La cantidad de líquido que circula por la carcaza es menor que la que descarga el impulsor, debido a las fugas existentes, entre las cuales podemos citar la parte de líquido que recircula entre la lengüeta y la periferia del impulsor, así como la que circula entre las cubiertas del impulsor y la carcaza o cabeza de succión.

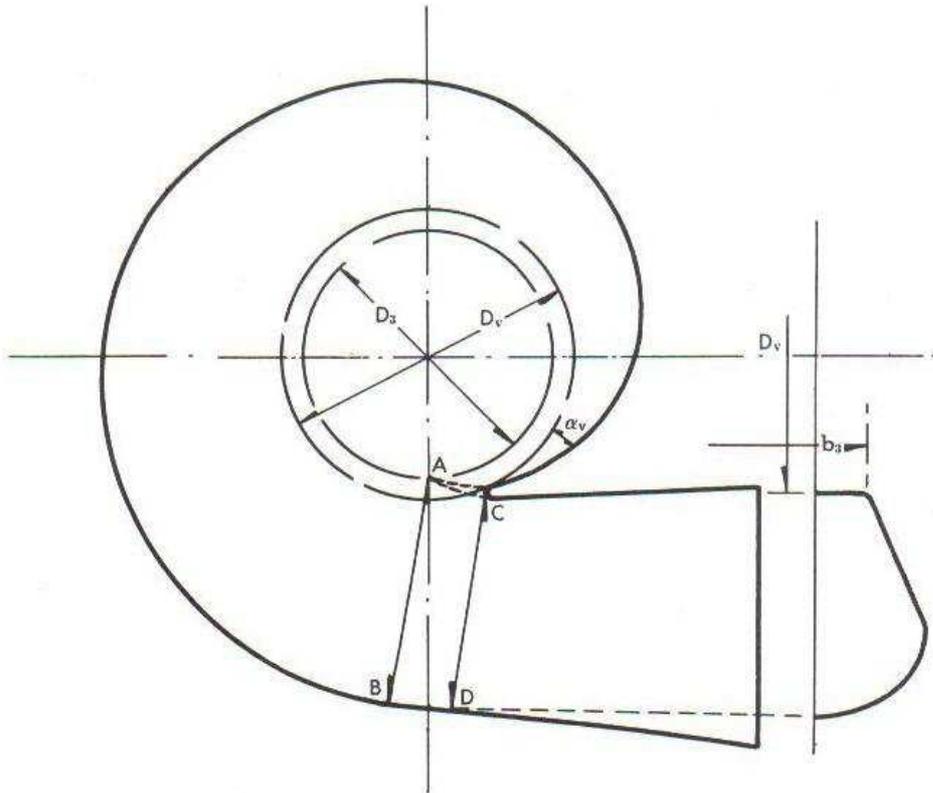


Figura 72. Carcaza.

El análisis de la voluta lo haremos sólo para el punto de diseño, ya que la velocidad varía con la capacidad de la bomba. Con respecto a la velocidad, diremos que su distribución, a través de cualquier sección de la voluta, no es uniforme. Este fenómeno se observa en los tubos en donde la velocidad media es de 0.78 a 0.92 de la velocidad máxima en el centro; en tubos pequeños, estos valores son todavía más bajos.

En la voluta, la máxima velocidad se obtiene en la periferia del impulsor, aun cuando no es uniforme a través de todo el ancho de éste. La velocidad disminuye en las regiones cercanas a la pared de la voluta, de tal manera que la velocidad media llega a tener valores que oscilan entre 0.56 a 0.82 de la velocidad a la salida del impulsor.

El flujo se complica debido a la existencia de la componente radial de la velocidad absoluta, la cual crea un movimiento en espiral a lo largo de la voluta. Este movimiento es hacia afuera en la parte media y hacia el interior, cerca de las paredes.

En vista de lo complicado de las trayectorias del líquido, es imposible determinar teóricamente la distribución de la velocidad a lo largo de la voluta, en función de la componente tangencial de la velocidad de descarga del impulsor.

Se probaron diversos métodos de diseño basados en consideraciones teóricas, pero sus resultados han sido inferiores a los que se obtuvieron de estudios experimentales.

Pfleiderer en su libro "Die Kreiselpumpen" supone que el flujo en la voluta sigue la ley:

$$cu \cdot r = cu_3 \cdot r_2 = \text{constante}$$

$$cu \cdot r = \text{constante}$$

donde  $cu$  es la velocidad en la voluta a un radio  $r$  y  $cu_3$  es la velocidad tangencial en la periferia del impulsor de radio  $r_2$ .

De esta ley se deduce que las velocidades serán mayores cuando menores sean las secciones y recíprocamente. Pero con esta suposición, las velocidades en la descarga son demasiado altas para asegurar una buena eficiencia.

Las bombas más modernas están diseñadas para una velocidad promedio constante en todas las secciones de la voluta; esto significa que las áreas de la voluta incrementarán en proporción a su avance angular medido, a partir de la lengüeta de la garganta.

Esta velocidad promedio de la voluta  $c_3$  se determina experimentalmente de la relación:

$$c_3 = K_3 \sqrt{2gH}$$

donde  $K_3$  es un factor de diseño experimental que varía con la velocidad específica de la bomba en cuestión.

En la figura 73 se muestran estos valores:

**Angulo de la voluta.** Al considerar la voluta como una cámara de difusión de una sola aspa, el ángulo de la misma  $\alpha_r$  debería corresponder al ángulo existente entre la velocidad absoluta y la velocidad periférica a la salida.

Sin embargo, en la práctica, se usan ángulos menores que el citado y se ha encontrado experimentalmente que

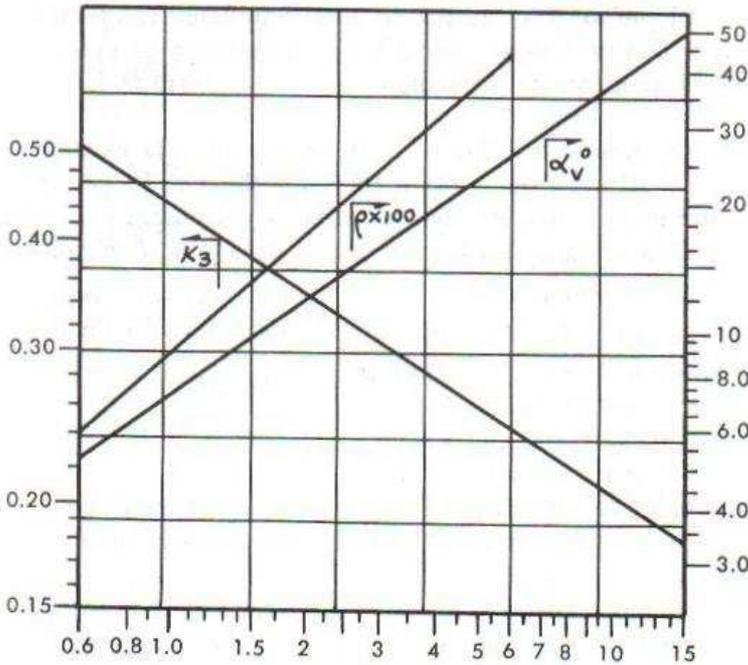


Figura 73.

sus valores varían con la velocidad específica, siendo un ángulo grande para altas velocidades específicas y pequeño para las bajas, según se muestra en la gráfica anterior.

**Ancho de la voluta.** El ancho de la voluta  $b_3$  se calcula aplicando un factor al ancho del impulsor  $b_2$ , variando este factor para distintas velocidades específicas. Estos factores son los siguientes:

Para bombas de media velocidad específica:

$$b_3 = 1.72 b_2$$

Para bombas de baja velocidad específica:

$$b_3 = 2 \text{ a } 2.25 b_2$$

**Círculo base.** El círculo base se usa para hacer el trazo de la voluta y para determinar el diámetro  $D_v$  que fija la limitación física para el diámetro máximo del impulsor.

También es importante determinar la mínima separación que debe existir entre la carcasa y la periferia del impulsor, pues se ha encontrado que afecta la eficiencia de la bomba. En la figura 73 se muestra la mínima distancia medida diametralmente en la porción de la carcasa llamada garganta.

Este valor está expresado como una fracción del diámetro del impulsor y como en todos los casos anteriores, para su selección deberá entrarse con la velocidad específica.

Su valor viene dado por la relación:

$$\rho = \frac{D_3 - D_2}{D_2}$$

Ya hemos mencionado la importancia de la mínima separación; agregaremos que se ha encontrado en pruebas especiales que si el diámetro del círculo base es muy grande para un determinado impulsor, se reduce la eficiencia de la bomba, ya que es necesario una potencia extra para hacer circular el líquido a través del claro existente entre la lengüeta de la garganta y el impulsor.

Las dimensiones de la carcasa se determinan a partir del tamaño de las distintas áreas de la voluta y del diámetro del círculo base.

Se dará mayor amplitud a este punto al desarrollarlo para nuestro caso particular.

**DISTRIBUCION DE PRESIONES Y EMPUJE RADIAL**

**Empuje radial.** La razón por la cual una velocidad promedio constante en la voluta es la más favorable para el correcto funcionamiento de la bomba, estriba en el hecho, de que en las bombas reales, solamente en las cercanías y en el punto de máxima eficiencia, la presión es la misma en todas las secciones de la voluta alrededor del impulsor.

Evidentemente ésta es la condición más deseable para la descarga del impulsor. Sin embargo, este equilibrio de la presión de la voluta se destruye en ambos lados del punto de mayor eficiencia.

La figura 74 muestra como ejemplo la distribución de presiones en la voluta de una bomba de 6" de succión.

El empuje radial se puede expresar por la fórmula:

$$P = \frac{K H D_2 B_2}{2.31}$$

donde  $P$ : fuerza resultante radial en libras;

$H$ : carga en pies;

$D_2$ : diámetro del impulsor en pulgadas;

$B_2$ : ancho del impulsor, incluyendo las paredes;

$K$ : constante experimental dada por la fórmula:

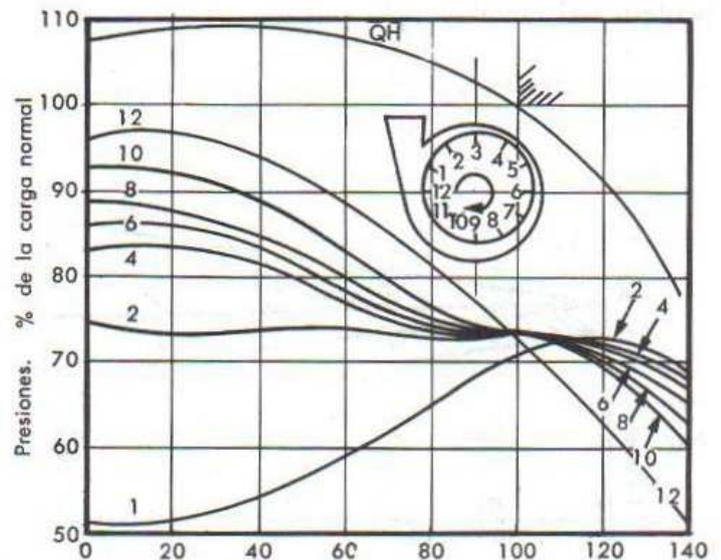


Figura 74. Porcentaje de  $Q_n$ .

$$K = 0.36 \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right]$$

en la cual  $Q$  es una capacidad cualquiera, mientras que  $Q_n$  es la capacidad normal. Esta fórmula nos da un empuje nulo a la capacidad normal y máximo a válvula cerrada, cuando  $K = 0.36$ .

Como ilustración calcularemos el empuje para nuestra bomba, valor que usaremos posteriormente para la selección de baleros.

Datos:

$$K = 0.36$$

$$H = 155$$

$$B_2 = 0.938$$

$$D^2 = 8$$

$$P = \frac{0.36 \times 155 \times 8 \times 0.938}{2.31}$$

$$P = 181.5 \text{ lb}$$

El efecto inmediato de estas fuerzas radiales en la carcasa es la flexión de la flecha que puede ocasionar su ruptura, así como un rápido desgaste en los anillos de rozamiento.

La ruptura de la flecha, acontece con más frecuencia en las bombas de doble succión que tienen una distancia grande entre baleros, y la fractura se localiza a un lado del impulsor, generalmente empezando en el cuñero.

**EMPUJE RADIAL Y GRADIENTE DE ENERGÍA**

La distribución de presiones y la localización de la resultante de todas las fuerzas radiales que actúan sobre el impulsor se pueden explicar por la variación del gradiente de energía a lo largo de la trayectoria del líquido desde la periferia del impulsor, hasta la boquilla de descarga.

En una carcasa tipo voluta diseñada para una velocidad constante, el gradiente de presión será paralelo al gradiente de energía. En la Fig. 75 la línea  $AF$  representa el gradiente de presión estática a lo largo de la periferia del impulsor para válvula cerrada.

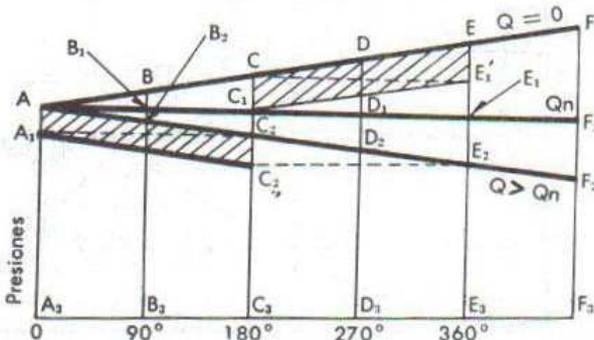


Figura 75. Distribución de presiones y gradiente de energía.

El punto  $A$  corresponde a la lengüeta. La presión crece constantemente hacia la brida de descarga en donde el agua queda aprisionada por estar cerrada la válvula.

La presión a lo largo de  $AC$  se opone a la existente de  $CE$  debido a que están a  $180^\circ$  una de otra. La presión resultante es proporcional a las áreas del diagrama.

El área  $AA_3CC_3$  balanceará el área  $C_1C_3E_1E_3$  quedando representada la fuerza desbalanceadora por el área cuyas esquinas son  $CC_1EE_1$ . La dirección de esta resultante es una línea radial hacia el centro y situada a  $270^\circ$  de la lengüeta.

Cuando principia el flujo, el gradiente hidráulico queda abajo de  $AF$  y con el gasto normal alcanza la posición  $AF_1$  donde todas las presiones son iguales alrededor del impulsor. Por consiguiente, la resultante de todas las fuerzas es cero.

Cuando el flujo aumenta de tal manera que  $Q > Q_n$ , el gradiente cae aún más, de tal manera que ahora las presiones son más altas a lo largo de  $AC$  que de  $CE$ .

El área  $A_1A_3C_1C_3$  balancea el área  $AA_1C_2C_2$ . La dirección de la resultante de estas fuerzas está dirigida de las secciones menores de la voluta a las mayores. Hay que notar que la presión en la brida de descarga  $F_2$  es menor que en cualquier punto de la voluta.

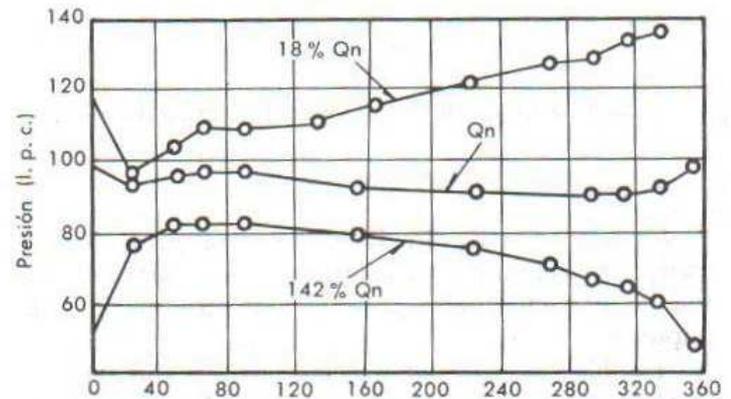


Figura 76. Distribución de presiones en la carcasa de una bomba de 8 plg y 2,500 r.p.m.

Como ilustración de lo anterior, se presentan los estudios que llevó a cabo el Instituto Tecnológico de California con una bomba de 8 pulgadas, a 2,500 r.p.m. Como se puede ver, la distribución de presiones se aparta algo de la línea recta que se supuso y las variaciones se presentan en las regiones cercanas a la garganta. Sin embargo, la forma de las curvas concuerdan bastante con los razonamientos hechos.

**CALCULOS NUMERICOS DE LA CARCAZA**

1. *Cálculo de  $C_3$ :*

Según la gráfica el valor de  $K_3$  para  $n_s = 1,155$  es 0.42.

$$C_3 = K_3 \sqrt{2gH} = 0.42 \times 100 = 42 \text{ pies/seg.}$$

2. *Angulo de la voluta:*

De la misma gráfica obtenemos un valor de  $8^\circ$ .

3. *Ancho de la voluta:*

Por tratarse de una bomba de baja velocidad específica, tomaremos  $K:2.10$ .

$$b_3 = 2.10'' \times 0.625'' = 1.312''.$$

$$b_3 = 15/16''.$$

4. *Círculo base:*

El valor de  $\rho$  para esta velocidad específica es de 0.10.

$$\frac{D_3 - D_2}{D_2} = 0.10''$$

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.10''$$

$$D_3 = 1.10 D_2 = 1.10 \times 8 = 8.80''.$$

Escogeremos como círculo base  $8 3/4''$ .

5. *Espesor de las paredes:*

El espesor de la voluta será de  $7/16''$ .

6. *Diámetro  $D_v$ :*

Este diámetro se fijará en  $8.109''$ , lo cual da un juego de  $7/64''$  para que pueda entrar el impulsor.

7. *Alojamiento para los anillos de desgaste:*

Este alojamiento tendrá un diámetro de  $4.125^{+0.001}_{-0.000}$  en el cual entrará con dos milésimas de apriete el anillo de desgaste.

8. *Sello del estopero:*

La carcaza llevará un taladro roscado para tapón de  $1/8''$ . En él se instalará un tapón de  $1/8''$  con taladro de  $1/8''$  de diámetro, el cual tiene por objeto comunicar parte de la presión de descarga al estopero, evitando con esto la posible entrada del aire del exterior por la prensaestopas, hacia la zona del impulsor, donde existe succión.

Si el líquido que se maneja es sucio, el tapón no llevará taladro, pues el líquido sucio podría arrastrar sustancias que rayaran la camisa. En este caso se utilizará el taladro que se le hará a la carcaza en la parte que queda arriba del estopero y se le inyectará agua de una fuente externa con una presión, del orden de 25 lb/plg<sup>2</sup>. El tapón usado deberá ser de latón para que no se oxide y se pueda remover en caso necesario.

Además de los tapones mencionados, la carcaza llevará un tapón de  $1/4''$  en la parte inferior, para poder purgar la bomba y otro de la misma medida en la parte superior, para poder cearla.

9. *Brida de descarga:*

Esta brida será de  $2 1/2''$  con diámetro exterior de  $7''$  y llevará 4 taladros de  $3/4''$  sobre una circunferencia de  $5 1/2''$  de diámetro.

10. *Diversos:*

La carcaza irá montada en el soporte mediante 4 tornillos de  $1/2'' \times 1 1/4''$  y en el estopero se le harán taladros roscados de  $3/8''$  para introducir los espárragos que necesita el prensa-estopas. Todas las demás medidas, así como las indicaciones completas para el maquinado de la pieza se muestran en el dibujo correspondiente.

11. *Material:*

El material de esta pieza será fierro gris con 2% de silicio.

La pieza será fundida en arena, usando modelo de aluminio en el que se haya tomado en cuenta: la contracción del fierro que es de  $1/8'' \times$  pie y la necesidad de dejar  $1/8''$  para las superficies a maquinarse. La pieza se deberá probar hidrostáticamente a una presión de 150 lb/plg<sup>2</sup> aproximadamente.

**CABEZA DE SUCCION**

El proyecto de esta pieza es de suma importancia en la distribución de velocidades antes del impulsor, ya que ésta, puede afectar la eficiencia de la bomba y ocasionar el fenómeno de cavitación.

Aunque la trayectoria del líquido en la succión es corta y las velocidades son bajas, siempre hay que tratar de reducir las pérdidas al mínimo, pues como sabemos, el punto débil de estas bombas es la poca altura de succión que pueden desarrollar.

El mejor tipo de cabezas de succión en bombas con impulsor de entrada por un solo lado, es el recto con un área que se reduzca gradualmente hacia el ojo del impulsor. Esto permite estabilizar el flujo y asegurar la alimentación uniforme del impulsor con el líquido.

Los datos numéricos para nuestra bomba serán los siguientes:

1. *Brida de succión.*

La brida será estándar de 125 lb de  $3''$  con  $7 1/2''$  de diámetro exterior y llevará 4 taladros de  $3/4''$  sobre una circunferencia de  $6''$ . La boquilla reducirá su diámetro de  $3''$  a  $2 3/32''$  en una longitud de  $2 1/4''$ .

2. *Asiento para el anillo de desgaste.*

Tendrá el mismo diámetro que el de la carcaza, o sea,  $4.125^{+0.001}_{-0.000}$ .

3. *Espesor de las paredes.*

El espesor variará en distintas secciones, pero en promedio tendrá  $7/16''$ . Los distintos valores se pueden ver en el dibujo correspondiente, así como las dimensiones generales de toda la pieza.

4. *Material.*

La pieza será de fierro gris, fundido con 2% de silicio.

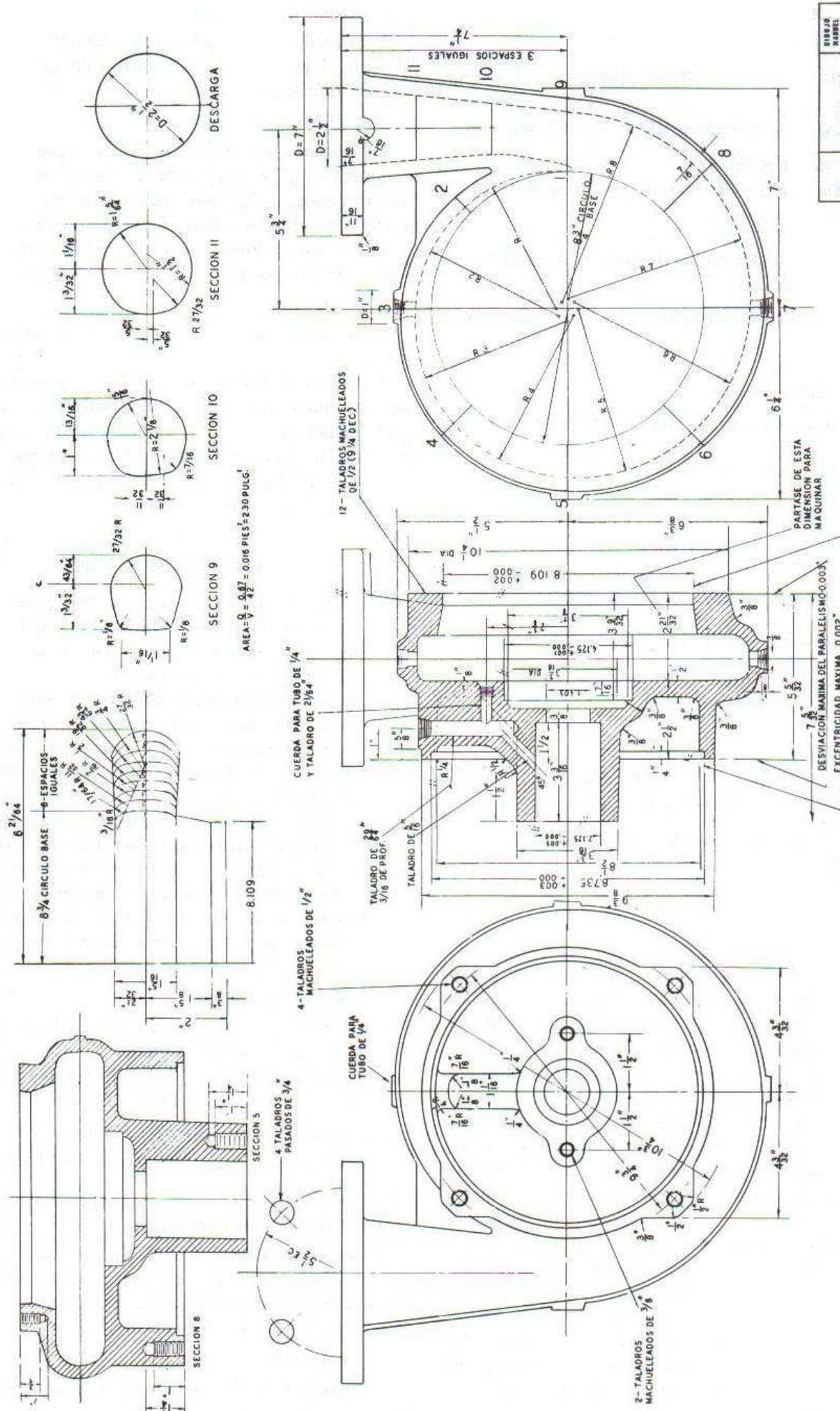


Figura 77. Carcaza.



CAPITULO **6**

*Empuje axial y cavitación  
de la bomba*

## EMPUJE AXIAL

Los impulsores que tienen succión por un solo lado están sujetos a un empuje axial, debido a que el área del ojo del impulsor está sometida a succión, mientras que la parte posterior del impulsor está sometida a la presión de descarga.

La magnitud del empuje axial se calcula con la fórmula:

$$T = (A_1 - A_s) (p_1 - p_s)$$

donde  $T$  es el empuje axial en lb.

$A_1$  es el área, correspondiente al diámetro interior del anillo de desgaste, expresada en pulgadas cuadradas.

$A_s$  es el área de la camisa de flecha, tomando su diámetro en el estopero, expresada también en pulgadas cuadradas.

$p_s$  es la presión de succión expresada en lb/plg<sup>2</sup>.

$p_1$  es la presión existente en la parte posterior del impulsor a un diámetro  $D_r$ , en lb/plg<sup>2</sup>.

Ahora bien, la presión existente en el claro entre el anillo del impulsor y el anillo de desgaste es menor que la presión existente en la voluta.

Esta reducción en la presión se debe a la rotación del líquido en el espacio comprendido entre las paredes del impulsor y de la carcasa.

Usualmente, se supone que el líquido en este espacio gira a la mitad de la velocidad angular del impulsor. Esto fue confirmado por Schultz-Grunow.

La presión en la voluta se puede obtener deduciendo de la carga total de la bomba, la energía cinética del líquido en la voluta.

Para este cálculo se desprecia la pérdida de carga debida a la fricción en la voluta y la carga de velocidad en la boquilla de descarga.

Por lo tanto, la presión en la voluta será:

$$H_v = H - \frac{c_3^2}{2g} = H(1 - K_3^2)$$

que aplicada a nuestro caso nos da

$$H_p = 155(1 - 0.41^2) = 0.825 \times 155 = 128 \text{ pies.}$$

La presión en los anillos de desgaste está dada por:

$$H_L = H(1 - K_s^2) - \frac{u_2^2 - u_r^2}{8g}$$

donde  $u_r$  es la velocidad periférica del anillo del impulsor.

Calculando para nuestra bomba obtenemos:

$$H_L = 128 - \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_r^2}{2g}; \quad u_2 = 100 \text{ pies/seg}$$

$$u_r = \omega r = \frac{304 \times 1.812}{12} = 45.8 \text{ pies/seg}$$

$$\begin{aligned} \therefore H_L &= 128 - \frac{1}{4} \left( \frac{10,000 - 2,100}{64.4} \right) \\ &= 128 - 30.6 = 97.4 \text{ pies} \end{aligned}$$

$$\therefore H_L = 42.2 \text{ lb/plg}^2.$$

Este valor de  $H_L$  expresado en  $\text{lb/plg}^2$  es el valor que usaremos para el cálculo del empuje axial, suponiendo que es uniforme sobre toda el área.

El verdadero empuje es algo menor que el valor dado por la ecuación, en virtud de que existe una fuerza debida al cambio de dirección del agua la cual en este tipo de bombas es casi de  $90^\circ$ . Esta fuerza se opone al empuje del agua.

El valor de esta fuerza es igual a:

$$F = \frac{w}{g} c_1 = Ae c_1^2 \frac{\gamma}{g} = 2Ae\gamma \frac{c_1^2}{2g}$$

donde  $Ae$  es el área neta del ojo del impulsor y  $c_1$  es el valor de la velocidad meridional a través del ojo del impulsor.

### CALCULOS

*Empuje axial:*

$$A_1 = 0.785 \times 3.625^2 = 10.3 \text{ plg}^2$$

$$A_s = 0.785 \times 1.343^2 = 1.42 \text{ plg}^2$$

$$T_1 = p_s A_1 = 3.9 \times 10.3 = 40.05 \text{ lb}$$

$$T_2 = p_1 (A_1 - A_s) = 42.2(10.3 - 1.42) = 374 \text{ lb}$$

$$\text{empuje axial} = 374 - 40.05 = 333.95 \text{ lb.}$$

A este empuje habremos de deducir el impulso del agua dado por:

$$F = 2Ae\gamma \frac{c_1^2}{2g}$$

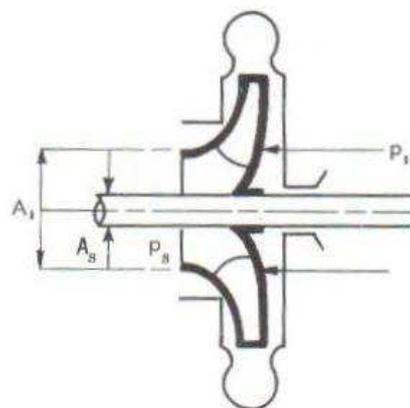


Figura 79. Empuje axial.

$$A_e = 0.785 \times 2.967^2 = 7.07 \text{ plg}^2 = 0.0486 \text{ pies}^2$$

$$\gamma = 62.5 \text{ lb/pie}^3$$

$$c_1^2 = 14.8^2 = 220$$

$$F = \frac{2 \times 0.0486 \times 62.5 \times 220}{64.4} = 20.8 \text{ lb.}$$

El empuje total será:  $333.95 - 20.8 = 313.15 \text{ lb.}$

Debido a los taladros que se hacen, este empuje se reduce a un 18% de su valor, aproximadamente.

$$E_a = 0.18 \times 313.15 = 56.2 \text{ lb}$$

$$\text{Empuje axial real} = 56.2 \text{ lb.}$$

### MÉTODOS PARA REDUCIR EL EMPUJE AXIAL

Para evitar que el empuje axial nos cause problemas, la manera correcta y única es usar un balero que acepte estas cargas y que llamaremos balero axial. La selección de este balero se hará en páginas posteriores.

Sin embargo, existen otros métodos para reducir este empuje. Para nuestra bomba usaremos el siguiente:

1. Se hará una especie de cámara en la parte posterior del impulsor, a la cual se hará llegar la presión de succión por medio de cinco taladros de  $\frac{5}{16}$ " que comuniquen las partes anterior y posterior del impulsor.

Existe otro procedimiento que consiste en agregar unas aspas pequeñas en la parte posterior. Estas aspas reducen el claro existente entre el impulsor y la carcasa, con lo cual reducen la presión existente en la parte posterior. Esta reducción se debe a que el líquido gira a una velocidad casi igual a la del impulsor en vez de girar a la mitad de esta velocidad.

El primer método reduce el empuje axial a un valor del 10 al 25% del empuje original, dependiendo del tamaño de los taladros. Sin embargo, presenta el inconveniente de que aumentan las fugas y que estas fugas están dirigidas en sentido contrario al que tiene el líquido en el ojo del impulsor.

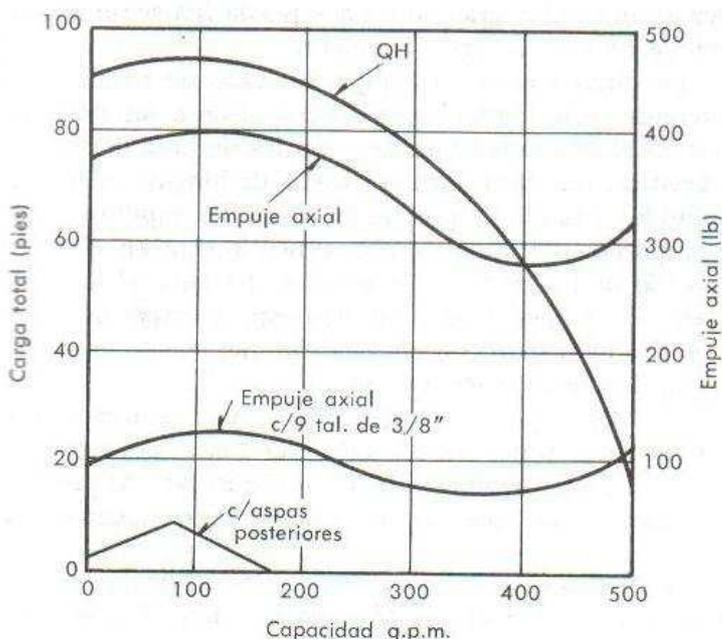


Figura 80. Variaciones del empuje axial.

Varios investigadores han hecho experimentos sobre el empuje axial, los cuales se pueden visualizar en un ejemplo gráfico.

La figura anterior muestra una curva típica que da los valores del empuje axial para un impulsor sin balanceo hidráulico, para un impulsor del mismo tipo, pero con una cámara en la parte posterior comunicada por 9 taladros de  $\frac{3}{8}$ " de diámetro; y por último, el mismo impulsor, pero con aspas en la parte de atrás. En el último caso el empuje cambió de dirección antes de llegar al punto de máxima eficiencia.

No se ha podido explicar el porqué del incremento del empuje axial, en capacidades abajo de las normales, pero es probable que se deba a ciertas diferencias de presión, a altas velocidades y también a cavitaciones locales.

En resumen, el empuje axial en nuestra bomba lo reduciremos con taladros hechos en el impulsor y, para soportar el empuje que queda usaremos un balero cuya selección se hará posteriormente.

**CAVITACION**

*El fenómeno de la cavitación*

Al diseñar una bomba, para carga y gasto determinados, debe escogerse la velocidad específica más alta, ya que ello redundará en una reducción en tamaño, en peso y en costo. Sin embargo, como es lógico suponer, existe un límite inferior para el tamaño de la bomba; en este caso, el factor que se debe tener en cuenta es el incremento de la velocidad del líquido.

Ya que los líquidos son fluidos que se vaporizan, se presenta el fenómeno de la cavitación, el cual fija dichos límites.

La cavitación se define como la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de presión, por la acción dinámica del fluido. Este fenómeno está caracterizado por la formación de burbujas de vapor en el interior o en las proximidades de una vena fluida.

La condición física más general para que ocurra la cavitación es cuando la presión en ese punto baja al valor de la presión de vaporización.

Recordaremos que la presión de vaporización de un líquido para cierta temperatura, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

Para los líquidos homogéneos, tales como el agua, la presión de vaporización tiene un valor definido para una cierta temperatura y tablas tales como las de vapor de Keenan dan estos valores. Sin embargo, ciertas mezclas de líquidos, están formadas por varios componentes, cada uno de los cuales tiene su propia presión de vaporización y pueden llegar a ocurrir vaporizaciones parciales a diferentes presiones y temperaturas.

Para dar algún dato diremos que la presión de vaporización del agua a 100°C (212°F) es de 14.7 lb/plg<sup>2</sup> (presión barométrica estándar al nivel del mar), cuyo equivalente son 33.9 pies de agua a 62°F, o bien 35.4 pies de agua a 212°F (100°C). Esta diferencia se debe a que el agua tiene una densidad de 0.959 comparada con 1.0 a 62°F.

La reducción de la presión absoluta a la de vaporización puede ser general para todo el sistema o únicamente local; pudiendo existir esta última sin un cambio de la presión promedio.

Una disminución general de la presión se produce debido a cualquiera de las siguientes condiciones:

1. Un incremento en la altura de succión estática.
2. Una disminución en la presión atmosférica, debido a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
3. Una disminución en la presión absoluta del sistema, tal como la que se presenta cuando se bombea de recipientes donde existe vacío.
4. Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que, al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por tanto, menor la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

Por lo que respecta a una disminución de presión local, ésta se produce debido a las condiciones dinámicas siguientes:

1. Un incremento en la velocidad.
2. Como resultado de separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.
3. Una desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como la que tiene lugar en una vuelta o una ampliación o reducción, todas ellas bruscas.

### Signos de la existencia de cavitación

La cavitación se manifiesta de diversas maneras, de las cuales las más importantes son:

- ruidos y vibración;
- una caída de las curvas de capacidad-carga y la de eficiencia;
- desgaste de las aspas del impulsor.

Estudiaremos un poco más detenidamente cada uno de ellos.

a) *Ruido y vibración.* El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor cuando éstas llegan a las zonas de alta presión, y es más fuerte en bombas de mayor tamaño.

Cabe notar que el funcionamiento de una bomba suele ser ruidoso, cuando trabaja con una eficiencia bastante menor que la máxima, ya que el agua choca contra las aspas.

Cuando existe cavitación ésta se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba de una manera similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías.

El aire actúa como amortiguador además de que aumenta la presión en el punto donde hay cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas para evitar el "descebamiento".

b) *Caída de las curvas de carga-capacidad y de eficiencia.* La forma que adopta una curva al llegar al punto de cavitación varía con la velocidad específica de la bomba en cuestión. Con bombas de baja velocidad específica las curvas de capacidad-carga, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar al punto de cavitación. En la gráfica 81 se puede apreciar tal inflexión así como el efecto que tienen la altura de succión y la velocidad.

En bombas de media velocidad específica el cambio es menos brusco y en bombas de alta velocidad especí-

fica es un cambio gradual sin que pueda fijarse un punto preciso en que la curva se quiebre.

La diferencia en el comportamiento de bombas de diferentes velocidades específicas, se debe a las diferencias en el diseño del impulsor. En los de baja velocidad específica, las aspas forman canales de longitud y forma definidos. Cuando la presión en el ojo del impulsor llega a la presión de vaporización, generalmente en el lado de atrás de los extremos de entrada del aspa, el área de presión se extiende muy rápidamente a través de todo el ancho del canal, con un pequeño incremento en gasto y una disminución en la carga.

Una caída posterior en la presión de descarga ya no produce más flujo, porque éste está fijado por la diferencia entre la presión existente en la succión y la presión de vaporización que hay en la parte mencionada del canal.

Además, en las bombas de baja y media velocidad específica, se observa que al bajar la carga, el gasto disminuye en vez de aumentar. Este se debe a un incremento de la zona de baja presión a lo largo del canal del impulsor.

En algunas pruebas se ha llegado a obstruir la succión, en vez de la descarga como es usual, pero esto siempre tiene la inconveniencia de la cavitación.

c) *Desgaste del impulsor.* Si un impulsor de una bomba se pesa antes y después de haberse sometido al fenómeno de la cavitación, se encuentra que ha habido una disminución de peso. Tan es así, que para grandes unidades el fabricante tiene que especificar la cantidad máxima de metal que se perderá por año.

Ahora bien, ¿a qué se debe ese desgaste? H. Foettinger en su libro "Untersuchungen über Regelung von Kreiselpumpen" muestra que el desgaste de las aspas se debe solamente a la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor, y que la acción química y electrolítica es insignificante en este proceso. El hizo sus experimentos con un tubo de vidrio neutro, el cual se desgastó de la misma manera que el metal de las bombas.

Antiguamente se suponía que el aire o gases podían ser mucho más activos en el instante de la liberación. Pero lo que demuestra que sólo hay acción mecánica, es que el lugar donde se produce el desgaste siempre está más allá de los puntos de baja presión donde se forman las burbujas.

Por lo que se refiere a los materiales con poca cohesión molecular éstos sufren mayor desgaste, ya que las partículas desprendidas vuelven a ser lanzadas contra el material, logrando llegar a incrustarse para después desprenderse de nuevo.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados. El segundo es causado por las partículas abrasivas tales como la arena, coke o carbón.

Es fácil diferenciar estos tipos de desgaste; basta con observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del trayecto del fluido.

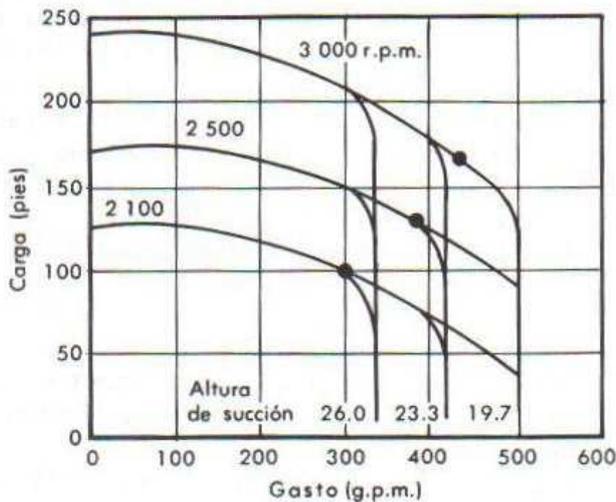
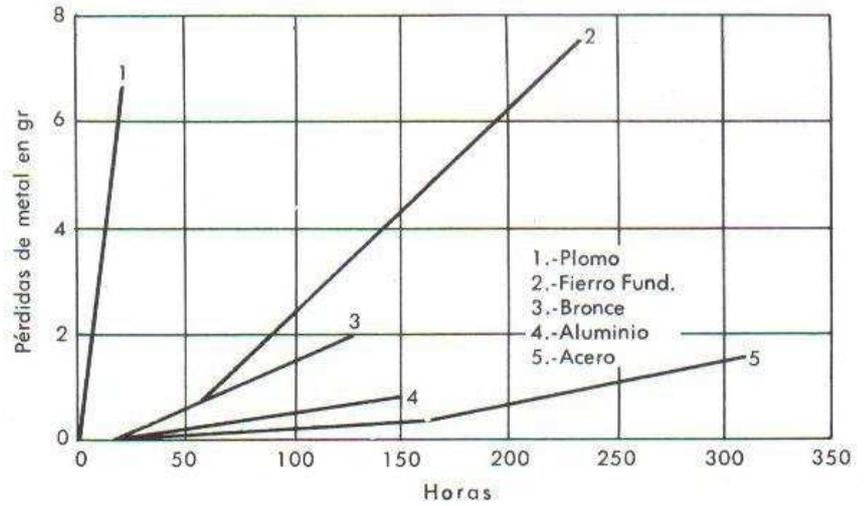


Figura 81. Caída de la curva carga-capacidad.

**Figura 82.** Pérdidas de metal por cavitación.



La frecuencia del golpeteo fue valuada de 600 a 1,000 ciclos por segundo por un ingeniero alemán de apellido Hunsaker.

En cambio P. de Halle llegó a registrar o estimar frecuencias hasta de 25,000 ciclos por segundo. Por lo que se refiere a intensidades y presiones, el mismo ingeniero P. de Halle encontró que las intensidades dependen de la velocidad y llegó a medir presiones de 300 atmósferas. Todavía no se ha dado una explicación satisfactoria del porqué de estas presiones tan altas, aunque existen ciertas versiones, como la de Poulter, con suficiente grado de exactitud.

*Resistencia de los materiales a la cavitación*

Los distintos materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, el tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

Schroeter ha hecho pruebas con diferentes materiales expuestos a cavitación y usando una velocidad de 197 pies/seg. La figura siguiente muestra los resultados obtenidos. Las abscisas indican las horas que duró la prueba y las ordenadas, el peso en gramos del material perdido.

Es costumbre, sobre todo en las turbinas, proteger las partes desgastadas por la cavitación con placas soldadas de acero inoxidable, mucho más resistente que otros materiales.

Por último, mencionaremos que Kerr ha probado 80 materiales para cavitación en agua de mar, en un aparato vibratorio especial desarrollado por el Instituto Tecnológico de Massachusetts. Esas pruebas mostraron que los daños causados fueron ligeramente mayores que para agua neutra

Se encontró también que las pérdidas aumentan con la temperatura, ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto en el agua por lo cual se reduce su efecto amortiguador. Por otra parte, es más fácil que se formen las burbujas de vapor.

Por último, Mousson encontró que las pérdidas de metal por cavitación son aproximadamente proporci-

nales a la presión de vaporización. Demostró también la conveniencia de introducir pequeñas cantidades de aire a la región dañada por la cavitación. Mousson y Kerr han hecho gran cantidad de pruebas que han proporcionado datos muy importantes para la selección del material, cuando se anticipan problemas de cavitación.

*Estudio teórico de la cavitación.* El estudio teórico de este fenómeno resulta sumamente complejo y él solo basta para el desarrollo de un libro. Ya que este tema se trata en forma general en los libros sobre bombas centrífugas, no se mencionarán aquí las relaciones matemáticas del fenómeno.

*Medios de evitar o reducir la cavitación*

1. Tener un conocimiento completo de las características del fenómeno en nuestra bomba.
2. Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema.
3. Las condiciones de succión se pueden mejorar, eligiendo un tubo de succión de mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdidas de carga.
4. Una revisión completa de todas las secciones de la cabeza de succión, impulsor y carcasa por donde va a pasar el líquido, cuidando de que no existan obstrucciones.
5. Elementos de guía que conduzcan el líquido convenientemente.
6. Uso de materiales adecuados.
7. Introducción de pequeñas cantidades de aire para reducir el efecto.

Con esto termina nuestro estudio acerca de la cavitación, en el que sólo se enumeraron ciertas generalidades; pero, como ya se mencionó antes, no está dentro de los límites de este libro un estudio más profundo acerca de este fenómeno, que tanto ha interesado a los fabricantes de bombas en los últimos años.

**REFERENCIA**

A. J. Stepanoff. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Wiley.

CAPITULO **7**

*Proyecto de la flecha y  
selección de baleros*

La flecha de la bomba se diseña, teniendo en cuenta que debe transmitir la potencia requerida sin vibraciones. Hay que considerar el momento torsionante, así como el peso del rotor y los empujes radiales y axiales que actúan sobre el impulsor.

Teóricamente la deflexión de la flecha debería ser siempre menor que la separación radial existente entre los anillos exteriores de los elementos rotatorios y las partes estacionarias de la carcasa. Sin embargo, en la práctica y debido a las inevitables excentricidades, esta condición no se cumple y las partes fijas llegan a actuar como chumaceras.

El tipo de carga más común existente en la flecha, es una combinación de flexión y torsión. El primer paso es encontrar una ecuación que nos dé la fatiga para encontrar esta combinación de esfuerzo. Si la flecha es sólida y tiene un momento torsionante  $T$ , el esfuerzo cortante será:

$$f_r = \frac{\rho T}{J} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (7.1)$$

Por lo que se refiere a la flexión, si el máximo momento flexionante es  $M$ , el correspondiente esfuerzo o fatiga será:

$$f_f = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (7.2)$$

Si ambos esfuerzos existen sobre la misma sección, el esfuerzo total será:

$$f_{\text{máx}} = \left( f_r^2 + \frac{f_f}{4} \right)^{1/2} = \left[ \left( \frac{16T}{\pi D^3} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{32M}{\pi D^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \frac{16}{\pi D^3} (T^2 + M^2)^{1/2} \quad (7.3)$$

Sin embargo, para tomar en cuenta los esfuerzos que varían debido a la rotación de la flecha y al tipo de carga al que la flecha está sometida "The Code for the Design of Transmission Shafting" recomienda el uso de factores  $K_T$  y  $K_m$ , como se muestra en la ecuación:

$$f_{\text{máx}} = \frac{16}{\pi D^3} [(K_T T)^2 + (K_m \cdot M)^2]^{1/2}$$

Estos valores de  $K_T$  y  $K_m$  están dados en la siguiente tabla:

Naturaleza de la carga	$K_m$	$K_t$
Flechas estacionarias:		
Aplicación gradual	1.0	1.0
Aplicación brusca	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0
Flechas rotatorias:		
Aplicación gradual o constante	1.5	1.0
Aplicación brusca con cambios leves	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Aplicación brusca con fuertes cambios	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

Obsérvese que el valor mínimo de  $K_m$  es 1.5 para cualquier carga en flechas rotatorias, y la razón de ello es que los esfuerzos de tensión cambian de sentido, durante cada revolución de la flecha. Puesto que la flecha todo el tiempo permanece pandeada en el mismo plano un punto de la flecha que está en compresión cambia a tensión cuando la flecha gira  $180^\circ$  para volver a ser comprimido  $180^\circ$  después.

### ESFUERZOS DE TRABAJO

El código citado menciona dos clases de material; flecha de acero comercial y flecha de acero con especificaciones especiales.

El acero comercial es acero Bessemer de bajo contenido de carbono, con una fatiga de ruptura de 45,000 a 70,000 lb/plg<sup>2</sup> dependiendo de la calidad del acero y del método de manufactura.

El código recomienda una máxima fatiga de trabajo para flecha comercial de 8,000 lb/plg<sup>2</sup> al esfuerzo cortante y de 16,000 lb/plg<sup>2</sup> al esfuerzo de tensión o compresión.

Estos esfuerzos deberán reducirse al 75% cuando exista un cuñero en la sección, con objeto de tomar en cuenta la concentración de esfuerzos en las orillas interiores del cuñero.

Si el material se compra a base de especificaciones, la fatiga de trabajo para esfuerzo cortante deberá ser el menor de los siguientes valores:

$$\begin{aligned}\tau &= 0.3 \quad (\text{límite elástico}) \\ \tau &= 0.18 \quad (\text{tensión de ruptura})\end{aligned}$$

Cuando la flecha está sujeta sólo a flexión deberá ser el menor de los siguientes valores:

$$\begin{aligned}\tau &= 0.6 \quad (\text{límite elástico}) \\ \tau &= 0.36 \quad (\text{tensión de ruptura})\end{aligned}$$

*Par:* Ya que el primer dato que se conoce usualmente de una flecha es la potencia que va transmitir, a partir de la potencia deduciremos la fórmula para encontrar el par o momento torsionante.

Si suponemos una fuerza  $F$  que actúa en la circunferencia de un círculo que tenga un radio de " $r$ " pul-

gadas y se mueve " $n$ " veces por minuto alrededor del círculo, el trabajo hecho por minuto será de  $F \cdot n \cdot 2\pi r / 12$  pies-libras/minuto. Considerando que 33,000 pies-libra/minuto son equivalentes a un caballo (*h.p.*):

$$h.p. = \frac{F \cdot 2\pi r \cdot n}{12 \times 33,000} = \frac{F \cdot r \cdot n}{63,000} = \frac{Tn}{63,000} \quad (7.4)$$

### CALCULO DE LA FLECHA

#### 1. Fuerzas actuantes:

a) Empuje radial sobre el impulsor. Esta fuerza la ejerce el fluido descargado por el impulsor en la voluta, el cual produce fuerzas hidráulicas que no siempre se equilibran, según se explicó en el capítulo dedicado a la voluta.

El empuje calculado para nuestro caso es de:

$$P = 181.5 \text{ lb}$$

b) Peso del impulsor. El peso del impulsor en bronce será de 10.5 lb.

c) Peso del cople. Se estimará en 10 lb.

d) Peso de la flecha. El peso de la flecha no se tomará en cuenta, pues es del orden del 7% del empuje radial; por otra parte, dada su repartición, este valor complicaría bastante el cálculo.

e) Par torsionante. Para el cálculo de éste necesitaremos saber la potencia que requiere la bomba. La fórmula de la potencia para una bomba en sistema inglés es:

$$Pot = \frac{Q_{(g.p.m.)} \times H_{(pies)} \times \text{densidad}}{3,960 \times \eta}$$

Basándose en bombas construidas, la eficiencia para el punto de diseño es de 73%.

$$Pot = \frac{300 \times 155 \times 1.0}{3,960 \times 0.73} = 16.2 \text{ HP.}$$

Sin embargo, la potencia aumenta al aumentar el gasto. Basándonos en nuestra curva de capacidad-carga esperada, calcularemos para el punto donde

$$\begin{aligned}Q &= 375 \text{ g.p.m.} \\ H &= 130 \text{ pies}\end{aligned}$$

teniendo en cuenta que la eficiencia bajó a 68%. Por tanto, la potencia será:

$$Pot = \frac{375 \times 130 \times 1.0}{3,960 \times 0.68} = 18.1 \text{ HP.}$$

Al efectuar los cálculos anteriores, se usó el peso específico del agua a  $4^\circ\text{C}$  ( $39.2^\circ\text{F}$ ). En vista de que la bomba podrá bombear otros líquidos, de mayor o menor densi-

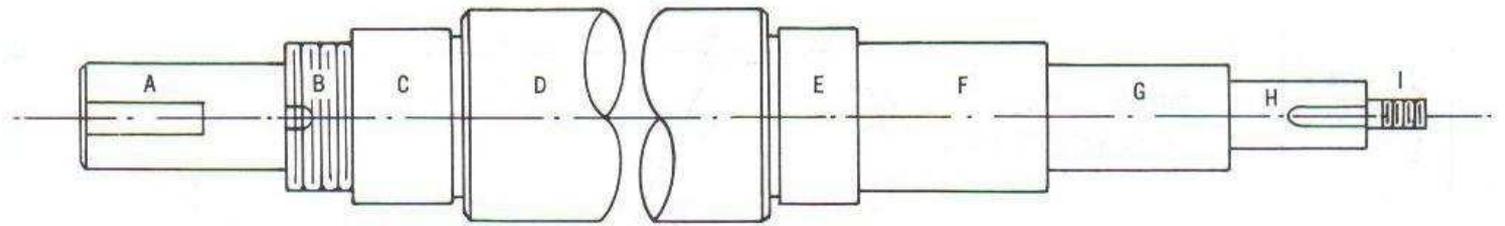


Figura 83. Croquis de la flecha.

dad, calcularemos la bomba para casos más desfavorables y, para el cálculo de la máxima potencia, supondremos una densidad de 1.3.

$$Pot_{m\acute{a}x} = 18.1 \times 1.3 = 23.5 \text{ HP.}$$

Por último, debemos considerar que es posible que la bomba trabaje en 60 ciclos con motor de dos polos, por lo cual en este caso la nueva potencia es:

$$Pot = 23.5 \times (3,500/2,900)^3 = 23.5 \times 1.76 = 41.3 \text{ HP.}$$

2. Cálculo del momento torsionante:

Calcularemos el momento torsionante mayor, que es el que corresponde a 41.3 HP a 3,500 r.p.m.

$$T = \frac{63,000 \times 41.3}{3,500} = 745 \text{ lb-plg.}$$

3. Distancia entre apoyos y longitud de la flecha:

A base de las necesidades del soporte y la experiencia, se determinan estas dos dimensiones.

Dividiremos nuestra flecha en 7 tramos principales cuya longitud se anota:

A) Tramo del cople	4.032
B) Tramo en el que va la tuerca y arandela de seguros	0.468
C) Tramo donde sienta el balero axial	1.000
D) Tramo central	6.687
E) Tramo donde sienta el balero radial	0.938
F) Tramo de flecha que queda sin cubierta alguna	2.875

G) Tramo donde irá la camisa de flecha	4.250
H) Tramo donde se monta el impulsor	2.062
I) Tramo donde irán la roldana y la tuerca del impulsor	0.938
Longitud total:	23.250

La distancia entre apoyos es de 7.72 pulgadas.

4. Cálculo de la reacción en los apoyos:

El diagrama de fuerzas es el siguiente:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(10 \times 5) + 7.72 R_2 - (192 \times 192) = 0$$

$$7.72 R_2 = 3,258.24 - 50 = 3,208.24$$

$$R_2 = 415 \text{ lb.}$$

Cálculo de  $R_1$   $\Sigma M_B = 0$

$$(10 \times 12.72) - 7.72 R_1 - (192 \times 9.250) = 0$$

$$7.72 R_1 = -1,775 + 127.2 = -1,647.8$$

$$R_1 = -213 \text{ lb}$$

o sea, que esta reacción es en sentido contrario al supuesto.

5. Diagrama de momentos flexionantes:

Sección O-A)

$$M = 10 \cdot$$

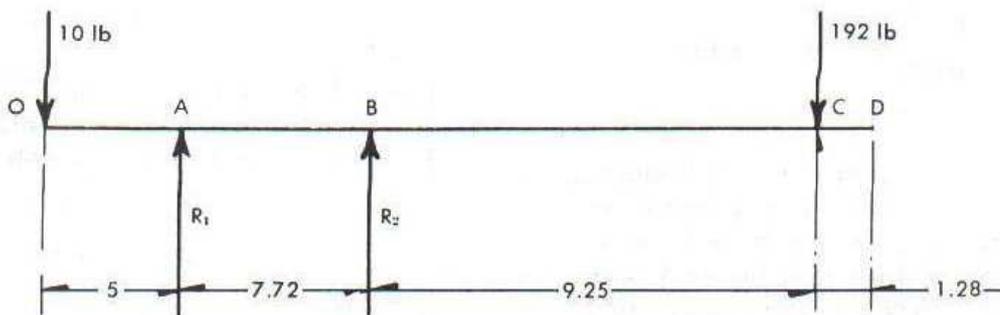
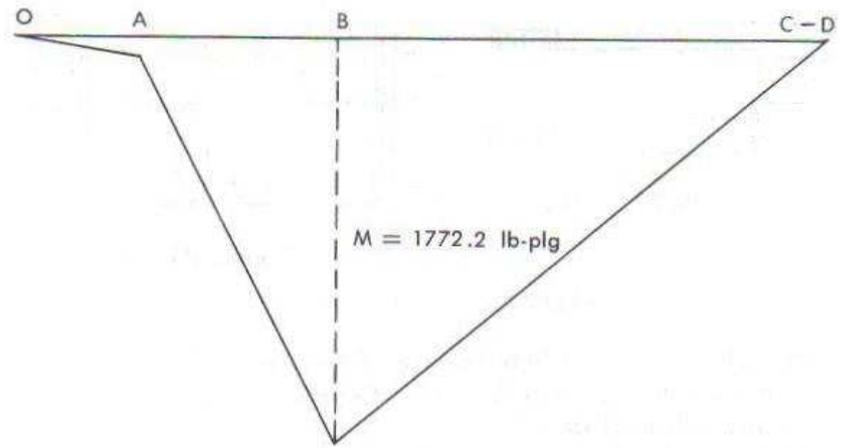


Figura 84. Diagrama de fuerzas.

Figura 85. Diagrama de momentos flexionantes.



para  $R_1$ :  $x = 5$

$$\therefore M = 50 \text{ lb-plg.}$$

Sección A-B)

$$M = 10x + 213(x-5)$$

para  $R_2$ :  $x = 12.72$

$$M = 127.2 + 213 \times 7.72$$

$$\therefore M = 1,772.2 \text{ lb-plg.}$$

Sección B-C)

$$M = 10x + 213(x-5) - 415(x-12.72)$$

para C:  $x = 21.97$

$$M = 219.7 + (213 \times 16.97) - 415 \times 9.25.$$

$$M = 219.7 + 3,610 - 3,829.7 = 0.$$

6. Diámetro de los distintos tramos:

a) Tramo A:

$$M_T = 745 \text{ lb-plg}$$

$$M_F = 50 \text{ lb-plg}$$

$$D^3 = \frac{16}{\pi f_{\text{máx}}} [(745)^2 + (1.5 \times 50)^2]^{\frac{1}{2}}$$

Escogeremos  $f_{\text{máx}} = 6,000 \text{ lb/plg}^2$  por existir cuñero.

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 6,000} \times 750 = 0.635''$$

$$\therefore D = 0.860''.$$

Este diámetro lo aumentaremos a 1.000'' teniendo en cuenta que los coples para esta potencia tienen barrenos pilotos cercanos a  $\frac{3}{4}''$  ó  $\frac{7}{8}''$  y que la flecha es de 1'', estamos seguros de poder ajustarlos. Por otra parte, los baleros requieren que la flecha tenga un diámetro mayor en la sección central; por tanto, al elegir 1'' para este tramo, logramos que el cambio sea menos brusco.

Tramo B: Este diámetro lo determina la tuerca SKF N-09 que usaremos. En esta sección la flecha tendrá un diámetro de 1.767 con rosca derecha de 18 hilos por plg.

Tramo C: En esta parte se asienta el balero 6309-ZNR seleccionado. Los baleros deberán ajustar perfectamente. Por tanto, esta sección tendrá un diámetro de 1.7720'' con una tolerancia en más o menos de 0.0002''. El diámetro interior del balero es 45 mm (1.7717'') y la selección del balero se hace unas páginas más adelante.

Tramo D: Este tramo central lo calcularemos para el máximo momento flexionante:

$$M_T = 745 \text{ lb-plg}$$

$$M_F = 1,772 \text{ lb-plg}$$

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 6,000} [(745)^2 + (1.5 \times 1,772.2)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$D^3 = \frac{16 \times 2,760}{\pi \times 6,000} = 2.34$$

$$\therefore D = 1.330''.$$

Vemos que el diámetro mínimo debe ser 1.330'', con lo cual aseguraremos que no fallará ni por torsión ni flexión. Sin embargo, en nuestro caso, los baleros deben asentarse en la sección central. Por otra parte, si aumentamos material en esta zona, estaremos aumentando el valor de la velocidad crítica. Como se explicará después, se necesita aumentar la masa de la flecha, a fin de obtener una velocidad crítica muy superior a la velocidad de operación.

En vista de estas consideraciones daremos a esta sección un diámetro de 2.250'' (2 $\frac{1}{4}$ '') que es un diámetro comercial.

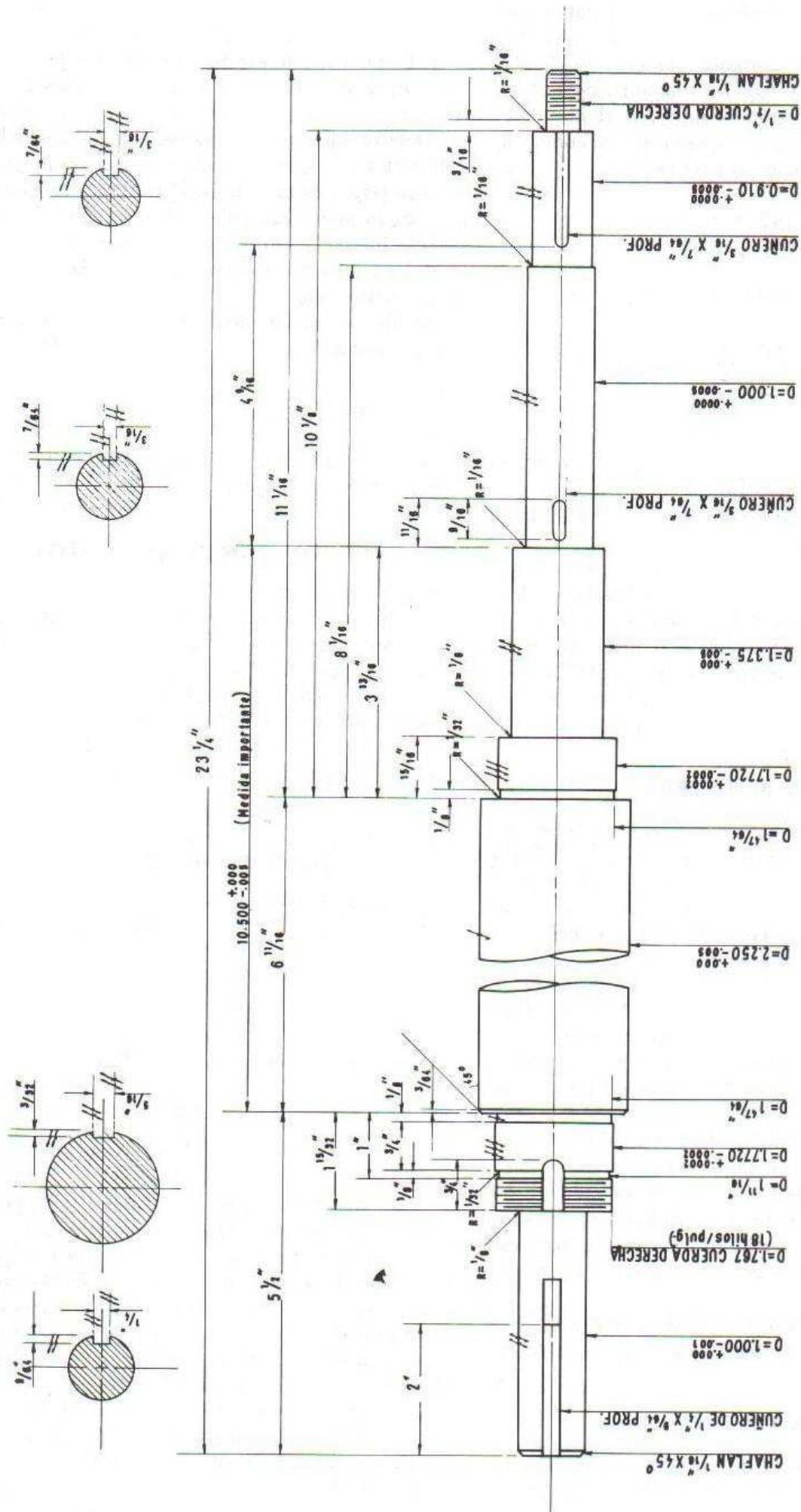
Tramo E: Como en el tramo C, y por la misma razón, el diámetro será 1.7720''  $\pm$  .0002.

Tramo F: Para esta sección consideraremos:

$$M_T = 745$$

$$M_F = 1,500.$$

Al hacer los cálculos acostumbrados obtenemos  $D = 1.125''$  (1 $\frac{1}{8}''$ ) valor que aumentaremos  $\frac{1}{8}''$  en radio para dejar definitivamente en 1.375''.



ENI	FLECHA	DIBUJO MANUEL VIEJO ZUBICARAY
TESIS PROFESIONAL	ACOT. EN PULGADAS	LANTIRA N°5
	ESCALA	

Figura 86. Flecha grande

Tramo G: Este tramo corresponde a la camisa de flecha. El diámetro exterior de ésta debe ser 1.375" y debe tener un espesor de aproximadamente  $\frac{3}{16}$ ". Por tanto, a esta sección le daremos un diámetro de 1.000".

Tramo H: En esta sección se montará el impulsor. Basándonos en el diagrama de momentos flexionantes, calcularemos esta sección con los valores:

$$M_r = 745 \text{ lb-plg}$$

$$M_f = 330 \text{ lb-plg}$$

$$D^3 = \frac{16}{\pi \times 6,000} [(745)^2 + (1.5 \times 330)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$D^3 = \frac{16 \times 890}{\pi \times 6,000} = 0.754$$

$$\therefore D = 0.910''.$$

Tramo I: Este tramo no está sujeto ni a torsión ni a flexión. En él irá la tuerca que asegura al impulsor. Deberá ir roscada con cuerda derecha de  $\frac{1}{2}$ " y 20 kilos por pulgada.

7. *Material:* El material deberá ser acero, llamado en el mercado (Cold Rolled), o sea, estirado en frío con un contenido de 0.15 a 0.20% de carbón. Se comprarán barras de  $2\frac{1}{4}$ " de diámetro y 6 m de longitud.

Queda, pues, con esto proyectada la flecha. A continuación estudiaremos la selección de baleros que normaron los diámetros de algunas secciones de la flecha.

### SELECCION DE BALEROS

El proyectista de máquinas tiene a su disposición numerosos rodamientos de diferentes tipos y tamaños. Cada tipo tiene sus propias cualidades, a las que debe prestarse la máxima atención cuando se escogen los rodamientos, a fin de obtener, en cada caso, la mejor solución.

Para las bombas centrífugas no muy grandes, se emplean generalmente baleros de bolas. La capacidad de carga de los rodamientos de bolas pequeños es apenas inferior a los de rodillos del mismo tamaño; en cambio, su mantenimiento es más sencillo que el de los baleros de rodillos.

Los baleros rígidos de bolas ofrecen también la mejor solución para el caso en que existan cargas axiales, sobre todo si la velocidad de giro es elevada. Estos baleros aunque son eminentemente radiales pueden soportar cargas axiales, ya que la bola las resiste, rodando contra las paredes laterales del canal en el cual se encuentra.

Si las cargas axiales son demasiado grandes se usan los baleros de bolas con contacto angular, y los baleros cónicos.

### CARGA EXISTENTE

La carga en la bomba es la resultante de fuerzas radiales y axiales. En este caso, la carga equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = XF_r + YF_a$$

$X$  y  $Y$  son coeficientes proporcionados por el fabricante; y  $F_r$  y  $F_a$ , las cargas radiales y axiales, respectivamente.

Debido a los procedimientos de balanceo hidráulico explicados en el capítulo 6, se ha reducido grandemente el empuje axial en las bombas. Por ello, generalmente sólo se considera la carga radial, ya que, en los baleros de una hilera, la carga axial no empieza a influir sobre la carga equivalente hasta que la relación  $F_a/F_r$  pasa de un cierto valor.

Según investigaciones de la compañía S.K.F., este valor mínimo de:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.32 \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.32 \quad \text{se tiene} \quad P = F_r.$$

Por consiguiente, la carga equivalente  $P$  nunca es inferior a la carga radial  $F_r$ .

### DURACION DE LOS BALEROS

Se entiende por duración de un balero el número de revoluciones (o el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que puede efectuar un balero antes de que aparezcan signos de fatiga en alguno de sus aros o cuerpos rodantes.

Los catálogos de baleros dan la relación  $C/P$  para los valores propios de duración de funcionamiento y velocidad de operación en r.p.m., donde  $C$  es la carga dinámica.

### SELECCION DE LOS BALEROS

De acuerdo con los cálculos hechos anteriormente, nuestras cargas radiales y axiales se expresan en kg.

$$F_r = 415 \text{ lb} = 189 \text{ kg}$$

$$F_a = 56.2 \text{ lb} = 25.6 \text{ kg}.$$

Calcularemos el cociente de ellas:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{25.6}{189} = 0.135.$$

Vemos que este valor es inferior a 0.32, por tanto, la carga equivalente es igual a la carga radial.

Para calcular la capacidad dinámica asignaremos a nuestros baleros una duración de 50,000 horas, suponiendo que la bomba trabajará ininterrumpidamente.

Del catálogo S.K.F., obtenemos que para 50,000 horas de funcionamiento y una velocidad de operación de 2,900 r.p.m., el cociente  $C/P = 20.5$ .

Por tanto, la capacidad dinámica será  $C: 20.5 \times 18.9; 3,880 \text{ kg}$ . De la página 81 del mismo catálogo, seleccionamos un balero 6309-Z que tiene una capacidad dinámica de 4,150 kg. Este balero puede trabajar hasta 8,000 r.p.m. Sus dimensiones principales son:

Diámetro interior	—	45 mm (1.7715")
Diámetro exterior	—	100 mm
Ancho	—	25 mm

Cabe notar que las medidas de los baleros estándar están dados en milímetros. Al hacer los cálculos para el balero que va del lado del cople, para el cual se ha considerado una carga radial de 97 kg (213 lb), vemos que se necesita usar el balero 6306-ZNR con capacidad dinámica de 2,200 kg en contra de la calculada de 1,985.

Sin embargo, este balero tiene un diámetro exterior de 80 mm, mientras que el balero radial o interior tiene 100 mm. Entonces al introducir la flecha con sus baleros, no podríamos pasar el balero 6309-Z por alojamiento del soporte. Esta consideración nos obliga a usar un balero que tenga este diámetro exterior. Usaremos el 6309-ZNR que tiene un anillo montado en el balero el cual sentará contra el soporte. El objeto de este anillo es el siguiente. Si existe empuje axial la flecha trataría de deslizarse, pero la tuerca de seguro se lo impide, pues pega contra el balero al que, a su vez sujeta el soporte por medio del anillo.

**Velocidad crítica.** Las vibraciones en la flecha usualmente se presentan como resultado de las deflexiones dinámicas, las cuales llegan a su máximo valor en condiciones de velocidad crítica.

Aun con rotores cuidadosamente balanceados, siempre hay cierto desbalanceo residual. Esto origina una fuerza centrífuga que a su vez, produce deflexiones. La fuerza centrífuga crece al aumentar la deflexión a altas velocidades, hasta que algunas partes internas sufran deterioro y falle la flecha.

Supongamos que tenemos un disco de peso  $W$  y masa  $w/g$  montado sobre una flecha sin peso, y consideremos que tiene su centro de gravedad desplazado una distancia  $e$  del eje geométrico. Si el centro del disco se flexiona una distancia " $y$ " del eje de rotación, entonces el centro de gravedad del disco se desplaza una distancia  $y + e$ . Al girar se produce una fuerza centrífuga

$$P = m(y + e)w^2 \tag{7.6}$$

donde  $w$  es la velocidad angular en rad/seg.

Puesto que hay proporcionalidad entre la fuerza y la deformación:

$$P = Ky$$

donde  $K$  es una constante para un tipo de carga y soporte.

Substituyendo (7.7) en (7.6) obtenemos:

$$m(y + e)w^2 = Ky \tag{7.8}$$

$$y = \frac{mew^2}{K - mw^2} \tag{7.9}$$

Si  $w$  aumenta hasta que el denominador sea cero:

$$K - mw^2 = 0$$

$$w_c = \sqrt{k/m} \tag{7.10}$$

entonces  $y = \alpha y$ , teóricamente, se rompe la flecha.

En la práctica, sólo hay una violenta sacudida debido a que el punto de  $y = \alpha y$  sólo se alcanza durante un instante, puesto que para mayores velocidades la deformación es menor, como se muestra a continuación.

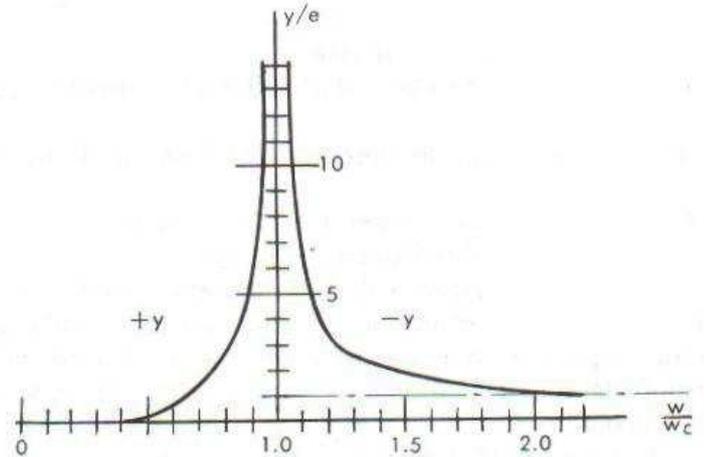


Figura 87. Deflexiones de la flecha vs. velocidad.

Por otra parte, el líquido bombeado actúa como amortiguador de las vibraciones, al igual que los empaques.

$w_c$  se llama la velocidad angular crítica, a la cual corresponde una velocidad crítica expresada en r.p.m. de:

$$n = \frac{30 w_c}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \tag{7.11}$$

Trataremos ahora de relacionar la deformación de la flecha debida al peso del disco y a la velocidad crítica.

La deformación debida al peso del disco se puede encontrar por la ecuación (7.7)

$$W = K \cdot y_0 \tag{7.12}$$

de la cual puede deducirse el valor de  $K$ :

$$K = \frac{W}{y_0} \tag{7.13}$$

y substituyendo este valor de  $K$  en la ecuación (7.10) obtenemos:

$$w_c = \sqrt{\frac{W}{y_0 \cdot m}} = \sqrt{\frac{g}{y_0}} \tag{7.14}$$

Muchos y variados son los procedimientos, tanto gráficos como analíticos para calcular la velocidad crítica de una flecha. Todos ellos son bastante complicados.

Sin embargo, cuando el tipo de soporte, la distribución de la carga y el diámetro de la flecha varía poco, es posible obtener una aproximación suficiente de la primera velocidad crítica usando la fórmula:

$$wc_1 = \frac{g}{y} \text{ en donde } y = \frac{WL^3}{CEI} \quad (7.15)$$

En ella

*W*: es el peso total del elemento giratorio, expresado en libras;

*L*: es la separación entre baleros;

*E*: es el módulo de elasticidad (30.000.000 lb/plg<sup>2</sup> para el acero);

*I*: es el momento de inercia promedio de la flecha en plg<sup>4</sup>;

*C*: es una constante numérica que toma en cuenta el soporte y la distribución de carga.

La velocidad crítica calculada por este método da un valor menor que el que se presenta cuando el estopero está empacado. Sin embargo, cuando la bomba está equipada con sello mecánico, la velocidad crítica, sí es la calculada.

El valor de *C* para una carga única es de 48, para una flecha uniformemente cargada es de 98 y para casos intermedios entre los citados el valor de *C* se puede obtener de la gráfica 15.9 página 344 del libro "Axial and Centrifugal Pumps" de Stepanoff.

**CALCULO DE LA VELOCIDAD CRITICA PARA LA BOMBA PROYECTADA**

a) Para calcular el momento de inercia promedio calcularemos el diámetro promedio.

	<i>d</i>	<i>l</i>	<i>dl</i>
Tramo A	1.000	4.032	4.032
B	1.767	0.468	0.828
C	1.772	1.000	1.772
D	2.250	6.687	15.000
E	1.772	0.938	1.660
F	1.375	2.875	3.950
G	1.000	4.250	4.250
H	0.910	2.062	1.880
I	0.500	0.938	0.469
		<hr/>	<hr/>
		23.250	33.841

$$d = \frac{33.841}{23.250} = 1.460''$$

El momento de inercia será:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi \times 1.46^4}{64} = 0.224$$

b) El peso total será:

Peso impulsor	10.5 lb
Peso flecha	12.0 lb
Peso tuercas y cople	11.0 lb
	<hr/>
	33.5 lb

c) *L*: 7.72"

*E*: 30.000.000 lb/plg<sup>2</sup>

*C*: 80.

$$d) \quad y = \frac{WL^3}{CEI} = \frac{33.5 \times 7.72^3}{90 \times 30 \times 10^6 \times 0.224}$$

$$= 2.58 \times 10^{-5}$$

$$wc = \sqrt{\frac{386 \times 10^5}{2.58}} = \sqrt{150 \times 10^5}$$

$$wc = 3,880 \text{ r.p.m.}$$

La velocidad de operación deberá ser menor a 0.8 *w<sub>c</sub>*, o sea,

$$0.8 \times 3,880 = 3,100 \text{ r.p.m.}$$

Por tanto, la flecha proyectada nos asegura un correcto funcionamiento sin vibraciones.

Sin embargo, haremos notar que existen otras velocidades críticas, pero generalmente no son tomadas en cuenta en el diseño de las bombas, por lo cual nuestro estudio solamente quedará confinado al estudio de la primera velocidad crítica.

**CAPITULO 8**

*Proyecto y soporte  
de la bomba*

## OBJETO

El objeto de esta pieza de la bomba, es obvio, pues lo indica su propio nombre. Es el elemento que sirve de sostén a las diversas partes constituyentes de la bomba, tales como la carcaza con su cabeza de succión, los baleros que, a su vez, cargan la flecha, el impulsor y las demás partes pequeñas.

Es también la parte que sirve como asiento de toda la unidad y que se montará en una base metálica común para la bomba y el motor.

Por último, su caja o alojamiento de baleros servirá para proporcionar el sistema de lubricación, ya sea con grasa o aceite.

Como elemento de soporte, sus dimensiones estarán determinadas por las de otros elementos: su longitud por la flecha y su altura por el diámetro de la carcaza; es de considerarse también que la distancia de la base a la línea de centros de la bomba no deberá diferir mucho de la cota de la línea de centros de la flecha del motor que se piense usar.

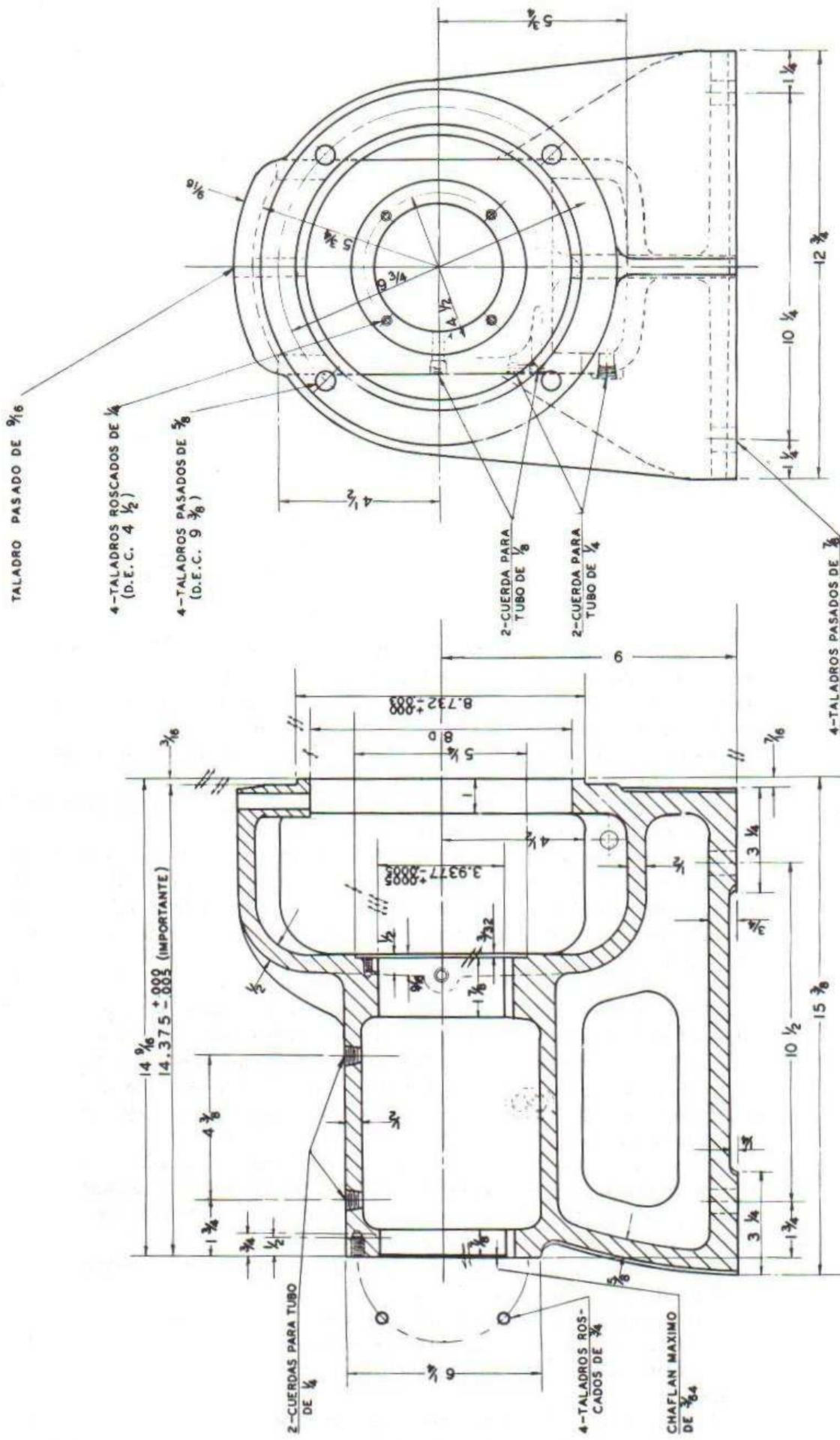
Es cierto, que a veces el motor aun siendo de la capacidad requerida tenga otra armazón, situación que existe, por ejemplo, con los motores de fabricantes europeos, algunos de los cuales no siguen las normas americanas propuestas por la NEMA. También puede suceder que la bomba será accionada por una turbina de vapor, generalmente, es una máquina más alta que el motor eléctrico de capacidad análoga. Sin embargo, debe hacerse un estudio para saber cuál de estos casos se presentará con más frecuencia.

En nuestro caso, lo más probable es que se usará el motor de 20 H.P., 2 polos marca IEM trifásico, de inducción, 50-60 ciclos, 220-440 V, armazón 326, el cual tiene una distancia de 8" entre las patas y la línea de centros del rotor. Por otra parte, la carcaza tiene un radio exterior de 6".

Basándonos en estas consideraciones, fijaremos 9" como distancia de las patas a la línea de centros de la flecha.

Otra consideración importante es el peso. El soporte deberá tener un peso tal que contrarreste el efecto de volteo que producen la carcaza, cabeza de succión e impulsor, pues este efecto produciría esfuerzos en la base y en las tuberías de conexión.

Con este objeto, las partes inferiores han sido dotadas de espesor y dimensiones adecuadas para soportar un peso que no sea muy grande, puesto que esto sería antieconómico, ni tan chico que propiciara el volteo.



E.N.I.	SOPORTE		DIBUJO MANUEL VIEJO ZUBICARAY
TESIS PROFESIONAL	ACOT. EN PULGADAS	ESCALA	LAMINA 8

Figura 88. Soporte.

Naturalmente un cálculo teórico del peso de las distintas regiones de la pieza es sumamente complicado y no presenta mayores ventajas. Basta saber a base de experiencias previas, que, el peso de una pieza como la proyectada es de 60 kg. En oposición a ella, se encuentra una fuerza de 48 kg que supondremos localizada a 5" de la orilla del soporte, fuerza debida al peso de la carcaza, impulsor y cabeza de succión.

El centro de gravedad del soporte donde supondremos aplicada la fuerza de 60 kg, está situada aproximadamente 7" de la orilla. Por tanto, vemos que la resultante de las fuerzas apuntará sobre la base en que se encuentra el soporte.

El soporte servirá de alojamiento de los baleros para los cuales se abrirán sendas entradas tal como se muestra en el dibujo. Tendrán un diámetro de 3.9377 con 5 diezmilésimas de tolerancia. Este diámetro es probablemente la dimensión más exacta que tenga la bomba, puesto que por ningún motivo debe permitirse que el balero quede girando por estar flojo en el alojamiento.

En la práctica del taller debe usarse un calibrador sumamente exacto, de los conocidos con el nombre de "pasa o no pasa". El maquinado de esta pieza debe hacerse de preferencia en una mandriladora que puede efectuar varias operaciones al mismo tiempo, lo que asegura mayor exactitud. Debe empezarse por maquinar la parte de abajo para que, al colocarla en la placa de la mandriladora, la pieza quede perfectamente horizontal. La cara vertical, también debe ser cuidadosamente maquinada para que quede perfectamente perpendicular al eje del soporte. Se permitirá solamente una máxima lectura del indicador de carátula de 0.003".

Los taladros para la sujeción de la carcaza se deben centrar a fin de que la brida de descarga quede perfectamente horizontal.

El soporte será de fierro gris y para hacerlo se usará un modelo de aluminio con sus correspondientes cajas de corazones.

Cuando la producción no va a ser continuada o van a ser pocas las piezas fundidas, podrá usarse un modelo de madera, aunque esto no se aconseja debido a las grandes variaciones que experimenta el modelo con los cambios de temperatura.

### LUBRICACION DE LOS BALEROS

Todos los baleros, excepto los baleros axiales de rodillos o rótula, se pueden lubricar, ya sea con grasa especial para baleros o con aceite mineral.

La grasa es el lubricante más comúnmente usado, pero pueden existir ciertos casos en que la alta temperatura del líquido transmita su calor a la grasa que se derrite y pierde su poder lubricante. La grasa también presenta problemas con altas velocidades.

En vista de estas consideraciones, es posible que los clientes usen cualquiera de los dos lubricantes; por tanto, debemos construir nuestro soporte de tal manera que pueda servir en ambos casos.

### GRASA

Para decidir si el soporte debe llevar orificio de engrase debe tenerse en cuenta la frecuencia con que debe renovarse la grasa.

La mayoría de los baleros de bolas y una gran parte de los de rodillos, no necesitan ser lubricados más que una o dos veces al año. En este caso, el soporte deberá construirse de forma que sea fácil de abrir para renovar o completar la grasa.

Cuando las velocidades son elevadas, como en nuestro caso, o cuando la grasa debe proteger el balero contra el agua, éste se debe engrasar a intervalos relativamente cortos. Entonces debe tener una tapa, como la que escogimos, con un orificio de engrase que permita introducir la grasa por medio de un inyector. A fin de que la grasa nueva pueda realmente penetrar entre los elementos rodantes, el conducto de engrase debe desembocar inmediatamente al lado del aro exterior o llegar hasta los elementos rodantes.

En general, el balero no debe llenarse enteramente de grasa, pues un exceso origina una fuerte elevación de temperatura que podría deteriorar el lubricante. Una lubricación deficiente produce también sobrecalentamiento y reducción de la vida útil del balero. Para determinar el sobrecalentamiento debe usarse un termómetro, pues hacerlo al simple tacto es un método muy deficiente.

La relación entre la temperatura y la lubricación es una buena indicación del funcionamiento de la bomba y la tabla siguiente servirá como guía aproximada para determinar si éste es correcto.

Temperatura del líquido bombeado	16°C	93°C	149°C
Temperatura normal aproximada de las chumaceras	46°C	60°C	71°C

La tabla está basada en una temperatura ambiente de 21°C, 79°C es la temperatura máxima que deben tener los baleros. Las temperaturas dadas en el cuadro podrán tener una tolerancia de 9°C.

La frecuencia de la lubricación depende de las condiciones de trabajo. Nuestra bomba con un trabajo normal de ocho horas diarias, debe lubricarse cada mil horas. Para bombas que trabajen a alta temperatura, la lubricación debe ser más frecuente de la que se acaba de indicar y se determinará de acuerdo con la experiencia.

Por lo que se refiere al tipo de lubricante, se emplean diferentes grasas tales como grasas cálcicas, sódicas, potásicas y líticas; su selección depende de la temperatura de funcionamiento, de la tendencia de la grasa a formar obturaciones y de su comportamiento bajo la acción de la humedad.

Para nuestra bomba usaremos la grasa SKF-28, una grasa alcalina que puede emplearse con temperaturas desde -30 a 70°C. A estas temperaturas, la grasa es suave y blanda dentro del balero, pero conserva una consistencia relativamente firme en el alojamiento y en la tapa, impidiendo así la penetración de polvo y otras materias

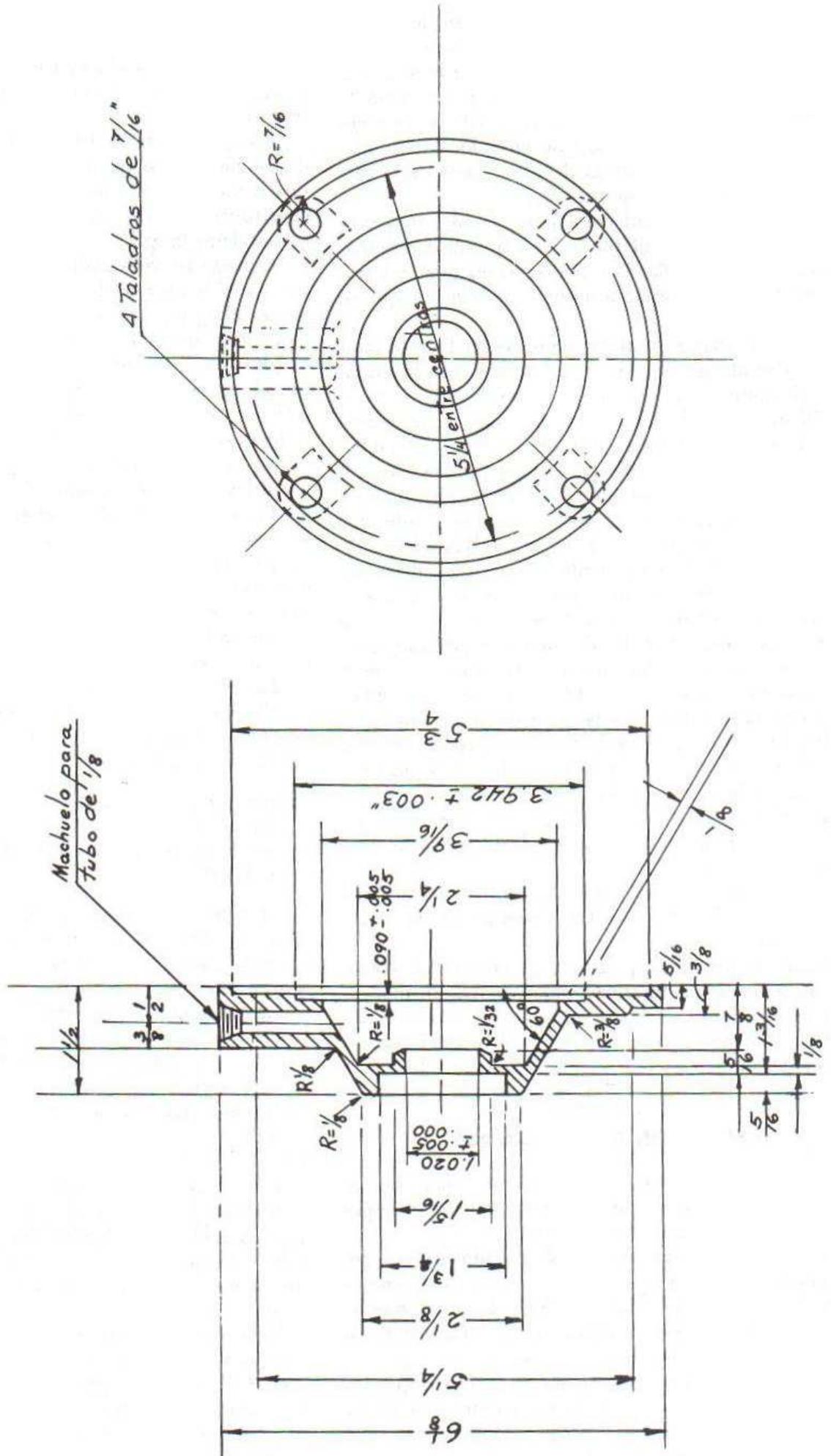


Figura 89. Tapa balero axial.

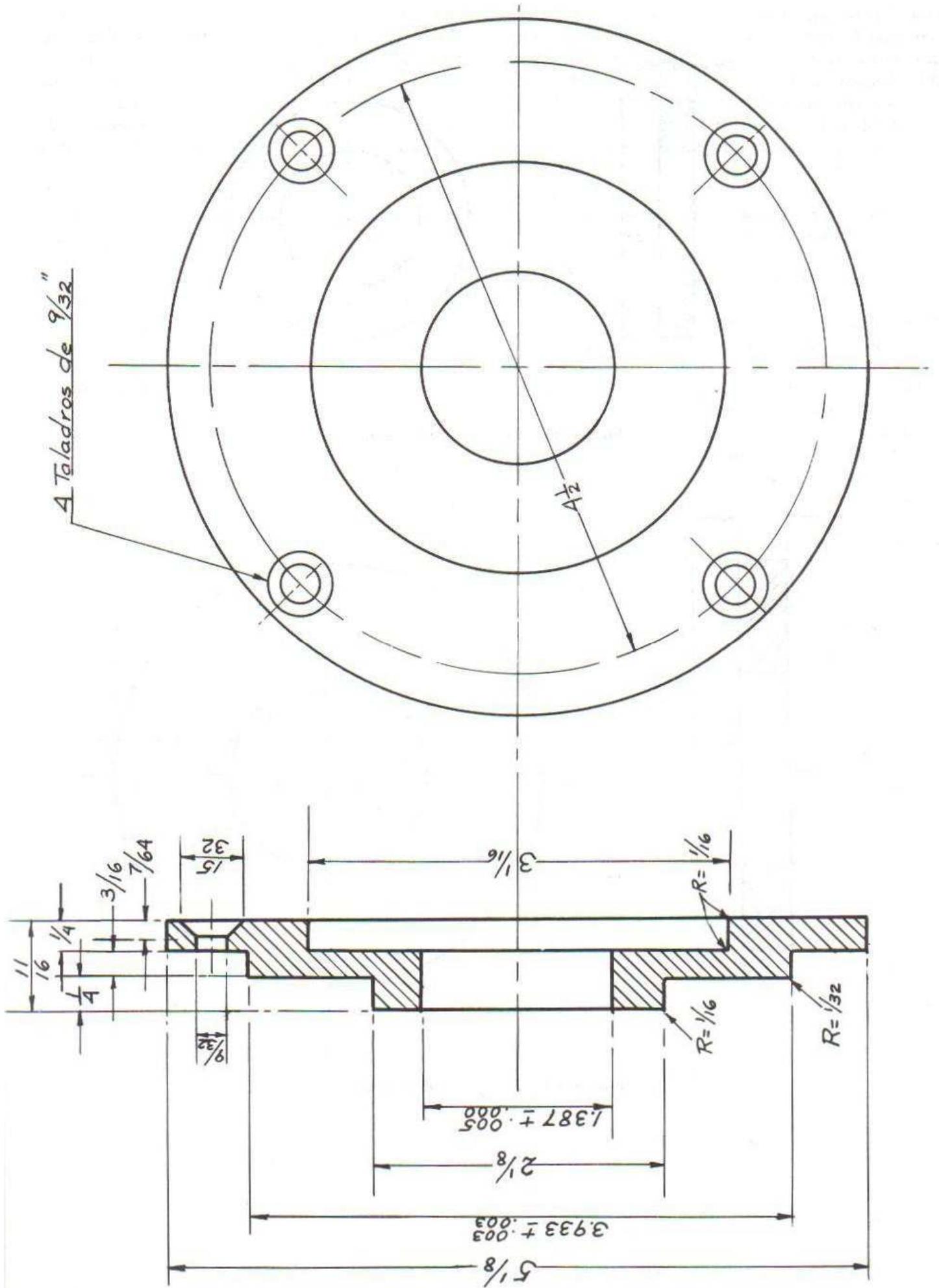


Figura 90. Tapa balero radial.

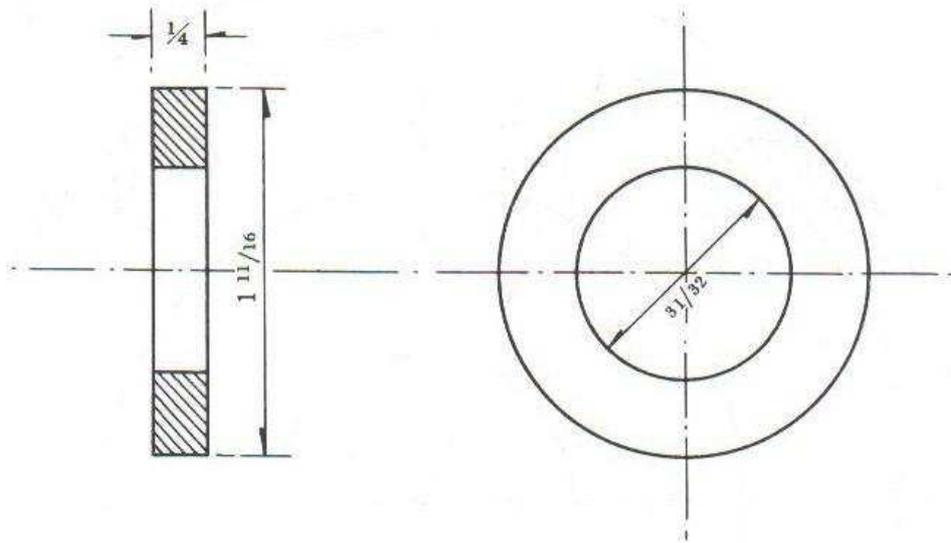


Figura 91. Protector balero axial.

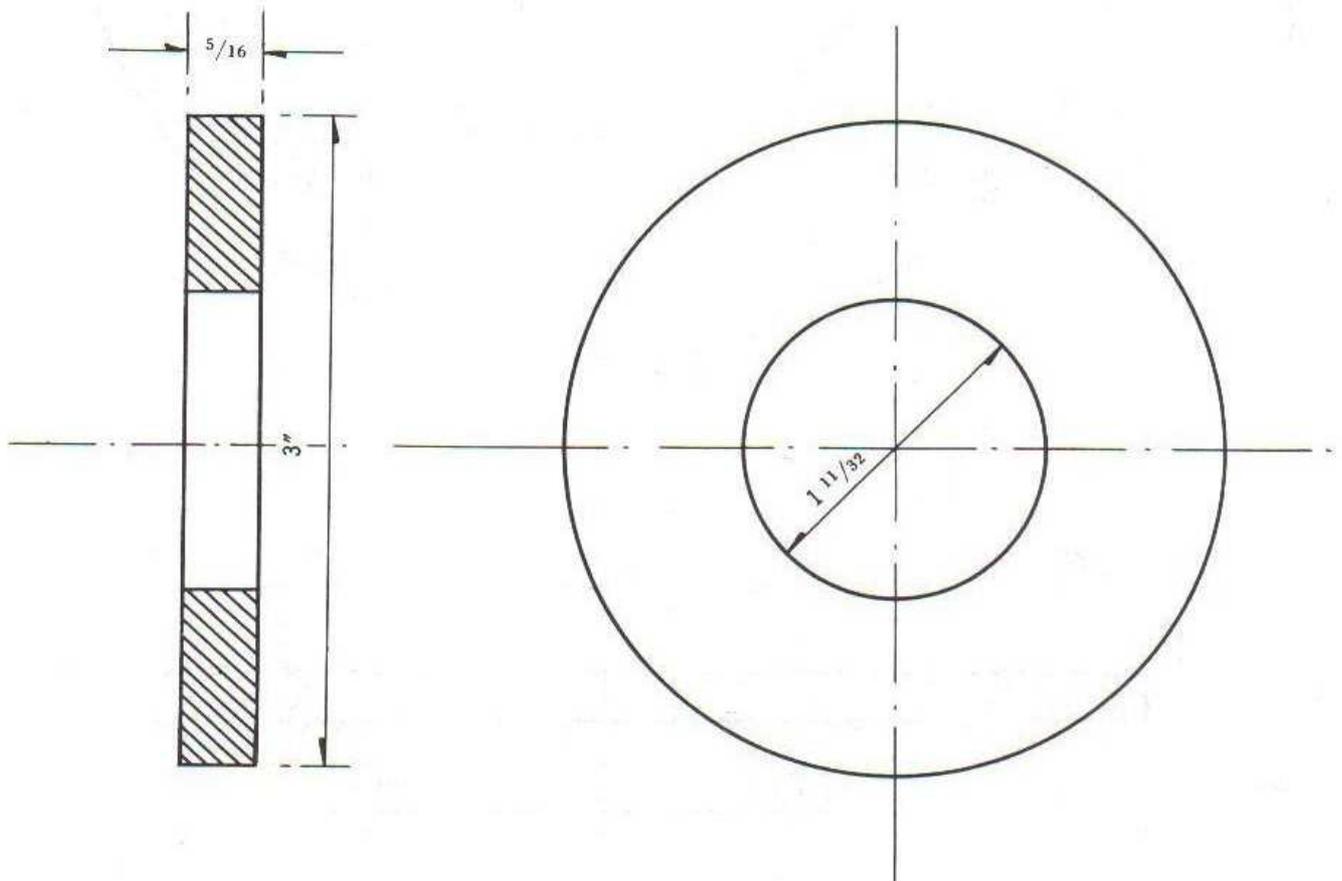


Figura 92. Protector balero radial.

extrañas. Excepcionalmente y durante períodos cortos, puede emplearse a temperaturas más elevadas, pudiéndose llegar hasta 100°C, pero a partir de 85°C, la grasa pierde consistencia y puede salir del soporte.

Esta grasa puede absorber la humedad y formar una emulsión que protege los baleros contra la oxidación. No obstante, si penetra demasiada agua en el alojamiento, la grasa se disuelve y la lubricación del balero es deficiente.

Para evitar que entre agua a los baleros, usaremos desviadores o protectores de baleros que son roldanas de hule sintético de diámetro un poco menor que el de la flecha, para que se adhieran firmemente a ella. El agua que escurre del estopero forma una película fina alrededor de la flecha hasta llegar al protector que la desvía y evita que pase al balero.

Todas estas partes se muestran en los dibujos de las páginas siguientes.

### ACEITE

Aunque nuestra bomba se diseñó originalmente para lubricación con grasa, podrá adaptarse para lubricación con aceite.

La temperatura más favorable del funcionamiento de un balero de bolas y rodillos, se logra cuando el balero recibe una cantidad relativamente pequeña de lubricante; por tanto, el nivel de aceite en el balero debe estar un poco por debajo del centro del elemento rodante.

Para lubricar los baleros debe emplearse solamente aceite mineral refinado.

Con velocidades elevadas, la viscosidad del aceite tiene gran importancia, pues la producción de calor del rodamiento es proporcional a la viscosidad. En este caso conviene emplear un aceite cuya viscosidad a la tempe-

ratura de funcionamiento no sea superior a la necesaria para asegurar una buena lubricación. Como regla, se debe procurar que la viscosidad a la temperatura de operación sea por lo menos de 70 segundos Saybolt, teniendo en cuenta que la temperatura del aceite es de 5 a 10° más alta que la del alojamiento del balero. Los fabricantes de baleros proporcionan gráficas en las que se indica el tipo de aceite a usar para una velocidad y temperatura dadas.

Cuando se use lubricación por aceite, hay que substituir los protectores de hule por sellos especiales para aceite.

Como se ha dicho antes, nuestra bomba se diseñó originalmente para lubricación con grasa.

En las páginas anteriores se indicaron los detalles constructivos de las tapas de los alojamientos, así como los de los protectores.

En esta forma damos por terminado el diseño completo de todas las partes de una bomba centrífuga. Consideramos de mucha utilidad, para el estudiante, el que vea que existe una concordancia entre la teoría y la práctica.

Pugnamos también por hacerle ver, tanto a él como al profesional, que el diseño no es tan difícil y que una intensa experimentación en los países latinoamericanos, podría llevarnos a diseños más económicos.

La bomba que aquí se ha diseñado ha sido construida físicamente en los últimos dos años en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de México, trabajando satisfactoriamente. En una próxima edición se mostrarán las mejoras efectuadas.

### REFERENCIAS

A. J. Stepanoff. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Wiley. Worthington de México. Boletines técnicos.

CAPITULO 9

*Proyecto de partes  
menores*

## JUNTA DE LA CABEZA DE SUCCION

Esta parte tiene por objeto evitar las fugas de líquido en el espacio comprendido entre la carcaza y la cabeza de succión. Tiene la forma de un anillo de las mismas dimensiones que el anillo de contacto de las dos partes citadas. Se hace de un papel para empaque llamado "Hydroil" y tendrá un espesor de  $\frac{1}{64}$ " o de  $\frac{1}{32}$ ".

El espesor se determina durante el ensamble y es especialmente importante en bombas de impulsor abierto, ya que si se usan muchas juntas aumenta el espacio entre el impulsor y la carcaza; debido a esta separación habrá fugas que traen consigo una disminución de la carga generada.

Para nuestro caso usaremos dos juntas de  $\frac{1}{64}$ " de  $10\frac{1}{4}$ " de diámetro exterior y  $8\frac{1}{8}$ " de diámetro interior con 12 taladros para permitir el paso de los tornillos de unión.

## ANILLOS DE DESGASTE

Ya que es inevitable el desgaste que sufren los impulsores de bronce al estar girando y rozando en el alojamiento de la carcaza y cabeza de succión, hubo que idear ciertas piezas que fueran las que se desgastaran y que al mismo tiempo se pudieran reponer fácilmente, en caso necesario.

Estos anillos deben tener una mínima separación con respecto al impulsor para reducir al mínimo las fugas, que son una de las causas principales del desgaste. Con respecto a esto influye mucho el grado abrasivo de la substancia que se maneja.

Para la bomba en proyecto usaremos dos anillos, uno que se monta en la carcaza y otro en la cabeza de succión; sus dimensiones se indican en el dibujo correspondiente.

El material será un bronce más suave que el del impulsor. Su composición será:

Cobre	77 - 80%
Estaño	5 - 8%
Plomo	13 - 16%
Impurezas	1.5% máximo.

## ESTOPERO

El objeto del estopero es evitar la salida del líquido de la carcaza y por otra parte, si existe succión, evitar la entrada de aire.

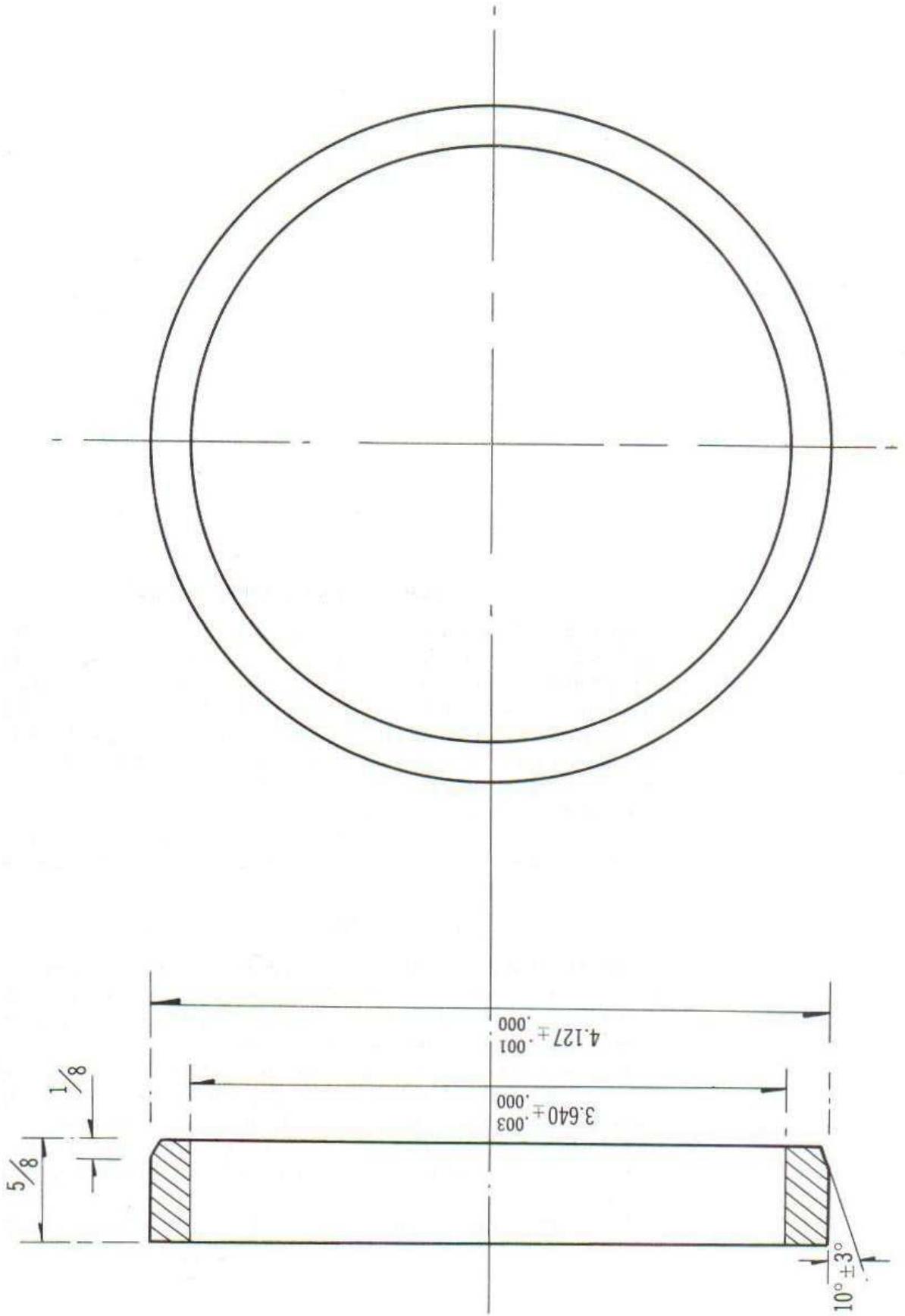


Figura 93. Anillo de desgaste.

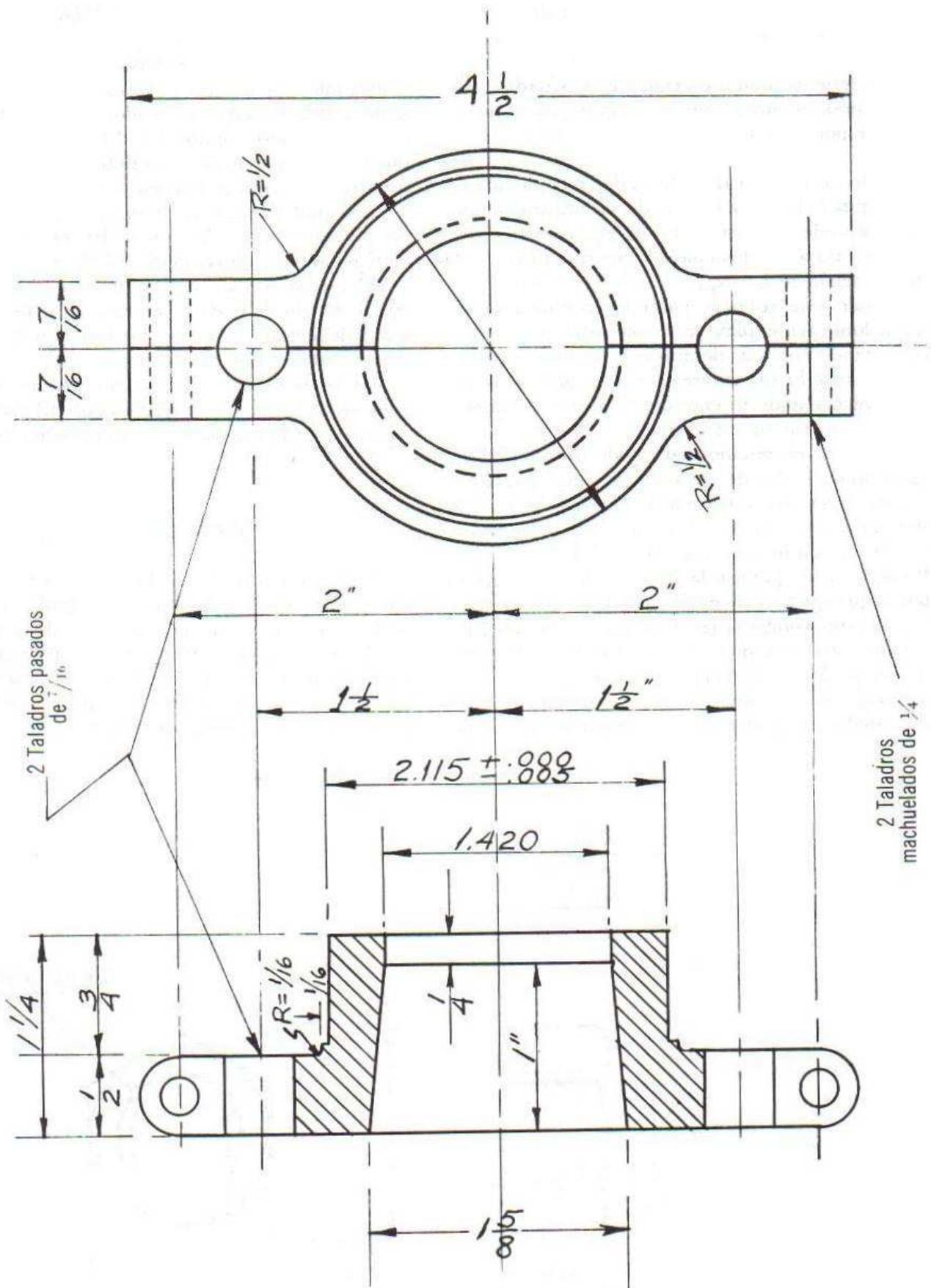


Figura 94. Prensa-estopas.

Para satisfacer estas necesidades consta de:

- una jaula de sello;
- una serie de anillos de empaque grafitado;
- un prensa-estopas con sus espárragos y tuercas correspondientes.

El objeto de la jaula de sello es dejar pasar una pequeña cantidad de agua dentro de la empaquetadura, agua que procede de la carcaza o de una fuente exterior y que pasa a través de los taladros que se han hecho en la carcaza, según se ha explicado anteriormente.

El líquido que se deja pasar proporciona enfriamiento y lubricación para la empaquetadura, sella la flecha, evitando entradas de aire a la bomba, y cuando proviene de una fuente externa, crea presión en la empaquetadura e impide la entrada de arenas y materias extrañas arrastradas por la bomba.

Se construirá en mitades para poder introducirla en la bomba sin necesidad de demontar la carcaza. El goteo de la jaula deberá ser aproximadamente de 40 a 60 gotas por minuto. En las bombas que trabajan con una presión de succión muy grande ( $3.5$  a  $7 \text{ kg/cm}^2$ ) ( $50$  a  $100 \text{ lb/plg}^2$ ) debe quitarse la jaula de sello, rellenando el espacio que queda con empaquetadura.

Para nuestra bomba la jaula de sello, constituida por dos mitades, será de bronce fundido con 85% de cobre, 5% de estaño, 5% de plomo y 5% de cinc.

Los anillos de empaque serán en número de 6, de empaque moldeado y de sección cuadrada de  $\frac{3}{8}$ ". El ma-

terial será asbesto grafitado tal como el Chesterton 315; este material es adecuado para el manejo de agua y jarabes con temperaturas hasta de  $100^\circ\text{C}$  ( $212^\circ\text{F}$ ); solventes tales como aceites ligeros, gasolinas y otros destilados y una variedad de ácidos o bases con valores de pH comprendidos entre 4 y 12. Cuando la substancia que se maneja requiere otro tipo de empaque, debe consultarse al fabricante respecto a su selección.

Los anillos se introducirán en el estopero por medio del prensa-estopas y las juntas deberán quedar opuestas  $180^\circ$  en anillos consecutivos.

El prensa-estopas será construido en mitades con el mismo objeto de poder quitarlas de la flecha, sin necesidad de desarmar la bomba. Las mitades irán unidas por medio de tornillos y tuercas.

La pieza se hará de bronce fundido, partiendo de modelos de aluminio prefabricados. El dibujo con sus medidas y maquinado se muestra a continuación.

### TUERCA DEL IMPULSOR

Se usará una tuerca de las llamadas con cabeza o de sombrerete de  $\frac{1}{2}$ " y 20 hilos por pulgada, rosca derecha. Será de latón y llevará una arandela de bronce con silicio. Para evitar que la tuerca se zafe al girar en rotación izquierda respecto al impulsor, ésta llevará una roldana que se aplasta al apretarse y se introduce en la rosca, impidiendo que se salga la tuerca.

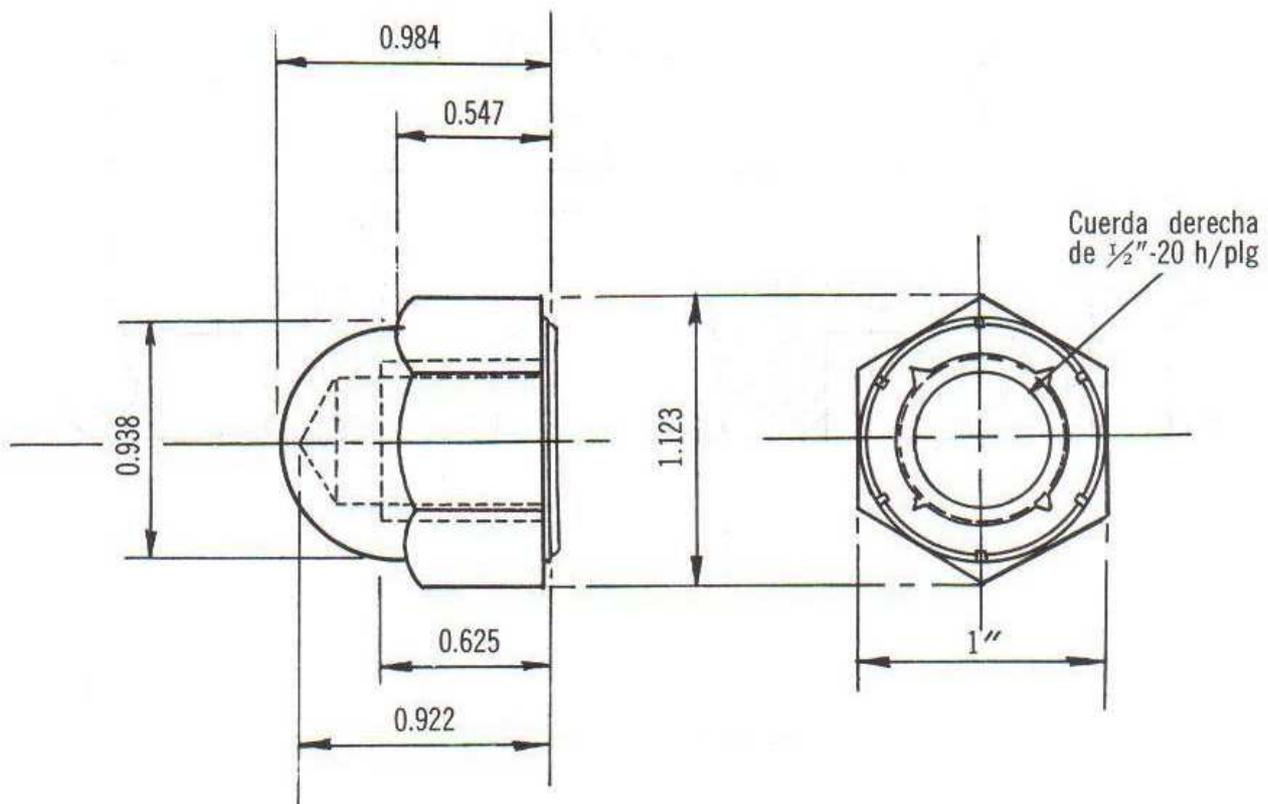


Figura 95. Tuerca del impulsor.

**ROLDANA PARA LA TUERCA**

Esta roldana será de bronce comercial y tendrá las siguientes dimensiones:

- $\phi$  interior = 0.515"
- $\phi$  exterior = 1 5/8"
- e espesor = 1/4"

**CAMISA DE FLECHA**

El objeto de la camisa es proteger la flecha contra la corrosión, erosión y desgaste por el uso. La camisa se desgasta pero es fácil reponerla. Se coloca generalmente en la sección del estopero y se usa en casi todas las bombas, a excepción de las muy pequeñas, en las cuales su uso podría ser desventajoso debido a que obliga a aumentar el área del ojo del impulsor. En estos casos, las flechas son de acero inoxidable y no llevan camisa.

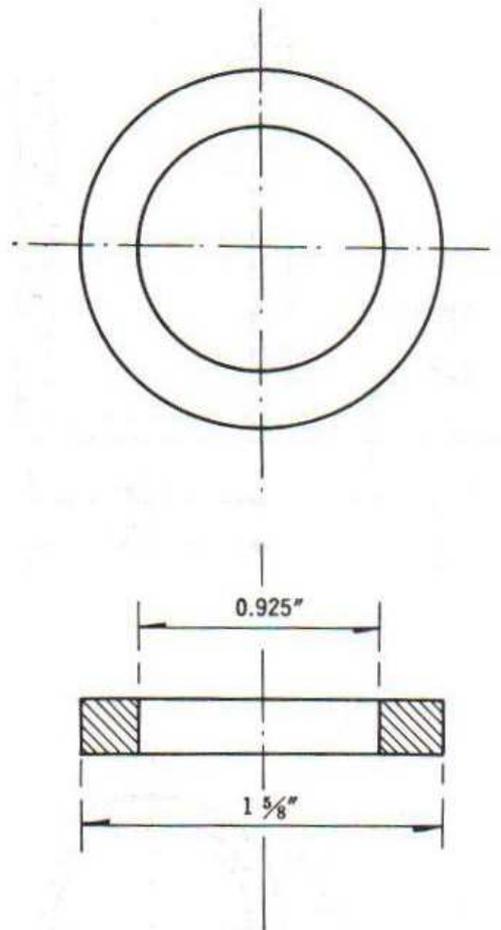
La mayoría de las camisas se hacen de bronce o latón, usándose acero inoxidable solamente en aquellos casos en que se manejan líquidos abrasivos, ya que el bronce tiene poca resistencia para ellos.

En nuestro caso, la camisa será de latón con la siguiente composición:

cobre	60%
cinc	38.5%
estaño	1%
hierro, plomo y otras impurezas	0.5%

La camisa llevará un anillo de sello en la parte contigua al impulsor. Será de neopreno y sus dimensiones se encuentran en el dibujo de la Fig. 93.

Estas son, pues, las partes principales. La bomba constará también de tuercas, tornillos, graseras y demás partes pequeñas que se comprarán a los proveedores de estas piezas a la fábrica; dichas piezas se enumeran en el último capítulo.



**Figura 96.** Roldana del impulsor.

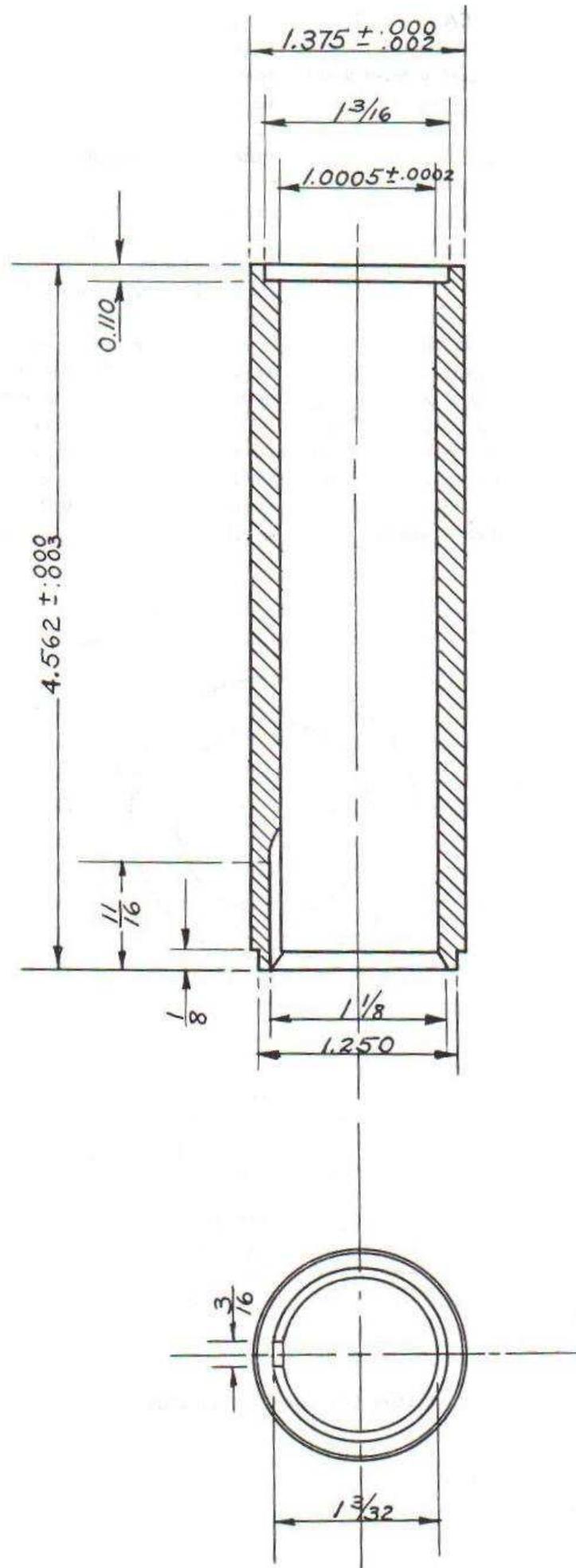


Figura 97. Camisa de flecha.

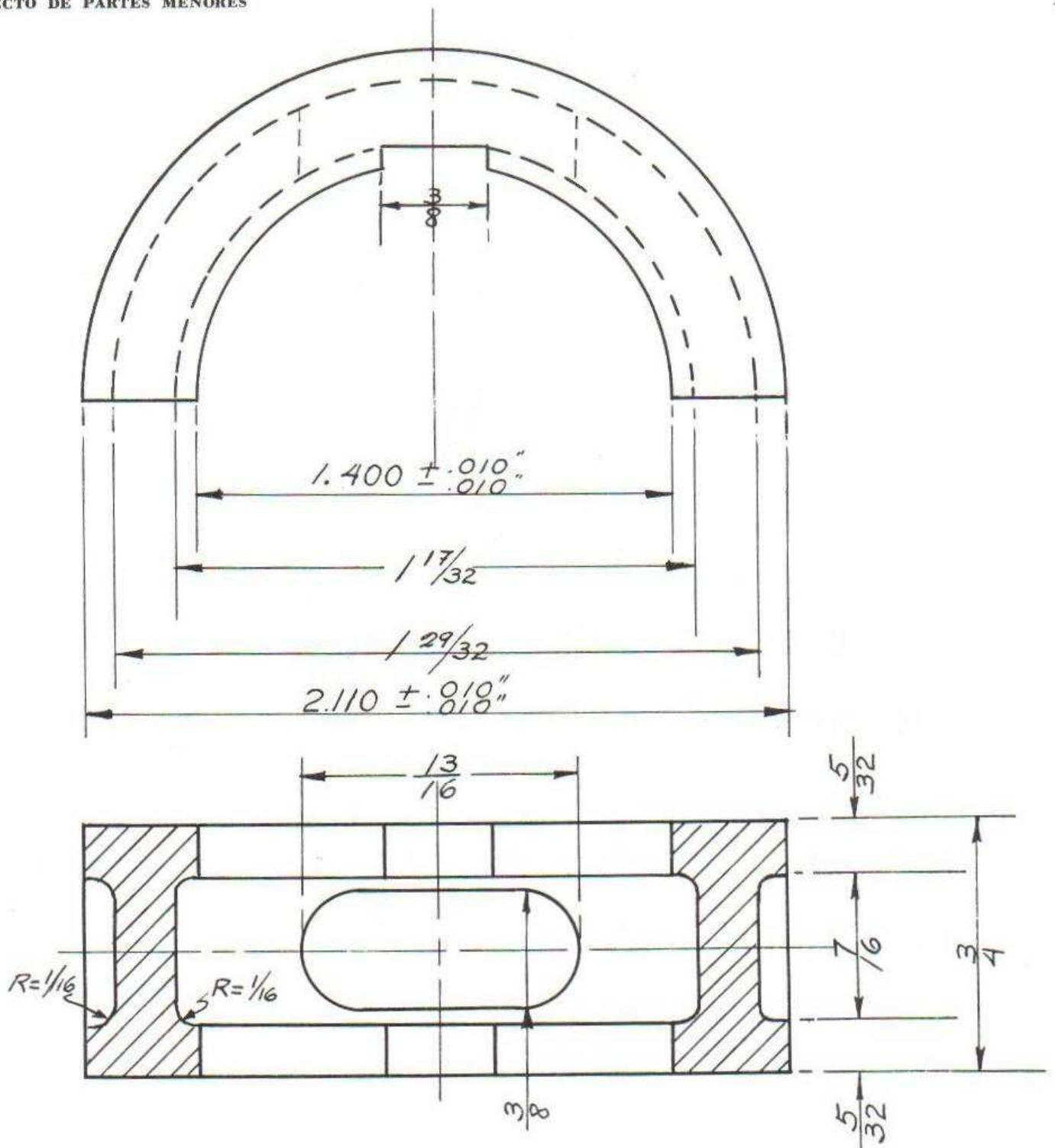


Figura 98. Jaula de sello.

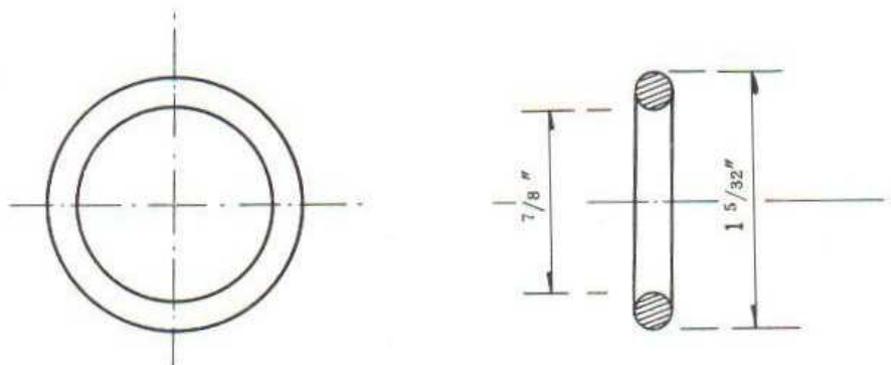


Figura 99. Anillo de sello.

# CAPITULO 10

*Ensamble y lista de  
materiales empleados*

## ENSAMBLE

Esta operación consiste, como su nombre lo indica, en reunir todas las partes integrantes de la bomba, armarlas en el orden adecuado y efectuar los ajustes necesarios. El orden de colocación o ensamble de las piezas se determinará previamente a fin de evitar contratiempos durante la operación y el maltrato de las piezas al colocarlas inadecuadamente. Al ensamblador se le deben proporcionar los datos necesarios para hacer el ajuste requerido en las diferentes secciones.

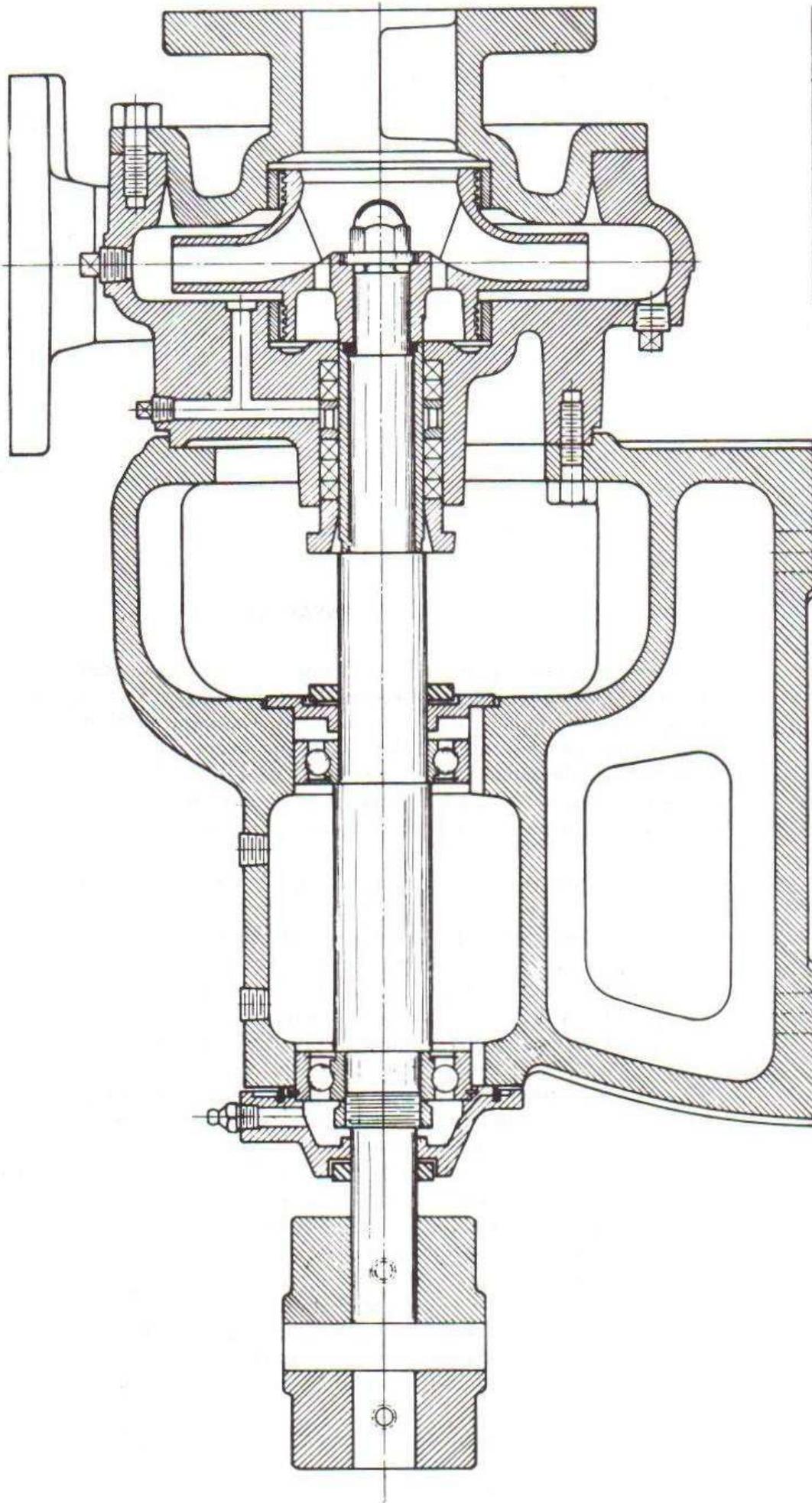
A continuación se enumeran las operaciones sucesivas.

### 1. Ensamble de las partes que no están en contacto con el líquido.

- a) Colocación de los baleros en la flecha. Esta es la primera operación; para ello se coloca el balero radial sobre la mesa de una prensa pequeña. Se introduce la flecha y con la prensa accionada a mano se la va metiendo hasta llegar a su asiento. La misma operación se hace con el balero axial. Con este procedimiento no se dañan ni la flecha ni los baleros, quedando éstos perfectamente ajustados.
- b) Se colocan la tuerca de seguro del balero y su arandela correspondiente; una de las orejas de la roldana debe entrar en el espacio correspondiente de la tuerca, o sea, en un rebaje que ésta tiene en la orilla.
- c) Una vez ensamblada la flecha, se la introduce en el soporte, usando la misma prensa y cuidando de que, después de entrar en el primer alojamiento y pasar por él, la flecha no se descuelgue y se dañe.
- d) Los baleros se lubrican con la grasa ya citada y en la cantidad apropiada.
- e) Se montan las tapas que cierran el alojamiento interior y el exterior.
- f) Se colocan los protectores de balero en las tapas correspondientes.
- g) Se ponen todas las graseras y tapones de la bomba.
- h) Se colocan las cuñas del cople, del impulsor y de la camisa.

Con esto queda terminada la primera parte del ensamble.

### 2. Ensamble de las partes en contacto con el líquido.



ENI.	CORTE SECCIONAL	9180JO
		MAHREL
TESTIS PERFECCIONAL	ESCALA	VIEJO
		ZUBICARAV
		LAMINA 677

Figura 100. Corte seccional.

- a) Antes de proceder al ensamble, es necesario probar hidrostáticamente la carcaza y la cabeza de succión. En esta prueba se someten las piezas a una presión de 80 a 120 lb/plg<sup>2</sup>. La prueba sirve para comprobar si las piezas fundidas pueden resistir la presión de descarga. Las piezas que tengan fugas deberán ser rechazadas.
- b) Se principia el ensamble, introduciendo la camisa en la flecha.
- c) Se colocan los espárragos en la carcaza, así como los anillos de desgaste.
- d) Se monta la carcaza en el soporte cuidando de no golpear la camisa.
- e) Se coloca el anillo de sello de la camisa.
- f) Después de limpiar el impulsor y quitar todas las rebabas que pudieran haber quedado del maquinado, se lo monta sobre la flecha.
- g) Se fija el impulsor por medio de la roldana y la tuerca.
- h) Se monta la cabeza de succión, que ya tiene colocados su anillo de desgaste y sus juntas de Hydroil.
- i) Se prueba si el impulsor puede girar dentro de los anillos. De no ser así, se rebajarán un poco los anillos.
- j) Se aprietan los tornillos de la cabeza de succión y se hace girar la flecha con la mano para estar seguro de que el impulsor no roza con la carcaza o la cabeza de succión. En la bomba que se proyectó, el agua está canalizada y no es necesario que el impulsor esté muy ajustado a las partes fijas, razón por la cual existe bastante separación entre las partes citadas.

En cambio en las bombas del impulsor abierto sí, pueden presentarse cualquiera de las dos situaciones siguientes.

- a) El impulsor roza con la carcaza.
- b) El impulsor roza con la cabeza de succión.

En el primer caso, se introducirán unas pequeñas lanas en el lugar donde va a asentar la camisa de flecha. Serán de 0.005" ó 0.010" según sea necesario.

Al hacer esto, la camisa y con ella el impulsor, se correrán hacia adelante despegándose de la pared de la carcaza.

Cuando el rozamiento es en la parte delantera, se procede a correr toda la flecha hacia atrás. Para ello se introducen lanas de acero de 0.005" a 0.010" entre la

parte posterior del soporte y el anillo del balero axial, con lo que se obtiene el desplazamiento deseado.

- k) Una vez que se ha comprobado que el impulsor ha quedado perfectamente centrado, se procede a empacar el estopero, introduciendo los empaques cortados en el siguiente orden:  
Primero se meten dos anillos, después la jaula de sello y posteriormente los cuatro anillos restantes, valiéndose para ello del prensa-estopas. Con esto termina en sí, el ensamble de la bomba. Cuando sea la fábrica, la que proporcione el motor y efectúe el alineamiento preliminar, se seguirán los siguientes pasos:
- l) Las mitades de cople se montan en el motor y la bomba.
- m) Ambas unidades, debidamente calzadas, se montan sobre la base.
- n) Las bases se puntean y se taladran.
- ñ) Se efectúa el alineamiento definitivo. El cople debe verificarse para tres condiciones: el espacio entre las dos mitades, la desviación angular y el desplazamiento paralelo a las flechas de la bomba y el motor.
- o) Una vez que la unidad esté lista y sea necesario efectuar la prueba de funcionamiento ésta se llevará a cabo para determinar o comprobar la curva de operación.

## LISTA DE MATERIALES

Para terminar el estudio de nuestra bomba, se presenta en la página siguiente la lista de materiales empleados.

Baste sólo agregar que los materiales en cuestión corresponden a una bomba estándar y que existen otros tipos de bombas en las cuales las partes en contacto con el líquido son todas de fierro o todas de bronce, dependiendo de la substancia que se maneje.

## REFERENCIAS

Viejo Zubicaray, Manuel. *Tesis profesional*, UNAM. Worthington de México. Boletines técnicos.

## LISTA DE MATERIALES

1	Soporte	Fierro	1	Grasera Alemite 67-1/2 Núm. 1612 de 1/8	Acero cad.
2	Tapones para tubo de 1/4, cabeza cuadrada	Fierro	1	Placa de nombre	Latón
1	Tapón para tubo de 1/4, cabeza cuadrada	Fierro	4	Remaches de 1/8	Aluminio
1	Tapón para tubo de 1/8, cabeza cuadrada	Fierro	1	Carcaza	Fierro
1	Flecha	Acero	1	Tapón para tubo de 1/8	Fierro
1	Cuña (impulsor) 3/16 cuad. x 1 5/8	Acero	2	Tapones para tubo de 1/4	Fierro
1	Cuña (camisa) 3/16 cuad. x 3/8	Acero	1	Tapón para tubo de 1/8	Fierro
1	Cuña (cople) 1/4 cuad. x 2	Acero	1	Cabeza de succión	Fierro
1	Balero axial SKF-6309ZNR	Acero	1	Junta de la cabeza de succión	Hydroil
1	Balero radial SKF-6309Z	Acero	2	Anillos de desgaste	Bronce
1	Tuerca balero axial SKF-N-09	Acero	4	Tornillos de 1/2 x 1 1/2	Acero
1	Arandela SKF-W-09	Acero	12	Tornillos de 1/2 x 1 1/4	Acero
1	Tapa balero axial	Fierro	2	Espárragos de 1/2 x 2 1/2	Acero
1	Tapa balero radial	Fierro	2	Tuercas de 1/2	Acero
1	Protector balero axial	Hycar	1	Prensa-estopas completo	Bronce
1	Protector balero radial	Hycar	1	Impulsor de — de diámetro	Bronce
	Lainas para balero axial	Acero	1	Tuerca para impulsor de 5/8-18 hilos	Latón
	Lainas para camisa de flecha	Latón	1	Roldana para tuerca de impulsor	Bronce
4	Tornillos cabeza hexagonal 3/8 x 1	Acero	1	Camisa de flecha	Latón
4	Tornillos cabeza plana 1/4 x 1/2	Latón	1	Anillo de sello	Neopreno
1	Grasera Alemite Z-35-A de 1/8	Acero cad.	1	Juego 6 anillos empaque cuad. de 3/8"	Abesto grafitado

CAPITULO **11**

*Bombas de desplazamiento  
positivo*

## INTRODUCCION

Como se recordará, las bombas se han clasificado en dos grandes grupos, las rotodinámicas y las de desplazamiento positivo. Una vez que hemos estudiado las primeras, pasaremos a analizar las segundas.

El nombre de desplazamiento positivo tal vez no es el más adecuado, pero sí el más usual. Proviene de una traducción literal de "Positive Displacement Pumps".

En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, un aspa, etc., y la carcaza o el cilindro. En el caso de las centrífugas el fluido es impulsado y no guiado a lo largo de toda su trayectoria entre el elemento impulsor y la carcaza.

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen en dos grupos principales: el de las bombas reciprocantes para manejo de líquidos y gases, operadas por vapor y mecánicamente; y el de las bombas rotatorias (engranés, aspas, levas, tornillos etc.) que constituye un grupo cada vez más numeroso y variado, ya que no hay industria que no tenga algún tipo de ellas. Además cabe mencionar las transmisiones y controles hidráulicos y neumáticos, así como muchos de los mecanismos de control automático.

En el área de las transmisiones y controles, las máquinas de desplazamiento positivo tienen un dominio casi exclusivo, mientras que las turbomáquinas han invadido, y seguirán invadiendo cada vez más, el área de bombeo de líquidos y gases que, en otro tiempo fue el dominio exclusivo de las máquinas de émbolo. Uno y otro hecho se fundan en distinto principio de funcionamiento de estas bombas.

## PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO

El funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo no se basa, como el de las turbomáquinas, en la ecuación de Euler, según vimos en el capítulo 3, sino en el principio del desplazamiento positivo que se estudiará en seguida.

En el interior del cilindro de la Fig. 101, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad  $V$ , hay un fluido a la presión  $p$ . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.

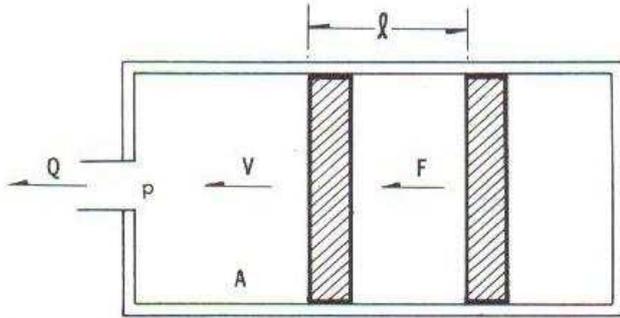


Figura 101. Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada  $F$ . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio  $l$  hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a  $Al$  (donde  $A$  es igual al área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será  $Al$ . El tiempo  $t$  empleado en recorrer la distancia  $l$  es:

$$t = \frac{l}{V} \quad (11.1)$$

El gasto  $Q$ , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{Al}{t} = AV \quad (11.2)$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV.$$

Pero  $F = pA$

$$P = FV = pAV = Qp.$$

Según se aprecia en el diagrama de la figura 101 la máquina puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica,  $FV$ , y restituir potencia hidráulica  $Qp$  (bomba) o viceversa.

Tanto en un caso como en otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo" consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Por tanto, en una máquina de desplazamiento positivo el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto recíprocas como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión). Por ello estas máquinas se llaman también volumétricas. Cuando el elemento transmisor de energía tiene movimiento rotativo,

la máquina se llama rotoestática para distinguirla de las rotodinámicas.

## DIFERENCIAS

1. Una de las diferencias fundamentales es que el intercambio de energía de fluido se efectúa siempre con variación de presión, a diferencia de las turbomáquinas, en las que el intercambio de energía se realiza con variación de energía cinética.

2. La curva característica  $QH$  de una bomba centrífuga revela que ésta puede dar una altura (presión) máxima, que según la ecuación de Euler depende de la forma del rodete. Por el contrario, en una bomba de émbolo el gasto no va a depender de la carga del sistema (fricción en las tuberías, codos, etc.) sino que dependerá del desplazamiento y de la velocidad. Además, si las paredes son suficientemente robustas y el motor tiene suficiente capacidad, la bomba proporcionará toda la presión que se desea o, teóricamente, la curva  $Q-H$  de una bomba de desplazamiento positivo será una paralela al eje  $H$ .

3. Las turbomáquinas basadas en la ecuación de Euler, en general, no son reversibles. Si una bomba centrífuga trabaja como turbina, se reduce su eficiencia y en algunos casos la bomba no produce ninguna potencia útil. Esto se debe a que los ángulos de los álabes desempeñan un papel decisivo en la transmisión de energía en una bomba centrífuga, pero al funcionar ésta como turbina, los álabes no poseen ya los ángulos apropiados. Por el contrario, todas las máquinas basadas en el principio del desplazamiento positivo fundamentalmente son reversibles. El que algunas máquinas no lo sean en la práctica, no se debe a la mecánica del fluido sino a la mecánica del aparato.

4. Las bombas de desplazamiento positivo se emplean casi exclusivamente en las transmisiones y controles, quedando prácticamente eliminadas las turbomáquinas de esta área.

Para ello existen dos razones:

a) En las turbomáquinas al variar la presión varía el caudal. Si por ejemplo, se emplease una bomba rotodinámica para el sistema de presión del accionamiento hidráulico de una excavadora, al encontrar ésta mayor resistencia en el terreno, se reduciría la velocidad de trabajo de la misma. En una aplicación de este tipo se usan bombas de desplazamiento positivo.

b) Una bomba rotodinámica tiene una presión máxima. Si aumenta la resistencia también aumenta la presión suministrada por la bomba, pero ésta no puede vencer la resistencia que exceda la presión máxima de la bomba en cuestión. En una bomba de desplazamiento positivo no pasaría eso.

5. Las bombas de desplazamiento positivo y en especial las bombas de émbolo prácticamente no tienen límite de presiones. Actualmente se construyen para presiones de más de 15,000 lb/plg<sup>2</sup>. Para aumentar la

presión basta construir una bomba más robusta y dotarla de un motor más potente.

El principio de desplazamiento positivo demuestra que cualquier presión es alcanzable. Sin embargo, las bombas rotatorias, con excepción de las de tornillo, no son adecuadas para presiones mayores de 500 lb/plg<sup>2</sup>.

Por su parte las bombas rotodinámicas, centrífugas (radiales y radioaxiales) y axiales desarrollan grandes presiones si se aumenta el número de pasos; pero si el número de éstos es excesivo, la eficiencia disminuye mucho.

Sin embargo en el campo de las grandes presiones, existe la tendencia notable de usar las bombas rotodinámicas; las bombas construidas para la alimentación de calderas de vapor en las plantas termoeléctricas desarrollan presiones de más de 5,000 lb/plg<sup>2</sup>.

6. Diferencias en gastos suministrados. Las bombas de émbolo sólo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en ellas habría que aumentar el tamaño de la bomba; ya que, como veremos, en estas máquinas el flujo es pulsatorio, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad. En cambio, las bombas centrífugas y axiales se adaptan fácilmente a grandes caudales.

#### En resumen:

Las bombas de émbolo son adecuadas para grandes presiones y pequeños caudales y las bombas rotodinámicas (centrífugas y axiales) para presiones reducidas y gastos elevados. Las bombas rotodinámicas son máquinas que trabajan a más revoluciones por minuto (más rápidas) que las de émbolo.

La figura 102 indica el campo de aplicación de los diferentes tipos de bombas.

Las bombas de émbolo tienen la ventaja de una mayor eficiencia y de tener una mayor altura de aspiración.

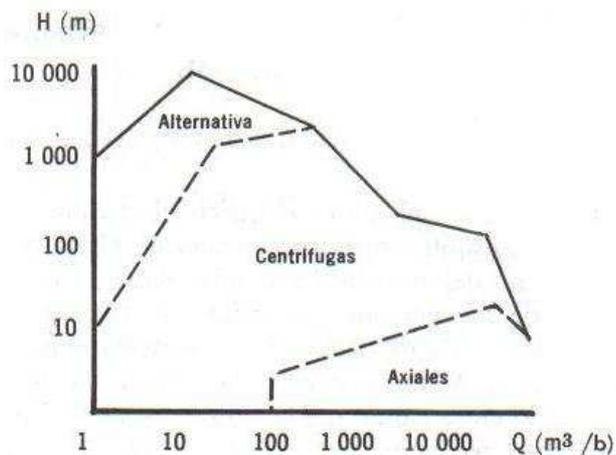


Figura 102. Campos de aplicación.

Sin embargo, como ya mencionamos en diferentes partes de este libro, las bombas rotodinámicas están substituyendo a las bombas de émbolo debido a:

1. Potencia específica (= potencia por unidad de peso o por unidad de volumen) menor.
2. Carencia de fuerzas de inercia descompensadas. Si en las bombas rotodinámicas el rotor está mecánica y dinámicamente equilibrado, el funcionamiento estará menos expuesto a vibraciones.
3. Acoplamiento directo a motores eléctricos de número de revoluciones elevado y por tanto más baratos, sin transmisión reductora como las bombas de émbolo.
4. Carencia de sobrepresión en la bomba y en la tubería por cierre de válvulas.
5. Carencia de válvulas, con lo que se eliminan averías.
6. Precio más reducido.

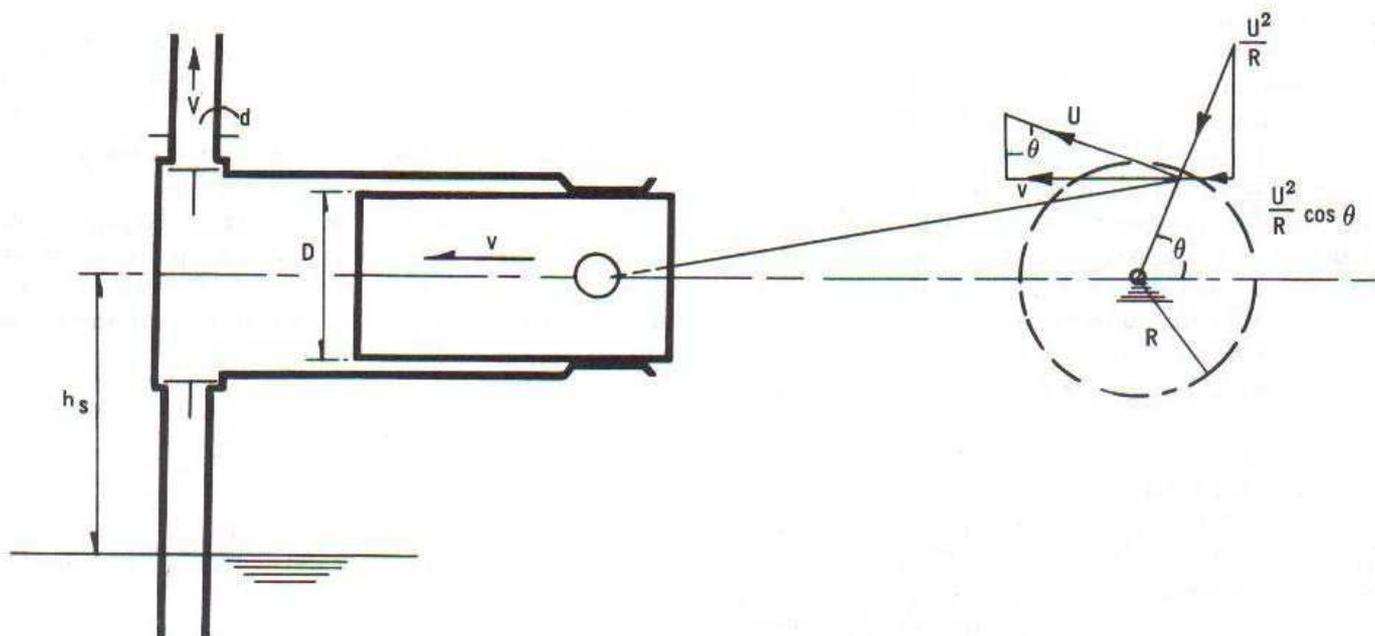


Figura 103. Bomba de émbolo de simple efecto.

**DETERMINACION DEL GASTO EN UNA BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

En la figura 103 tenemos una bomba de émbolo de simple efecto.

El movimiento del motor eléctrico, de gasolina, diesel, etc., se transmite por el mecanismo de biela—manivela al vástago del émbolo. La bomba tiene 2 válvulas: la válvula de succión que comunica con la tubería de succión y la válvula de descarga que conecta con la del mismo nombre. Al moverse el émbolo hacia la derecha crea un vacío en la cámara, y la presión atmosférica que se ejerce en el recipiente del cual se succiona, empuja el líquido por la tubería de succión al interior de la cámara. Al volver el émbolo hacia la izquierda se cierra la válvula de succión, se abre la de descarga y el líquido se desplaza por la tubería. A cada revolución del motor corresponden dos carreras (ida y vuelta) del émbolo; pero sólo en una se realiza bombeo de líquido.

Para calcular el gasto teórico de la bomba llamemos:

- $D$  = Diámetro del émbolo.
- $R$  = Radio del cigüeñal.
- $N$  = Velocidad del cigüeñal en r.p.m.

El volumen desplazado en cada carrera =  $\frac{\pi}{4} D^2 \cdot 2R$

y, en condiciones ideales, el gasto teórico será:

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \frac{2RN}{60} \tag{11.3}$$

Aquí se comprueba que el gasto de una bomba de émbolo no depende de la presión sino del área del émbolo, de la carrera y la velocidad del desplazamiento.

La velocidad media del émbolo no suele exceder de 5 pies/seg y el número de revoluciones del motor no suele exceder 550 a 600 r.p.m. En las bombas modernas se nota un aumento en la velocidad del émbolo con lo que se disminuyen las dimensiones y el peso de la bomba (aumento de potencia específica). La regulación del gasto en estas bombas no se hace por el cierre de la válvula de descarga, sino variando el número de revoluciones del motor; o bien desviando una parte del gasto de la tubería de descarga a la de succión. La válvula de descarga en una bomba de émbolo sólo se debe cerrar al pararla, jamás en marcha; de lo contrario, la presión crecería hasta tal punto que excedería la potencia que el motor puede proporcionar.

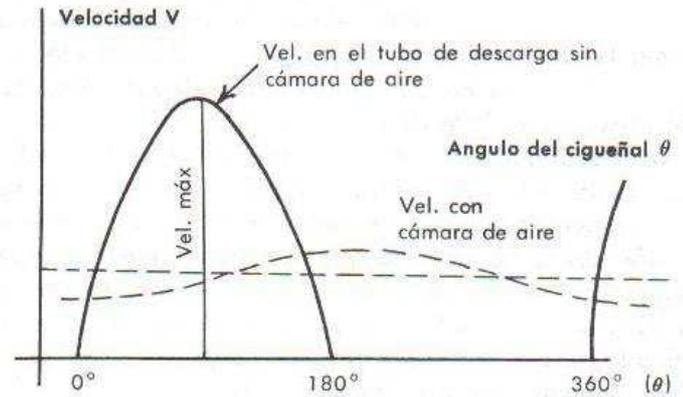
**Gasto real de la bomba:**  $Q$  real es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas a retraso de cierre en las válvulas, a que éstas no sellan perfectamente y a las pérdidas entre el prensa-estopas y la flecha.

Además el caudal disminuye a causa del aire mezclado con el líquido succionado que se desprende debido al vacío creado por la bomba. El gasto real lo da:

$$Q = Q_t \cdot \eta_v \tag{11.4}$$

$\eta_v$  oscila entre 0.85 a 0.99. Es mayor en las bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro y es tanto menor cuanto menor es la viscosidad del fluido.

**Gasto instantáneo:** El gasto que saldrá por la tubería de descarga es bastante variable; tiene un valor de cero durante toda la carrera de succión y aumenta a un máximo durante la carrera de descarga.



**Figura 104.** Fluctuación de la velocidad en el tubo de descarga.

Sea  $V$  = Velocidad instantánea en el tubo de descarga en cualquier instante.

$v$  = Velocidad del vástago en ese instante.

$\theta$  = Angulo de giro de la manivela.

$U$  = Velocidad periférica uniforme del muñón del cigüeñal.

$d$  = Diámetro del tubo de descarga.

Para simplificar el problema supondremos que la biela es muy larga comparada con el radio del cigüeñal. La velocidad instantánea del émbolo es igual a la componente horizontal de la velocidad del muñón del cigüeñal.

$v = U \text{ sen } \theta$ . En otras palabras, el émbolo se desplaza con un movimiento armónico simple.

En cuanto a la cantidad de agua desplazada por el émbolo en un intervalo corto de tiempo, en condiciones ideales, es igual a la cantidad que fluye a lo largo del tubo de descarga. Esto lo podemos expresar de la siguiente forma:

$$\frac{\pi}{4} D^2 \cdot v = \frac{\pi}{4} d^2 V$$

$$V = U \text{ sen } \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \tag{11.5}$$

$$V = \frac{2\pi RN}{60} \text{ sen } \theta \frac{D^2}{d^2}$$

Considerando las ecuaciones anteriores se ve que la relación entre  $\theta = \omega t$  y  $V$  se expresan con una curva sinusoidal mostrada en la figura anterior. La máxima velocidad instantánea en la tubería  $= \frac{2\pi RN}{60} \cdot \frac{D^2}{d^2}$  es  $\pi$  veces mayor que la velocidad promedio, la cual es

$$\frac{Q}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{2Rn}{60} \cdot \frac{\frac{\pi}{4}D^2}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{2RN}{60} \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

Hasta ahora hemos aceptado que  $Q = \frac{\pi}{4}D^2 \cdot \frac{2RN}{60}$

que podríamos poner en la siguiente forma  $Q = \frac{ASN}{60}$ .

Siendo  $S =$  carrera del émbolo  $= 2R$ .

*Demostración:*

El volumen desplazado en un recorrido infinitesimal del émbolo será:

$$dD = Ad s$$

pero

$$ds = V dt = NR \sin \theta dt$$

luego

$$dD = ANR \sin \theta dt = A \cdot NR \cdot \sin Nt dt \quad (11.6)$$

y el gasto instantáneo

$$Q_i = \frac{dD}{dt} = ANR \sin \omega t \quad (11.7)$$

como  $Nt = \theta$

$$y \frac{d\theta}{dt} = N$$

$$dD = RA \sin \theta d\theta$$

$$D = \int_0^\pi RA \sin \theta d\theta = AR \int_0^\pi \sin \theta d\theta$$

$$D = AR \left[ -\cos \theta \right]_0^\pi = 2AR = AS \quad (11.8)$$

El gasto total sería

$$Q = \frac{DN}{60} = \frac{ASN}{60} \quad \text{I.c.q.d.}$$

**PRESIONES DE INERCIA EN LAS TUBERIAS DE SUCCION Y DESCARGA**

Las fluctuaciones en las velocidades crean inevitablemente presiones de inercia, las intensidades de estas presiones se pueden calcular fácilmente calculando la aceleración o desaceleración  $\frac{dV}{dt}$  del agua en la tubería

de longitud  $L$ .

Fuerza de inercia = masa  $\times$  aceleración

$$P_i \frac{\pi}{4}d^2 = \frac{w}{g} \cdot \frac{\pi}{4}d^2L \times \frac{dV}{dt}$$

$$P_i = \frac{wL}{g} \times \frac{dV}{dt}$$

Por otra parte

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

y puesto que

$$V = U \sin \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

resulta

$$\frac{dV}{d\theta} = U \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \text{velocidad angular del cigüeñal} = \frac{2\pi N}{60}$$

$$\therefore \frac{dV}{dt} = \frac{2\pi N}{60} \cdot U \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{2\pi NR}{60} \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad (11.9)$$

Substituyendo en la ecuación de la presión de inercia

$$P_i = \frac{wL}{g} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 \cdot R \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad (11.10)$$

la cual para agua, a temperaturas ordinarias, se reduce a la forma:

$$P_i = KLRN^2 \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad (11.11)$$

donde  $K = 0.000147$  si  $L, R, D, d$  están en pies y  $P_i$  en  $\text{lb/plg}^2$

$K = 0.000112$  si  $L, R, D, d$  están en metros y  $P_i$  en  $\text{kg/cm}^2$ .

Los valores máximos y mínimos de  $P_i$ , se obtienen por supuesto, obtenidos en los extremos de la carrera cuando  $\cos \theta = \pm 1$ .

El efecto de la presión de inercia sobre el funcionamiento de la bomba se aprecia, trazando el diagrama siguiente:

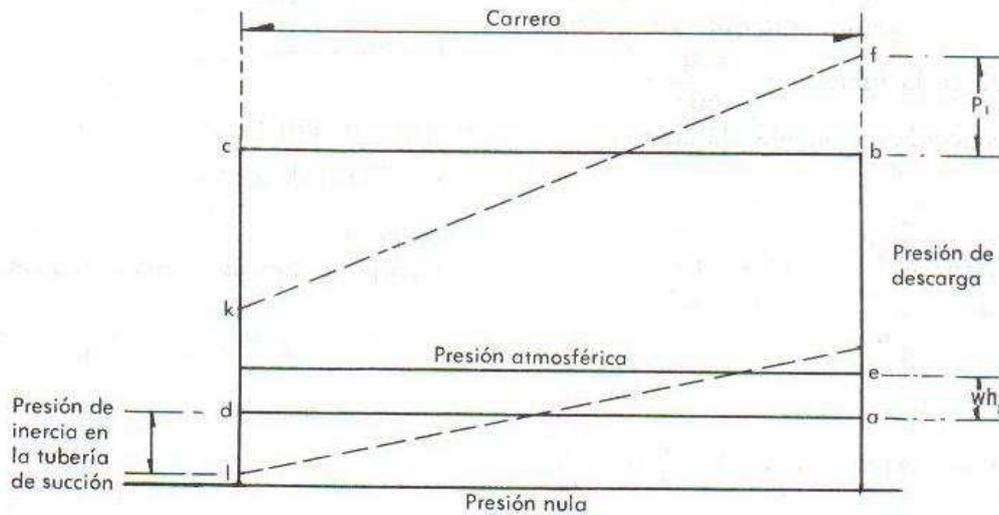


Figura 105. Diagrama ideal de un indicador para bombas recíprocas.

Si la presión de inercia se pudiera eliminar, el diagrama tendría la forma rectangular  $abcd$ . Cuando se ejercen las presiones de inercia, la presión de descarga se incrementa al principio de la carrera y disminuye al final por una cantidad  $P_i$ ; la carga de succión llega a ser mayor al principio de la carrera de succión y menor al final, y el diagrama tiene la forma  $efkl$ . La fricción en la tubería no se ha considerado.

En estas condiciones ideales se nota que la potencia requerida por la bomba permanece constante, porque el área  $abcd = \text{área } efkl$ .

El aumento de presiones, que se ejercen en el lado de descarga de la bomba, lo podría resistir el adecuado refuerzo de las piezas en contacto con el líquido, pero en la succión se crea una situación que puede afectar el funcionamiento de la bomba.

Tal situación es la siguiente: la única fuerza disponible para acelerar el líquido en la tubería de succión y para levantarlo, venciendo la carga estática de succión  $h_2$  es la presión de la atmósfera que actúa sobre la superficie del líquido. En estas condiciones la presión de inercia máxima en la succión no puede exceder el valor de la presión atmosférica ( $-\gamma h_s$ ). Si la bomba trabaja a una velocidad que requiere mayor aceleración del líquido de la que pueda proporcionar dicha presión, entonces, el líquido en la tubería de succión será insuficiente, el movimiento del émbolo en el cilindro será más rápido que el del líquido, y por tanto, se formará en el cilindro un espacio vacío. Un poco después, en el trayecto de la carrera, al hacer contacto el émbolo con el vacío, se producirá un golpe de ariete y, en consecuencia, un fenómeno de cavitación.

La ilustrar este asunto se propone el siguiente problema:

*Ejemplo.* Se tiene una bomba de émbolo de un solo cilindro, y de simple efecto, para bombear agua a una temperatura de  $128^\circ\text{F}$ . La bomba gira a 45 r.p.m., el

diámetro del émbolo es de 5" y la carrera es de 12", la longitud de la biela es de 27", la tubería de succión tiene 4" de diámetro y 31 pies de longitud. La bomba trabaja a una altitud de 3,220 pies sobre el nivel del mar. "¿Cuál es la máxima altura de succión?"

*Solución:*

Cálculo de la presión de inercia al fin de la carrera.

$$P_i = 0.000147 LRN^2 (D/d)^2 \\ = 0.000147 \times 31 \times 0.5 \times 45^2 \times (5/4)^2 = 7.20 \text{ lb/plg}^2.$$

Corregiremos esto, considerando el efecto que tiene la biela sobre la presión de inercia  $= 7.20 [1 + (1/n)] = 7.20 (1 + 1/27) = 8.80 \text{ lb/plg}^2$ .

Otros factores son:

$$P_{vp} = \text{Presión de vaporización del agua a } 28^\circ\text{F} = 2.18 \text{ lb/plg}^2$$

$$\gamma = \text{Peso específico del agua a } 28^\circ\text{F} = 61.6 \text{ lb/plg}^3$$

$$P_a = \text{Presión barométrica a una altura de 3,220 pies} = 13.1 \text{ lb/plg}^2$$

$$P_{sv} = \text{Presión requerida para forzar a que la válvula de succión abra} = 0.5 \text{ lb/plg}^2.$$

En estas condiciones podemos calcular la altura de succión máxima de acuerdo con la fórmula.

$$H_s = \frac{(P_a - P_{vp} - P_{sv} - \text{Máx } P_i) 144}{\gamma}$$

$$H_s = \frac{(13.10 - 2.18 - 0.50 - 8.80) 144}{61.6}$$

$$H_s = 3.8 \text{ pies.}$$

En este problema no se tomó en cuenta la pérdida por fricción en la tubería, lo cual no crea mayor diferencia, ya que al final de la carrera la columna de líquido en la tubería de succión está casi en reposo.

El efecto que tiene la longitud de la biela en relación con el radio del cigüeñal, se calcula de la siguiente manera:

Si el radio es  $N$ , entonces la verdadera presión de inercia, cuando el émbolo está totalmente dentro del cilindro es  $P_i \left(1 + \frac{1}{N}\right)$  y cuando está totalmente fuera es  $P_i \left(1 - \frac{1}{N}\right)$ .

Deben tomarse en cuenta las correcciones que se hicieren por presión de vaporización; cuenta, sobre todo, cuando se manejan líquidos calientes o volátiles.

*Uso de recipientes de aire.* Hemos visto que la mejor manera de eliminar las fluctuaciones de la velocidad de descarga en las bombas de desplazamiento positivo, es colocar un recipiente de aire comunicado a la tubería de descarga y lo más cerca posible de la bomba. El volumen de este recipiente debe ser aproximadamente de seis a nueve veces el volumen desplazado por la bomba. Con esta relación se logran reducir al mínimo las variaciones cíclicas.

Ya que el aire se va disolviendo en el agua, es necesario renovarlo, periódicamente y para ello, en bombas grandes, se necesita un compresor. En algunas ocasiones también, se suelen usar recipientes de aire conectados a las tuberías de succión.

### BOMBAS CON VARIOS CILINDROS

Estas bombas llamadas múltiples tienen la ventaja de aminorar las pulsaciones y las presiones de inercia.

Si recordamos que la presión de inercia  $P_i = KLRN^2 \cos \theta \frac{D^2}{d^2}$  podemos ver qué pasa, si alimentamos la misma tubería de descarga " $d$ " con 2 cilindros de diámetro  $D/2$ , cada uno trabajando alternativamente (bomba Duplex).

Si mantenemos la misma velocidad angular, el gasto será el mismo, sin embargo, la presión de inercia total será:

$$P_{it} = 2 \frac{P_i \text{ original}}{4} = \frac{P_i \text{ original}}{2}$$

En forma similar se podrán calcular las bombas triplex, cuádruplex, etcétera.

Con objeto de ilustrar la teoría y adentrarse en ciertos cálculos de diseño, veremos el siguiente *problema ilustrativo*.

Calcule las dimensiones principales de una bomba triplex que debe bombear 850 galones/minuto de aceite contra una carga estática de 380 pies.

La relación diámetro/carrera debe ser  $\frac{1}{3}$ , la velocidad de la flecha es de 50 r.p.m. La tubería de succión

es de 10 pulgadas de diámetro y 32 pies de longitud. La tubería de descarga es también de 10 pulgadas de diámetro y 525 pies de longitud. La succión de la bomba está a 12 pies debajo del nivel del líquido. La gravedad específica del aceite es de 0.90, la eficiencia volumétrica de la bomba 0.97 y la eficiencia total 0.90. Para la tubería puede considerarse un factor de 0.006.

1. ¿Cuáles serían las presiones máximas y mínimas en los cilindros?
2. ¿Cuál sería la potencia en HP requerida en la flecha?

*Solución:*

1. Cálculo del gasto en pies cúbicos/seg.

$$Q_a = 850/374 = 2.27 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

2. Cálculo del diámetro de los émbolos.

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \frac{2RN}{60} \frac{(100 - \text{deslizamiento})}{100}$$

$$2.27 = 0.7854 D^2 (3D \times 50/60) \times 0.97 \times 3$$

$$D = 0.735 \text{ pies.}$$

3. Cálculo de la carrera.

$$L = 3D = 3 \times 0.735 = 2.21 \text{ pies.}$$

4. Cálculo de la presión máxima en el tubo de descarga.

$$P_i = KLRN^2 \cos \theta \cdot \frac{D^2}{d^2}$$

$P_i$  es máxima cuando  $\theta = 60^\circ$

$$P_{id} = 46.5 \text{ lb/plg}^2.$$

5. Cálculo de la presión máxima en el tubo de succión.

$$P_{is} = 2.8 \text{ lb/plg}^2.$$

6. Cálculo de la pérdida de fricción en las tuberías de descarga y succión, usando la fórmula de D'Arcy para flujos turbulentos.

$$hf = f \left( \frac{lv^2}{2gd} \right)$$

Se encuentra que  $hfd = 4.1$  pies ó  $1.6 \text{ lb/plg}^2$   
 $hfs = 0.25$  pies ó  $0.1 \text{ lb/plg}^2$ .

7. Cálculo de la presión máxima en los cilindros.

La presión máxima resultará de sumar:

- a) Presión inercia =  $46.5 \text{ lb/plg}^2$
- b) Carga estática =  $380 + 12 = 392$  pies ó  $153.2 \text{ lb/plg}^2$
- c) Carga fricción =  $1.6 \text{ lb/plg}^2$
- d) Caídas de presión en las válvulas y en el interior de la bomba (no debe ser mayor de  $4 \text{ lb/plg}^2$ ).

$$\text{Sumando } P_{\text{máx}} = 46.5 + 153.2 + 1.6 + 4.0 = 204.3.$$

8. Cálculo de la presión mínima.

$P_{\text{mín}}$  = carga estática – pérdida fricción – presión inercia succión – carga velocidad – pérdida en las válvulas.

$$P_{\text{mín}} = 4.7 - 0.1 - 2.8 - 6.1 - 4.8 = 8.3 \text{ lb/plg}^2.$$

Se debe verificar para ver si no ocasiona cavitación. En este caso, dada la presión de vaporización del aceite, la bomba no cavitará.

9. Cálculo de la potencia requerida por la bomba.

$$\begin{aligned} \text{Carga total (pies)} &= h + h_{fs} + h_{fd} + h_v \\ &= 380 + 0.25 + 4.1 + 0.3 = 384.6 \text{ pies ó } 149.5 \text{ lb/plg}^2. \end{aligned}$$

$$\text{Potencia} = \frac{QH}{550\eta} = \frac{2.27 \times 144 \times 149.5}{0.9 \times 550}$$

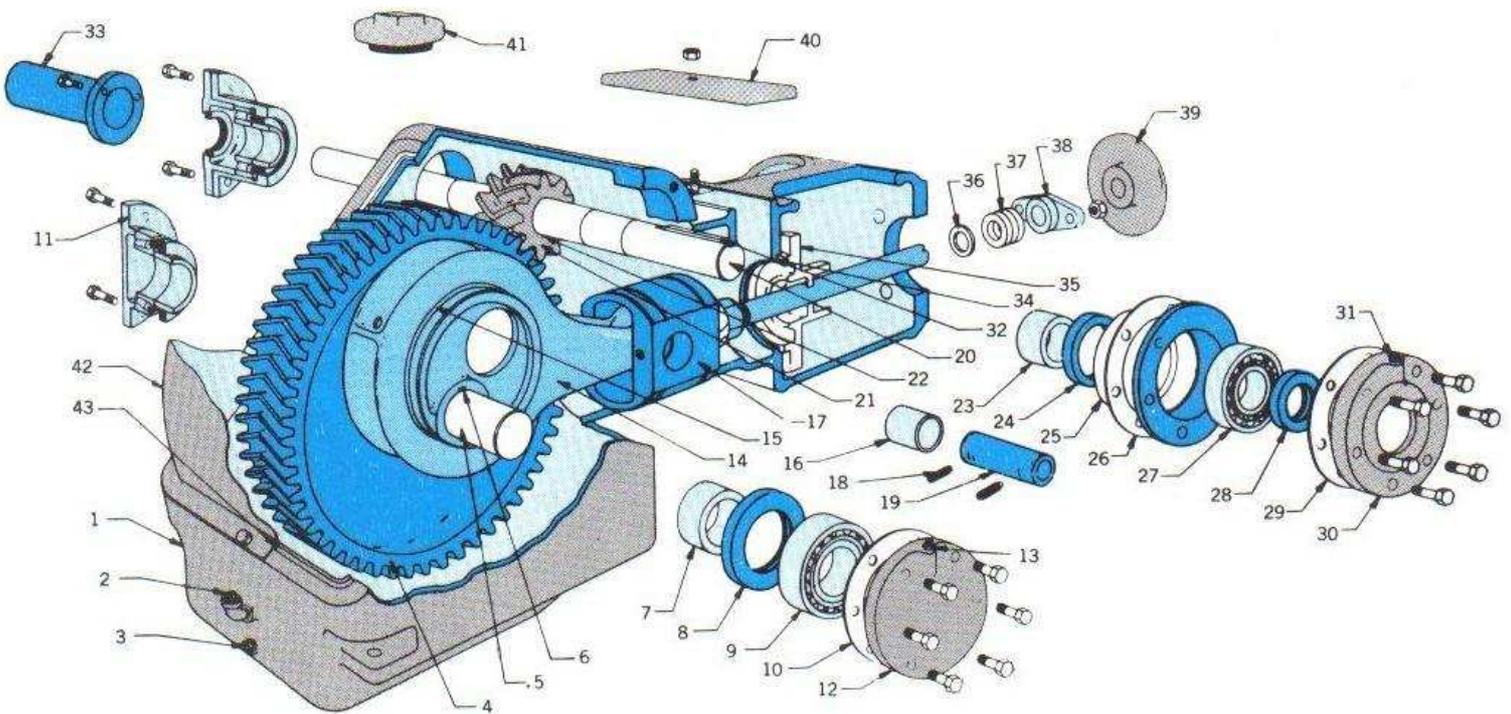
$$\text{Potencia} = 99.2 \text{ HP.}$$

## REFERENCIAS

- Herbert, Addison. *A Treatise on Applied Hydraulics*, (Chapman & Hale).  
 Mataix, Claudio. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, (Harper y Row).

CAPITULO **12**

*Nomenclatura  
y especificaciones de las  
bombas reciprocantes*



**Figura 106.** Extremo horizontal Duplex. (Cortesía Hydraulic Institute.)

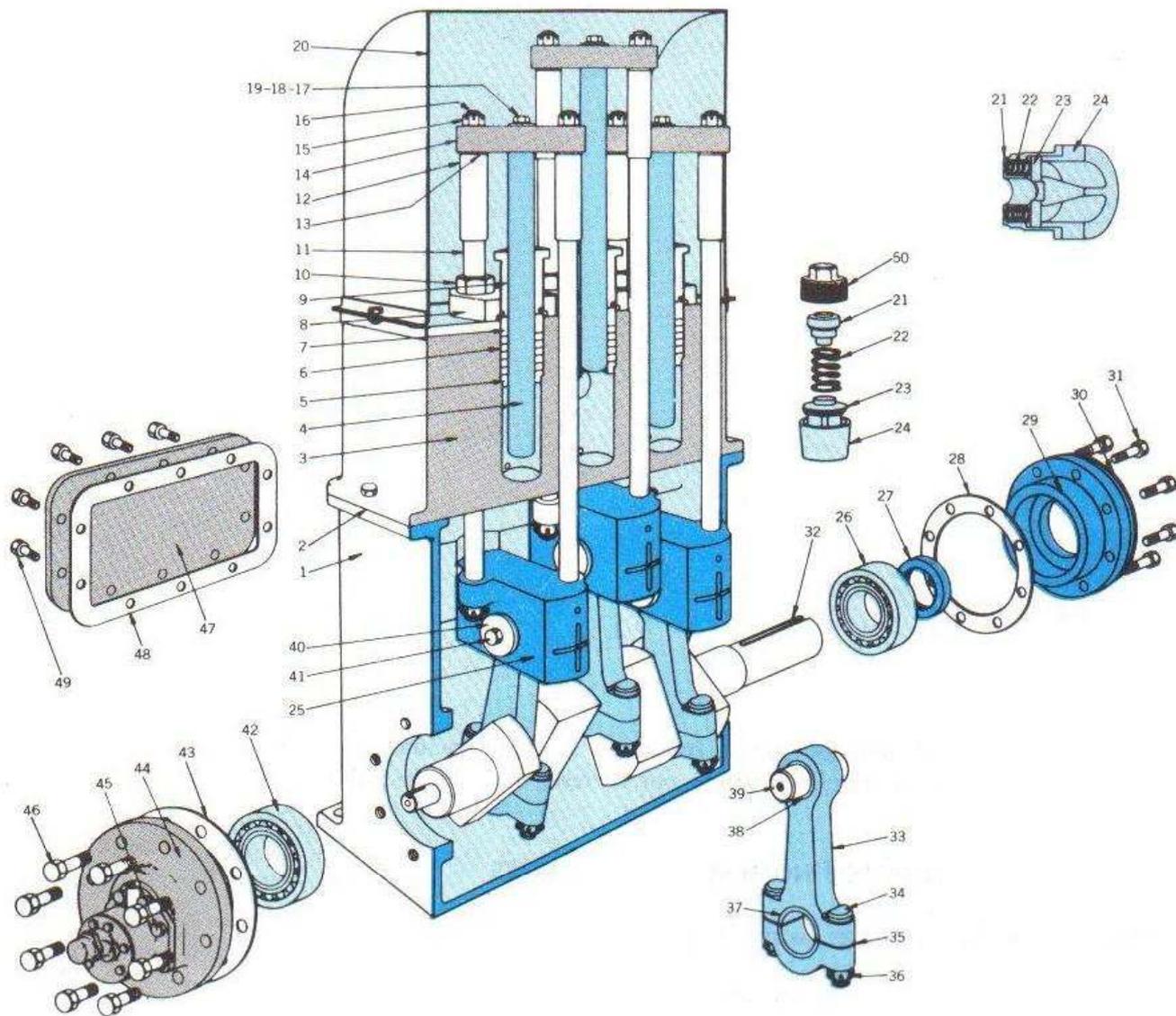
La nomenclatura y especificaciones que se presentan a continuación están de acuerdo con los Standards del Hydraulic Institute por cortesía de quien se publican.

### DEFINICION DE LOS NOMBRES DE LAS PARTES

Los siguientes cortes ilustran todas las partes principales de las bombas:

**Figura 106.**

- |   |  |
|---|--|
| 1. Soporte del bastidor                                 | 25. Alojamiento de balero de la flecha motriz            |
| 2. Tapón para el nivel de aceite                        | 26. Junta del alojamiento del balero de la flecha motriz |
| 3. Tapón para el drenaje de aceite                      | 27. Balero de la flecha motriz                           |
| 4. Excéntrico   | 28. Sello de la placa lateral de la flecha motriz        |
| 5. Flecha del excéntrico                                | 29. Junta de la placa lateral de la flecha motriz        |
| 6. Cuña del excéntrico                                  | 30. Placa lateral de la flecha motriz                    |
| 7. Buje del sello del excéntrico                        | 31. Grasera de la placa lateral                          |
| 8. Sello de la flecha del excéntrico                    | 32. Cuña de la flecha motriz                             |
| 9. Balero de la flecha del excéntrico                   | 33. Manguito de extensión de la flecha motriz            |
| 10. Junta de la placa lateral                           | 34. Junta de la cabeza retén de aceite                   |
| 11. Laina de la placa lateral                           | 35. Cabeza retén de aceite                               |
| 12. Placa lateral para la flecha del excéntrico         | 36. Roldana del empaque de la cabeza retén de aceite     |
| 13. Grasera de la placa lateral                         | 37. Empaque de la cabeza retén de aceite                 |
| 14. Biela   | 38. Prensa-estopas de la cabeza retén de aceite          |
| 15. Metales de la biela                                 | 39. Tapa del balero del pistón                           |
| 16. Buje del perno de la cruceta                        | 40. Placa para registro de mano                          |
| 17. Cruceta   | 41. Tapón para llenado                                   |
| 18. Prisionero del perno                                | 42. Bastidor superior                                    |
| 19. Perno de la cruceta                                 | 43. Junta del bastidor.                                  |
| 20. Flecha de mando                                     |  |
| 21. Piñón   |  |
| 22. Cuña del piñón                                      |  |
| 23. Buje del sello de la flecha motriz                  |  |
| 24. Sello del alojamiento de balero de la flecha motriz |  |



**Figura 107.** Bomba vertical de potencia triplex.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

- |   |   |
|---|---|
| 1. Soporte del bastidor                     | 26. Balero principal, lado motriz               |
| 2. Junta del bastidor                       | 27. Sello de aceite de alojamiento de balero    |
| 3. Bastidor de cilindros                    | 28. Lainas del alojamiento de balero            |
| 4. Émbolo                                   | 29. Alojamiento del balero principal            |
| 5. Buje de garganta del émbolo              | 30. Tapa del sello de aceite                    |
| 6. Empaque del émbolo                       | 31. Tornillos del alojamiento de balero         |
| 7. Anillo de empaque del émbolo             | 32. Cigüeñal                                    |
| 8. Brida de la prensa-estopas del émbolo    | 33. Biela                                       |
| 9. Prensa-estopas del émbolo                | 34. Tornillos de la biela                       |
| 10. Tuerca del tubo telescópico             | 35. Lainas de la biela                          |
| 11. Tubo telescópico interior               | 36. Tuercas de la biela                         |
| 12. Tubo telescópico exterior               | 37. Metal ranurado de la biela                  |
| 13. Collarín del tubo telescópico           | 38. Metal de seguro de biela                    |
| 14. Cruceta superior                        | 39. Perno de la cruceta                         |
| 15. Tuercas de las varillas laterales       | 40. Roldana del perno de la cruceta             |
| 16. Varilla lateral                         | 41. Tornillo conector de perno y roldana        |
| 17. Seguro superior del tornillo del émbolo | 42. Tornillo de lado de la bomba                |
| 18. Roldana                                 | 43. Lainas del alojamiento de balero            |
| 19. Seguro de la roldana                    | 44. Alojamiento del balero del lado de la bomba |
| 20. Tapa del bastidor de cilindros          | 45. Bomba de aceite                             |
| 21. Guía del resorte de válvula             | 46. Tornillos del alojamiento de balero         |
| 22. Resorte de la válvula                   | 47. Placa para registro de mano                 |
| 23. Válvula                                 | 48. Junta de la placa del registro de mano      |
| 24. Asiento de la válvula                   | 49. Tornillos de la placa del registro de mano  |
| 25. Cruceta                                 | 50. Tapón de la válvula.                        |

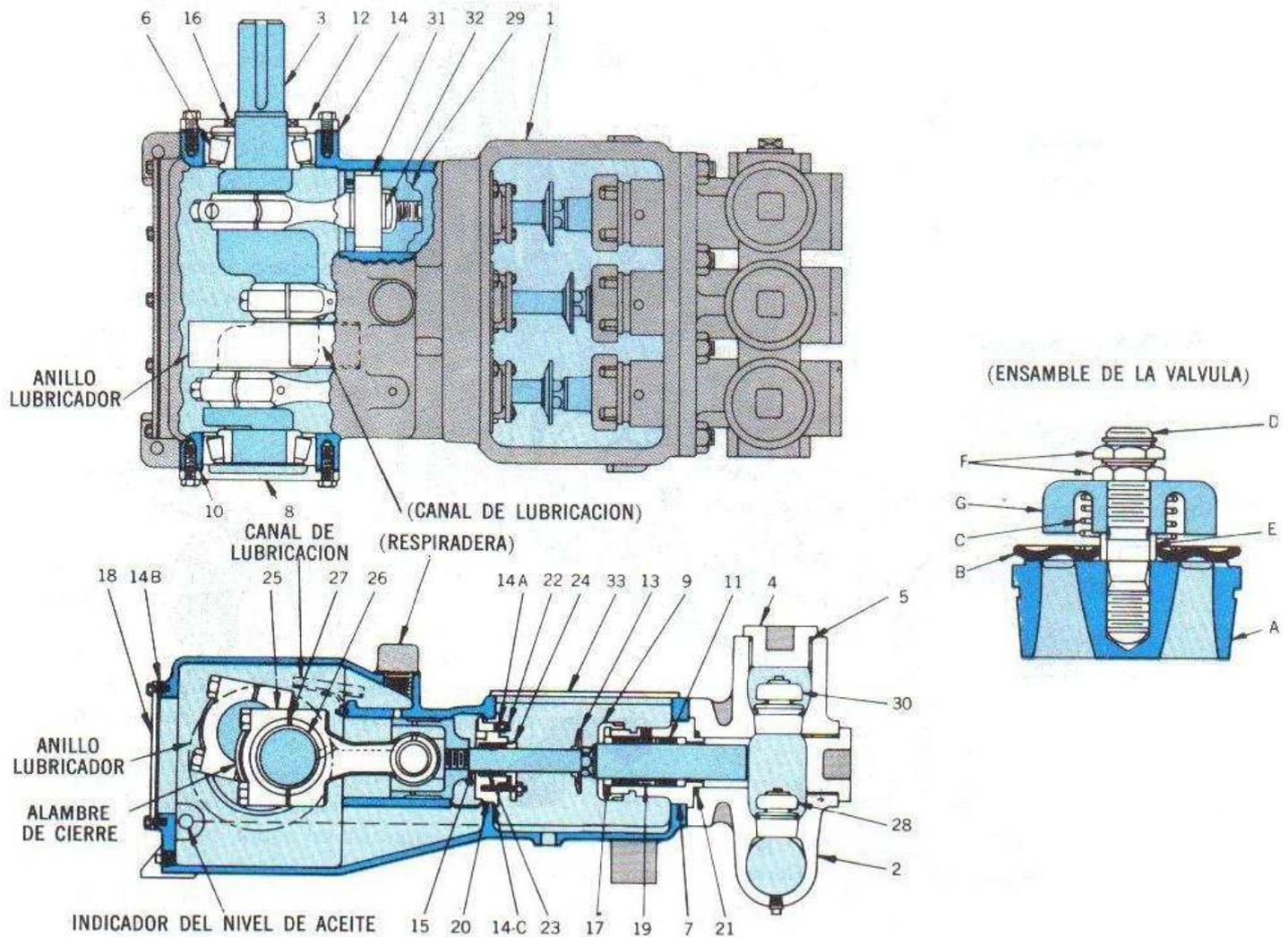


Figura 108. Bomba horizontal de potencia triplex.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

- |  |  |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>1. Soporte del bastidor</li> <li>2. Cilindro</li> <li>3. Cigüeñal</li> <li>4. Cabeza del cilindro</li> <li>5. Anillo "o"</li> <li>6. Balero del cigüeñal</li> <li>7. Caja de empaques</li> <li>8. Tapa de balero en el extremo cerrado</li> <li>9. Tuerca de la caja de empaques</li> <li>10. Laina</li> <li>11. Empaque del émbolo</li> <li>12. Tapa del balero del extremo motriz</li> <li>13. Deflector</li> <li>14. Junta</li> <li>14A. Junta</li> <li>14B. Junta</li> <li>14C. Junta</li> <li>15. Émbolo</li> <li>16. Sello de aceite</li> <li>17. Anillo de empaque del émbolo</li> <li>18. Tapa trasera del bastidor</li> <li>19. Anillo de linterna</li> <li>20. Caja de empaques del diafragma</li> <li>21. Junta de la caja de empaques</li> <li>22. Tornillo de expulsión</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>23. Empaque de extremo</li> <li>24. Prensa-estopas</li> <li>25. Biela</li> <li>26. Metal de la biela</li> <li>27. Lainas de la biela</li> <li>28. Válvula de succión (completa)</li> <li>A. Asiento</li> <li>B. Válvula</li> <li>C. Resorte</li> <li>D. Espárrago</li> <li>E. Camisa</li> <li>F. Tuerca de seguro</li> <li>G. Guarda-válvula</li> <li>29. Cruceta</li> <li>30. Válvula de descarga (completa)</li> <li>A. Asiento</li> <li>B. Válvula</li> <li>C. Resorte</li> <li>D. Espárrago</li> <li>E. Camisa</li> <li>F. Tuerca de seguro</li> <li>G. Guarda-válvula</li> <li>31. Perno de la cruceta</li> <li>32. Perno del buje de la cruceta</li> <li>33. Tapa superior del bastidor.</li> </ul> |
|--|--|

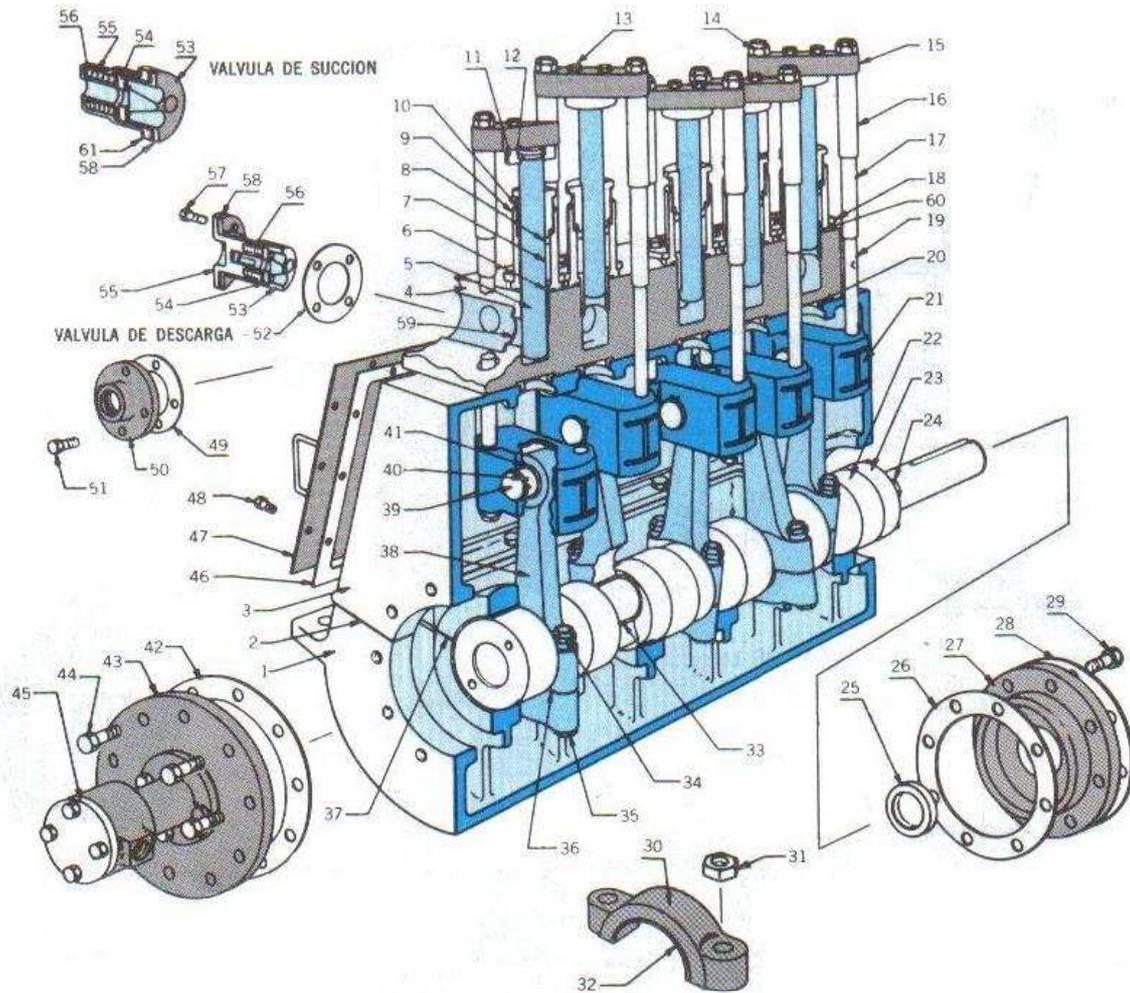


Figura 109. Bomba vertical de potencia múltiple.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

- |   |  |
|---|--|
| 1. Bastidor inferior                                      | 32. Metales del cojinete   |
| 2. Junta del bastidor                                     | 33. Metales de biela   |
| 3. Bastidor superior                                      | 34. Tuerca de biela  |
| 4. Cilindro   | 35. Tornillo de biela  |
| 5. Embolo   | 36. Lainas de la biela   |
| 6. Buje de garganta del émbolo                            | 37. Metales de la chumacera principal                                  |
| 7. Empaque del émbolo                                     | 38. Biela  |
| 8. Anillo de empaque del émbolo                           | 39. Perno del cigüeñal   |
| 9. Caja de empaques                                       | 40. Retén del perno del cigüeñal                                       |
| 10. Prensa-estopas  | 41. Buje de la biela   |
| 11. Cabeza del émbolo                                     | 42. Junta de la placa posterior  |
| 12. Anillo de la cabeza del émbolo                        | 43. Tapa posterior de la bomba   |
| 13. Tornillo de cabeza que conecta el émbolo y la cruceta | 44. Tornillo de la placa posterior                                     |
| 14. Tuerca de la varilla lateral                          | 45. Bomba de aceite  |
| 15. Cruceta superior                                      | 46. Junta de la placa del registro de mano                             |
| 16. Tubo telescópico exterior                             | 47. Placa para registro de mano  |
| 17. Tubo telescópico interior                             | 48. Tornillo de la placa de registro de mano                           |
| 18. Brida retén de la caja de empaques                    | 49. Junta de las bridas de succión o descarga                          |
| 19. Varilla lateral                                       | 50. Brida de succión o descarga  |
| 20. Anillo de centrado del cilindro                       | 51. Tornillo de la brida   |
| 21. Cruceta   | 52. Junta entre válvula y cilindro                                     |
| 22. Cigüeñal  | 53. Asiento de válvula   |
| 23. Brida del cigüeñal                                    | 54. Válvula  |
| 24. Tornillo de la brida del cigüeñal                     | 55. Guía del resorte de válvula  |
| 25. Sello de aceite de la placa lateral                   | 56. Resorte de válvula   |
| 26. Junta de la placa                                     | 57. Tornillo entre válvula y cilindro                                  |
| 27. Placa lateral del extremo motriz                      | 58. Junta entre el asiento de válvula y la guía del resorte de válvula |
| 28. Tapa del sello de aceite                              | 59. Junta entre el asiento de válvula y el cilindro                    |
| 29. Tornillos de la placa lateral                         | 60. Junta entre la caja de empaques y el cilindro                      |
| 30. Cojinete superior                                     | 61. Junta entre la guía del resorte de válvula y el cilindro.          |
| 31. Tuerca del cojinete superior                          |  |

**POSICION RELATIVA DE LAS PARTES COMPONENTES DE LAS BOMBAS DE POTENCIA**

Para localizar las partes componentes de una bomba se suele proceder de la siguiente forma:

Bombas horizontales: colocarse de pie en el extremo motriz y mirar el extremo líquido;

Bombas verticales: de pie mirando la conexión de succión;

Bombas duplex: desde estas posiciones se puede ver el lado izquierdo y derecho de la máquina.

En bombas multiplex, los cilindros son numerados a partir del 1 que será el del extremo izquierdo. La misma regla se aplica a bielas, émbolos, cigüeñales, etc.

**POSICION RELATIVA DE LAS COMPONENTES DE LAS BOMBAS DE PISTON**

Bombas horizontales: de pie en el extremo vapor y de cara al extremo líquido;

Bombas verticales: de pie mirando la conexión de succión.

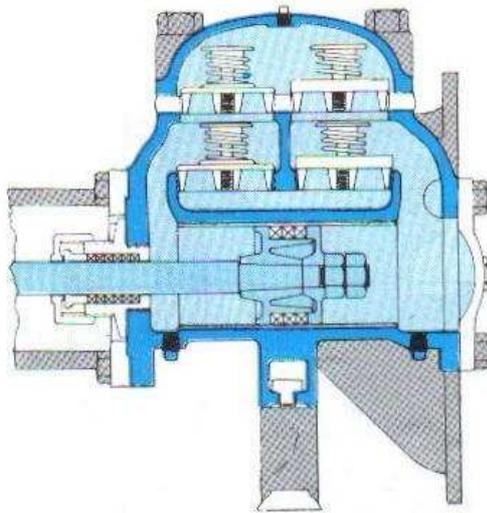
*Extremos líquidos:* Los siguientes extremos líquidos se usan tanto en bombas de vapor, como en bombas de potencia:

Tipo torre de cámaras circulares, con las válvulas de succión y descarga integradas.

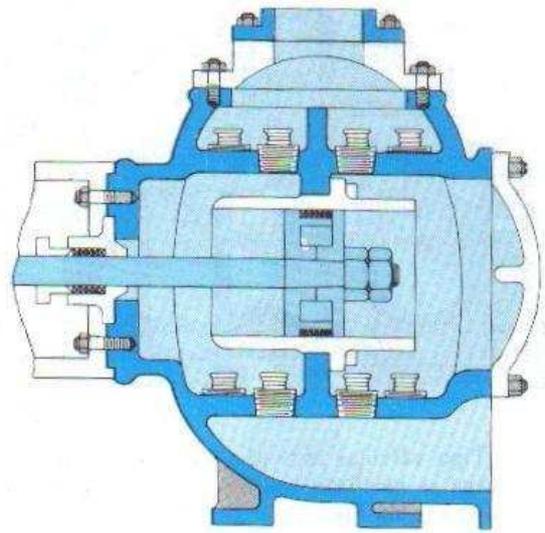
Tipos forjados: todas las cámaras y conexiones son barrenadas.

Tipo placa de válvula: tiene válvulas de succión y descarga removibles.

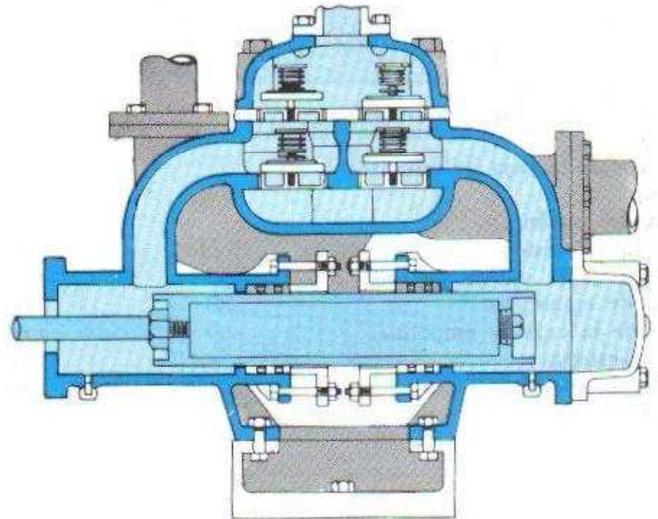
Tipo pistón sumergido: tiene las válvulas de succión y descarga localizadas arriba de los pistones o émbolos.



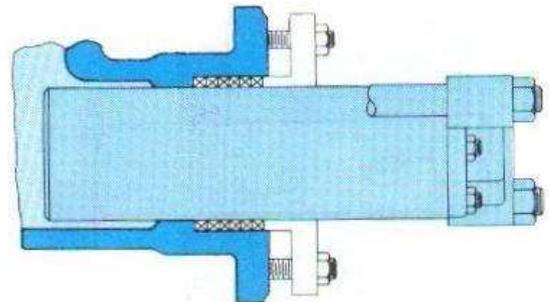
**Figura 110.** Tipo vía recta: Tiene las válvulas de succión abajo y las de descarga arriba de los pistones o émbolos. (Cortesía Hydraulic Institute.)



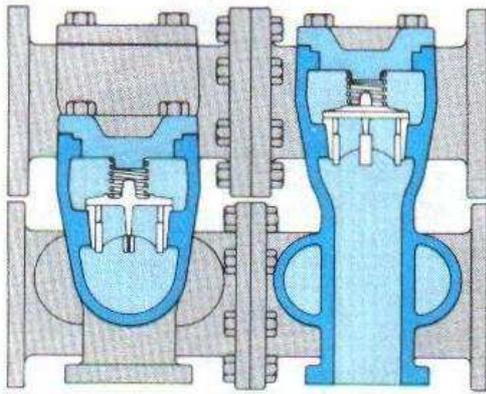
**Figura 111.** Tipo émbolo empacado en el centro. Tiene las cajas de empaques de los émbolos entre las cámaras internas y externas como se muestra a continuación. (Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 112.** Tipo émbolo con empaque al extremo. (Cortesía Hydraulic Institute.)

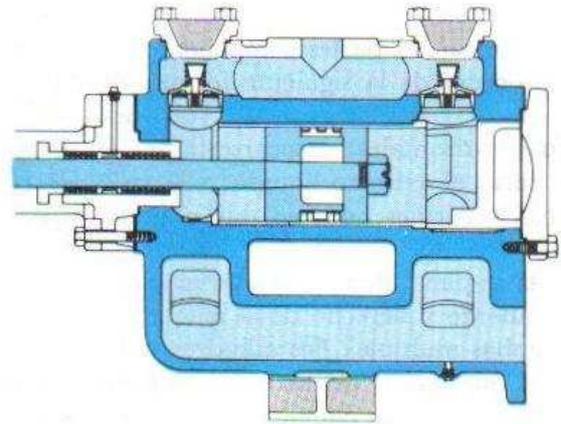


**Figura 113.** Tipo cámara con tapas individuales. (Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 114.** Tipo válvulas individuales. Las válvulas de succión y descarga se localizan separada e individualmente.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

**Figura 115.** (Cortesía Hydraulic Institute.)



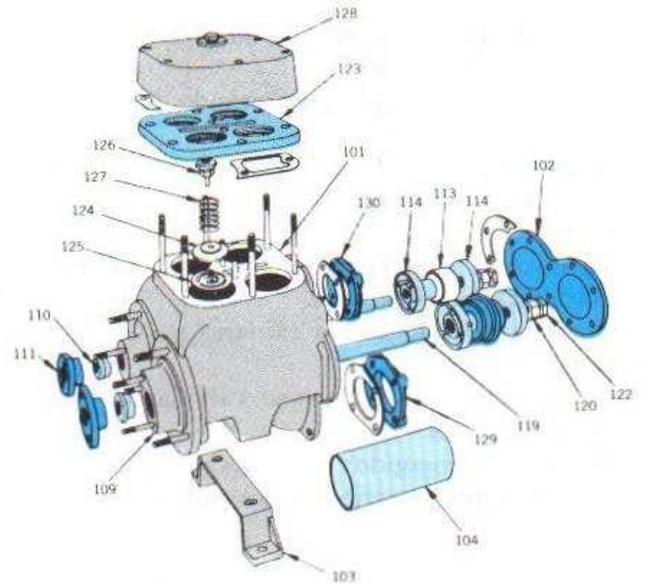
**PARTES DEL EXTREMO LIQUIDO**

A continuación se enumeran las partes principales de un corte típico.

*Nombre de la parte*

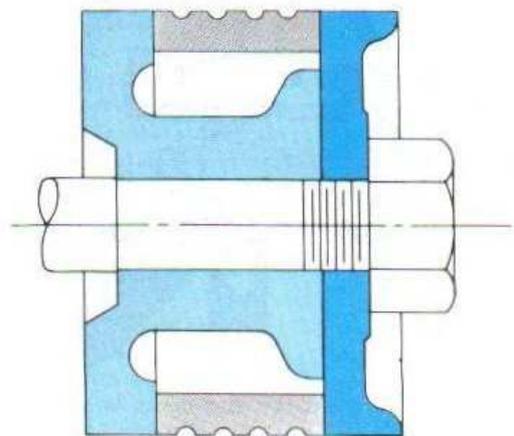
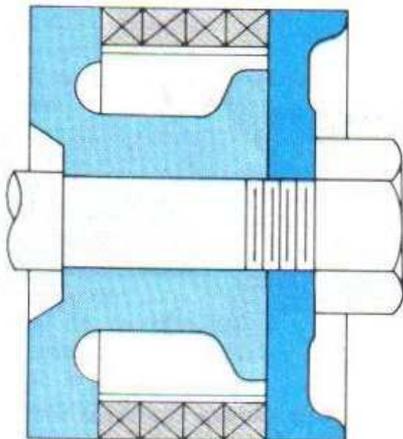
*Número*

Brida de descarga	130
Cámara de fuerza	128
Caja de cilindro	101
Pie de la caja de cilindros	103
Tapa	102
Camisa de la caja de cilindros	104
Pistón	113
Guía del pistón	114
Varilla del pistón	119
Tuerca de la varilla del pistón	120
Caja de empaques	109
Buje de la caja de empaques	110
Prensa-estopas	111
Brida de succión	129
Válvula	124
Guarda válvula	126
Placa de la válvula	123
Asiento de la válvula	125
Resorte de la válvula	127

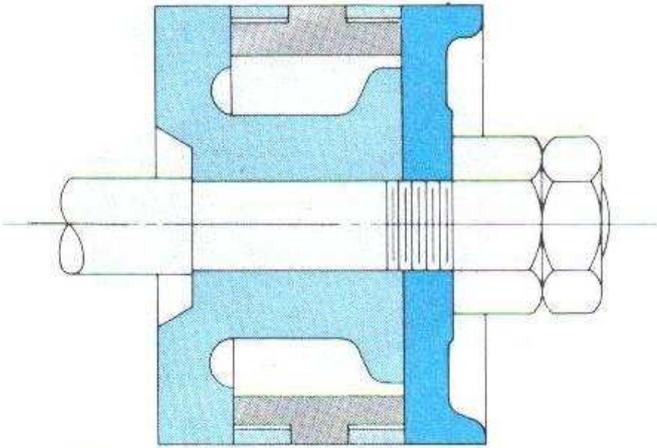


**Figura 116.** Extremo líquido. (Cortesía Hydraulic Institute.)

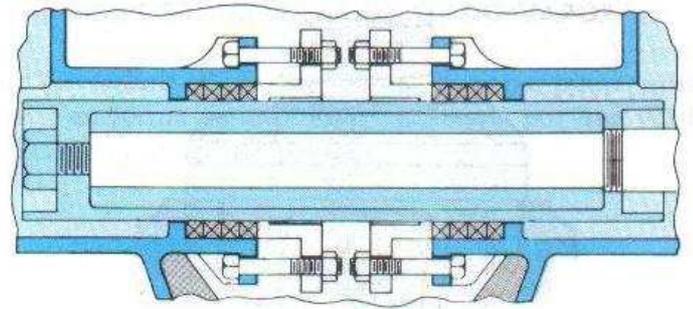
**Figura 117.** Pistón con empaques suaves.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)



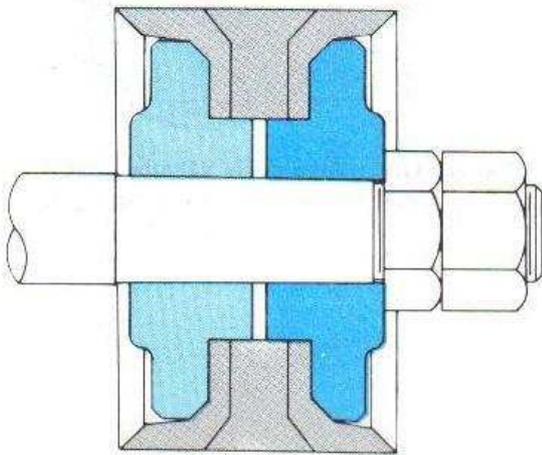
**Figura 118.** Pistón con anillos metálicos ranurados.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)



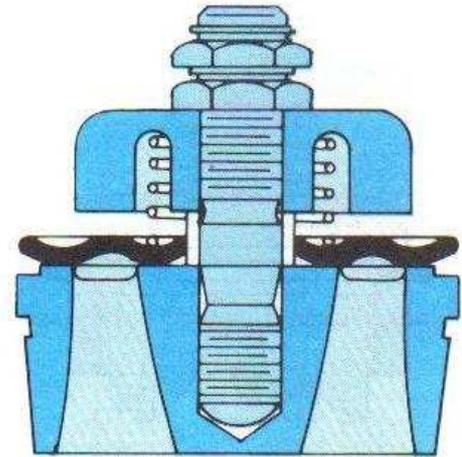
**Figura 119.** Pistón con anillos retén. (Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 122.** Embolo con empaque al centro, para una bomba de doble acción. (Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 120.** Pistón con empaque tipo taza. (Cortesía Hydraulic Institute.)

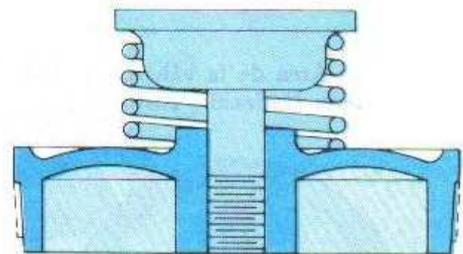
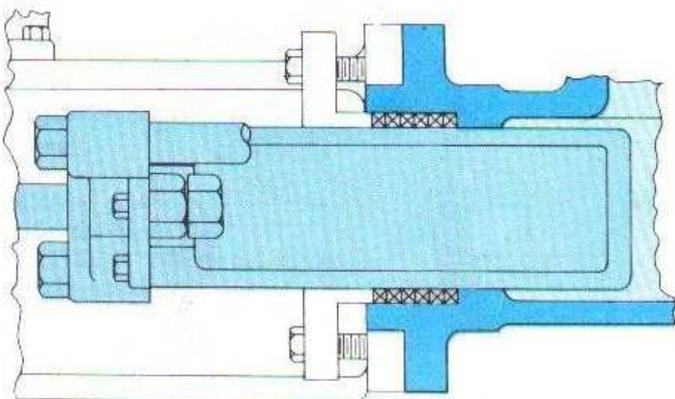


**Figura 123.** Válvula con asiento de hule. (Cortesía Hydraulic Institute.)

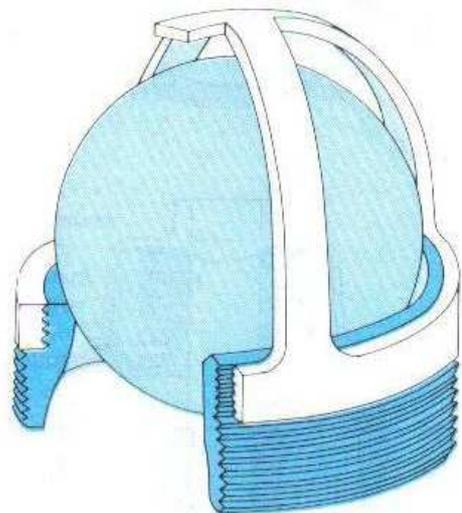
**EMBOLOS**

Los émbolos de simple y doble acción son de los tipos siguientes:

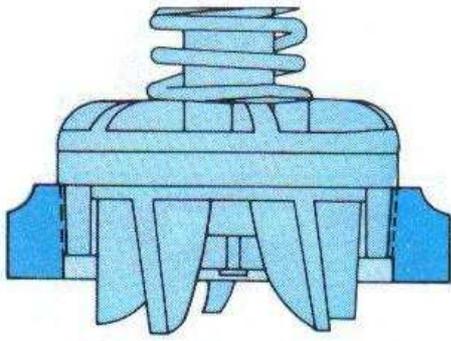
**Figura 121.** Embolo con empaque al extremo para bombas de simple acción. (Cortesía Hydraulic Institute.)



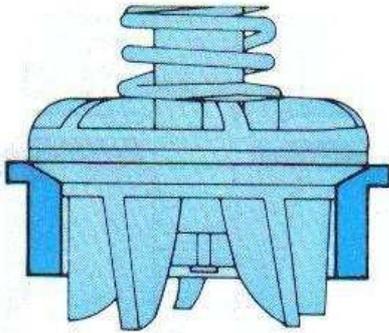
**Figura 124.** Válvula con asiento metálico. (Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 125.** Válvula esférica. (Cortesía Hydraulic Institute.)

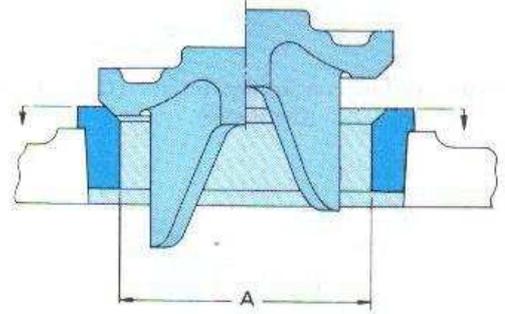
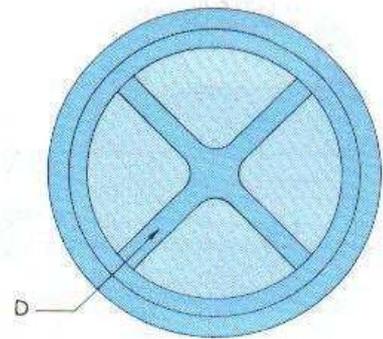
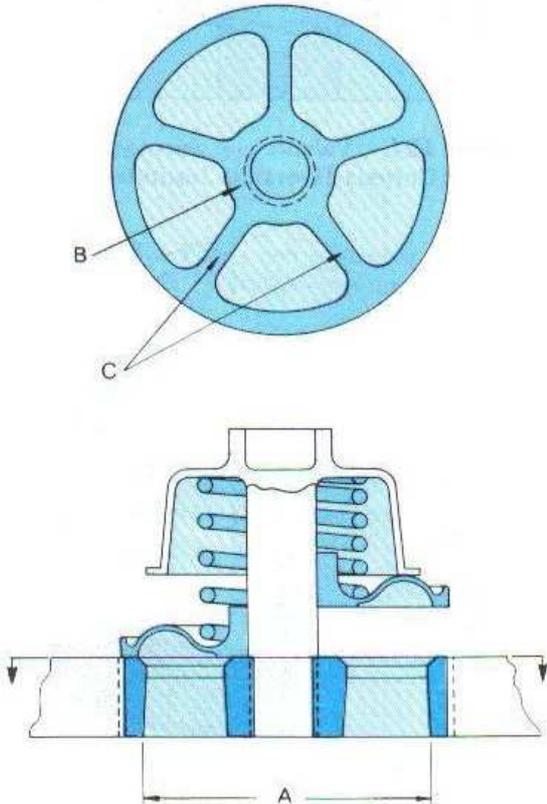


**Figura 126.** Válvula circular, careada.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

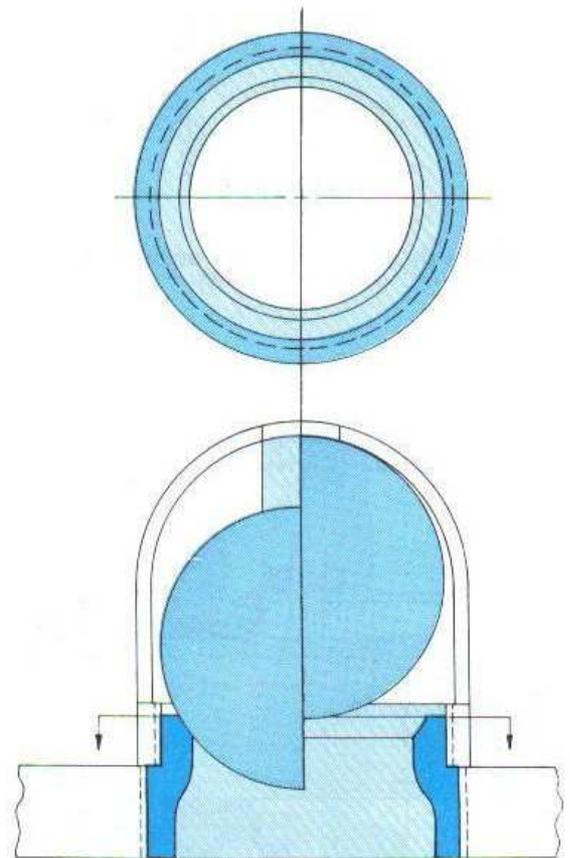


**Figura 127.** Válvula circular, no careada.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

**Figura 128.** Área de la válvula = A-B-C.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 129.** Área de la válvula = A-D.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)



**Figura 130.** Área de la válvula = A.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

TIPOS DE VALVULAS DE "LADO VAPOR"

"Cerradura D". Es una válvula de vapor plana, usualmente en forma de letra "D", accionada por una varilla directa y conexión de palanca.

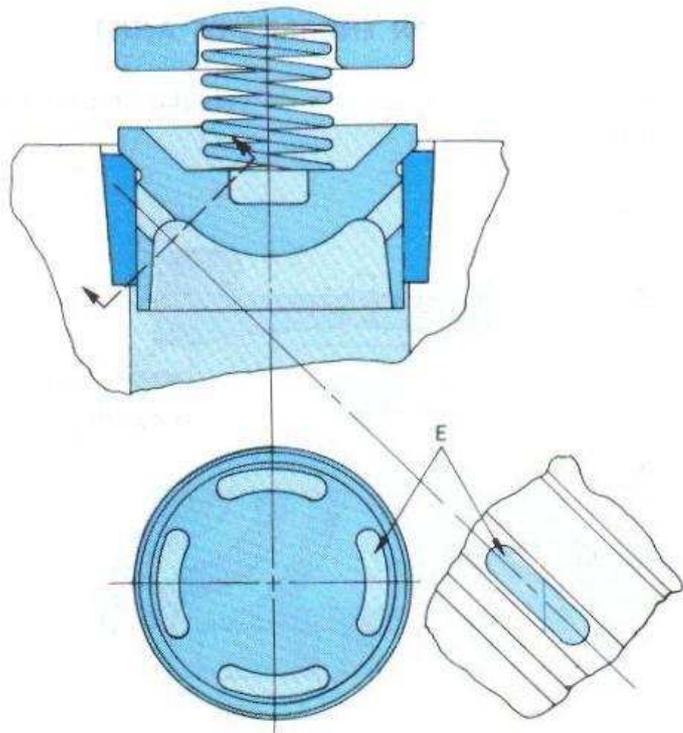


Figura 131. Area de la válvula = E. (Cortesía Hydraulic Institute.)

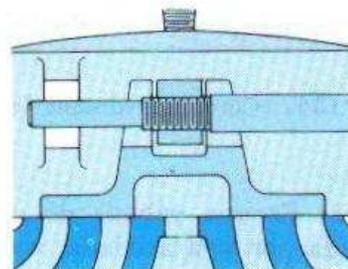


Figura 133. (Cortesía Hydraulic Institute.)

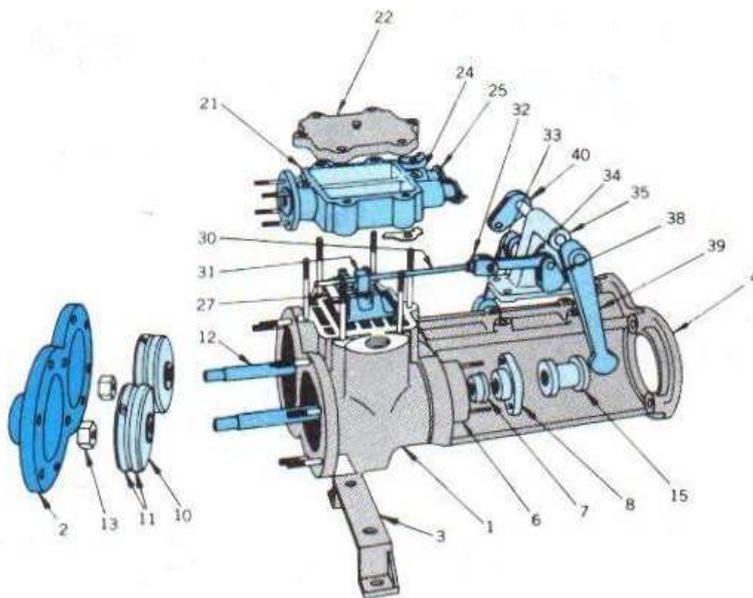


Figura 132. Lado vapor de una bomba recíproca. (Cortesía Hydraulic Institute.)

Nombre de la parte

- Bastidor
- Cruceta
- Pistón
- Anillo del pistón
- Varilla del pistón
- Tuerca de la varilla del pistón
- Caja de empaques
- Buje de la caja de empaques
- Prensa-estopas
- Soporte de la manivela
- Biela-manivela
- Manivela larga

Número

- Manivela corta
- Válvula de corredera
- Cámara de vapor
- Tapa de la cámara de vapor
- Cilindro de vapor
- Base del cilindro
- Cabeza del cilindro
- Varilla de la válvula
- Tuerca de ajuste
- Horquilla
- Perno de la horquilla
- Prensa-estopas de la varilla
- Eslabón de la varilla de válvulas
- Caja de empaques

- 40
- 27
- 21
- 22
- 1
- 3
- 2
- 30
- 31
- 32
- 33
- 25
- 34
- 24

*Pistón:* Es una válvula de vapor de forma circular fijada con anillos autoajustados, accionada por varilla directa y conexión de palanca.

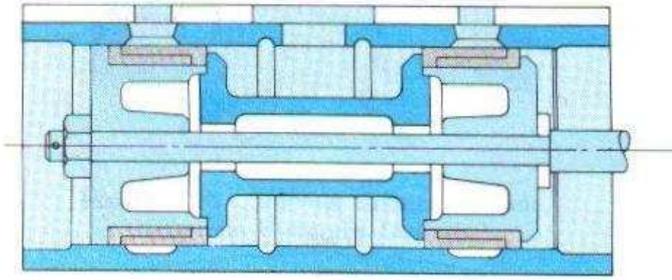


Figura 134. (Cortesía Hydraulic Institute.)

*Semi-rotativa:* Es una válvula de vapor de forma circular accionada por leva acodada, varilla y conexión de palanca.

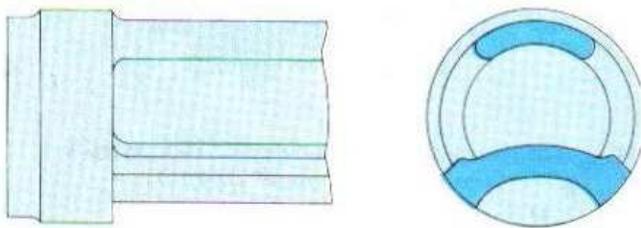


Figura 135. (Cortesía Hydraulic Institute.)

*Meyer:* Es una válvula de vapor plana con ajuste manual que libra las válvulas de cierre.

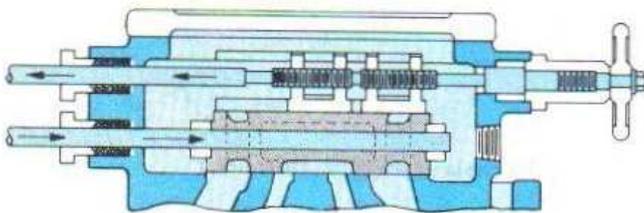


Figura 136. (Cortesía Hydraulic Institute.)

**VALVULAS CON ENGRANE DE AJUSTE**

Se usan los siguientes tipos de válvulas con engrane de ajuste.

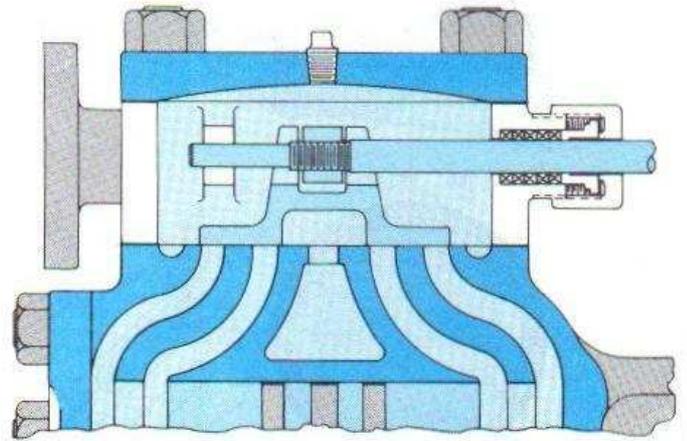


Figura 137. Válvula de movimiento interior lento. (Cortesía Hydraulic Institute.)

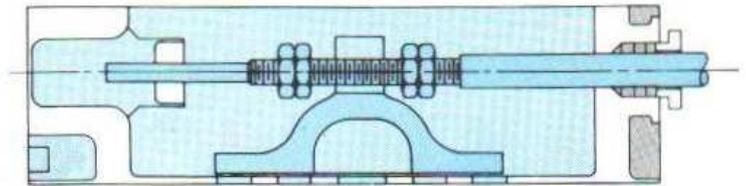


Figura 138. Válvula de movimiento lento que se ajusta en el interior. (Cortesía Hydraulic Institute.)

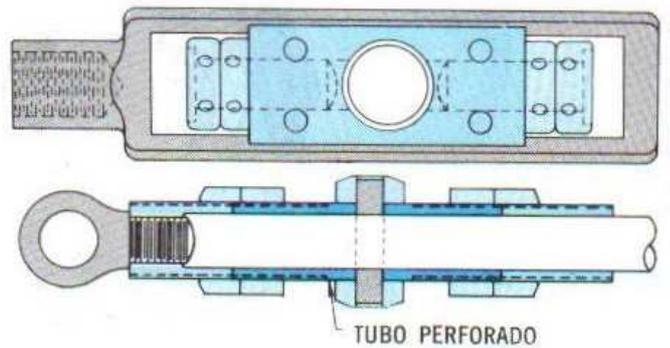


Figura 139. Válvula de movimiento externo lento ajustable. (Cortesía Hydraulic Institute.)

# CAPITULO 13

*Características de operación  
de las bombas reciprocantes*

## CONSUMO DE VAPOR

La figura 140 preparada por el Hydraulic Institute proporciona un medio rápido para calcular en forma aproximada el consumo de vapor en máquinas de acción directa.

Para bombas duplex, divida los WHP (Water Horse Power) entre 2 antes de aplicarlos a las curvas. Las curvas están basadas en WHP/cilindro.

Procedimiento:

1. Principie con los WHP/cilindro.
2. Suba verticalmente a la curva correspondiente al tamaño del cilindro "vapor".
3. Llegue horizontalmente a la curva de velocidad del pistón de 50 pies/seg. Esta es la curva básica para la que se trazaron las otras curvas.
4. Llegue verticalmente a la velocidad del pistón (a la cual trabajará).
5. Llegue horizontalmente a la escala de consumo de vapor en donde lo encontrará expresado en lb/WHP-hora.
6. Multiplique el resultado obtenido por los WHP totales para obtener el consumo de vapor en libras/hora.

Para los cilindros que manejan el vapor, con diámetros como los que se muestran, pero con carrera más larga, deduzca 1% del consumo de vapor por cada 20% adicional de carrera. Así, un cilindro de 12" × 24" tendrá 5% menos de consumo de vapor que un cilindro de 12 × 12. Para 5¼ × 5 y 4½ × 4 la curva para cilindros de 6 × 6 dará cifras aproximadas.

Para corregir por vapor sobrecalentado, deduzca 1% por cada 10° de sobrecalentamiento. Para corregir por "back pressure" multiplique el consumo de vapor por un factor de corrección igual a:

$$K = \sqrt{\frac{P + BP}{P}}$$

donde:

- $P$  = Presión neta del vapor para accionar la bomba.  
 $BP$  = Back pressure.

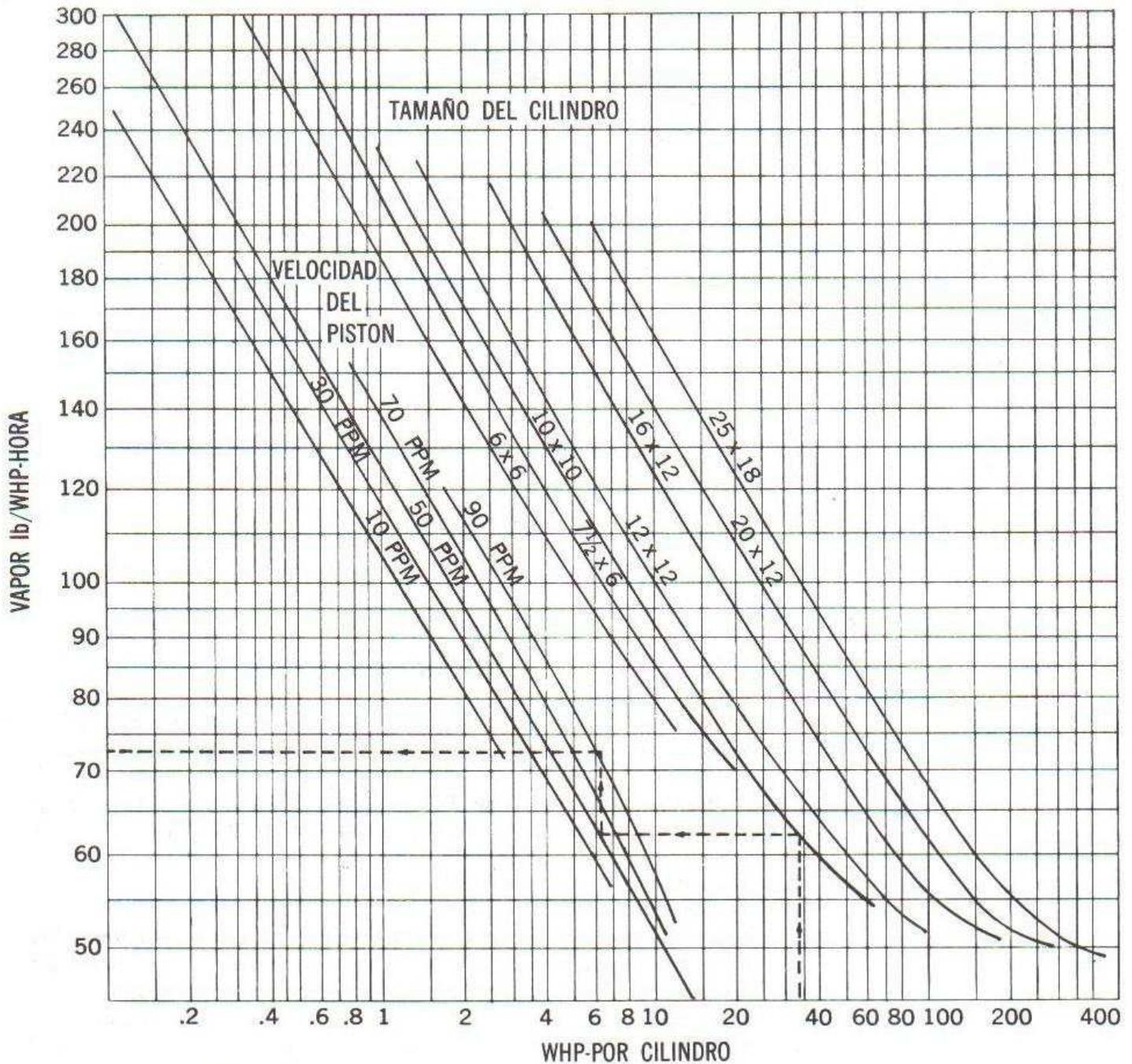


Figura 140. Consumo aproximado de vapor (bombas de acción directa).  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

### PRUEBAS HIDROSTATICAS

Cualquier pieza de fundición que esté bajo la presión hidráulica o del vapor debe someterse a una prueba hidrostática con  $1\frac{1}{2}$  veces la máxima presión de trabajo.

### VELOCIDAD DEL PISTON O EMBOLO

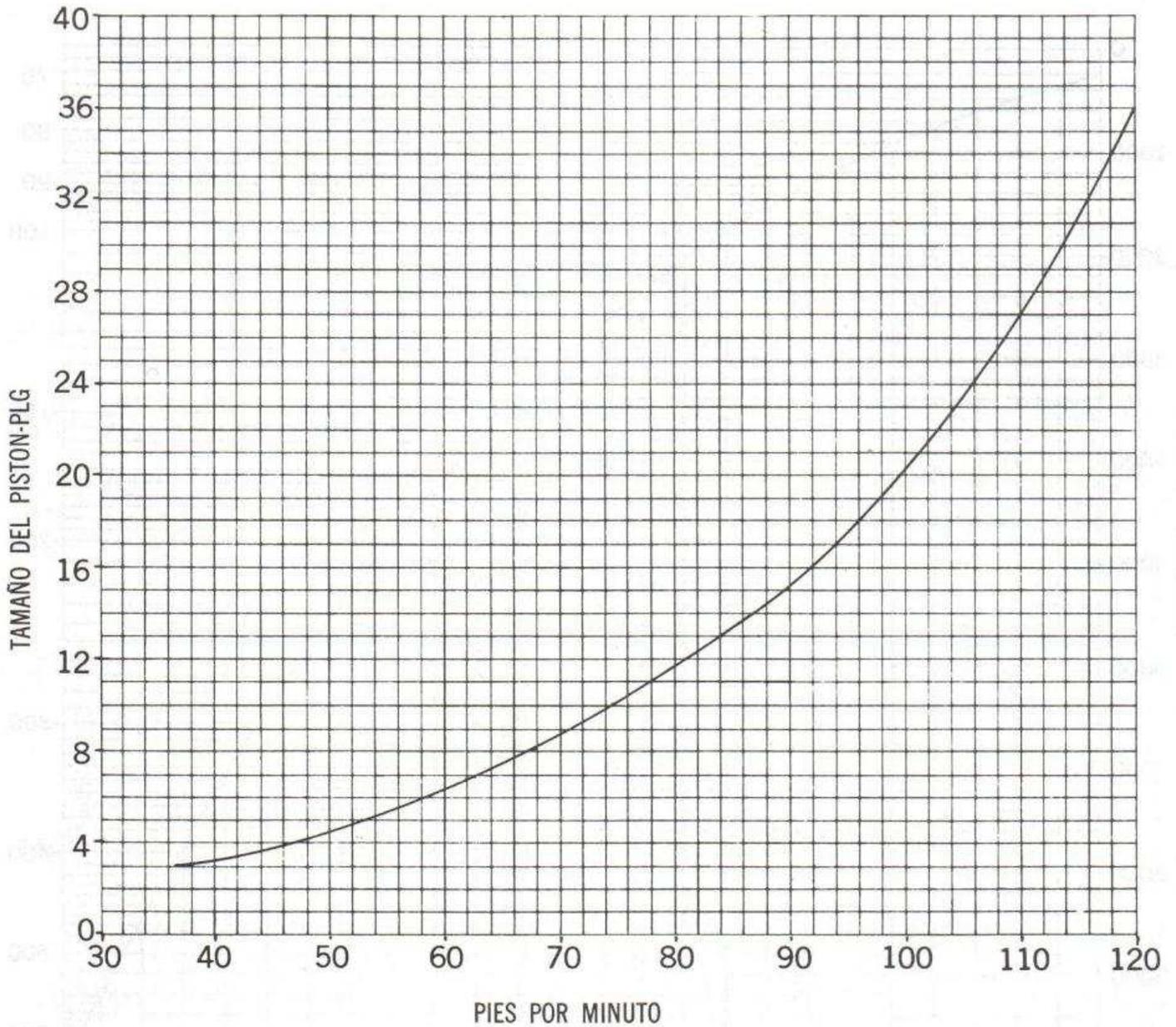
En la Fig. 141, se muestran las velocidades de pistones o émbolos en bombas simplex o duplex para servicio general con agua fría o líquidos que no excedan de 250 SSU de viscosidad.

### GRAFICA DE CORRECCIONES PARA TEMPERATURA O VISCOSIDAD

En la Fig. 142, las velocidades de bombas simplex y duplex que manejan líquidos calientes o viscosos, se muestran como un porcentaje de las velocidades básicas.

Esta gráfica es para bombas de diseño normal. Las de diseño especial con válvulas excepcionalmente grandes, pueden trabajar a velocidad mayor.

Esta gráfica es muy útil, por ejemplo, para seleccionar la velocidad de las bombas de alimentación de calderas que manejan agua a temperaturas elevadas. Las bombas deben trabajar a un 50 ó 60% de la que se indica para agua fría.



**Figura 141.** Velocidades básicas para bombas simplex y duplex.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

*Carreras:* Las carreras comúnmente usadas en bombas de vapor simplex o duplex, son las siguientes (expresadas en pulgadas):

2½, 3, 3½, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 28, 36.

**LIMITACIONES DE SUCCION**

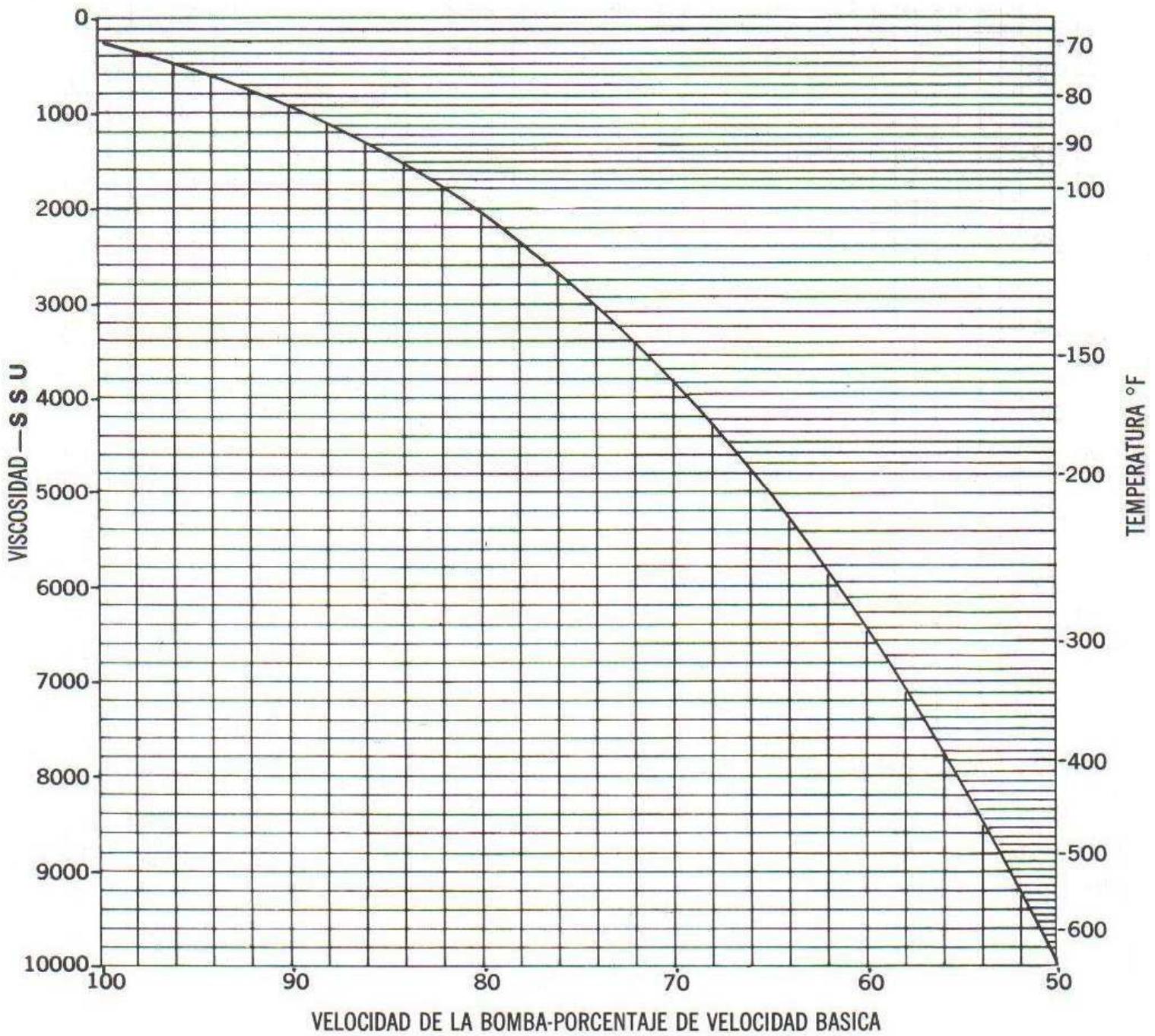
El tipo de bomba, así como el diseño de las válvulas de succión, pistones y pasajes de succión afectan la altura de succión que se logra con una bomba recíprocante. La figura 143 se puede aplicar a bombas similares a una bomba duplex de 6 × 4 × 6, con válvulas de laminillas.

**DESPLAZAMIENTO**

Las tablas siguientes (figuras 144 y 145) muestran el desplazamiento real para una carrera de un pistón de simple acción. A fin de obtener el desplazamiento por revolución:

para una bomba simplex, con pistón de doble acción, multiplique por 2;

para una bomba duplex, con pistón de doble acción, multiplique por 4.



**Figura 142.** Gráfica de corrección para temperatura o viscosidad.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

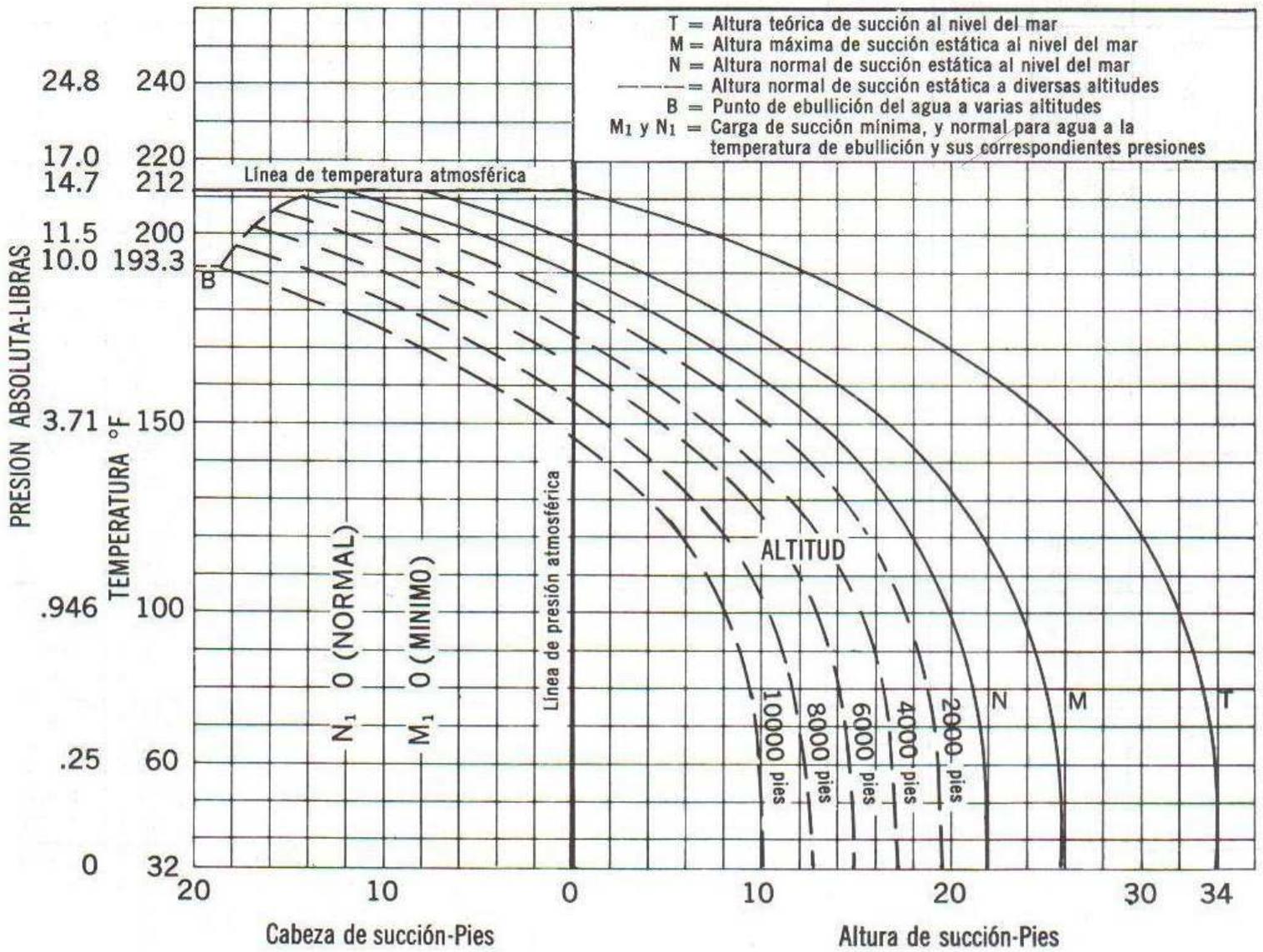


Figura 143. Altura de succión. (Cortesía Hydraulic Institute.)

Cilindro de la bomba <i>D</i> en plg											
	2	2½	3	3½	4	5	6	7	8	9	10
3/16	.00024	.00030	.00036	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1/4	.00042	.00053	.00064	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
5/16	.00066	.00083	.0010	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
3/8	.00096	.0012	.0014	.0017	.0019	.....	.....	.....	.....	.....	.....
7/16	.0013	.0016	.0020	.0023	.0026	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1/2	.0017	.0021	.0026	.0030	.0034	.0043	.0051	.0060	.0068	.....	.....
9/16	.0022	.0027	.0032	.0038	.0043	.0054	.0065	.0075	.0086	.....	.....
5/8	.0027	.0033	.0040	.0047	.0053	.0066	.0080	.0093	.0106	.....	.....
11/16	.0032	.0040	.0048	.0056	.0064	.0081	.0097	.0113	.0129	.....	.....
3/4	.0038	.0048	.0057	.0067	.0076	.0096	.0115	.0134	.0153	.....	.....
13/16	.0045	.0056	.0067	.0079	.0090	.0112	.0135	.0157	.0179	.....	.....
7/8	.0052	.0065	.0078	.0091	.0104	.0131	.0157	.0183	.0209	.....	.....
15/16	.0060	.0075	.0090	.0105	.0120	.0150	.0180	.0209	.0239	.....	.....
1	.0068	.0085	.0102	.0119	.0136	.0170	.0204	.0238	.0272	.0306	.0340
1 1/8	.0086	.0108	.0129	.0151	.0172	.0215	.0258	.0301	.0344	.0387	.0430
1 1/4	.0106	.0133	.0159	.0186	.0213	.0266	.0319	.0372	.0425	.0478	.0531
1 3/8	.0129	.0161	.0193	.0225	.0257	.0321	.0386	.0450	.0514	.0579	.0643
1 1/2	.0153	.0191	.0230	.0268	.0306	.0383	.0459	.0536	.0612	.0689	.0765
1 5/8	.0180	.0225	.0269	.0314	.0359	.0449	.0539	.0628	.0718	.0808	.0898
1 3/4	.0208	.0260	.0312	.0365	.0417	.0521	.0625	.0729	.0833	.0937	.1041
1 7/8	.0239	.0299	.0359	.0418	.0478	.0598	.0717	.0837	.0956	.1076	.1195
2	.0272	.0340	.0408	.0476	.0544	.0680	.0816	.0952	.1088	.1224	.1360
2 1/4	.0344	.0430	.0516	.0603	.0689	.0861	.1033	.1205	.1377	.1549	.1721
2 1/2	.0425	.0531	.0638	.0744	.0850	.1063	.1275	.1488	.1700	.1913	.2125
2 3/4	.0514	.0643	.0771	.0900	.1029	.1286	.1543	.1800	.2057	.2314	.2571
3	.0612	.0765	.0918	.1071	.1224	.1530	.1836	.2142	.2448	.2754	.3060
3 1/4	.0718	.0898	.1077	.1257	.1437	.1796	.2155	.2514	.2873	.3232	.3591
3 1/2	.0833	.1041	.1250	.1458	.1666	.2083	.2499	.2916	.3332	.3749	.4165
3 3/4	.0956	.1195	.1434	.1674	.1913	.2391	.2869	.3347	.3825	.4303	.4781
4	.1088	.1360	.1632	.1904	.2176	.2720	.3264	.3808	.4352	.4896	.5440
4 1/4	.1228	.1535	.1842	.2150	.2457	.3071	.3685	.4299	.4913	.5527	.6141
4 1/2	.1377	.1721	.2066	.2410	.2754	.3443	.4131	.4820	.5508	.6197	.6885
4 3/4	.1534	.1918	.2301	.2685	.3069	.3836	.4603	.5370	.6137	.6904	.7671
5	.1700	.2125	.2550	.2975	.3400	.4250	.5100	.5950	.6800	.7650	.8500
5 1/4	.1874	.2343	.2811	.3280	.3749	.4686	.5623	.6560	.7497	.8434	.9371
5 1/2	.2057	.2571	.3086	.3600	.4114	.5143	.6171	.7200	.8228	.9257	1.0285
6	.2448	.3060	.3672	.4284	.4896	.6120	.7344	.8568	.9792	1.1016	1.2240
7	.3332	.4165	.4998	.5831	.6664	.8330	.9996	1.1662	1.3328	1.4994	1.6660
8	.4352	.5440	.6528	.7616	.8704	1.0880	1.3056	1.5232	1.7408	1.9584	2.1760
9	.5508	.6885	.8262	.9639	1.1016	1.3770	1.6524	1.9278	2.2032	2.4786	2.7540
10	.6800	.8500	1.0200	1.1900	1.3600	1.7000	2.0400	2.3800	2.7200	3.0600	3.4000
11	.8228	1.0285	1.2342	1.4399	1.6456	2.0570	2.4684	2.8798	3.2912	3.7026	4.1140
12	.9792	1.2240	1.4688	1.7136	1.9584	2.4480	2.9376	3.4272	3.9168	4.4064	4.8960
13	1.1492	1.4365	1.7238	2.0111	2.2984	2.8730	3.4476	4.0222	4.5968	5.1714	5.7460
14	1.3328	1.6660	1.9992	2.3324	2.6656	3.3320	3.9984	4.6648	5.3312	5.9976	6.6640
15	1.5300	1.9125	2.2950	2.6775	3.0600	3.8250	4.5900	5.3550	6.1200	6.8850	7.6500
16	1.7408	2.1760	2.6112	3.0464	3.4816	4.3520	5.2224	6.0928	6.9632	7.8336	8.7040
18	2.2032	2.7540	3.3048	3.8556	4.4064	5.5080	6.6096	7.7112	8.8128	9.9144	11.0160
20	2.7200	3.4000	4.0800	4.7600	5.4400	6.8000	8.1600	9.5200	10.8800	12.2400	13.6000
22	3.2912	4.1140	4.9368	5.7596	6.5824	8.2280	9.8736	11.5192	13.1648	14.8104	16.4560
24	3.9168	4.8960	5.8752	6.8544	7.8336	9.7920	11.7504	13.7088	15.6672	17.6256	19.5840
26	4.5968	5.7460	6.8952	8.0444	9.1936	11.4920	13.7904	16.0888	18.3872	20.6856	22.9840
28	5.3312	6.6640	7.9968	9.3296	10.6624	13.3280	15.9936	18.6592	21.3248	23.9904	26.6560
30	6.1200	7.6500	9.1800	10.7100	12.2400	15.3000	18.3600	21.4200	24.4800	27.5400	30.6000

Figura 144. Desplazamiento de bombas reciprocantes.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

Cilindro de la bomba <i>D</i> en plg	12	13	14	15	16	18	20	22	24	28	36
	3/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1/4	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
5/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
3/8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
7/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1/2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
9/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
5/8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
11/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
3/4	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
13/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
7/8	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
15/16	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1	.0408	.0442	.0476	.0510	.0544	.0612	.0680	.0748	.0816	.0952	.1224
1 1/8	.0516	.0559	.0602	.0645	.0688	.0775	.0861	.0947	.1033	.1205	.1549
1 1/4	.0638	.0691	.0744	.0797	.0850	.0957	.1063	.1169	.1275	.1488	.1914
1 3/8	.0771	.0836	.0900	.0964	.1028	.1157	.1286	.1414	.1543	.1800	.2315
1 1/2	.0918	.0995	.1071	.1148	.1224	.1377	.1530	.1683	.1836	.2142	.2754
1 5/8	.1077	.1167	.1257	.1347	.1436	.1616	.1796	.1975	.2155	.2514	.3232
1 3/4	.1250	.1354	.1458	.1562	.1666	.1874	.2083	.2291	.2499	.2916	.3749
1 7/8	.1424	.1554	.1673	.1793	.1912	.2151	.2390	.2619	.2848	.3346	.4302
2	.1632	.1768	.1904	.2040	.2176	.2448	.2720	.2992	.3264	.3808	.4896
2 1/4	.2066	.2238	.2410	.2582	.2754	.3098	.3443	.3787	.4131	.4820	.6197
2 1/2	.2550	.2763	.2975	.3188	.3400	.3825	.4250	.4675	.5100	.5950	.7650
2 3/4	.3086	.3343	.3600	.3857	.4114	.4628	.5143	.5657	.6171	.7200	.9257
3	.3672	.3978	.4284	.4590	.4896	.5508	.6120	.6732	.7344	.8568	1.1016
3 1/4	.4310	.4669	.5028	.5387	.5746	.6464	.7183	.7901	.8619	1.0056	1.2929
3 1/2	.4998	.5415	.5831	.6248	.6664	.7497	.8330	.9163	.9996	1.1662	1.4994
3 3/4	.5738	.6216	.6694	.7172	.7650	.8606	.9563	1.0519	1.1475	1.3388	1.7213
4	.6528	.7072	.7616	.8160	.8704	.9792	1.0880	1.1968	1.3056	1.5232	1.9584
4 1/4	.7370	.7984	.8598	.9212	.9826	1.1054	1.2283	1.3511	1.4739	1.7196	2.2109
4 1/2	.8262	.8951	.9639	1.0328	1.1016	1.2393	1.3770	1.5147	1.6524	1.9278	2.4786
4 3/4	.9206	.9973	1.0740	1.1507	1.2274	1.3808	1.5343	1.6877	1.8411	2.1480	2.7617
5	1.0200	1.1050	1.1900	1.2750	1.3600	1.5300	1.7000	1.8700	2.0400	2.3800	3.0600
5 1/4	1.1246	1.2183	1.3120	1.4057	1.4994	1.6868	1.8743	2.0617	2.2491	2.6240	3.3737
5 1/2	1.2342	1.3371	1.4399	1.5428	1.6466	1.8513	2.0570	2.2627	2.4684	2.8798	3.7026
6	1.4688	1.5912	1.7136	1.8360	1.9584	2.2032	2.4480	2.6928	2.9376	3.4272	4.4064
7	1.9982	2.1658	2.3224	2.4990	2.6656	2.9988	3.3320	3.6642	3.9964	4.6648	5.9976
8	2.6112	2.8288	3.0464	3.2640	3.4816	3.9168	4.3520	4.7872	5.2224	6.0928	7.8336
9	3.3048	3.5802	3.8556	4.1310	4.4064	4.9572	5.5080	6.0588	6.6096	7.7112	9.9144
10	4.0800	4.4200	4.7600	5.1000	5.4400	6.1200	6.8000	7.4800	8.1600	9.5200	12.2400
11	4.9368	5.3482	5.7596	6.1710	6.5824	7.4052	8.2280	9.0508	9.8736	11.5192	14.8104
12	5.8752	6.3648	6.8544	7.3440	7.8336	8.8128	9.7920	10.7712	11.7504	13.7088	17.6256
13	6.8952	7.4698	8.0444	8.6190	9.1936	10.3428	11.4920	12.6412	13.7904	16.0888	20.6856
14	7.9968	8.6632	9.3296	9.9960	10.6624	11.9952	13.3280	14.6608	15.9936	18.6592	23.9904
15	9.1800	9.9450	10.7100	11.4750	12.2400	13.7700	15.3000	16.8300	18.3600	21.4200	27.5400
16	10.4448	11.3152	12.1856	13.0560	13.9264	15.6672	17.4080	19.1488	20.8896	24.3712	31.3344
18	13.2192	14.3208	15.4224	16.5240	17.6256	19.8288	22.0320	24.2352	26.4384	30.8448	39.6576
20	16.3200	17.6800	19.0400	20.4000	21.7600	24.4800	27.2000	29.9200	32.6400	38.0800	48.9600
22	19.7472	21.3928	23.0384	24.6840	26.3296	29.6208	32.9120	36.2032	39.4944	46.0768	59.2416
24	23.5008	25.4592	27.4176	29.3560	31.3344	35.2512	39.1680	43.0848	47.0016	54.8352	70.5024
26	27.5808	29.8792	32.1776	34.4760	36.7744	41.3712	45.9680	50.5648	55.1616	64.3552	82.7424
28	31.9872	33.6528	37.3184	39.9840	42.6496	47.9808	53.3120	58.6432	63.9744	74.6368	95.9616
30	36.7200	39.7800	42.8400	45.9000	48.9600	55.0800	61.2000	67.3200	73.4400	85.6800	110.1600

Figura 145. Desplazamiento de bombas recíprocas.  
(Cortesía Hydraulic Institute.)

CAPITULO **14**

*Máquinas rotatorias*

El campo de aplicación de estas bombas es muy extenso. Se usan para manejar gran variedad de líquidos; las hay en un amplio rango de capacidades, y para distintas presiones, viscosidades y temperaturas.

### *Aplicaciones*

1. Manejo de líquidos de cualquier viscosidad.
2. Procesos químicos.
3. Manejo de alimentos.
4. Descargas marinas.
5. Bombas para cargar carros tanque.
6. Protección contra incendios.
7. Transmisiones hidráulicas de potencia.
8. Lubricación a presión.
9. Pintura.
10. Enfriamiento para máquinas herramientas.
11. Bombeo de petróleo (líneas, oleoductos).
12. Bombas para quemadores de petróleo.
13. Refinerías.
14. Manejo de grasas.
15. Gases licuados (propano, butano, amoníaco, freón).
16. Aceites calientes.

### *Restricciones*

1. Los líquidos que contienen sustancias abrasivas o corrosivas pueden causar un desgaste prematuro en las partes con tolerancias muy pequeñas.
2. Estas bombas no se deben usar en instalaciones donde pudieran quedarse girando en seco.

### *Ventajas*

1. Combinan las características de flujo constante de las bombas centrífugas con el efecto positivo de las bombas reciprocantes.
2. Pueden manejar líquidos densos o delgados, así como líquidos que contengan aire o vapor.
3. Pueden manejar líquidos altamente viscosos, lo que ninguna otra bomba puede hacer.
4. No tienen válvulas.

## RANGOS

Las bombas rotatorias tienen muchas aplicaciones, según el elemento impulsor. Mencionaremos la bomba de engranes, que puede manejar desde 1 hasta 5,000 g.p.m., a presiones hasta de 3,000 lb/plg<sup>2</sup>.

### Aplicaciones

*Industria petrolera:* (En casi todas las fases de los procesos). Producción-refinación, aceites crudos y refinados. Carga de tanques, transporte, distribución.

*Lubricación.* Máquinas herramientas y todo tipo de equipo mecánico.

*Quemadores de aceite.* Servicios de aceite combustible.

*Sistemas hidráulicos.* Elevadores, manejo de materiales.

*Filtros.* Aceite.

*Industria alimenticia.* Jarabes y melazas, chocolates, etcétera.

*Plástico.* Fibras.

*Industria química.* Procesos solventes.

*Marina.* Carga, aceite combustible, etcétera.

*Industria del acero.* Lubricación de los molinos roladores, circulación de aceites para procesos térmicos y para enfriamiento.

*Ferrocarriles.* Transferencia de aceites combustible y diesel, aceite de lubricación y grasa.

## MATERIALES

Las bombas rotatorias se fabrican con diferentes metales y aleaciones, según el servicio que van a dar. En las que manejan aceites combustibles y lubricantes, la carcasa y los rotores, generalmente son de hierro y las flechas de acero al carbono.

Los líquidos corrosivos requieren metales especiales, tales como bronce, monel, níquel y varios aceros inoxidables o hules que tienen ciertas limitaciones citadas a continuación.

*Aceros inoxidables.* Las partes de acero inoxidable tienen gran tendencia a pegarse cuando una gira muy cerca de otra (Galling or seizing). Es necesario seleccionar aceros inoxidables de diferente estructura y dureza para dichas partes. En general, no se recomiendan bombas de acero inoxidable para líquidos de baja viscosidad.

*Hules o plásticos.* Las partes giratorias deben trabajar con sólo unas cuantas milésimas de pulgada de claro. Muchos líquidos causan distorsiones, erosiones o agrandamientos de las piezas, lo que impide el correcto funcionamiento de la bomba.

*Bronce.* Para los elementos girantes, se debe tener cuidado de no seleccionar metales con coeficientes de dilatación mayores que el de la carcasa de la bomba. Por ejemplo, el bronce se expande más que el hierro

y el acero. Por tanto, la combinación de dichos metales no es adecuada para temperaturas altas.

*Acero.* El acero tiende a pegarse, por lo que no deberá usarse para líquidos no lubricantes (baja viscosidad).

*Hierro.* A altas temperaturas pueden ocurrir fracturas, al producirse un enfriamiento. Se recomienda usar acero para líquidos a temperaturas  $> 450^{\circ}\text{F}$ .

## FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS ROTATORIAS

*Desplazamiento.* El desplazamiento es la cantidad teórica de líquido que los elementos giratorios pueden desplazar sin carga o presión.

En una bomba de engranes, por ejemplo, el desplazamiento es la suma de los volúmenes existentes entre los dientes.

*Deslizamiento.* (Slip) Es la cantidad de líquido que regresa de la descarga a la succión, a través de los claros que existen entre los dientes y entre la pared lateral de los engranes y la carcasa.

*Gasto.* El gasto de la bomba es la cantidad real del líquido que sale de ella, y es igual al desplazamiento de la bomba menos el retorno o recirculación.

Teóricamente, el desplazamiento es una línea recta. En la práctica se produce un pequeño retorno.

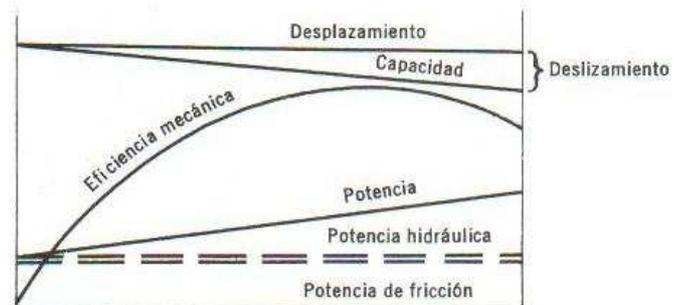


Figura 146. Gráfica para una bomba rotatoria con velocidad y viscosidad constantes.

El retorno es directamente proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido. El retorno no varía con la velocidad de la bomba.

La curva  $Q$  y el desplazamiento tienden a unirse cuando aumenta la viscosidad, y en una bomba de engranes para líquidos con viscosidad  $> 5,000$  SSU casi son iguales.

El efecto del claro en el retorno o recirculación puede apreciarse más cuantitativamente si usamos de la siguiente fórmula:

$$Q_s = \frac{\Delta p \times b \times d^3}{12\mu l}$$

- $Q_s$  = Flujo a través del claro.
- $\Delta p$  = Presión diferencial ( $P_d - P_s$ ).
- $b$  = Ancho de la trayectoria.
- $d$  = Claro.
- $\mu$  = Viscosidad absoluta.
- $l$  = Longitud de la trayectoria.

Se puede notar que el flujo  $Q_s$  varía con el cubo del claro. Por ejemplo, si el claro aumenta al doble, el flujo de retorno aumentará 8 veces.

**Potencia.** En una gráfica, la variación de la potencia tiene la forma de una línea recta.

Para  $p = 0$  existen pérdidas de fricción. Al aumentar la presión aumenta la potencia al freno requerida. Esta depende de la presión y la viscosidad.

**Eficiencia.** La eficiencia de la bomba varía según el diseño de la misma, la viscosidad y otros factores. En general es mayor para bombas de alta presión.

Las bombas rotatorias pueden tener eficiencias muy altas tales como 80-85%, cuando manejan líquidos de viscosidad relativamente alta (10-15,000 SSU). Por lo general, cuando aumenta la viscosidad, la eficiencia tiende a disminuir, pero se pueden obtener eficiencias altas, si se selecciona correctamente el equipo.

A continuación se muestra una gráfica de funcionamiento para viscosidad constante y distintas velocidades.

En la gráfica de la figura 147 se observan las variaciones de gasto y potencia, para diferentes velocidades y, en el caso de la potencia, para diferentes presiones. La figura 148 muestra el efecto del claro.

Como se ve, el exceso de claro hace que el retorno de flujo aumente a tal grado que las bombas resulten inoperantes.

De aquí se deduce también que el maquinado de estas bombas debe ser sumamente preciso.

Hay dos maneras de comprobar si el claro es correcto: determinar las curvas que muestren el retorno, o bien



Figura 147. Rendimiento de bomba rotatoria con viscosidad constante.

cerrar momentáneamente la válvula de la línea de succión.

En estas condiciones deberá producirse un vacío de 27 a 29½", Hg con lo cual se comprueba que el claro es correcto.

Los claros para presiones moderadas pueden ser como sigue:

Engranés de 11/8" D.P.

Claro en los extremos	.002" - .004"
Claro diametral	.004" - .007"

Engranés de 13" D.P.

Claro en los extremos	.010" - .018"
Claro diametral	.002" - .028"

**Engranés.** Los engranes de las bombas pueden ser helicoidales (Spur) o tipo de espina de pescado (Herringbone).

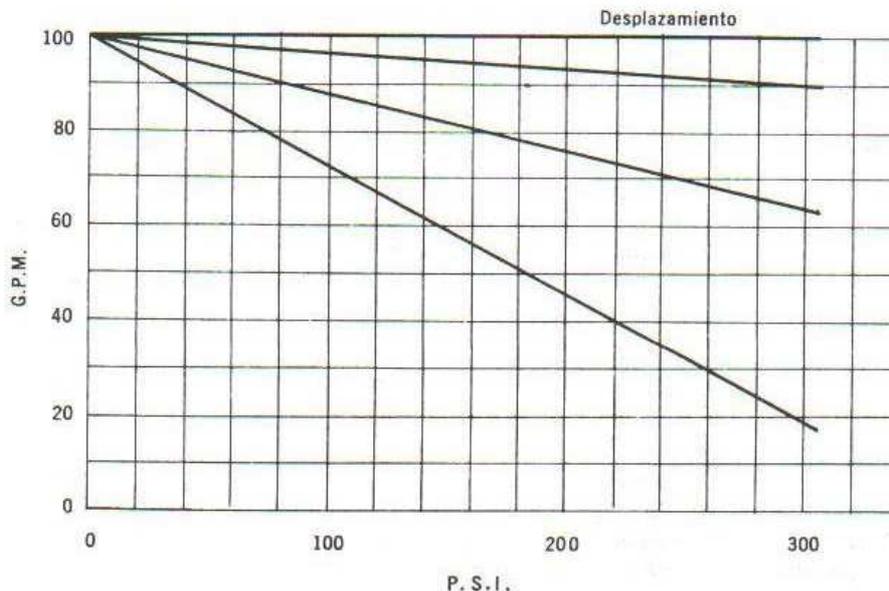


Figura 148. Gráfica que muestra el efecto del claro en las bombas rotatorias.

Los primeros generalmente se usan en bombas de altas presiones que manejan líquidos delgados, o sustancias altamente viscosas a velocidades muy bajas. Sin embargo, debe tenerse cuidado con este tipo de dientes, ya que hay un punto de claro mínimo donde se producen presiones locales muy altas que pueden acelerar el deterioro completo del material. Para evitarlo, algunas veces se ponen alivios en las tapas laterales.

Para presiones moderadas es más aconsejable el engrane helicoidal, ya que elimina el problema anterior al tener un arco de llenado de los dientes en el lado de succión.

A fin de eliminar el empuje axial y conservar la ventaja del engrane helicoidal, se ha difundido el uso de engranes Herringbone, en los cuales el acabado de la punta es de extrema importancia.

Los rotores pueden cortarse de 6 ó 7 dientes, y hasta 11 engranes se consideran adecuados. El ángulo de presión varía entre 20° y 28°.

El diseño del engrane debe ser hidráulica y mecánicamente apropiado. Para el diámetro y la longitud deberá tomarse en cuenta el gasto que se necesita. Por otra parte, una longitud muy grande puede afectar los claros.

Acerca de la rotación se ha discutido mucho y aun cuando se ha encontrado que el ápice hacia atrás es ligeramente mejor, puede considerarse que un par de engranes Herringbone puede girar en ambas direcciones.

Sin embargo, las bombas de engranes tienen una dirección de rotación determinada, en virtud de que se coloca un tapón para crear una circulación forzada del aceite. Por tanto, si se quiere cambiar la rotación deberá modificarse la colocación de dicho tapón.

**Baleros.** En muchas bombas de engranes sus baleros son lubricados por el mismo líquido que se maneja; si éste es aceite, se tiene un excelente lubricante.

En aquellos casos en que el líquido no tenga esta propiedad, se tendrán que usar bombas con baleros exteriores, pero este caso es raro, ya que sabemos que para los elementos internos de las máquinas rotatorias se necesitan sustancias lubricantes a fin de que no se peguen los metales.

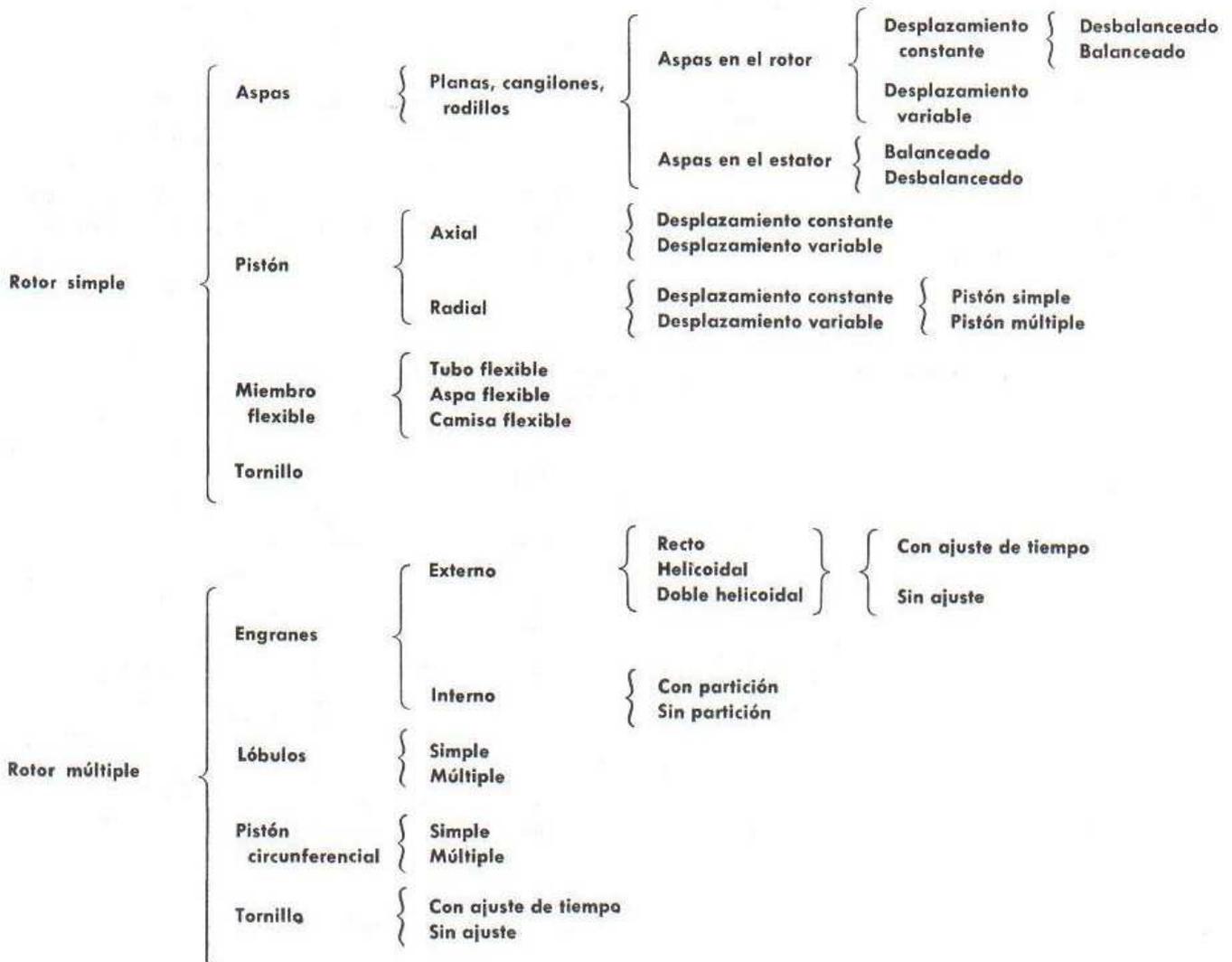
Los baleros generalmente son de rodillo, por tres razones:

- a) La carga es únicamente radial.
- b) Estos baleros son fáciles de instalar.
- c) Las cargas son grandes.

La carga hidráulica se suele calcular como la diferencia de presiones que existe entre descarga y succión, multiplicada por el área proyectada.

**CLASIFICACION DE LAS BOMBAS ROTATORIAS**

Según el Instituto de Hidráulica, de Estados Unidos, las bombas se clasifican en:



**Bomba de rotor simple.** Una bomba de rotor simple es aquella en la cual todos los elementos que giran lo hacen con respecto a un solo eje.

**Bomba de rotores múltiples.** Una bomba de rotores múltiples es aquella en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes.

**Bombas de aspas.** (Figs. 149 y 150). En este tipo de bomba las aspas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo, tipo cangilón, y pueden estar ubicadas en el rotor o en el estator, y funcionan con fuerza hidráulica radial. El rotor puede ser balanceado o desbalanceado, y el desplazamiento es constante o variable. La Fig. 149 ilustra una bomba con rotor desbalanceado de desplazamiento constante, con las aspas en el rotor. La Fig. 150 muestra otra, también desbalanceada y de desplazamiento constante, pero con aspas en el estator.

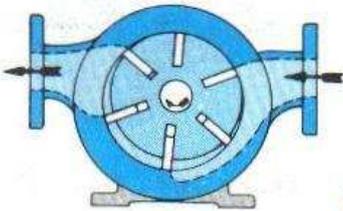


Figura 149. Bombas de aspas deslizantes.



Figura 150. Bombas de aspas externas.

**Bomba de pistón.** (Fig. 151). En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan reciprocamente dentro de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida. Los cilindros pueden estar colocados axial o radialmente, y pueden trabajar con desplazamientos constantes o variables. La Fig. 151 ilustra una bomba axial con desplazamiento constante del pistón.

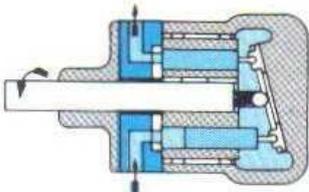


Figura 151. Bomba de pistón axial.

**Bombas de miembros flexibles** (Figs. 152, 153 y 154). En éstas el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles, que pueden ser un tubo, una corona de aspas o una camisa, cuyos ejemplos se ilustran en las figuras 152, 153 y 154 respectivamente.

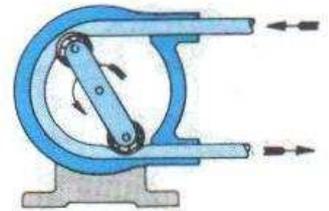


Figura 152. Bomba de tubo flexible.

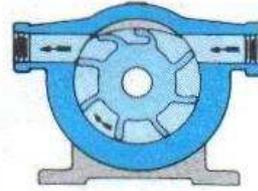


Figura 153. Bomba de aspa flexible.

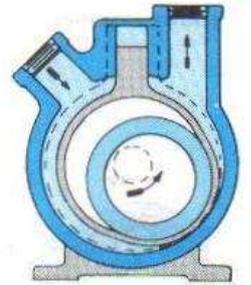


Figura 154. Bomba de camisa flexible.

**Bombas de lóbulos.** En estas bombas el líquido se desplaza atrapado en los lóbulos, desde la entrada hasta la salida. Los lóbulos efectúan además la labor de sellado. Los rotores deben girar sincronizadamente. La figura 155 muestra una bomba de un lóbulo y la 156 una de tres lóbulos.

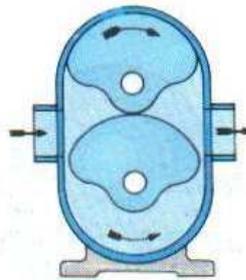


Figura 155. Bomba de lóbulos simple.

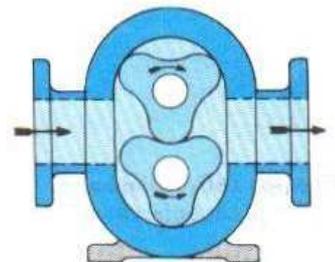
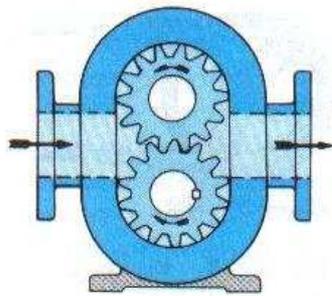


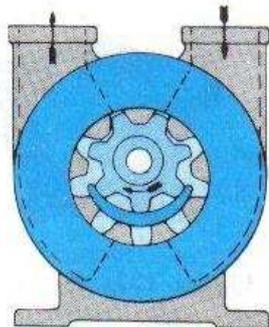
Figura 156. Bomba de tres lóbulos.

**Bombas de engranes** (Figs. 157, 158 y 159). En este tipo el líquido es conducido entre los dientes de los engranes, que sirven también como superficies de sello, en la carcasa de la bomba. Las hay de engranes externos, que pueden ser rectos, helicoidales simples o dobles como el tipo espina de pescado (Herringbone).

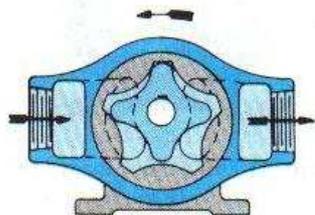
Los engranes internos tienen un solo rotor que engrana con uno externo. La Fig. 157 muestra una bomba con engranes exteriores rectos. En las 157 y 158 aparecen bombas de engranes internos con y sin partición.



**Figura 157.** Bomba de engranes externos.

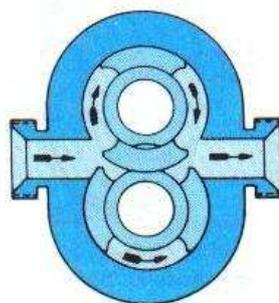


**Figura 158.** Bomba de engranes internos (con media luna).



**Figura 159.** Bomba de engranes internos (sin partición).

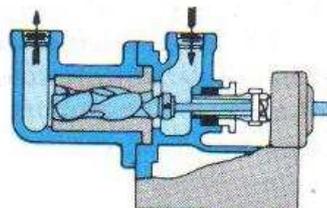
*Bombas de pistón circunferencial* (Fig. 160). Tiene el mismo principio de operación que las de engrane, pero aquí cada rotor debe trabajar accionado por medios diferentes.



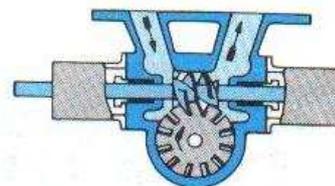
**Figura 160.** Bomba de pistón circunferencial.

*Bombas de tornillo simple* (Figs. 161 y 162). El tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en forma de gusano. Tiene el inconveniente de poseer un alto empuje axial. La Fig. 162 muestra otro tipo de accionamiento a base de una rueda dentada.

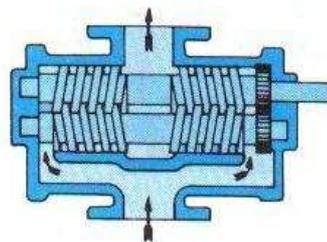
*Bomba de tornillo múltiple* (Figs. 163 y 164). El fluido es transportado axialmente por los tornillos. En vez de un estator, cada tornillo trabaja en contacto con el otro, que puede ser el motriz o el conducido. En estos diseños se reduce el empuje axial.



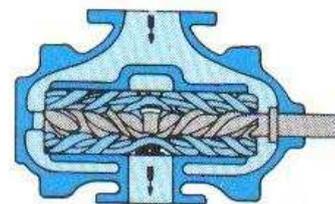
**Figura 161.** Bomba de tornillo simple.



**Figura 162.** Bomba de tornillo y rueda.



**Figura 163.** Bomba de dos tornillos.



**Figura 164.** Bomba de tres tornillos

**REFERENCIAS**

Standards of Hydraulic Institute.  
Worthington de México, Boletines técnicos.

# CAPITULO 15

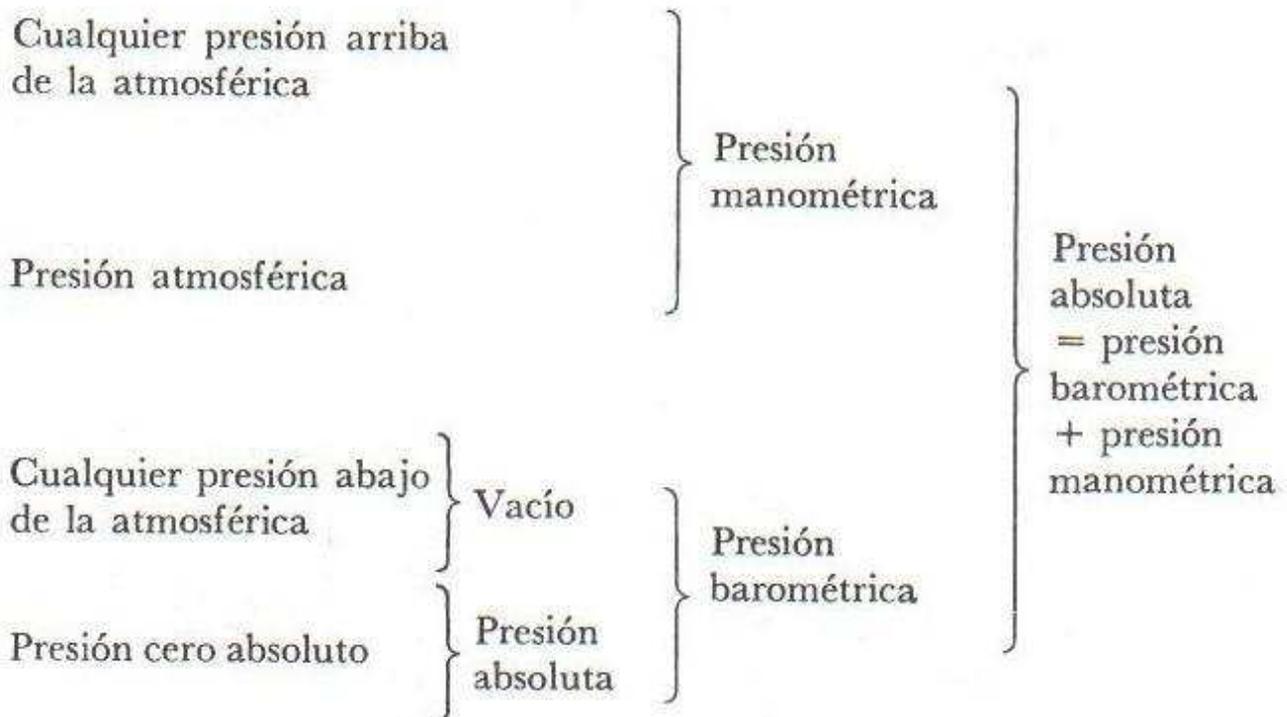
## *Operación y mantenimiento*

## GENERALIDADES

La selección correcta de equipo asegura una buena operación que, indudablemente, se traduce en economía y duración del sistema.

Independientemente de que la bomba sea centrífuga, rotatoria o reciprocante, los elementos de instalación tales como la carga, capacidad, líquidos a manejar, tuberías y sus accesorios y motores, tienen prácticamente los mismos problemas de operación y mantenimiento. Por lo tanto, las condiciones de succión, descargas y demás aspectos comunes, se examinan en forma general, sin especificar el tipo de bomba hasta que ello sea necesario.

Antes de entrar en la materia, es muy importante conocer bien los distintos términos y definiciones usados en el bombeo. El cuadro siguiente muestra la relación que existe entre los diferentes términos de presión.



Se han designado tres tipos de presión: la absoluta, que es la presión arriba del cero absoluto; la barométrica, que es la presión atmosférica de una localidad determinada, y la de carga, que es la presión arriba de la presión atmosférica de la loca-

lidad en que se mide. La presión absoluta puede encontrarse arriba o abajo de la presión atmosférica. Un vacío deberá considerarse como una presión de carga negativa.

**Carga estática.** Es la altura, expresada en metros de líquido, de la columna de fluido que actúa sobre la succión (entrada) o descarga (salida) de una bomba.

En la figura 165 se muestran los casos que se presentan de carga estática.

**Elevación estática de succión y carga estática de succión.** Si la bomba se encuentra arriba del nivel libre de bombeo, la distancia entre el nivel del líquido a bombear y el eje central de la bomba se llama elevación de succión. Si la bomba se encuentra abajo del nivel libre de bombeo, entonces la distancia entre el nivel del líquido y el eje central de la bomba se denomina carga estática de succión. No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería y sus accesorios.

**Carga estática de descarga.** Es la distancia vertical entre el eje central de la bomba y el punto de entrega libre del líquido.

**Carga estática total.** Es la distancia vertical entre los niveles de succión y de descarga.

**Carga de fricción.** Es la columna, en metros, del líquido que se maneja, equivalente y necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión y de descarga y de sus accesorios. Varía de acuerdo con la velocidad del líquido, tamaño, tipo y condiciones interiores de las tuberías y naturaleza del líquido que se maneja.

**Carga de velocidad.** Un líquido que se mueve a cualquier velocidad dentro de un tubo, tiene energía cinética debida a su movimiento. La carga de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiriera una velocidad dada y se determina por:

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

donde:

$h_v$  = carga de velocidad en metros de líquido manejado.

$v$  = velocidad del líquido en m/seg.

$g$  = aceleración debida a la gravedad, en m/seg<sup>2</sup>.

**Elevación de succión.** Es la suma de la elevación estática de succión, de la carga de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una carga de succión negativa).

**Carga de succión.** Es la carga estática de succión menos la carga de fricción total y las pérdidas de admisión, más cualquier presión que se encuentre en la línea de succión. Es una presión negativa (hay vacío) y se suma algebraicamente a la carga estática de succión del sistema.

**Carga de descarga.** Es la suma de la carga de descarga estática, de la carga de fricción de descarga y de la carga de velocidad de descarga.

**Carga total.** Es la suma de las cargas de elevación de succión y de descarga. Cuando hay una columna de succión, la columna total de la bomba es la diferencia entre las cargas de succión y de descarga.

## CONDICIONES DE SUCCION

Por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta la influencia de su temperatura sobre la succión.

**Presión de vapor.** Si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de congelación, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido se origina una presión que se llama *presión de vapor* y que está en función directa con la temperatura del líquido.

**Presión de bombeo.** Destinemos una bomba cualquiera para bombear un líquido. Al funcionar la bomba,

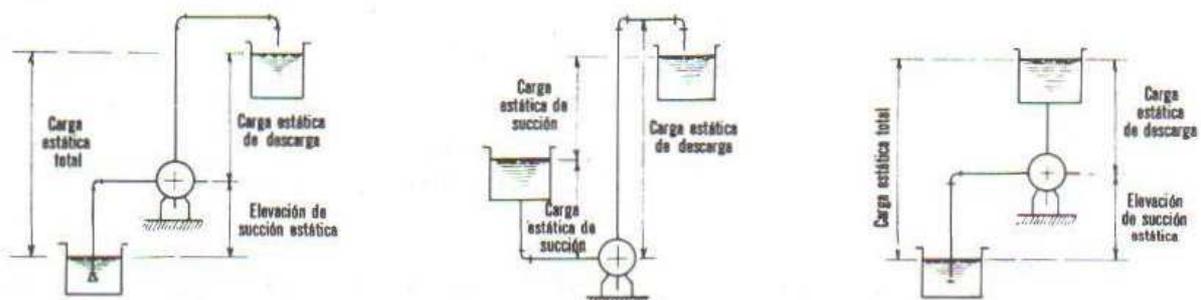


Figura 165. Casos de cargas estáticas.

tiende a formar un vacío en el seno del líquido; este succionar se conoce como presión de bombeo.

Supongamos que en un momento dado y a una temperatura determinada, la presión de bombeo es más baja que la presión de vapor del líquido a bombear. Como la presión de vapor es más alta, éste se libera por la acción de la bomba que ya no succionará líquido sino vapor. La bomba se encuentra "en fase vapor", como se ha dado en llamar a esta operación.

Por tanto, es muy importante tener siempre en cuenta la temperatura del agua que se bombea, pues ésta puede hacer que la bomba trabaje con pérdidas en su caudal.

Si por cambios imprevistos el equipo seleccionado llega a tener una operación con este defecto, en algunos casos la situación puede remediarse, dotando a la bomba de una carga de succión lo suficientemente alta para que siempre haya en la succión una presión de bombeo mayor que la presión de vapor del líquido a determinada temperatura.

**Carga neta positiva de succión (CNPS).** Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. Se da en metros del líquido manejado, equivalentes a la presión en kg/cm<sup>2</sup> requeridos para forzar el líquido a la bomba.

**CNPS disponible.** Esta depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estos puntos, la CNPS puede alterarse.

**CNPS requerida.** Esta depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.

En la figura 166 se dan los valores de la CNPS según el tipo de instalación, donde:  $P_b$  = presión barométrica,  $C$  = carga estática de succión,  $E$  = elevación estática de succión,  $P_t$  = presión en tanque cerrado,  $P_v$  = presión de vapor y  $P$  = pérdidas de carga de fricción.

Conviene notar que conforme disminuye la CNPS para una bomba dada, su capacidad se abate.

**Elevación estática teórica de succión.** Esta depende de varios factores:

a) la altura sobre el nivel del mar del lugar donde se ha instalado la bomba, esto es, a la presión barométrica de la localidad de bombeo.

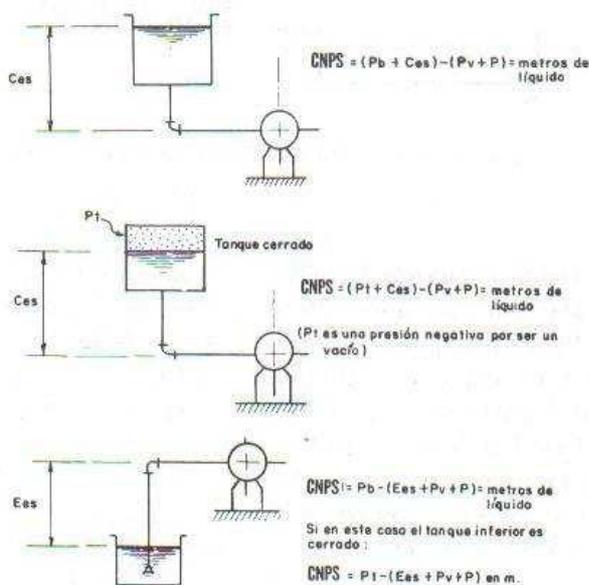
b) la presión de vapor del líquido bombeado, correspondiente a la temperatura de bombeo.

c) las pérdidas de succión en la tubería y accesorios de succión de la bomba, o sea, las pérdidas por fricción.

d) la carga neta positiva de succión disponible

(CNPS), que en algunos casos se puede modificar como se ha visto.

e) la CNPS requerida, que está dada por el fabricante de la bomba.



**Figura 166.** Carga de succión positiva neta (CNPS), según el tipo de instalación.

Cualquier variación en uno de los factores anteriores en un sistema de bombeo dado, provocará una variación en la operación de succión de la bomba. Todas estas condiciones de succión deben considerarse, pues cualquiera de ellas puede ocasionar pérdidas económicas y hasta el caso en que una bomba cese de succionar. Por ejemplo, si el equipo es reinstalado en una localidad donde la presión barométrica es muy diferente, las nuevas condiciones pueden ser impropias para tal equipo.

**Curva de fricción de un sistema.** Una gráfica carga-capacidad (que se seguirá denotando por  $H-Q$  donde  $H$  significa carga en m, y  $Q$  gasto en lps) se denomina curva de fricción del sistema. La curva pasa siempre por el origen de la gráfica, puesto que si no hay carga desarrollada por la bomba, es lógico que no exista flujo en el sistema de tuberías (véase Fig. 167).

Las pérdidas de carga por fricción en un sistema de bombeo son una función del tamaño del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios que lo integran, velocidad del flujo del líquido y, desde luego, su naturaleza.

Para un sistema dado, las pérdidas que se tienen en la carga (considerando la succión y descarga) por fricción, varían aproximadamente con el cuadrado de la velocidad del líquido en el sistema.

El análisis gráfico de un sistema se adapta igualmente a bombas centrífugas, rotatorias o reciprocantes. Este análisis es necesario para conocer el punto en el cual trabaja una bomba y debe hacerse antes de investigar si las deficiencias del funcionamiento de un equipo se deben a los defectos mecánicos o de instalación.

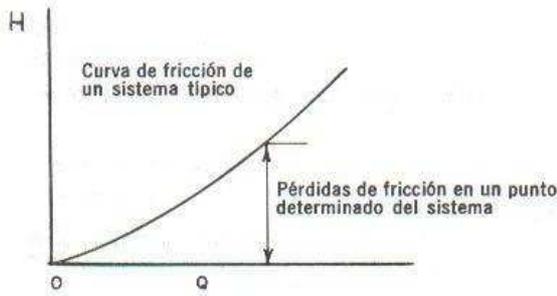


Figura 167. Curva de fricción de un sistema de bombeo.

*Curva de carga del sistema.* Esta curva se obtiene al combinar la curva de fricción del sistema con la curva estática y con cualquier diferencia de presión en el sistema. Si se superpone la curva  $H-Q$  de la bomba sobre la curva de carga del sistema, se obtendrá el punto en el cual trabaja una bomba determinada, en el sistema para el cual se ha trazado la curva.

En la figura 168 el punto  $A$  corresponde al funcionamiento de una bomba con una condición  $H-Q$  que actúa sobre un sistema con una curva de carga determinada. Si al mismo sistema se agrega fricción, es decir, mediante el cierre parcial de una válvula de compuerta, la curva de carga del sistema variará haciéndose más inclinada. La misma bomba tendrá otras características de trabajo en el punto  $B$ ; se nota que se aumentó la carga y se sacrificó el gasto. De igual forma se puede aumentar el gasto sacrificando la carga si hay posibilidad de disminuir las fricciones en el sistema.

Para que una bomba funcione satisfactoriamente se debe tener en cuenta la curva de carga del sistema y pueden usarse dos o más puntos para obtener un funcionamiento más económico. En seguida se dan los casos de curvas de cargas de sistemas típicos.

*Operación de una bomba con elevación nula.* En este caso, como la elevación vale cero, la curva de columna del sistema empieza en  $H = 0$ ,  $Q = 0$ . Toda la columna es fricción (véase la Fig. 169).

*Operación de una bomba que tiene principalmente una carga estática y poca fricción.* Aquí, la curva de

carga del sistema empieza precisamente en el punto de carga estática total (véase la Fig. 170).

*Operación de una bomba que tiene cargas estática y de fricción apreciables.* Este es el sistema usual; se deben tener en cuenta ambas cargas para que el sistema trabaje correctamente (véase la Fig. 171).

*Operación de una bomba con carga de gravedad.* La bomba se necesita sólo para aumentar el gasto a un valor mayor que el que se obtiene por gravedad (punto  $A$  en la Fig. 172). Así, la bomba sirve únicamente para vencer la fricción en la tubería entre tanques. El punto  $A$  en la curva corresponde al gasto del sistema debido, exclusivamente, a carga de gravedad.

*Desgaste de la bomba.* Cuando una bomba se desgasta por el uso, se tienen pérdidas de gasto y eficiencia. Sin embargo, estas pérdidas dependen mucho de la forma de la curva de carga del sistema.

Si en un sistema se tiene una curva de carga muy aplanada, las pérdidas de capacidad de la bomba, debidas al desgaste, serán mayores que en un sistema que tenga la curva de carga inclinada.

En la figura 173, si la bomba que se ha desgastado trabaja en un sistema con curva de carga inclinada, tiene una pérdida de gasto  $P_A$  menor que si la bomba estuviera en un sistema de curva de carga aplanada, donde la pérdida de gasto vale  $P_H \times$ .

## OPERACION DE BOMBAS EN SERIE O EN PARALELO

Hay casos en que las necesidades de un sistema exigen que varíe la carga o el gasto. En tal caso se usan bombas en serie o en paralelo (véase Fig. 174).

Para bombas en serie, el rendimiento requerido se obtiene agregando las cargas a la misma capacidad. Si las bombas operan en paralelo, se agregan las capacidades para la misma carga.

Al superponer la curva de carga del sistema sobre la del funcionamiento de la bomba se aprecian clara-

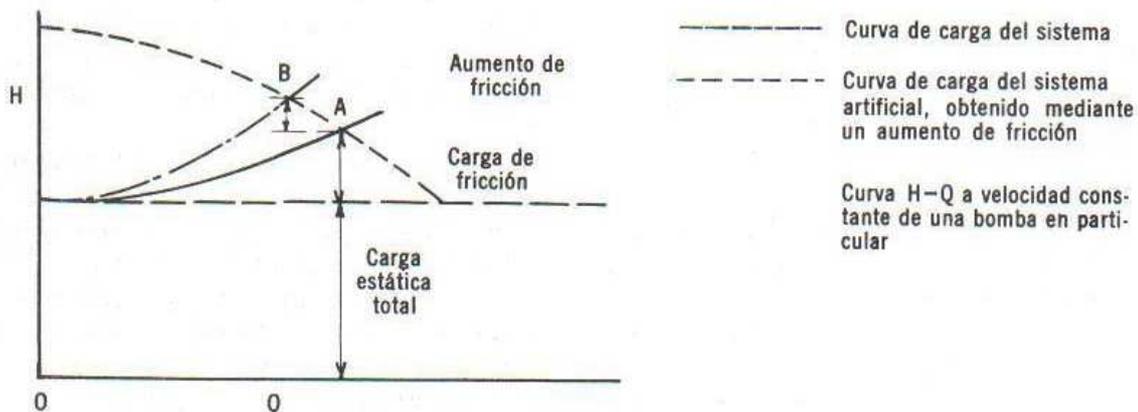


Figura 168. Curva de carga del sistema de bombeo.

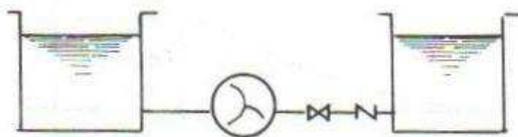
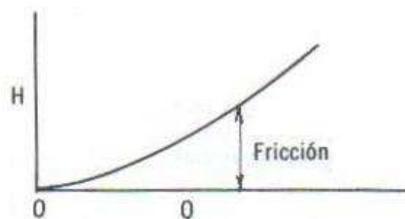


Figura 169. Curva de cargas del sistema cuando la elevación vale cero.



mente los gastos que se pueden obtener y las cargas a que trabajará cada bomba (véase Fig. 175).

**Cavitación.** Cualquier tipo de bomba, ya sea centrífuga, rotatoria o reciprocante, puede sufrir cavitación. Este es un fenómeno que ocurre en algunos casos de bombeo y que ocasiona vibraciones y ruidos así como picaduras en los impulsores de la bomba. La cavitación puede producir una reducción en la eficiencia de la bomba y su desgaste moderado si aquella es leve, pero también puede dañar la bomba severamente si es muy marcada.

Se sabe que una bomba tiene cavitación cuando tiene ruido excesivo y vibraciones muy fuertes, aun cuando se haya comprobado su perfecta nivelación. Estos síntomas son indicios de cavitación peligrosa y en tal caso no se debe poner en servicio a ninguna bomba.

Si una bomba trabaja con una elevación de succión excesiva o con una CNPS insuficiente, se produce una presión de succión en la entrada de la bomba. Esta presión puede ser tan baja que origine un vacío que haga que el líquido se convierta en vapor, si su presión de vapor, en ese momento, resulta ser más alta que la presión de succión. El flujo del líquido en la bomba se interrumpe (esto se conoce como *punto de corte* porque es el momento en que la bomba ha alcanzado su límite de bombeo a esa presión de entrada). La bomba trabaja ahora en un punto en que se puede dañar.

Cuando la presión de entrada está a punto de igualarse con el punto de vaporización del líquido, las bolsas de vapor forman burbujas en el lado posterior del álabe impulsor, cerca de su base. Las burbujas ahora

se mueven del área de baja presión, existente en la admisión, hacia el de alta presión cerca del extremo del álabe; al llegar a esta última área, la burbuja es comprimida por la alta presión, desapareciendo en forma tan rápida que el líquido golpea el álabe con tal fuerza que a veces se desprenden pequeñas partículas del impulsor. El desperfecto resultante se llama picadura y el ruido que se oye en la bomba, lo causa el colapso de las burbujas de vapor.

Para que no haya cavitación por ejemplo, en las bombas centrífugas, se recomienda que se evite lo siguiente:

1. Cargas mucho más bajas que la carga de máxima eficiencia de la bomba.
2. Capacidad mucho mayor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba.
3. Elevación de succión mayor o carga positiva menor que la recomendada por el fabricante.
4. Temperaturas de líquido mayores a las de diseño u originales del sistema.
5. Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Si la bomba es del tipo de impulsor se deben evitar:

1. Cargas mucho mayores que las de máxima eficiencia de la bomba.
2. Capacidad mucho menor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba, y los puntos 3, 4 y 5 que se recomiendan para las bombas centrífugas comunes.

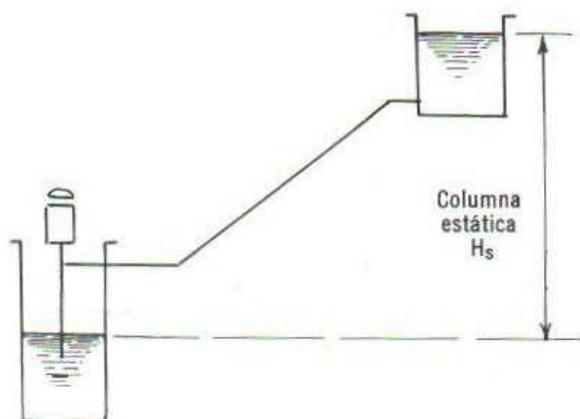
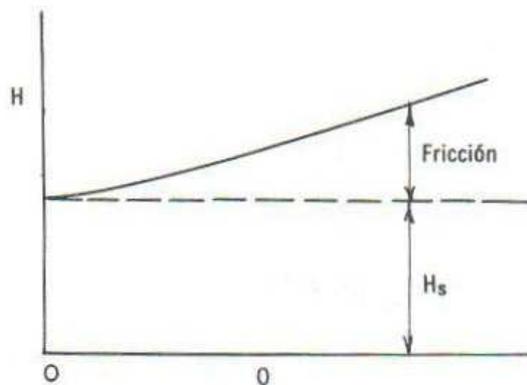


Figura 170. Operación de una bomba principalmente con columna estática y poca fricción.



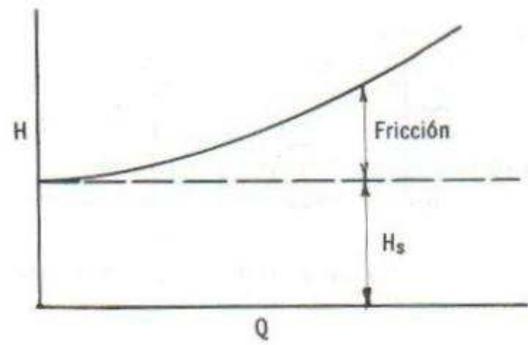
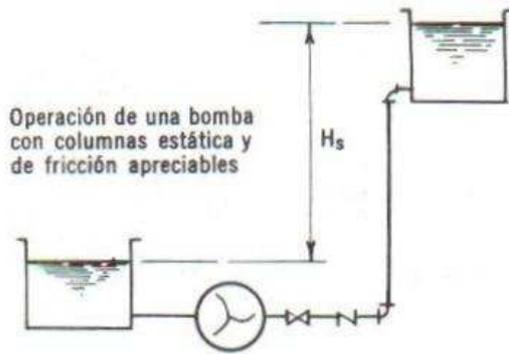


Figura 171. Operación de una bomba con cargas estática y fricción apreciables.

### CEBADO

Cebear una bomba significa reemplazar el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por el líquido a bombear. Las bombas se pueden cebear, automática o manualmente.

Normalmente, las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocante son autocebantes; si su diseño incluye un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad, puesto que dichas bombas manejan muy bien tanto el aire como el líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que lo puede hacer con un líquido; sin embargo, y debido a que el peso del aire es bajo cuando se lo bombea, 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 que una bomba centrífuga, trabajando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m cuando maneja agua; la misma desarrollará una carga de 60 m si maneja aire. Sin embargo, una carga de 60 m de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm de agua, que es insuficiente para producir el cebado de la bomba. Por lo tanto es necesario cebear una bomba centrífuga antes de ponerla en marcha.

Las bombas del tipo reciprocante o rotatorias, si están en buenas condiciones, pueden dar una elevación de succión hasta de 8.30 m, pero deben cebarse cuando

se tienen líneas de succión largas, elevaciones altas o condiciones que requieran una presión de succión distinta de la que pueda proporcionar 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 está arriba del eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba se pone por primera vez en servicio, o después de él, la tubería de la bomba y esta misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión de succión sea lo suficientemente alta para desalojar el aire del interior de la bomba, ésta no estará cebada. Por lo tanto, es necesario proveer 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 (caso más común) el aire debe ser substituido por el líquido a bombear mediante el sistema de cebado que sea el más adecuado para cada instalación.

Se han desarrollado algunos sistemas de cebado controlados automáticamente. El equipo provisto de uno de estos aparatos se llama "bomba automáticamente cebada". La mayor parte de estos equipos usan una bomba de vacío, tipo rotatoria, que puede ir directamente acoplada a la misma flecha del motor de la bomba a cebar o acoplada a un motor por separado.

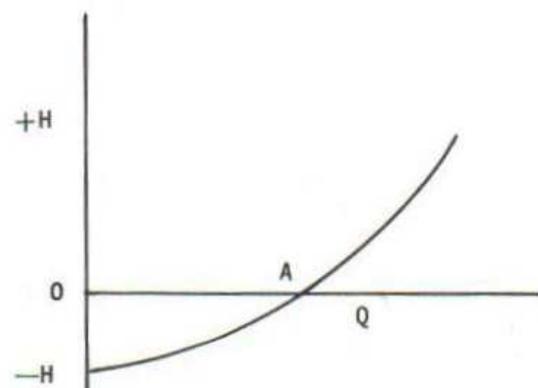
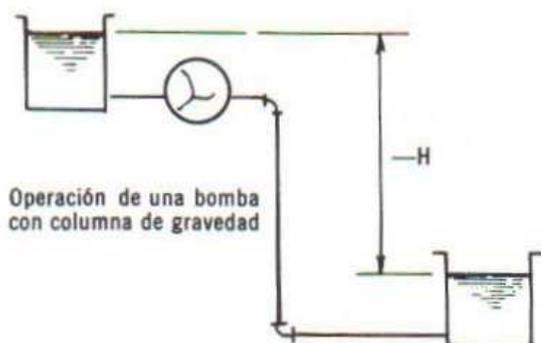


Figura 172. Operación de una bomba con carga de gravedad.

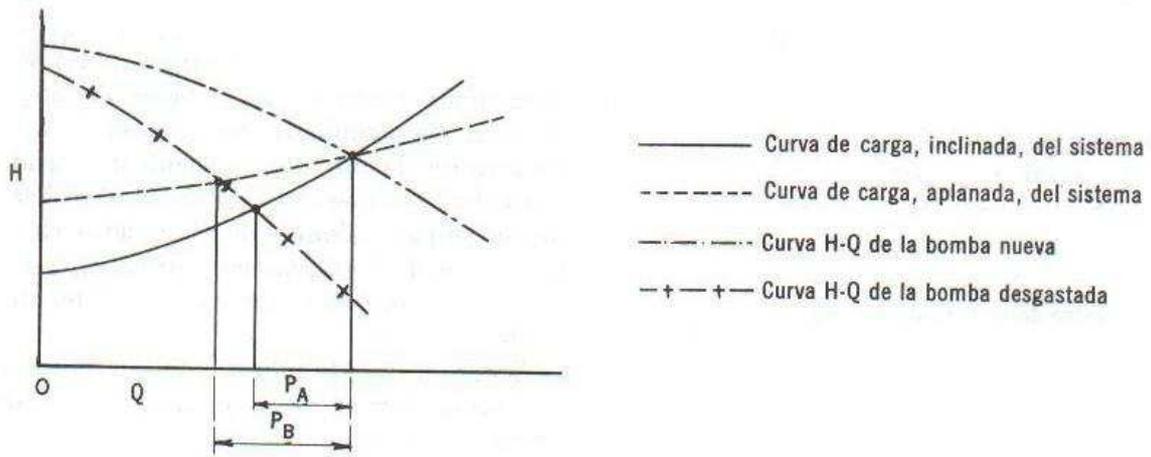


Figura 173. Curva de carga de una bomba que se ha desgastado.

Esta bomba rotatoria tiene su succión conectada a la succión de la bomba a cebar y su descarga al cuerpo de sus impulsores.

En el caso de una bomba de vacío directamente acoplada, unos controles abren su línea de succión a la atmósfera cuando la bomba principal está operando, para que la bomba de vacío trabaje descargada. Si la bomba de vacío tiene un motor por separado, los controles lo paran cuando la bomba principal ha sido cebada.

Existen varios sistemas de cebado auxiliar, algunos de los cuales se muestran en la figura 176.

1. Una succión sumergida de compuerta de succión permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa.
2. El paso lateral que puentea la válvula checadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.
3. Aquí se muestra el uso de la válvula de pie. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.
4. Una bomba auxiliar extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para efectuar el cebado de la misma.
5. Un eyector extrae el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

6. Un tanque de cebado que contenga una cantidad suficiente de líquido para establecer el flujo a través de la bomba en el momento del arranque.

7. y 8. Se usan bombas de vacío para cebar la bomba. Estas se pueden controlar en forma manual o automática.

El mantenimiento de los sistemas auxiliares de cebado se reduce a la inspección periódica de sus partes, a fin de evitar las fugas entre uniones. La operación de la válvula de purga indicará cuando un sistema de cebado no está cumpliendo con su cometido. Esta válvula debe abrirse antes de poner en servicio la bomba principal; cuando la bomba expulsa el líquido, esto es un indicio de que está cebada.

En algunos casos de cebado automático la bomba principal debe marchar "en seco" puesto que ella misma colabora en su cebado, pero debe procurarse que no se exceda el tiempo de marcha en seco por más de dos minutos a menos que el fabricante dé especificaciones especiales.

### ARRANQUE Y PARADA

Antes de arrancar una bomba se deberán verificar las condiciones de succión, ver si la bomba está provista de

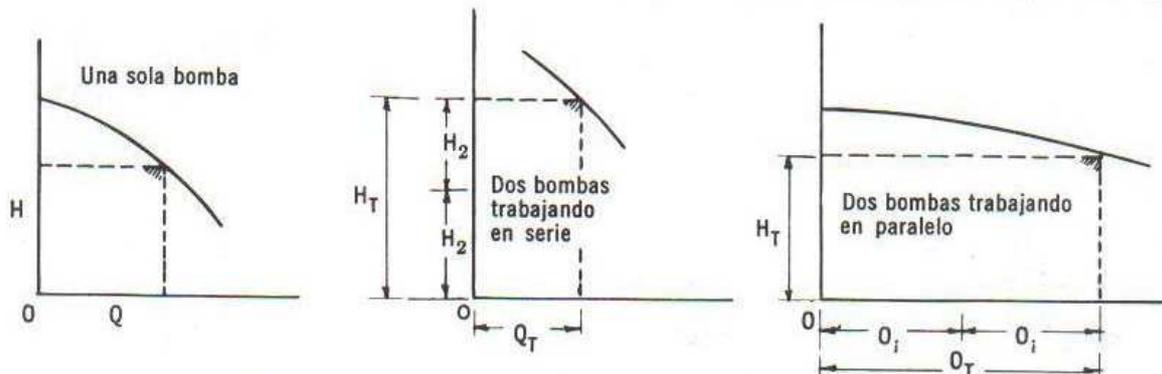


Figura 174. Operación de bombas en serie y en paralelo.

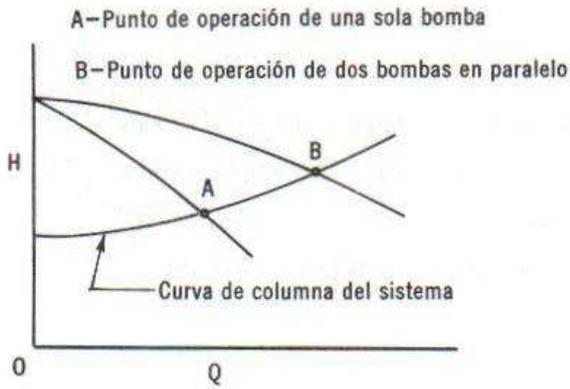


Figura 175. Curva de carga del sistema y curva de comportamiento de la bomba.

un colador o pichancha y asegurar que no está obstruida. Estas precauciones se toman sólo cuando la bomba trabaja por primera vez.

Es necesario cebar las bombas centrífugas o bombas rotatorias que se van a arrancar por primera vez. En el caso de las últimas, es necesario llenar la parte inferior de la carcasa con el líquido a bombear para que queden cebadas.

Una vez que se haya inspeccionado el equipo auxiliar de la bomba, efectuado el cebado correcto si lo necesita y verificado sus condiciones normales de succión, se puede arrancar la bomba.

Una bomba centrífuga se puede poner en marcha con la válvula de descarga abierta o cerrada. Si la válvula está cerrada, el agua dentro de la carcasa de la bomba circulará en circuito cerrado; no así en las bombas de desplazamiento positivo tales como las rotatorias o reciprocantes, que cuando tienen una obstrucción en

la descarga sufren fuertes daños, pues desarrollan una gran presión que requiere alta potencia.

Normalmente, en las descargas de las bombas de desplazamiento positivo, las válvulas de obstrucción tales como las de compuerta, no se instalan a menos que se requiera regular un gasto o puentear; por lo regular, sólo se instalan válvulas del tipo checadora. Pero en caso de que se tengan válvulas de compuerta en las descargas de bombas de desplazamiento positivo, se debe verificar que estén completamente abiertas antes de arrancar la bomba.

Según el tipo de lubricación que se use en una bomba y sus accesorios, antes de arrancarla se debe proceder a inspeccionar aceiteras, graseras y tanques de agua para prelubricación; en caso de que la bomba sea de flecha vertical con columna más o menos larga, se deberá dejar correr el lubricante por algún tiempo para asegurar que las chumaceras queden bien bañadas de aceite o agua, según el caso. Si el lubricante usado es grasa, basta con verificar que no falte en el sistema lubricador.

La mayoría de las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo síncrono o asíncrono. Si el voltaje aplicado, el número de fases, ciclaje, alimentación y medio de arranque han sido bien seleccionados y el motor es del tamaño correcto para los HP requeridos, el arranque del motor no presentará problemas. Actualmente los arrancadores para motores eléctricos se construyen en tal forma que la operación de arranque-parada es sumamente sencilla. Sin embargo, deben tenerse en cuenta algunas consideraciones para efectuar arranques correctamente.

Los motores pueden arrancarse directamente sobre la línea (tensión plena) o a voltaje reducido a través de resistencias, reactores, autotransformadores o por devanado partido.

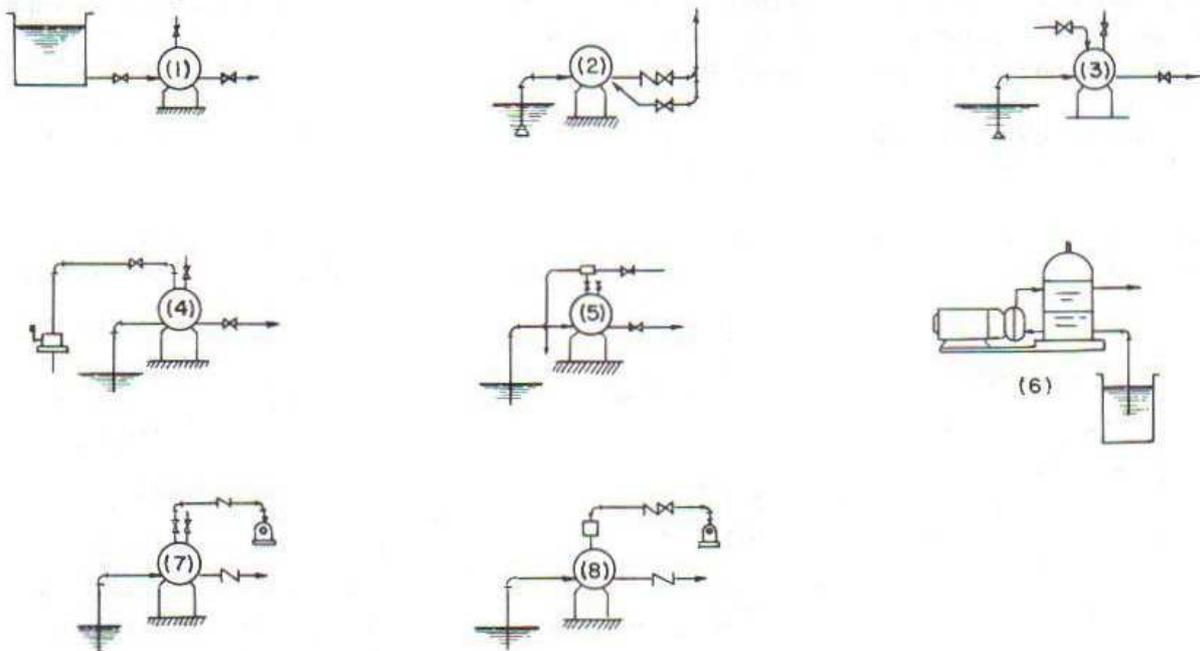


Figura 176. Distintos tipos de cebado auxiliar.

Desde luego, el voltaje pleno es el método más sencillo y económico para el arranque de motores eléctricos; además, los motores modernos están diseñados no sólo para soportar el arranque a voltaje pleno, sino también la alta corriente de arranque. Generalmente la capacidad de la fuente de suministro es la que limita el uso del arranque a voltaje pleno a través de la línea.

Los sistemas más usuales en bombeo para arranque a voltaje reducido son por resistencia y por autotransformador de transmisión cerrada.

El primer tipo emplea una resistencia en serie con la línea; la caída de voltaje a través de la resistencia produce un voltaje reducido en el motor. La corriente de arranque se reduce en proporción directa a la reducción del voltaje.

En los arrancadores a tensión reducida tipo autotransformador se tiene la ventaja de que el motor, durante el arranque, toma menos corriente de la línea para una reducción de voltaje dada. En un arrancador del tipo de resistencia, si el voltaje se reduce a la mitad de su valor, la corriente en la línea será también la mitad de su valor a plena carga. Con el arrancador a tensión reducida tipo autotransformador, la corriente en la línea varía con el cuadrado de la relación del voltaje del autotransformador. Por lo tanto, si se aplica la mitad del voltaje al motor desde el secundario del autotransformador, la corriente en la línea será solamente de una cuarta parte de su valor a pleno voltaje.

En un sistema de arranque a tensión reducida se debe procurar obtener el máximo par de arranque por amperé entregado por la línea.

En los arrancadores tipo autotransformador, para cabalajes hasta de 50 HP, se entregan dos derivaciones de 65 y 80% en el secundario del voltaje de línea; arriba de 50 HP las derivaciones que se proveen son de 50, 65 y 80% del voltaje de la línea, dando, respectivamente, corrientes en la línea de 25, 42 y 64% de la corriente de arranque a pleno voltaje. En todos los casos, un máximo de 25% de la corriente a plena carga de un motor se debe agregar a la corriente de la línea para incluir en el cálculo la corriente magnetizadora del autotransformador. Por ejemplo, si se tiene una corriente de arranque a pleno voltaje de 500% de la corriente a plena carga de un tipo determinado de motor, y su voltaje de arranque se reduce al 80%, la corriente de arranque en la línea también se reduce a:

$$(500 \times 0.64) + 25 = 345\% \text{ de la corriente a plena carga.}$$

El par requerido para operar una bomba desde su arranque hasta su velocidad de régimen es importante para el buen funcionamiento del motor. Las bombas de turbina tienen un bajo par de arranque requerido y por lo común son equipadas con motores de par normal tipo inducción, jaula de ardilla.

Los HP requeridos por una bomba de turbina aumentan con el cubo de la velocidad, permitiendo que el motor arranque y soporte fácilmente el incremento gradual de carga con el incremento de velocidad.

El par entregado por el motor en todo momento debe ser superior al requerido por la bomba. La mayor parte de este exceso de par en el motor es la aceleración.

El tiempo aproximado requerido por la aceleración desde el reposo hasta la velocidad plena es:

$$t = \frac{\text{r.p.m.} \times WR^2}{T \times 308} \text{ (en segundos)}$$

donde:

r.p.m. = velocidad plena de la bomba.

$T$  = par, en libras por pie aprovechable.

$WR^2$  = inercia de las partes en rotación, en lb/plg<sup>2</sup>.

Si el tiempo de la aceleración (del reposo a la velocidad plena) es mayor de 20 segundos, se deben usar motores o arrancadores especiales para evitar sobrecalentamientos.

El momento de inercia varía con el cuadrado del diámetro. En este aspecto, la bomba vertical tipo turbina tiene la ventaja de un diámetro relativamente pequeño comparado con el de una bomba centrífuga tipo horizontal de la misma capacidad. Para una determinada capacidad y altura, con la adición de más pasos, se pueden tener diámetros menores y, por consiguiente, una disminución del producto  $WR^2$ .

La determinación correcta del tiempo de aceleración que requiere una bomba para pasar del punto de reposo a su velocidad de régimen es muy importante, sobre todo en arrancadores a tensión reducida con relevadores de tiempo ajustables, que determinan el tiempo en que se le aplicará al motor el voltaje reducido. Si el tiempo no está bien ajustado, puede suceder que antes de que se aplique todo el voltaje, la bomba se haya desacelerado y, al aplicárselo, esto equivale a arrancar el motor a pleno voltaje.

Para evitar que durante el cambio de voltaje de un arrancador a tensión reducida tipo autotransformador, el motor quede momentáneamente fuera de la línea, ocasionando choques bruscos a la flecha, se puede usar el arrancador de transmisión cerrada que mantiene el motor siempre conectado.

Las partes que se desgastan más rápidamente en un arrancador de cualquier tipo son los contactores que abren y cierran el circuito de alimentación del motor a la línea. Estos varían de acuerdo con la capacidad y el voltaje de operación y pueden ser de los que funcionan en aire o en aceite. Cualquiera que sea el tipo es necesario inspeccionarlos periódicamente y limpiar de carbonización o grumos las superficies de contacto para evitar flameos. Las superficies siempre deben hacer buen contacto, por lo que deben estar siempre alineadas. En el caso de contactores en aceite, éste es el medio difusor del arco al conectar o desconectar y se debe filtrarlo y probarlo por lo menos cada seis meses.

Los elementos térmicos de protección por sobrecarga deben siempre ajustarse a los tamaños requeridos por el

motor, para lo cual el fabricante recomienda los valores adecuados que nunca deben cambiarse sin consultarlo.

*Paro de bombas.* El paro de una bomba puede examinarse en dos casos generales: paro controlado y paro imprevisto.

En el paro controlado, y según sean los diversos tipos de instalación, se debe procurar primero que, por medio de las válvulas de compuerta o de otro tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se pueden producir al parar la bomba. Esto se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba (en el caso de bombas centrífugas).

En las instalaciones donde se tiene una carga en la descarga de la bomba, se usa una válvula checadora para detener el regreso del líquido por la tubería de descarga, ya sea debido a elevación o por la acción de otras unidades que estén operando sobre un múltiple de descarga. Estas válvulas checadoras pueden ser de cierre rápido o cierre lento, y deben mantenerse siempre en buen estado.

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto. Si está conectada a un sistema de tubería cerrada, cuando el líquido sufre el cambio brusco de velocidad se presenta el golpe de ariete que, debido a la elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se recurre a medios que reducen la presión des-

arrollada durante el impulso del flujo del líquido. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo, para lo cual se usa un volante en la bomba o una cámara de aire en el tubo cerca de la bomba o del objeto que causa el golpe de ariete; y purgando algo del agua del tubo, para lo cual se usan válvulas de alivio que también se usan para extraer aire y agua durante un impulso. Asimismo, pueden usarse válvulas checadoras de cierre lento solas o en combinación con válvulas de alivio para aumentar el tiempo de cese del flujo.

En los sistemas donde se usan tanques de aire para aliviar el golpe de ariete se instalan aparatos para mantener las proporciones adecuadas de agua y aire dentro del tanque a fin de tenerlo siempre listo para usar.

Hay estaciones de bombeo donde se aprovecha el sifón en la descarga de una bomba para disminuir la columna total de descarga.

En la cúspide de la tubería de descarga se inserta una válvula cuyo objeto es comunicar con la atmósfera la zona de vacío que se produce entre las columnas de líquido que forman el sifón. Generalmente, estas válvulas llevan un solenoide que las mantiene normalmente abiertas al arrancar el motor de la bomba.

## REFERENCIA

Jorge Amezcua. *Bombas para Agua Potable*, Organización Panamericana de la Salud. 1963.

CAPITULO

# 16

*Tuberías, válvulas  
y accesorios  
en equipos de bombeo*

Este capítulo se refiere fundamentalmente a la parte del sistema que une la bomba con el tanque de almacenamiento y la red de distribución, según sea el caso.

El conjunto de tuberías, válvulas y accesorios que existe entre la bomba y el tanque o entre la bomba y la red, se designará en lo sucesivo como conducción. Uno de los principales problemas que se presentan en una conducción, es poder evaluar las pérdidas que se originan en ella.

## PERDIDAS DE ENERGIA EN UNA CONDUCCION

Las pérdidas de energía en una conducción se clasifican en:

1. Pérdidas menores o locales. Son aquellas que ocurren en una zona definida de la conducción y que son originadas por válvulas, cambios de dirección, ampliaciones o reducciones, entradas o salidas, etc.
2. Pérdidas mayores o de fricción. Son las que crecen linealmente con el desarrollo de la conducción, y se deben al rozamiento de las partículas de agua entre sí o con las paredes de la tubería.

De acuerdo con la importancia de estas pérdidas, las tuberías se clasifican de la siguiente forma:

- a) Cortas;  $l < 4r$ , donde  $r$  es el radio hidráulico y  $l$  la longitud de la conducción. En estas tuberías cortas, las pérdidas por fricción son despreciables comparadas con las pérdidas locales.
- b) Medias;  $400r > l > 4r$ ; importan por igual las pérdidas locales que las de fricción.
- c) Largas;  $l > 400r$ ; las pérdidas locales son despreciables comparadas con las pérdidas de fricción.

Otros aspectos importantes de la conducción son: *a*) el diseño de la misma para una condición de carga y caudal dados así como el tipo de esfuerzos que originados por ciertas cargas, adicionales, v.gr.: golpe de ariete; *b*) el anclaje que se debe proporcionar en los cambios de dirección de la conducción, y *c*) la selección del tipo de válvulas a emplear en cada caso.

Se analizarán, pues, cada uno de los aspectos antes mencionados de la conducción:

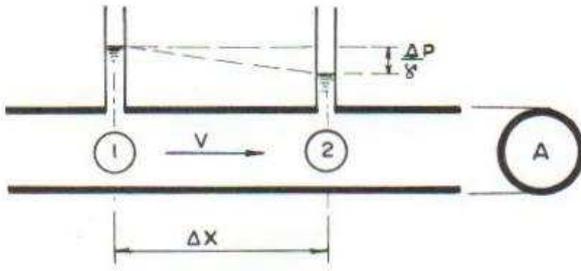


Figura 177. Tubería con piezómetros en los puntos 1 y 2.

*Pérdidas mayores en la conducción.* Para evaluar este tipo de pérdidas, se considerará una tubería con dos piezómetros tal como se indica en la figura 177.

Estableciendo la ley del impulso entre las secciones 1 y 2, la fuerza que actúa sobre la vena líquida es:

$$F = \Delta p A.$$

Por otra parte, si le llama  $\phi$  al perímetro de la sección transversal de la tubería, se tendrá que la fuerza resistente al movimiento es:

$$\tau \phi \Delta x$$

siendo  $\tau$  el esfuerzo cortante entre las partículas de agua y la pared de la tubería.

Ahora teniendo en cuenta que se trata de un flujo establecido (independiente del tiempo) se tiene:

$$\Delta p A = \tau \phi \Delta x$$

de donde:

$$\tau = \frac{\Delta p}{\Delta x} \times \frac{A}{\phi}$$

o bien, multiplicando y dividiendo el segundo miembro de la ecuación por  $\gamma$  (peso específico del agua):

$$\tau = \frac{\Delta p}{\gamma} \times \frac{1}{\Delta x} \times \frac{A}{\phi} \times \gamma$$

y como

$$\frac{\Delta p}{\gamma} \times \frac{1}{\Delta x} = S \text{ (pendiente hidráulica)}$$

y

$$\frac{A}{\phi} = R \text{ (radio hidráulico)}$$

resulta:

$$\tau = \gamma R S,$$

Por otra parte, se encontró experimentalmente que:

$$\gamma \alpha V^2$$

de donde:

$$c v^2 = \gamma R S \quad (15.1)$$

$$v = \sqrt{\frac{\gamma}{c}} \sqrt{R S}$$

$$v = K R^{\frac{1}{2}} S^{\frac{1}{2}} \quad (15.2)$$

que es la fórmula de Chézy.

Volviendo ahora a la ecuación 15.1, para tuberías se tendrá:

$$R = \frac{A}{\phi} = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{r}{2} = \frac{D}{4}$$

Substituyendo la expresión encontrada para  $R$  en la ecuación 15.1, y dividiendo entre  $2g$  se tiene:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{\gamma}{2gc} \times \frac{D}{4} \times S$$

de donde:

$$S = \frac{8gc}{\gamma} \times \frac{1}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Si ahora se hace:

$$\frac{8gc}{\gamma} = \lambda$$

resulta:

$$S = \lambda \times \frac{1}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

y como

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

entonces:

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (15.3)$$

que es la fórmula de Darcy.

Manning supone en 15.2 que:

$$K = \frac{1}{n} R^{1/6}$$

de donde:

$$v = \frac{1}{n} R^{1/6} R^{1/2} S^{1/2}$$

$$v = \frac{1}{n} R^{2/3} S^{1/2} \quad (15.4)$$

que es la fórmula de Manning.

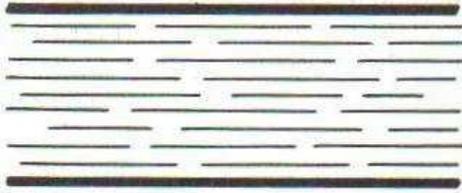


Figura 178. E scorrimiento laminar.

Haciendo un análisis dimensional de las fórmulas 15.2, 15.3 y 15.4, se obtiene  $[K] = L^3 T^{-1}$ ; en tanto que  $[n] = TL^{-2}$  y  $\lambda$  es adimensional, lo que representa una gran ventaja de la fórmula de Darcy sobre las fórmulas de Chézy y Manning.

Diversos autores han cuantificado teórica o experimentalmente los coeficientes  $K$  de Chézy y  $\lambda$  de Darcy. Antes de estudiar las conclusiones de estos autores, se hará la siguiente clasificación del escurrimiento en una tubería:

- a) E scorrimiento laminar.
- b) E scorrimiento turbulento.

El escurrimiento laminar se caracteriza por un movimiento longitudinal de las partículas de agua dentro del tubo, sin acercarse y sin alejarse unas de otras, según se ilustra en la figura 178.

En el escurrimiento turbulento, las partículas de agua siguen trayectorias muy irregulares como se muestra en la figura 179.

Para identificar si un escurrimiento es laminar o turbulento, se usará el número de Reynolds,  $N_r = \frac{vD}{\nu}$ , donde  $v$  es la velocidad del escurrimiento,  $D$  es el diámetro del tubo y  $\nu$  la viscosidad del agua.

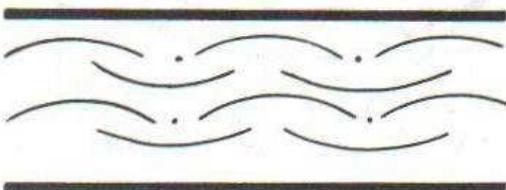


Figura 179. E scorrimiento turbulento.

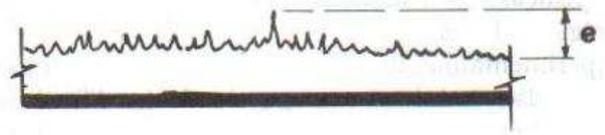


Figura 180. Rugosidad granular.

Se ha encontrado experimentalmente que para  $N_r < 2,500$  se tiene escurrimiento laminar y para  $N_r > 2,500$  escurrimiento turbulento.\*

Para escurrimiento laminar Poiseuille obtuvo, para el coeficiente de la fórmula de Darcy, la siguiente relación:

$$\lambda = \frac{64}{N_r}$$

Es de notar que en escurrimiento laminar el coeficiente  $\lambda$  sólo depende del número de Reynolds y no del material de la tubería, ya que en este tipo de escurrimiento el factor dominante es la viscosidad del agua más que la fricción contra las paredes.

Para escurrimiento turbulento, que es el que generalmente se presenta en la práctica, el material de la tubería tiene tal influencia en el coeficiente  $\lambda$ , que se requiere hacer la siguiente clasificación:

- 1. Tubos lisos.
- 2. Tubos rugosos: rugosidad granular y rugosidad ondulosa.

Los tubos lisos son aquellos donde las asperezas de la pared no sobrepasan el espesor de la capa límite (capa de agua que se puede considerar, dada su viscosidad, que se adhiere a las paredes del tubo). Para este tipo de rugosidad sólo se considera una longitud característica  $D$  (diámetro del tubo).

Tubos con rugosidad granular serán aquellos en los que, como se indica en la figura 180, las irregularidades de las paredes son locales, en tanto que tubos con rugosidad ondulosa serán aquellos en los que las irregularidades de las paredes son más generalizadas o extendidas; este tipo de rugosidad, la presentan tubos de materiales tales como lucita, acero pulido, etc. (véase la Fig. 181).



Figura 181. Rugosidad ondulosa.

\* Debe aclararse que no se ha considerado una zona de transición entre un escurrimiento y otro, zona que depende de los antecedentes del escurrimiento.

Para tubos rugosos se considerarán dos longitudes características:  $D$  (diámetro del tubo) y  $e$ , espesor de las irregularidades.

Experimentalmente se encontró que para tuberías con rugosidad ondulosa,  $\lambda = \xi \lambda_0$  siendo  $\lambda_0$  el coeficiente correspondiente a tuberías con rugosidad granular y  $\xi$  un coeficiente cuyo valor es:

Material	Valores de $\xi$
Tubos de madera	1.5 a 2
Tubos de acero pulido	1.2 a 1.5
Tubos recubiertos con una capa bituminosa	1.03 a 1.1

De acuerdo con esta nueva clasificación de tuberías, y usando los valores de  $K$  y  $\lambda$ , se tiene:

Para tubos lisos y  $N_r > 80.000$ , Blasius obtuvo la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{0.3164}{4\sqrt{N_r}}$$

Para tubos lisos y  $N_r > 3.240,000$ , Nikuradse obtuvo:

$$\lambda = 0.0032 + 0.221N_r^{-0.237}$$

Para tubos con rugosidad granular, Nikuradse obtuvo los valores de  $\lambda$  que se dan en las curvas de la figura 182. En la misma figura aparecen curvas para valores de  $\lambda$  obtenidas por Poiseuille y Blasius.

Para valores de  $N_r$  muy altos,  $N_r > 1 \times 10^7$

$$\lambda = \left( 2 \log \frac{D}{\epsilon} + 1.138 \right)^{-2}$$

Siendo algunos valores de  $\epsilon$ , los siguientes:

Material	Valores de $\epsilon$
Acero fundido nuevo	0.5 a 1.00 mm
Acero fundido, poco uso	1.00 a 1.50 mm
Acero fundido con incrustaciones	1.50 a 3.00 mm
Acero fundido con 7 años de uso	0.57 mm
Tubos de cemento liso	0.30 a 0.80 mm
Tubos de cemento mal acabado	1.00 a 2.00 mm

Kozeny obtuvo, para tuberías rugosas, la siguiente expresión para  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{2g}{(8.86 \log D + N)^2}$$

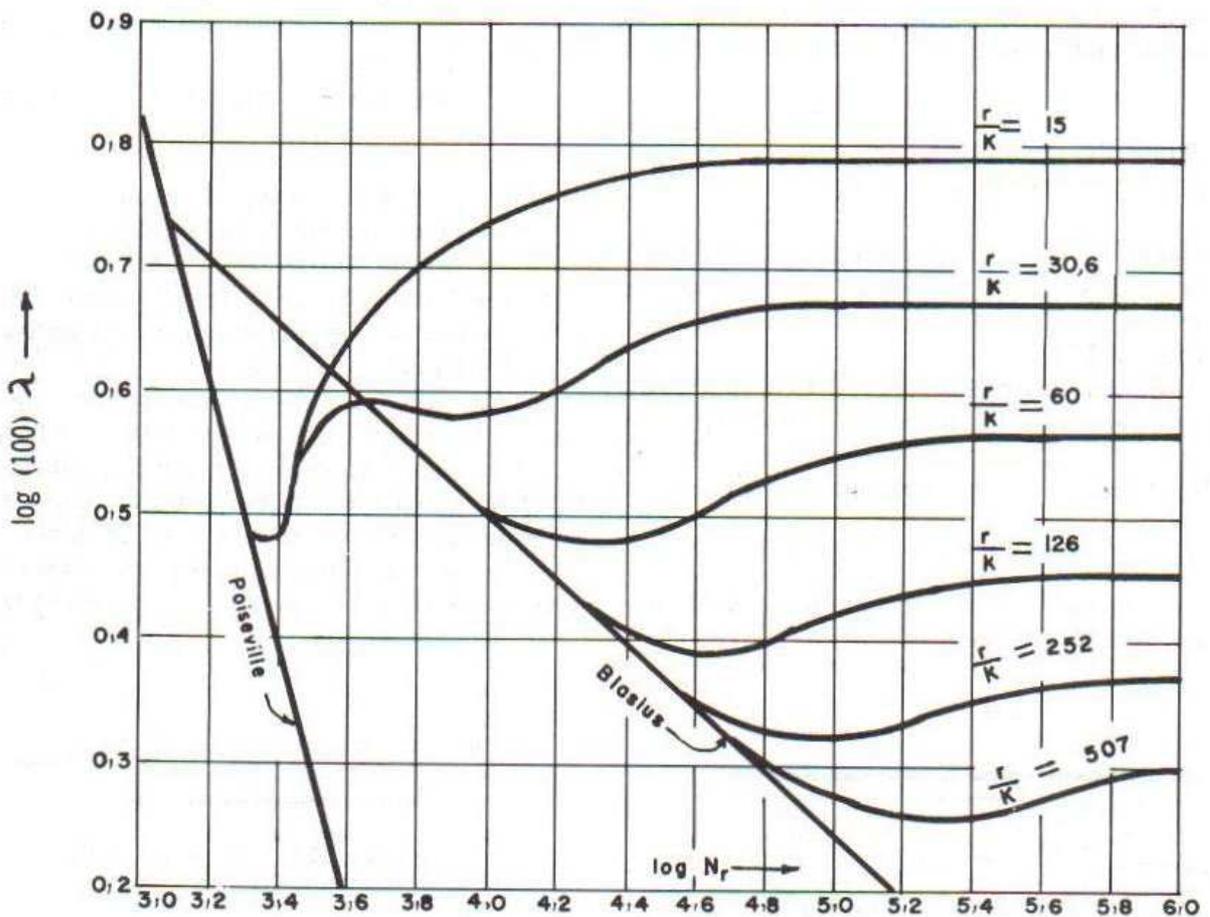


Figura 182. Coeficiente de fricción  $\lambda$  como una función del número de Reynolds  $N_r$  para distintos valores de la rugosidad  $r/k$  (Nikuradse).

donde  $N$  varía entre 40 y 22 para tuberías de baja rugosidad y muy rugosas, respectivamente. Algunos valores de la  $N$  de Kozeny son:

Material	Valores de $N$
Hierro nuevo fundido	35
Hierro viejo fundido	30
Acero viejo soldado	38
Acero nuevo soldado	36
Tubos nuevos remachados	31
Tubos viejos remachados	28 a 26
Concreto muy liso	38
Concreto medio	30
Concreto rugoso	26 ó 27
Barro vitrificado	34

Para materiales con rugosidad ondulosa, Kozeny obtuvo:

$$\text{Eternita} = 7.78 \log N_r - 5.95$$

$$\text{Madera} = 6.50 \log N_r - 5.15$$

$$\text{Hule} = 0.0351 - \frac{0.0104}{v}$$

En el cuadro (Fig. 183) se dan algunos valores de  $\lambda$  para la fórmula de Darcy, que varían según el diámetro, velocidad del agua y del material de la tubería. Estos valores permiten calcular más rápidamente las pérdidas por fricción en una conducción que haciendo uso de las expresiones anteriores para  $\lambda$ .

Otra fórmula comúnmente empleada en el cálculo de tuberías es la de Hazen-Williams

$$v = 1.318 C_h R^{0.63} S^{0.54} \text{ (sistema inglés)}$$

en la que  $v$  está en pies por segundo,  $R$  en pies y  $S$  (abstracta) es la pendiente del gradiente hidráulico.

Algunos valores del parámetro  $C_h$  son:

Material	Valores de $C_h$
Concreto	130
Hierro fundido:	
nuevo	130
con 5 años de uso	120
con 20 años de uso	100
Acero nuevo soldado	120
Madera	120
Arcilla vitrificada	110
Acero remachado nuevo	110
Asbesto-cemento	140

*Pérdidas locales en la conducción.* Se considerará ahora una tubería con un ensanchamiento brusco, tal como se indica en la figura 184.

Despreciando las pérdidas por fricción se tendrá:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \quad (15.5)$$

donde  $h_f$  es la pérdida de carga debida a la ampliación brusca. Por otra parte, se obtiene experimentalmente que:

$$\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} \quad (15.6)$$

Ahora, de acuerdo con la ley del impulso y dado el cambio de velocidades entre las secciones 1 y 2 existirá una fuerza:

$$F = \frac{\gamma}{g} \times Q(V_2 - V_1) \quad (15.7)$$

Por otra parte, la suma de las fuerzas que actúan entre las secciones 1 y 2 es:

$$F = P_1 a_1 + P_0(a_2 - a_1) - P_2 a_2$$

Diámetro en pulgadas	Tubería de hierro								Tubería de cemento			
	Nueva				Vieja							
	Velocidad en m/seg											
	0.5	1.5	3.0	6.0	0.5	1.5	3.0	6.0	0.5	1.5	3.0	6.0
1	0.040	0.035	0.034	0.030	0.071	0.071	0.071	0.071	0.055	0.047	0.043	0.039
3	0.030	0.027	0.025	0.023	0.054	0.054	0.054	0.054	0.042	0.035	0.033	0.030
6	0.025	0.023	0.021	0.019	0.045	0.045	0.045	0.045	0.035	0.030	0.027	0.025
10	0.022	0.020	0.019	0.017	0.040	0.040	0.040	0.040	0.031	0.026	0.024	0.022
15	0.020	0.018	0.017	0.015	0.036	0.036	0.036	0.036	0.027	0.024	0.022	0.020
24	0.018	0.016	0.015	0.013	0.032	0.032	0.032	0.032	0.024	0.021	0.019	0.018
36	0.016	0.014	0.014	0.012	0.029	0.029	0.029	0.029	0.022	0.019	0.017	0.016
48	0.015	0.013	0.013	0.011	0.026	0.026	0.026	0.026	0.020	0.018	0.016	0.015
72	0.013	0.012	0.011	0.010	0.024	0.024	0.024	0.024	0.019	0.016	0.015	0.013

Figura 183. Valores de  $\lambda$  para la fórmula de Darcy.

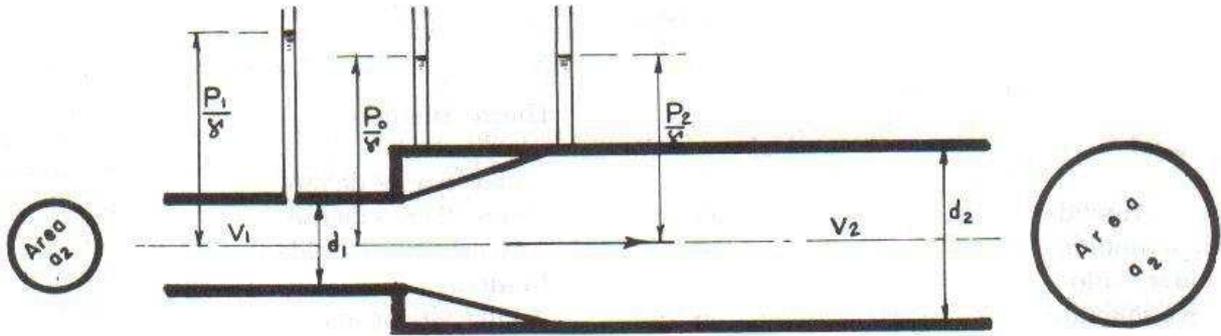


Figura 184. Tubería con ensanchamiento brusco.

y teniendo en cuenta la ecuación 15.6,

$$F = P_1 a_1 + P_1(a_2 - a_1) - P_2 a_2$$

$$F = a_2(P_1 - P_2) \quad (15.8)$$

de las ecuaciones 15.7 y 15.8, se obtiene:

$$\frac{\gamma}{g} Q(V_2 - V_1) = a_2(P_1 - P_2)$$

$$\frac{V_2 a_2 (V_2 - V_1)}{g} = a_2 \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

$$\frac{V_2 (V_2 - V_1)}{g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (15.9)$$

Ahora despejando  $h_f$  en la ecuación 15.5 se tiene:

$$h_f = \frac{P_1 - P_2}{g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad (15.10)$$

Llevando 15.9 a 15.10:

$$h_f = \frac{V_2 (V_2 - V_1)}{g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

o bien:

$$h_f = \frac{2V_2^2 - 2V_2V_1 + V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

$$= \frac{V_2^2 - 2V_2V_1 + V_1^2}{2g} = \frac{(V_2 - V_1)^2}{2g}$$

Entonces, llamando  $V_2 - V_1 = \Delta V$ , se tiene:

$$h_f = \frac{(\Delta V)^2}{2g}$$

que es la ley de Borda para calcular pérdidas locales.

Por otra parte, la diferencia  $V_2 - V_1$  se puede escribir como:

$$V_2 - V_1 = CV_2$$

de donde:

$$h_f = k \frac{V_2^2}{2g}$$

o sea que toda pérdida de carga local se puede escribir como un coeficiente por la carga de velocidad aguas abajo de donde ocurre la pérdida. Así, el diagrama de la figura 185, representa esquemáticamente las posibles pérdidas locales de carga en una conducción.

a) Pérdida por entrada:

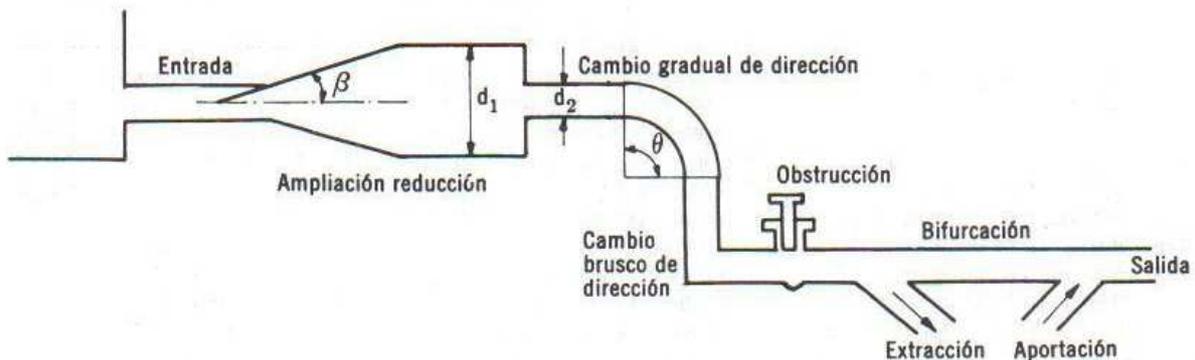


Figura 185. Pérdidas localizadas en una conducción.

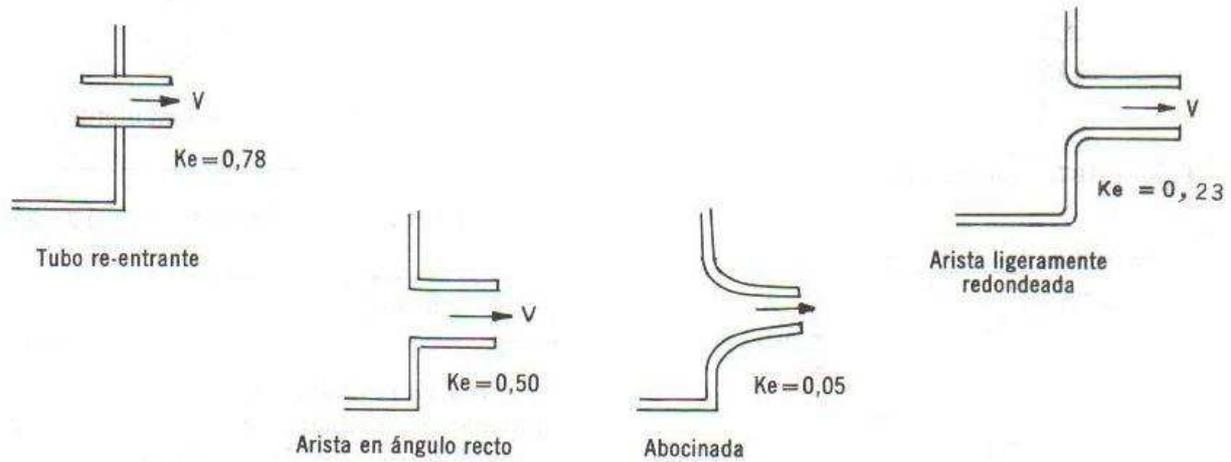


Figura 186. Algunos valores de pérdidas locales por entrada.

$$h_f = k_e \frac{V^2}{2g}$$

$$h_f = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

siendo  $k_e$  un coeficiente que depende de las condiciones de la entrada.

usando directamente la fórmula de Borda.

b) Pérdida por ampliación:

$$h_f = k_a \frac{V^2}{2g}$$

$$h_f = k_o \frac{V^2}{2g}$$

$k_a$  depende de la relación  $\frac{a_1}{a_2}$   $\frac{\text{(área antes de la ampliación)}}{\text{(área después de la ampliación)}}$

$k_o$  depende del tipo de obstrucción y de la abertura dejada por la misma.

y de la rapidez de la ampliación (ángulo  $\beta$ ):

g) Pérdida por bifurcación:

$$h_f = k_b \frac{V^2}{2g}$$

c) Pérdida por reducción:

$$h_f = k_r \frac{V^2}{2g}$$

$k_b$  depende del ángulo de la bifurcación y varía según se trate de una extracción o aportación a la tubería.

$k_r$  depende de la relación de diámetros  $\frac{d_1}{d_2}$ .

h) Pérdida por salida:

$$h_f = k_s \frac{V^2}{2g}$$

d) Pérdida por cambio de dirección gradual:

$$h_f = k_d \frac{V^2}{2g}$$

$k_s$  depende de las condiciones de la salida.

$k_d$  depende de la relación  $\frac{r}{d}$

Analícese ahora, por separado, cada una de estas pérdidas locales:

$\frac{\text{(radio de la curva)}}{\text{(diámetro de la tubería)}}$  y del ángulo  $\theta$  del cambio de dirección.

1. *Pérdida por entrada:* Como se ha indicado, la magnitud de esta pérdida depende de la forma de la entrada y se evalúa mediante la fórmula:

$$h_f = k_e \frac{V^2}{2g}$$

e) Pérdida por cambio brusco de dirección:

en la figura 186, se muestran algunos valores de  $k_e$ .

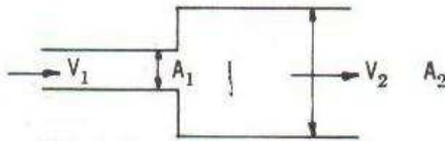


Figura 187. Ampliación brusca.

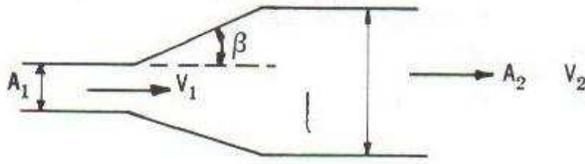


Figura 188. Ampliación gradual.

2. *Pérdida por ampliación.* En lo referente al tipo de ampliación, se puede hablar de:

- a) Ampliación brusca (véase Fig. 187).
- b) Ampliación gradual (véase Fig. 188).

Para ampliación brusca, se tiene:

$$h_f = k_a \frac{V^2}{2g}$$

siendo algunos valores de  $k_a$  los siguientes:

$\frac{A_1}{A_2}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$k_a$	1.00	0.81	0.64	0.49	0.36	0.25	0.16	0.09	0.04	0.01	0

Para ampliación gradual

$$h_f = k_B \left( \frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g}$$

siendo algunos valores de  $k_B$  los siguientes:

$\beta$	6°	10°	15°	20°	30°	40°	50°	60° o mayores
$k_B$	0.14	0.20	0.30	0.40	0.70	0.90	1.00	1.10

3. *Pérdida por reducción.* Aquí también se presentan los siguientes casos:

- a) Reducción brusca (véase Fig. 189).
- b) Reducción gradual (véase Fig. 189).

En caso de reducción gradual, si  $\beta \geq 15^\circ$ , se la considera reducción brusca, y si  $\beta < 15^\circ$ , no hay pérdidas por reducción.

La expresión para calcular las pérdidas correspondientes es:

$$h_f = k_r \frac{V^2}{2g}$$

siendo algunos valores de  $k_r$  los siguientes:

$\frac{A_2}{A_1}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$k_r$	0.5	0.48	0.45	0.41	0.36	0.29	0.21	0.13	0.07	0.01	0.0

4. *Pérdida por cambio de dirección.* Este tipo es muy complicado de evaluar; sin embargo, en un análisis lo más simplificado posible se puede hacer la siguiente clasificación:

- a) Cambio brusco de dirección (véase Fig. 190).
- b) Cambio gradual de dirección (véase Fig. 190).

Para cambio brusco de dirección se tiene:

$$h_f = k_c \frac{(\Delta V)^2}{2g}$$

donde:

- $k_c = 0.7$ , si  $V < 2.5$  m/seg.
- $k_c = 1$ , para tubería a presión y velocidades altas.

Para cambio gradual de dirección:

$$h_f = \eta k_c \frac{V^2}{2g}$$

donde:

$$\eta = F(\theta), \text{ y } k_c = \varphi(N_r, D)$$

siendo algunos valores de  $\eta$  los siguientes:

$\theta$	10°	20°	30°	40°	60°	90°	135°	150°	180°
$\eta$	0.2	0.4	0.5	0.7	0.85	1.00	1.15	1.20	1.30

y algunos valores de  $k_c$ :

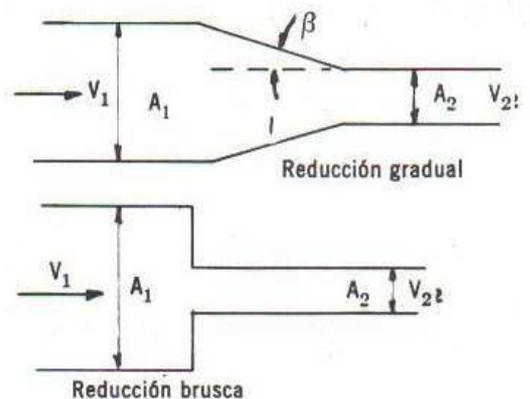


Figura 189. Reducciones gradual y brusca.

$\frac{N_r}{D}$	1	2	4	6	10
$k_c$	0.52	0.29	0.23	0.18	0.20

5. Pérdida por obstrucción.

a) Posible existencia de rejillas en la conducción (véase Fig. 191):

$$h_f = \beta \frac{s}{b} \operatorname{sen} \gamma \frac{V^2}{2g}$$

siendo  $\beta$  un coeficiente que depende de la forma de la reja.

Algunos valores de  $\beta$  son:

	$\frac{\beta}{2.42}$
	1.83
	1.63
	1.79

b) Pérdidas por válvulas. En términos generales, las válvulas son dispositivos ideados para regular el gasto que pasa en una conducción. Los principales tipos de válvulas son:

- b<sub>1</sub>) Válvula de guillotina (véase Fig. 192).
- b<sub>2</sub>) De grifo (véase Fig. 192).
- b<sub>3</sub>) De mariposa (véase Fig. 192).

Para el cálculo de las pérdidas de carga locales producidas en válvulas de estos tipos se tiene:

Para válvulas de guillotina

$$h_f = k_v \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de  $k_v$  son:

Posición válvula	$\frac{D}{8}$	$\frac{D}{4}$	$\frac{3D}{8}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{5D}{2}$	$\frac{3D}{4}$	$\frac{7D}{8}$
$k_v$	0.07	0.26	0.81	2.06	5.52	17.0	97.8

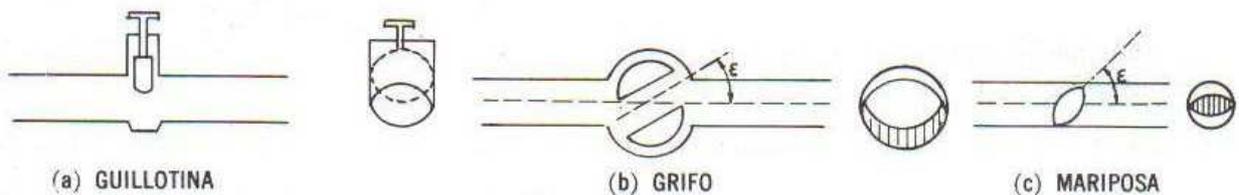


Figura 192. Tipos de válvulas.

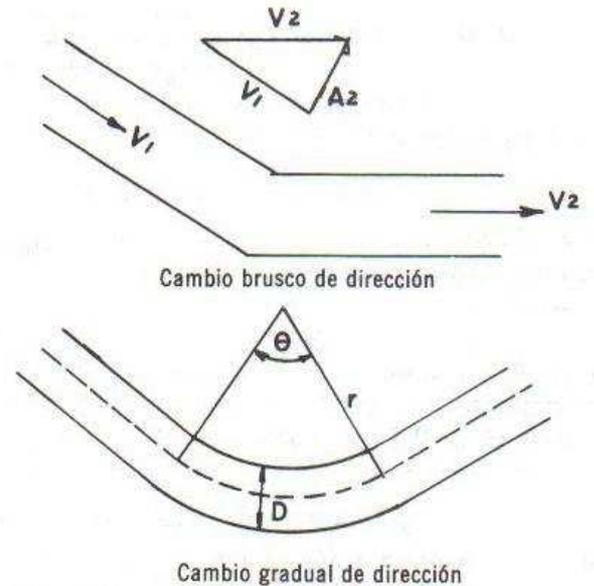


Figura 190. Cambios de dirección brusco y gradual.

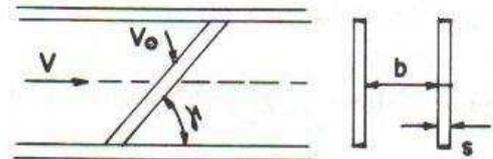


Figura 191. Obstrucción (rejilla).

Para válvulas de grifo:

$$h_f = k_r \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de  $k_r$  son:

$\epsilon$	5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	65°
$k_r$	0.05	0.29	1.56	5.17	17.3	31.2	52.6	206.0	486.0

Para válvulas de mariposa:

$$h_f = k_r \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de  $k_r$  son:

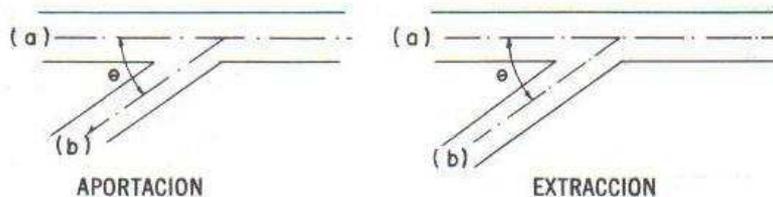


Figura 193. Bifurcaciones.

$\epsilon$	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°
$k_p$	0.24	0.52	0.90	1.54	2.51	3.91	6.22	10.80	18.70	32.60	58.80	188.0	256.0

6. *Pérdidas por bifurcación.* Según se vio la bifurcación en una conducción puede ser una aportación o bien una extracción de la tubería principal. Si se llama *a* a la tubería maestra y *b* a la tubería derivada, se tiene (véase la Fig. 193):

$$h_{fa} = k_a \frac{V_a^2}{2g}; \quad h_{fb} = k_b \frac{V_b^2}{2g}$$

siendo algunos valores de  $k_a$  y  $k_b$  los siguientes:

$$\theta = 90^\circ \begin{cases} \text{aportación, } k_b = 0.5; k_a = 0 \\ \text{extracción, } k_a = 1.0; k_b = 0 \end{cases}$$

$$\theta < 90^\circ \begin{cases} \text{aportación, } k_b = 0.25; k_a = 0 \\ \text{extracción, } k_a = 0.5; k_b = 0. \end{cases}$$

7. *Pérdida por salida.* Si la descarga es ahogada, se considera generalmente:

$$h_f = k_s \frac{V^2}{2g}$$

donde  $k_s = 0.2$ .



Figura 194. Energía total del líquido en dos secciones a lo largo de la conducción.

**GRADIENTE HIDRAULICO**

La energía total que el líquido posee en un punto dado de una conducción es la suma de las cargas de posición *Z*, de presión  $\frac{p}{\gamma}$  y de velocidad  $\frac{v^2}{2g}$ , como se indica en la figura 194.

Ahora bien, si se insertan dos piezómetros en las secciones 1 y 2 de la tubería anterior, el agua que circula por ésta ascenderá en ellos hasta una altura  $\frac{P_1}{\gamma}$  y  $\frac{P_2}{\gamma}$ , respectivamente.

Se ha demostrado que el agua al circular por una tubería, va perdiendo energía; luego:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} < Z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$$

En igual forma, se podrían instalar piezómetros a lo largo de toda la tubería. La línea que une el nivel del agua en todos los piezómetros se llama gradiente hidráulico (véase Fig. 195).

Ahora si la carga de velocidad en cada sección de la tubería, se lleva sobre el gradiente hidráulico se tendrá la línea de energía de la misma (véase Fig. 196). Se observa que la pendiente de esta recta es  $\frac{h_f}{L}$ , y se llama pendiente hidráulica de la conducción.

Observaciones sobre el gradiente hidráulico.

a) Si se considera que en una tubería de sección constante, el gasto que pasa por cada sección de la misma es igual, entonces la carga de velocidad en cualquier sección será la misma; luego la línea de energía y el gradiente hidráulico serán paralelos.

b) En el caso de tubería de sección constante, al no poder variar la carga de velocidad, parte de la carga de posición y la carga de presión se va perdiendo (por

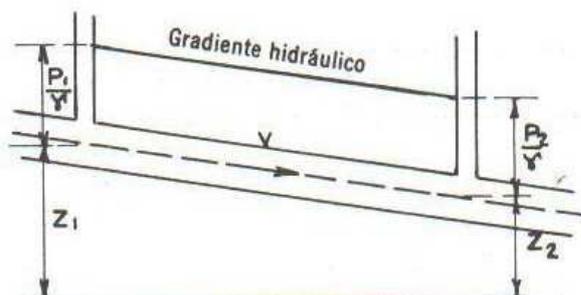


Figura 195. Gradiente hidráulico en la conducción.

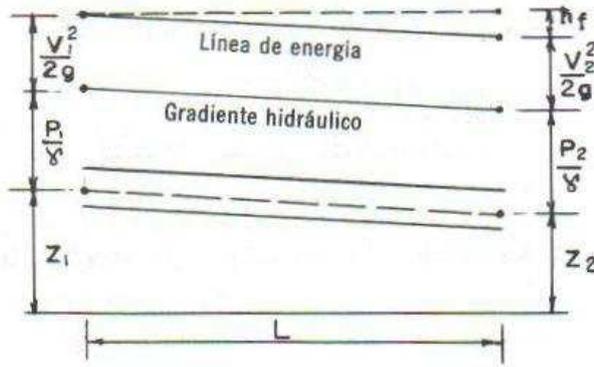


Figura 196. Línea de energía en la conducción.

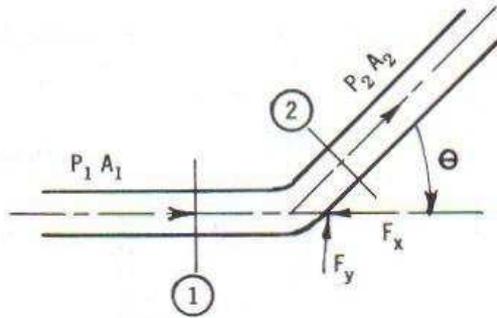


Figura 197. Tubería curva en plano horizontal.

fricción) a lo largo de la conducción; así, por una tubería horizontal parte de la carga de presión sería la que se iría perdiendo en la conducción.

c) Si en la conducción hay obstrucciones, cambio de dirección, ampliaciones, etc., en la conducción, el gradiente hidráulico estará dado por una línea quebrada ya que la existencia de cualquier elemento anterior origina una pérdida local de energía.

d) La diferencia del gradiente hidráulico con el eje de la tubería da, en columna de agua, la presión que existe en cada sección de la tubería.

### ESFUERZOS EN LAS TUBERIAS Y ANCLAJES

Las fuerzas principales que actúan en una conducción son:

- a) Presiones interiores.
- b) Fuerzas debidas a cambios de dirección o diámetros de la tubería.
- c) Temperatura.
- d) Cargas exteriores.

a) *Presiones interiores.* La presión estática origina una tensión en la tubería, que se puede calcular en forma aproximada mediante la fórmula:

$$\sigma = \frac{Rp}{e}$$

donde  $\sigma$  es la tensión del material de la tubería en  $\text{kg/cm}^2$ ;  $R$  el radio interior de la tubería en centímetros,  $p$  la presión interior en  $\text{kg/cm}^2$ , y  $e$  el espesor del tubo.

Teniendo en cuenta el material de la tubería, su diámetro y espesor, con la fórmula anterior se puede calcular la presión que la tubería puede resistir sin dañarse, y por ello se suele hablar de tuberías para  $x$  atmósferas de presión.

b) *Fuerzas debidas a cambios de dirección o diámetro de la tubería.* Para hacer que el agua cambie de dirección en su recorrido, es necesario aplicarle una fuerza que origine una variación de presión en las secciones de entrada y salida de la curva lo que, a su vez, implica una fuerza en las paredes de la tubería. Consideremos una curva horizontal como la que se indica en la figura 197.

Estableciendo la ley del impulso entre las secciones 1 y 2 se tiene:

$$P_1 A_1 - F_x - P_2 A_2 \cos \theta = \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1) \text{ y}$$

$$F_y - P_2 A_2 \sin \theta = \rho Q V_2 \sin \theta.$$

A partir de estas expresiones se puede calcular  $F_x$  y  $F_y$ , que serán las fuerzas a equilibrar mediante un atraque conveniente del codo. En igual forma, para un cambio de diámetro en la conducción (Fig. 198):

$$P_1 A_1 - F_x - P_2 A_2 = \rho Q (V_2 - V_1)$$

siendo  $F_x$  la fuerza a equilibrar.

En ambos casos, la resistencia exterior que se debe añadir a la tubería para equilibrar las fuerzas anteriores  $F_x$  y  $F_y$ , se puede lograr mediante contrafuertes, o bien, haciendo las uniones suficientemente fuertes para resistir la tensión producida.

c) *Fuerzas debidas a cambios de temperatura.* El esfuerzo que se origine en la tubería debido a cambios de temperatura está dado por:

$$\sigma = Etc$$

donde  $E$  es el módulo de elasticidad del material del tubo;  $t$  es el cambio de temperatura y  $c$  el coeficiente de dilatación del material del tubo. Este esfuerzo actúa únicamente cuando el tubo está descubierto; si no se

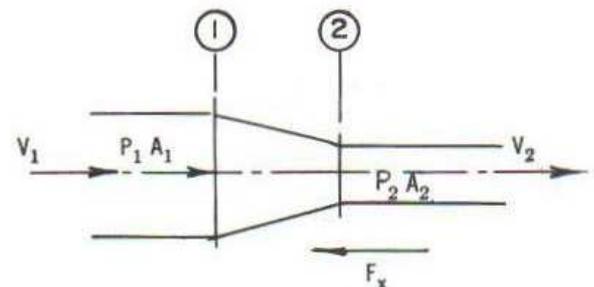


Figura 198. Cambio de diámetro en la conducción.

han previsto juntas de expansión, las uniones deben ser suficientemente fuertes para resistirlo. El movimiento producido por la expansión será igual al producto de la longitud del tubo descubierto, por el coeficiente de dilatación del material y por el cambio de temperatura.

d) *Cargas exteriores.* Las cargas exteriores se deben al material de relleno que cubre la tubería, cuando va enterrada, y en este caso carecen de interés. Basta con dar la siguiente expresión para el cálculo del esfuerzo en la fibra más fatigada:

$$\sigma = \frac{32}{5} \times \frac{wD}{t} \pm \frac{17}{2} \times \frac{w}{t}$$

en la que  $\sigma$  es el esfuerzo en la fibra externa en kg/mm<sup>2</sup>;  $w$  la carga originada por el terreno sobrepuesto sobre un metro de tubo;  $t$  el espesor del tubo en milímetros y  $D$  el diámetro del tubo en milímetros.

## TIPOS Y SELECCION DE VALVULAS

Además de las válvulas para control de gasto de que se habló (véase pág. 191) (de guillotina y de compuerta, de grifo y de mariposa), existen otros tipos de válvulas con funciones específicas entre los que se encuentran las siguientes:

1. *Válvulas de purga.* Estas válvulas se colocan en la parte baja de la conducción y sirven para limpiarla de los azolves que se hayan acumulado (se instalan sólo si la conducción es larga y, en general, se usan las del tipo de compuerta). Según su tamaño, pueden ser de operación manual, acopladas a un motor o accionadas mediante un cilindro hidráulico.

2. *Válvulas de retención.* En el esquema de la figura 199 se indica cómo esta válvula, impide que el líquido en la tubería fluya en los dos sentidos. En general, una válvula de este tipo siempre debe instalarse en la tubería de descarga de la bomba, para evitar que las ondas del golpe de ariete, al cerrar una válvula, lleguen hasta la bomba. Otra válvula de este tipo debe instalarse en la tubería de succión de la bomba para evitar pérdida de agua, al parar la bomba, y mantener el cebado de la misma.

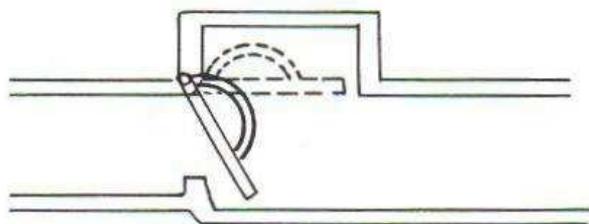


Figura 199. Esquema de una válvula de retención.

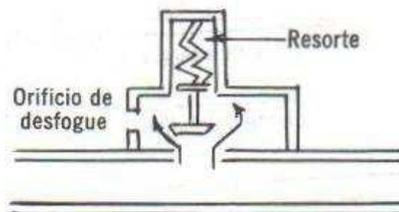


Figura 200. Esquema de una válvula relevadora de presión.

3. *Válvulas relevadoras de presión.* Se muestran esquemáticamente en la figura 200. Se usan para disminuir el efecto del golpe de ariete, ya que cuando la presión interior de la tubería sobrepasa la resistencia del resorte, éstas se abren, permitiendo la salida de agua.

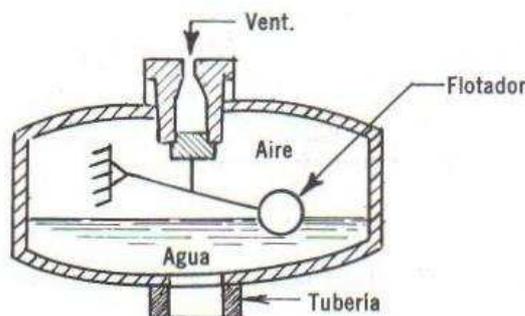


Figura 201. Esquema de una válvula de expulsión e inclusión de aire.

4. *Válvulas de inclusión y expulsión de aire.* Se semejan a la que se presenta esquemáticamente en la figura 201. Sirven para expulsar el aire que pueda haber entrado en la tubería mezclado con el agua o bien para que, al producirse el vacío en la tubería, dejen que el aire entre en la misma y eviten que la tubería se aplaste debido a la presión atmosférica. En general, se colocan en las partes altas de la conducción.

Las válvulas se seleccionan teniendo en cuenta el tipo más adecuado para lograr la finalidad deseada. Sin embargo, a menudo se instalan válvulas de menor diámetro que el de la tubería, ya que lo que se pierde por incremento de pérdida de carga, se compensa ampliamente con el menor costo de la válvula.

Así, por ejemplo, una instalación adecuada de válvulas es la indicada en el esquema de la figura 202 donde *A* y *B* son válvulas de guillotina (de control de gasto); *C* válvulas de inclusión de aire, y *D* válvula relevadora de presión.

Con las válvulas anteriores, además de poder regular el gasto (válvulas *A* y *B*), la conducción se encuentra totalmente protegida, de modo que si, por ejemplo, se cierra la válvula *B* y se produce un golpe de ariete, su efecto se reduce mediante la válvula *D*. Si se cierra la válvula *A* se producirá un vacío en la parte aguas abajo de la tubería, pero la válvula *C* permite la inclusión de aire que evita entonces ese vacío. De cada uno de los tipos de válvulas citadas existe gran variedad, según la marca o el fabricante. Las características especiales de cada válvula en particular, las proporciona el fabricante.

UNIONES Y JUNTAS DE CONDUCCION

Las juntas en una conducción son fundamentalmente de dos tipos: a) juntas de dilatación, y b) juntas para unir simplemente dos tramos de tubería.

Para tubería de acero, el tipo de junta de dilatación más común es el que se presenta en la figura 203a; en tanto que las juntas para unir distintos tramos de tubería son principalmente las que se muestran en la Fig. 203b,c.

Para tuberías de concreto, la junta más común es la que se indica en la figura 203d.



Figura 202. Instalación adecuada de válvulas.

EJERCICIO DE APLICACION

¿Cuál debe ser la potencia de la bomba que se muestra en la figura 204, para lograr que los gastos indicados pasen por las tuberías 2 y 3? Las tres tuberías 1, 2, 3, son de concreto liso, y para el agua = 0.01 stokios.

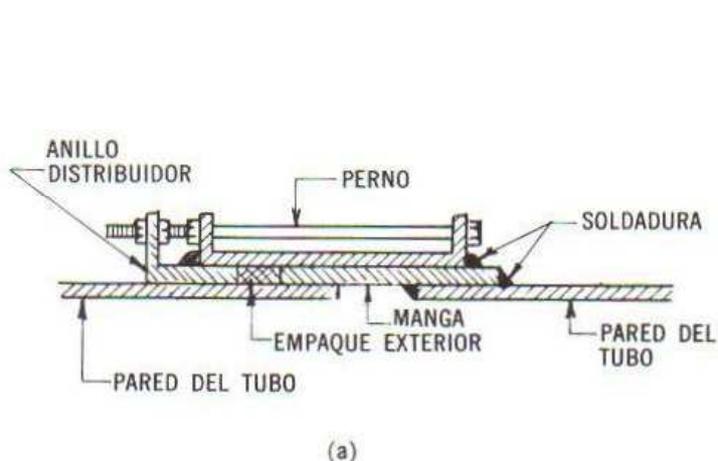
Solución:

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi \times 38.1^2}{4} = 0.114 \text{ m}^2$$

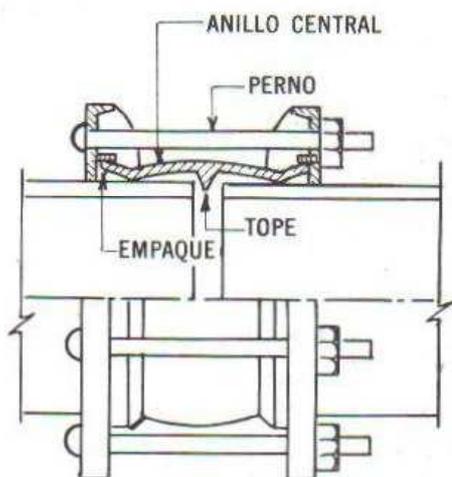
$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi \times 30.48^2}{4} = 0.073 \text{ m}^2$$

$$A_3 = A_1 = 0.114 \text{ m}^2$$

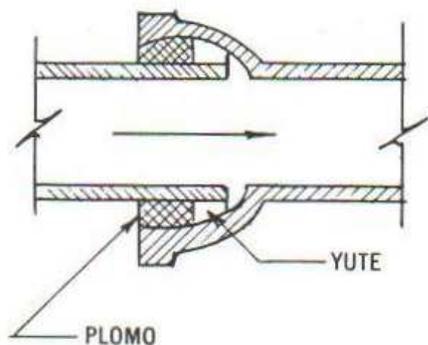
$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{0.13}{0.114} = 1.14 \text{ m/seg}$$



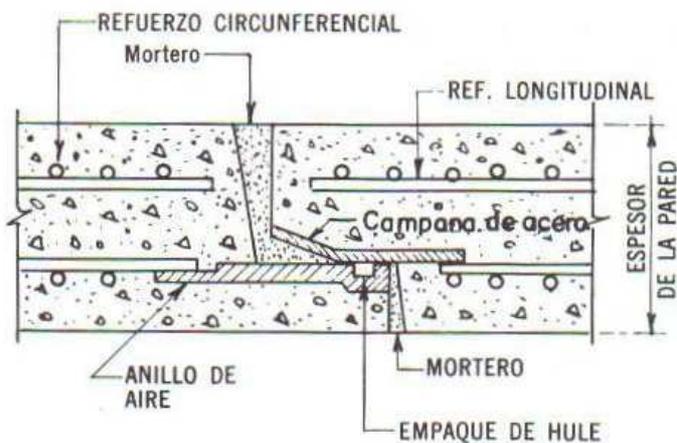
(a)



(c)



(b)



(d)

Figura 203. Juntas de dilatación: (a) común en tuberías de acero; (b y c) para unir tramos de tuberías (d) para tuberías de concreto.

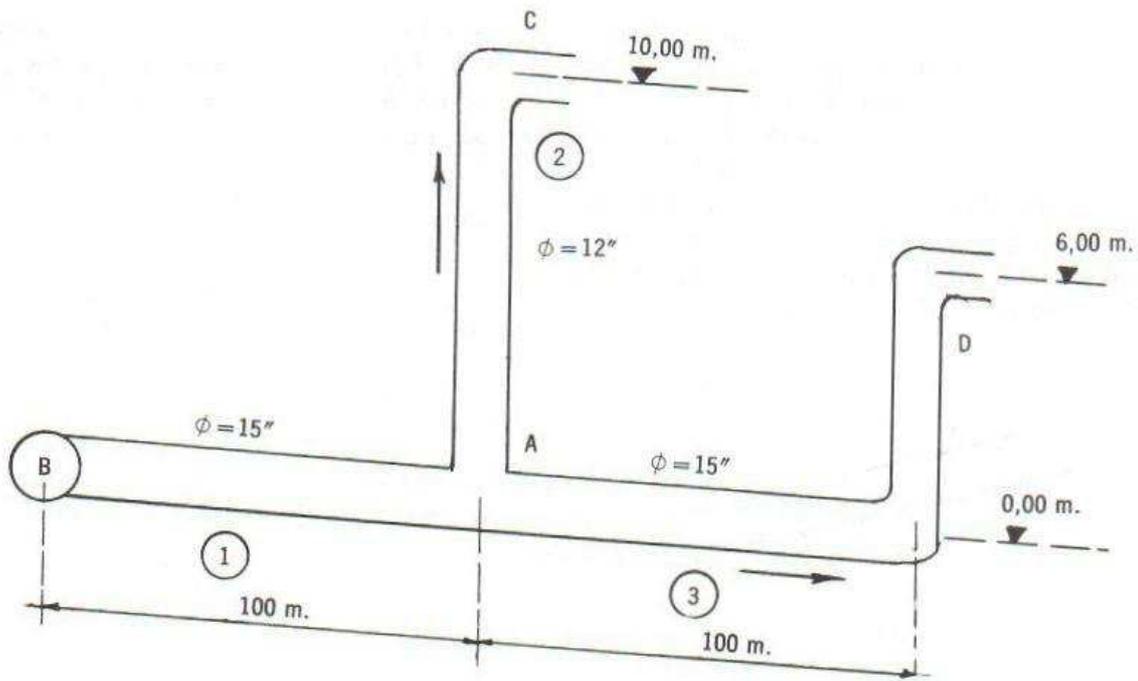


Figura 204. Esquema del ejercicio de aplicación.

$$v_2 = \frac{0.030}{0.073} = 0.411 \text{ m/seg}$$

$$v_3 = \frac{0.100}{0.114} = 0.827 \text{ m/seg}$$

$$R_1 = v_1 D_1 = \frac{114 \times 38.1}{0.01} > 2,500$$

$$R_2 = \frac{41.1 \times 30.48}{0.01} > 2,500$$

$$R_3 = \frac{82.7 \times 38.1}{0.01} > 2,500$$

∴ se tiene escurrimiento turbulento en las 3 tuberías

$$\lambda_1 = \lambda_3 = \frac{19.6}{[8.86 \log 0.381 + 38]^2}$$

$$= \frac{19.6}{1.180} = 0.0166$$

$$\lambda_2 = \frac{19.6}{[8.86 \log 0.3048 + 38]^2}$$

$$= \frac{19.6}{1.110} = 0.0177.$$

Estableciendo el teorema de Bernoulli entre A y D:

$$h_a = 6.00 + h_{ex} + \frac{V_3^2}{2g} + h_f + 2h_c$$

$$h_{ex} = \frac{V_1^2}{2g}$$

$$h_f = 0.0166 \times \frac{106}{0.381} \times \frac{V_3^2}{29}$$

$$h_c = 0.72 \frac{V_3^2}{29}$$

$$H_A = 6.00 + \frac{1.14^2}{19.6} + (1 + 4.61 + 2.8) \frac{0.827^2}{19.6}$$

$$h_A = 6.00 + 0.0664 + 0.294 = 6.36 \text{ m.}$$

Estableciendo ahora el teorema de Bernoulli entre A y C:

$$h_A = 10.0 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f + h_c$$

$$h_c = 0.72 \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h_f = 0.0177 \times \frac{10}{0.3048} \times \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h_A = 10.0 + (1 + 0.59 + 1.4) \frac{0.411^2}{19.6}$$

$$h_A = 10 + 2.99 \frac{0.411^2}{19.6} = 10.026 \text{ m.}$$

Se dará entonces  $h_A = 10.026$  m y se colocará una válvula en la tubería 3 para perder:

$$10.024 - 6.36 = 3.664 \text{ m}$$

v.gr:

$$k_r = \frac{3.664 \times 19.6}{(0.827)^2} = 105$$

válvula de mariposa a  $57^\circ$ .

Finalmente, estableciendo el teorema de Bernoulli entre  $A$  y  $B$ :

$$\begin{aligned} h_B &= h_A + h_f \\ &= 10.026 + 0.0166 \times \frac{100}{0.381} \times \frac{1.14^2}{19.6} \\ &= 10.026 + 0.298 = 10.314 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{y como } P = \frac{13.3 Qh}{\eta}$$

$$P = \frac{13.3 \times 0.13 \times 10.314}{0.8}$$

$$P = 22.4$$

$$HP = 22.4.$$

Con esto terminamos un capítulo que consideramos de gran importancia para el ingeniero o estudiante, que trabaje o estudie sobre sistemas de bombeo. A continuación se verán Pruebas de bombas y Aplicaciones generales.

#### REFERENCIA

Andrés Lasaga Gómez. *Bombas para Agua Potable*, Curso intensivo para la Organización Panamericana de la Salud. 1963.

CAPITULO **17**

*Pruebas de bombas*

## PRUEBAS

Las pruebas de bombas centrífugas son clasificadas por el Instituto de Hidráulica en:

- a) Pruebas en la planta del fabricante;
- b) Pruebas en el campo, en el lugar de la instalación, y
- c) Pruebas con modelos.

Las pruebas hechas en la planta del fabricante son de dos tipos:

- a) Pruebas de funcionamiento;
- b) Pruebas hidrostáticas.

El objeto de las pruebas de funcionamiento es determinar el gasto, carga, potencia de una bomba con la cual pueden determinarse las curvas características; y el de las pruebas hidrostáticas es asegurar de que no existirán fugas de líquido en ninguna de las partes en contacto con él.

El fabricante podrá hacer estas pruebas con o sin testigo por parte del cliente lo cual obviamente influye en el costo del equipo, ya que en el primer caso el fabricante tendrá que hacer toda la prueba a horas determinadas y con ajuste y calibración de todos los aparatos en presencia del inspector.

Antes de proceder a la prueba de funcionamiento se debe tener cuidado de inspeccionar lo siguiente:

1. Alineamiento de bomba y motor;
2. Dirección de rotación;
3. Conexiones eléctricas;
4. Aberturas piezométricas;
5. Estoperos y sistemas de lubricación;
6. Claro entre los anillos de desgaste;
7. Todos los pasajes del líquido.

Además, debe efectuarse la prueba hidrostática antes del ensamble.

**PRUEBA HIDROSTATICA**

La prueba hidrostática consiste en someter a una presión determinada la pieza que va a estar en contacto con un líquido a presión, por un lado, y por el otro, con la presión atmosférica.

Este es el caso de las carcazas, cabezas de succión, etc., las que deben ser probadas, pero no así los impulsores ni los tazones de una bomba de pozo profundo que trabajan ahogados.

La prueba se efectúa introduciendo agua a presión y manteniendo ésta durante un tiempo determinado, según el tipo de bomba.

Una regla general es someter las piezas al doble de la presión de operación por un espacio de tiempo que pueda llegar hasta 30 minutos. Es obvio que si hay un defecto la fuga se manifiesta inmediatamente.

Para presiones pequeñas de pruebas (hasta 100 lb/plg<sup>2</sup>) se pueden usar los sistemas hidroneumáticos, pero para presiones mayores se usan pequeñas bombas reciprocantes que introducen agua a grandes presiones sin el peligro que produce la compresibilidad del aire.

La detección de la fuga es visual y las piezas deben arreglarse de acuerdo con las buenas prácticas de ingeniería y probarse de nuevo o se las rechaza definitivamente.

Tanto en las pruebas de funcionamiento como en las hidrostáticas debe llevarse un registro de dichas bombas.

**PRUEBAS DE CAPACIDAD**

El gasto que proporciona una bomba se puede determinar por:

a) Medidores por peso	}	Medidores cinéticos	Ejemplo Venturi
b) Medidores por volumen		geométricos	válvulas
c) Medidores específicos		cinético-geométrico por velocidad especiales	vertedores molinetes

En un laboratorio de pruebas de bombas centrífugas, los medidores más usados son los cinéticos (Venturi, tobera, orificio).

El Venturi consiste en una reducción cónica en la tubería con un ensanchamiento posterior. La diferencia de áreas provoca una diferencia de velocidades y de presiones, encontrándose el gasto a partir de ellas, según la fórmula:

$$Q = C \frac{A_2 \text{ (garganta)}}{\sqrt{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4}} \cdot \sqrt{2gh}$$

$h = \text{Diferencia de presiones}$

La evaluación de la constante  $C$  depende de la relación de áreas y del número de Reynolds.

Por esta razón cada Venturi debe venir calibrada de la fábrica y con una curva que puede convertirse en una recta en papel logarítmico. Las fórmulas son de este tipo (en sistema inglés):

$$Q_{(gpm)} = K\sqrt{plg \text{ de Hg.}}$$

Es decir, que basta leer la presión diferencial expresada en pulgadas de mercurio, para obtener el gasto que pasa por la tubería.

La exactitud obtenida con tubos Venturi bien maquinados y calibrados es de  $\pm 1\%$ . En un laboratorio de pruebas se necesita tener una batería de dichos tubos con el objeto de cubrir la variedad de gastos deseada.

*Medición por medio de boquillas.* Este procedimiento es similar al anterior y consiste en intercalar en la tubería una boquilla abocinada que aumenta la velocidad del líquido al reducir el área hidráulica. Es mucho más económico pero menos exacto que el Venturi. Existen boquillas estándar diseñadas por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) con las cuales pueden obtenerse exactitudes adecuadas. La fórmula que se usa es la de Venturi, cambiando únicamente los coeficientes.

*Medición por medio de placa de orificio.* El método menos exacto pero el más sencillo consiste en intercalar una placa de orificio entre dos bridas de una tubería; éste se usa ampliamente en el campo. El orificio debe calibrarse previamente y, desde luego, su exactitud es menor.

*Métodos por peso y volumen.* Para la prueba de bombas pequeñas, o bien en ciertas instalaciones donde se carece de medidores específicos, se puede usar el método más elemental que consiste en tomar el tiempo que una bomba tarda en llenar cierto volumen. El cálculo también se puede hacer por peso.

Este es un método simple pero inadecuado para un laboratorio de pruebas en donde se requiere variar rápidamente los gastos y determinar diversos puntos de la curva característica.

*Método de campo.* Hay algunos métodos sumamente rudimentarios para medir el gasto, que consisten en la medición por medio de escuadras que determinan lo que baja el chorro del líquido de su nivel superior de salida. Existen escuadras especialmente fabricadas para el caso.

**CARGAS**

La unidad de medición de carga es el metro en el sistema métrico y el pie en el sistema inglés, a los cuales deben referirse todas las lecturas de presión tomadas, bien sea en kg/cm<sup>2</sup> o lb/plg<sup>2</sup>.

Para agua:

$$1 \text{ lb/plg}^2 = 2.31 \text{ pies de agua}$$

$$1 \text{ kg/cm}^2 = 10 \text{ metros de agua.}$$

Es importante referir la carga a unidades de longitud, pues sólo en esa forma la carga proporcionada por la bomba será igual, sea cual fuere el líquido manejado.

La línea de referencia para la medición de cargas en bombas centrífugas horizontales es la línea de centros, mientras que en las verticales debe considerarse el ojo del impulsor del primer paso.

Por otra parte, como es sabido, la carga total de una bomba está compuesta por la carga de succión y la carga de descarga. Estas, a su vez, están compuestas por cargas estáticas, presiones, pérdidas dinámicas, etc.

*Medición de cargas.* Para medir la carga deben tenerse en cuenta los siguientes factores:

1. Debe asegurarse que exista un flujo constante. Por ello, la presión debe tomarse en una sección de tubo de área constante y en un punto alejado de 5 a 10 diámetros de cualquier válvula, codo, etc.

2. Deben hacerse cuatro orificios equidistantes conectados por un anillo que iguale las presiones y en el cual se tomarán las lecturas.

3. Los orificios deben ser perpendiculares a la pared del tubo.

4. El orificio debe ser de  $\frac{1}{8}$ " a  $\frac{1}{4}$ " (3 a 6 mm) de diámetro y de una longitud igual o doble del diámetro.

5. Las puntas del orificio deben ser redondeadas.

6. Deben proveerse válvulas de control y drenaje

7. Todas las conexiones deben hacerse de tal manera que no haya fugas.

*Instrumentos usados para la medición de cargas.* Los instrumentos usados para la medición de cargas son: manómetros, vacuómetros, tubos diferenciales de agua y tubos diferenciales de mercurio.

Los manómetros y vacuómetros son del tipo Bourdon y deben ser calibrados con aparatos especiales para asegurar su exactitud.

Los vacuómetros se usan solamente en el caso de bombas que trabajan con carga negativa de succión.

*Exactitudes y tolerancias.* Los instrumentos anteriores dan la exactitud necesaria para los fines de bombas comerciales y la tolerancia con respecto a la carga puede llegar, según las especificaciones de cada caso, hasta un dos por ciento.

*Pruebas de supresión (carga neta positiva de succión).* La carga neta positiva de succión (CNPS) requerida para la bomba es la energía mínima con la cual el líquido debe llegar a la bomba, de tal manera que si la CNPS disponible en el sistema es menor que ella, la bomba no trabaja adecuadamente debido principalmente a que empieza a cavitarse.

Estas pruebas consisten en determinar dichos valores por medio de estrangulamiento en la línea de succión, o bien variando el nivel del líquido en la succión.

## MEDICION DE LA VELOCIDAD

a) La medición de la velocidad se puede efectuar por medio de tacómetros de diversos tipos o por métodos estroboscópicos.

b) Deben tomarse dos o tres lecturas para obtener una lectura promedio.

c) Se necesita inspeccionar y calibrar periódicamente los aparatos.

d) Cuando las pruebas se hagan a velocidad diferente de la de operación, hay que hacer correcciones según las fórmulas siguientes:

1. Gasto

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

2. Carga

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

3. Potencia

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

4. Carga neta positiva de succión (CNPS)

$$H_{sr2} = h_{sr1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

En las fórmulas anteriores:

$$Q_2 = \text{Gasto a la velocidad de trabajo}$$

$$Q_1 = \text{Gasto a la velocidad de prueba}$$

$$H_2 = \text{Carga a la velocidad de trabajo}$$

$$H_1 = \text{Carga a la velocidad de prueba}$$

$$P_2 = \text{Potencia a la velocidad de trabajo}$$

$$P_1 = \text{Potencia a la velocidad de prueba}$$

$$h_{sr2} = \text{CNPS a la velocidad de trabajo}$$

$$h_{sr1} = \text{CNPS a la velocidad de prueba}$$

$$n_2 = \text{velocidad de trabajo normal}$$

$$n_1 = \text{velocidad de prueba.}$$

## POTENCIA

Para medir la potencia que se suministra a la bomba, se necesita conocer la potencia en la flecha del motor. Esta se puede determinar directamente por medio de un dinamómetro o bien indirectamente por medio de un wattmetro trifásico, que indique la potencia eléctrica que consume el motor, la cual será afectada por el valor de la eficiencia que indique la curva certificada del fabricante del motor. Este segundo método es el más usado y, en un laboratorio de pruebas, lo ideal es tener un lote de motores calibrados para fines de prueba exclusivamente.

*Eficiencia de la bomba.* La eficiencia de la bomba está dada por:

$$\eta = \frac{\text{Potencia entregada (hidráulica)}}{\text{Potencia recibida (mecánica)}}$$

y, una vez conocida la potencia mecánica recibida, interesa determinar la potencia hidráulica de la bomba.

La potencia se encuentra por la relación:

$$P = Q\gamma H$$

que dependiendo de los diferentes sistemas toma la forma:

$$P_{(HP)} = \frac{Q_{(\text{Galones/minuto})} H_{(\text{pies})}}{3.960}$$

$$P = \frac{Q_{(\text{litros/seg})} H_{(\text{metros})}}{75}$$

De esta manera se puede determinar por cálculo la eficiencia total de una bomba centrífuga, que varía entre 40 y 90%, según su velocidad específica.

### BOMBAS DE GRAN CAPACIDAD

Cuando se tienen que probar bombas muy grandes, y sucede que por el tamaño de las mismas o bien por la potencia de su motor, resulta imposible efectuar la prueba con el equipo disponible, se puede recurrir a dos tipos de pruebas:

- a) Pruebas a velocidad reducida.
- b) Pruebas con modelos a escala.

El segundo método es sumamente costoso ya que exige construir a escala toda la bomba con una estricta similitud. Esta práctica es muy usada para turbinas y también para bombas extraordinariamente grandes.

Los resultados obtenidos en el modelo son transportados por relaciones homológicas al prototipo.

Sin embargo, para bombas de alimentación de agua potable es más común probar las bombas en su tamaño original, pero a velocidad reducida y hacer las conversiones indicadas anteriormente.

En pruebas a velocidad reducida, las pérdidas relativas de potencia en chumaceras y estoperos son mayores para bombas pequeñas. Las pérdidas por fricción también pueden ser relativamente mayores, cuando se reduce el número de Reynolds. Esto puede afectar la eficiencia en bombas pequeñas de baja velocidad específica.

Resumiendo, si la diferencia de velocidades no es muy grande puede suponerse que la eficiencia permanece constante.

Por último, se puede dar el caso, aunque esto es muy poco común, que las bombas tengan que probarse a velocidad mayor que la de operación. En tal caso, se observarían cosas inversas a lo establecido anteriormente.

En México, y muchos países latinoamericanos, es común efectuar las pruebas a velocidades diferentes que las de operación, debido a las diferencias en las frecuencias de los distintos sistemas eléctricos de la República.

### TIPOS DE LABORATORIOS DE PRUEBAS EN FABRICAS

Existen tres tipos principales de laboratorios:

1. Laboratorio con carga positiva de succión.
2. Laboratorio con carga negativa de succión.
3. Laboratorio con bombas alimentadoras.

La instalación de laboratorio con carga positiva consta esencialmente, de un tanque cerrado que contiene un volumen de líquido que puede ser regulado en cuanto a presión y gasto. Evita el problema del cebado pero presenta problemas en la prueba de bombas grandes y en bombas de pozo profundo.

La de carga negativa es en sí un pozo donde se introduce la tubería de succión de la bomba, la cual se encuentra colocada sobre el pozo trabajando siempre con succión, no así las bombas de pozo profundo que trabajan ahogadas. El agua se descarga en el mismo pozo, pero éste debe tener una mampara con paso del agua por abajo, lo cual ayuda a reducir las turbulencias del agua que se maneja en circuito cerrado.

En las instalaciones del tercer tipo existen bombas alimentadoras, llamadas en inglés "booster pumps", las cuales alimentan una batería de Venturi, controlándose así el gasto que pasa por la bomba probada. Es de hecho un sistema de carga positiva y posee una buena regulación.

### SUMARIO DE DATOS NECESARIOS PARA BOMBAS QUE SE VAN A PROBAR

#### Generalidades

1. Nombre del cliente \_\_\_\_\_
2. Localización de la planta \_\_\_\_\_
3. Elevación sobre el nivel del mar \_\_\_\_\_
4. Tipo de servicio \_\_\_\_\_

#### Bombas

1. Nombre del fabricante \_\_\_\_\_
2. Designación de la bomba \_\_\_\_\_
3. Número de serie \_\_\_\_\_
4. Disposición { Horizontal \_\_\_\_\_  
Vertical \_\_\_\_\_
5. Succión { Simple \_\_\_\_\_  
Doble \_\_\_\_\_
6. Número de pasos \_\_\_\_\_
7. Diámetro de succión \_\_\_\_\_
8. Diámetro de descarga \_\_\_\_\_

#### Transmisión

1. Nombre del fabricante \_\_\_\_\_
2. Tipo \_\_\_\_\_

3. Número de serie \_\_\_\_\_
4. Relación de transmisión \_\_\_\_\_
5. Eficiencia \_\_\_\_\_

*Elemento motriz*

1. Nombre del fabricante \_\_\_\_\_
2. Número de serie \_\_\_\_\_
3. Tipo { Motor \_\_\_\_\_  
Turbina \_\_\_\_\_  
Otro \_\_\_\_\_
4. Potencia nominal \_\_\_\_\_
5. Velocidad \_\_\_\_\_
6. Características (voltaje, frecuencia, etc.) \_\_\_\_\_
7. Curva de calibración \_\_\_\_\_

*Condiciones de operación*

1. Líquido bombeado \_\_\_\_\_
2. Peso específico \_\_\_\_\_
3. Viscosidad a la temperatura de bombeo \_\_\_\_\_
4. Temperatura \_\_\_\_\_
5. Presión de vaporización \_\_\_\_\_
6. Gasto \_\_\_\_\_
7. Carga de succión { Positiva \_\_\_\_\_  
Negativa \_\_\_\_\_
8. Carga neta positiva de succión \_\_\_\_\_
9. Carga total de descarga \_\_\_\_\_
10. Carga total \_\_\_\_\_
11. Potencia hidráulica \_\_\_\_\_
12. Eficiencia \_\_\_\_\_
13. Potencia al freno \_\_\_\_\_
14. Velocidad \_\_\_\_\_

INFORMACION DE LA PRUEBA

*Generalidades*

1. Lugar de la prueba \_\_\_\_\_
2. Fecha \_\_\_\_\_
3. Probada por \_\_\_\_\_
4. Testificada por \_\_\_\_\_

*Gasto*

1. Método de medición \_\_\_\_\_
2. Medidor (marca y serie) \_\_\_\_\_
3. Curva de calibración \_\_\_\_\_

*Carga*

1. Medidor en la succión (marca y serie) \_\_\_\_\_
2. Curva de calibración \_\_\_\_\_
3. Medidor en la descarga (marca y serie) \_\_\_\_\_
4. Curva de calibración \_\_\_\_\_

*Potencia*

1. Método de medición \_\_\_\_\_
2. Marca y número de serie del instrumento \_\_\_\_\_
3. Curva de calibración \_\_\_\_\_

*Velocidad*

1. Método de medición \_\_\_\_\_
2. Marca y número de serie del instrumento \_\_\_\_\_
3. Curva de calibración \_\_\_\_\_

**ILUSTRACION NUMERICA DEL CASO DE UNA PRUEBA**

Para terminar se ilustrará numéricamente el caso de una prueba, así como el de los registros tomados en el transcurso de la misma y la hoja de cálculos necesarios para determinar la curva de operación de la bomba, certificando que se cumplen las condiciones.

*Información de la prueba*

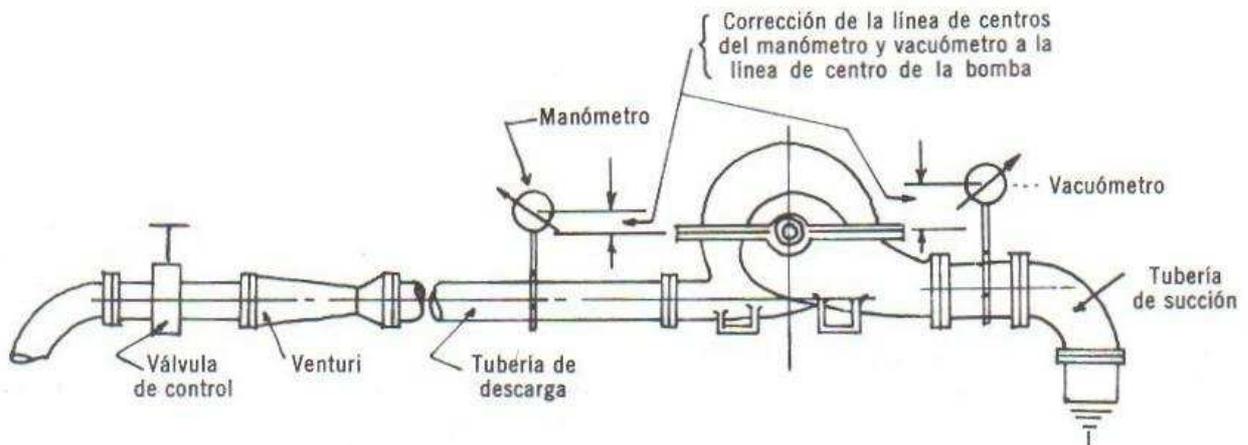
- |                       |                         |
|-----------------------|-------------------------|
| 1. Lugar de la prueba | México, D. F.           |
| 2. Fecha              | 18 de diciembre de 1971 |
| 3. Probada por        | Ing. Javier Fuentes     |
| 4. Testificada por    | Ing. Leonardo González  |

*Gasto*

- |                         |             |
|-------------------------|-------------|
| 1. Método de medición   | Venturi 6"  |
| 2. Marca y serie        | VenMex-2374 |
| 3. Curva de calibración | V-178       |

*Carga*

- |                          |            |
|--------------------------|------------|
| 1. Medidor en la succión | Vacuómetro |
| 2. Curva de calibración  | C-37       |



**Figura 205.** Disposición de las instalaciones para la prueba.

3. Medidor en la descarga	Manómetro de 57 lb/plg <sup>2</sup> (4 kg/cm <sup>2</sup> )	Diámetro del impulsor	12 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> "
4. Curva de calibración	C-121	Diámetro de succión	12"
		Diámetro de descarga	5" con ampliación en la tubería a 6"
	<i>Potencia</i>	Tipo de transmisión	Directa por medio de flecha flexible
1. Método de medición	Wattmetro trifásico	Elemento motriz	Motor eléctrico
2. Marca y número de serie	Weston-1727-A		25 HP
3. Curva de calibración	H-37		6 polos
			220-440 voltios
			3 fases
	<i>Velocidad</i>		Serie 12584-33
1. Método de medición	Tacómetro		Curva M-3217
2. Serie	2174		
3. Curva de calibración	Ajustado		

La disposición de la bomba, tuberías y elementos de medición se muestran en la figura 205.

Las variaciones en las características de la bomba necesarias para poder trazar la curva se logran modificando el gasto mediante la válvula de control.

Entonces, en la prueba se toman los diferentes valores diferenciales de presión (generalmente en columna de mercurio) y se hacen las lecturas de presión, succión, potencia y velocidad tal como se puede ver en el ejemplo siguiente.

*Información del equipo a ser probado*

Tipo de bomba	5-BP-13
Número de serie	M-30584
Disposición	Horizontal
Succión	Simple
Número de impulsores	Uno

Prueba Núm. \_\_\_\_\_  
 Fecha \_\_\_\_\_  
 Tomada por \_\_\_\_\_  
 Eficiencia esperada \_\_\_\_\_

Núm.	Capacidad "Hg			Descarga lb/plg <sup>2</sup>	Lectura* Watt × 40 = KW	Succión "Hg	Velocidad rpm	Observaciones
	+	-	Total					
1	0	0	0	21.2	2.75	0.147	995	
2	0.5	0.5	1.0	19.1	2.76	0.175	990	
3	1.0	1.0	2.0	17.7	2.77	0.198	990	
4	1.8	1.8	3.6	16.4	2.78	0.215	985	
5	2.9	2.7	5.6	14.5	2.79	0.231	980	
6	4.1	3.9	8.0	12.8	2.85	0.246	980	

\* Factor del wattmetro: 40

Figura 206. Hoja de pruebas.

*Observaciones:*

1. En este caso hay poca variación en la succión debido a que la carga estática permanece constante y las pérdidas de fricción en una tubería de 12" son casi despreciables.

2. El factor del wattmetro depende de las relaciones de los transformadores de corriente y potencial.

3. La velocidad va disminuyendo conforme aumenta la carga, por tratarse de un motor de inducción.

Es imprescindible convertir todos los valores a una sola velocidad usando las ecuaciones de homología ya presentadas.

En la figura 208 se muestra la curva de operación para la bomba probada.

Lectura número	1	2	3	4	5	6
Lectura diferencial Venturi ("Hg)	0.0	1.0	2.0	3.6	5.6	8
Gasto equivalente ( $gpm = 287\sqrt{"Hg}$ )	0	287	406	544	679	811
Diferencia en cargas velocidad (pies)	0	0.157	0.316	0.568	0.88	1.26
Lectura manométrica (lb/plg <sup>2</sup> )	21.2	19.1	17.7	16.4	14.5	12.8
Lectura manométrica corregida según curva	21.7	19.6	18.2	16.9	15.0	13.2
Conversión a pies ( $H(\text{pies}) = P(\text{lb/plg}^2) \times 2.31$ )	50	45.2	42.0	39.0	34.6	30.5
Corrección de esta altura por localización del manómetro	4.72	4.72	4.72	4.72	4.72	4.72
Carga total de descarga ( $H_p + H_v$ )	54.72	50.08	47.04	44.29	40.2	36.5
Lectura vacuómetro ("Hg)	2.75	2.76	2.77	2.78	2.79	2.8
Corrección por altura del vacuómetro	—	—	—	—	—	—
Carga total succión en pies	3.13	3.13	3.13	3.13	3.13	3.13
Carga total (carga succión + carga descarga)	57.85	53.21	50.17	47.42	43.33	39.61
Potencia de agua $\frac{Q_{(gpm)} \times H_{(pies)}}{3.960}$	0	3.86	5.14	6.52	7.42	8.11
Lectura wattmetro	0.147	0.175	0.198	0.215	0.231	0.246
KW (lectura $\times$ factor (40))	5.88	7.00	7.92	8.60	9.24	9.84
HP (HP = KW $\times$ 1.34)	7.88	9.38	10.6	11.5	12.4	13.2
Eficiencia del motor	0.70	0.75	0.77	0.78	0.79	0.81
HP al freno en la flecha (HP $\times \eta$ )	5.51	7.03	8.16	9.0	9.8	10.7
Eficiencia = $\frac{\text{Potencia hidráulica}}{\text{Potencia eléctrica}}$	0	55%	63.1	72.4	75.7	75.8

Figura 207. Hoja de cálculos.

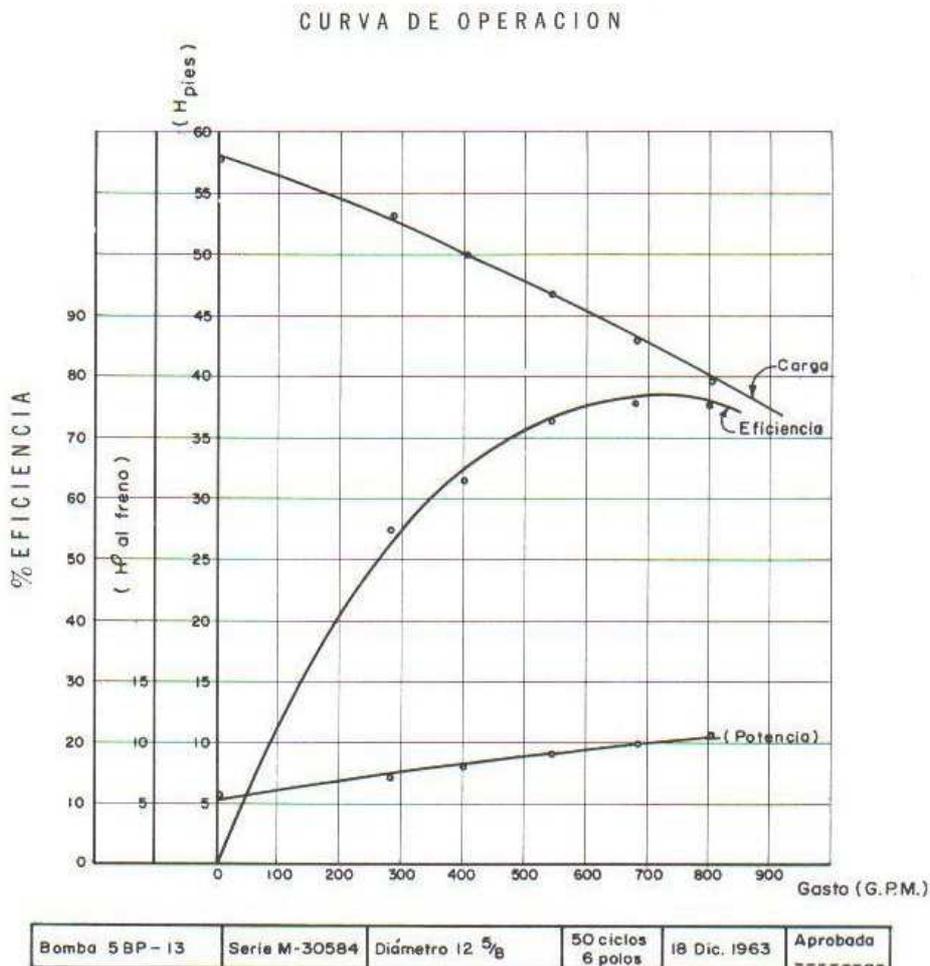


Figura 208. Curva de operación.

CAPITULO **18**

*Aplicaciones de las bombas*

En el primer capítulo de este libro, se mencionaron en forma somera las principales aplicaciones de los diversos tipos de bombas. Ahora, pasaremos a examinar las industrias, sistemas y procesos donde las bombas desempeñan un papel de suma importancia. Desde luego, el tema es demasiado amplio para cubrirlo aquí en forma exhaustiva. Las descripciones forzosamente son muy escuetas y sólo tienen por objeto proporcionarle al lector una idea general de la enorme variedad de equipos empleados en los servicios públicos e industrias, para satisfacer sus necesidades. Sin embargo, se consideró útil presentar, a título de ejemplo por lo menos un estudio detallado del proceso industrial y del equipo correspondiente, en una fábrica tipo.

En vista de la gran importancia que tiene la industria azucarera en la economía de los países latinoamericanos, para dicho fin se escogió un ingenio de azúcar de caña cuya descripción se da al final de este capítulo.

También se describen con bastante detalle los sistemas de agua potable y de aguas residuales de la ciudad de México, los cuales representan un gran logro de la ingeniería sanitaria, debido a la complejidad y envergadura de los problemas de bombeo que hubo que resolver.

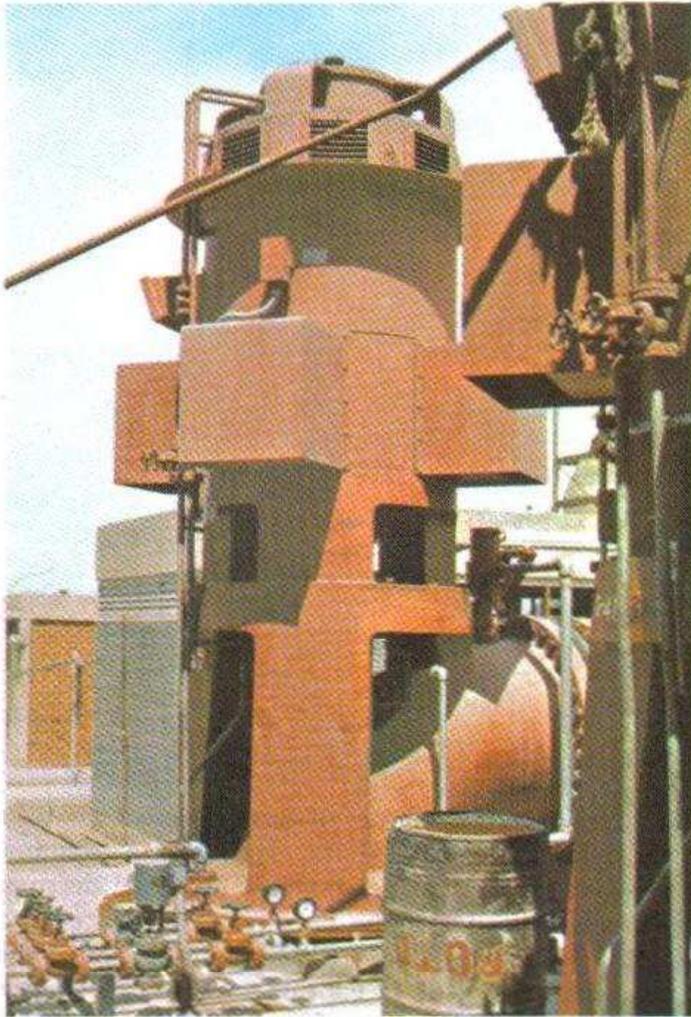
## **PLANTAS TERMoeLECTRICAS**

Los elementos básicos de una planta termoeléctrica son la caldera y el grupo turbogenerador. En la caldera se efectúa la transferencia de energía del combustible al vapor de agua. En la turbina de vapor, se efectúa la transformación de la energía del vapor en energía mecánica que, a su vez, será transformada por el generador en energía eléctrica.

A fin de mejorar el ciclo básico, se conecta un condensador en la descarga de la turbina, incrementando la caída de presión en esta última, con lo cual se logra mayor transferencia de energía. El condensador, además, recupera una gran parte del agua, ya condensada, que se había suministrado a la caldera.

Para mejorar la eficiencia del ciclo, se calienta el agua de alimentación de la caldera con el vapor que se extrae de un paso intermedio de la turbina.

El ciclo de alimentación de agua a la caldera y de condensado requiere un mínimo de 3 bombas: la bomba de condensado que envía el agua desde el condensador hasta los calentadores, la bomba de alimentación de agua a la caldera, y la bomba de circulación que impulsa el agua fría a través de los tubos del condensador, con lo cual se logra condensar el vapor.



**Figura 209.** Bombas de pozo profundo para extracción de condensado. Gasto 126 lt/seg. Carga 145 m. Potencia motor 300 HP. Velocidad 1,775 r.p.m. (Cortesía Comisión Federal de Electricidad de México.)

Las principales bombas de una planta termoeléctrica son:

1. Bombas de agua de alimentación.
  2. Bombas de aceite para los multiplicadores o reductores de engranes.
  3. Bombas de aceite combustible.
  4. Bombas de condensado.
  5. Bombas de inducción de fosfatos.
  6. Bombas de agua ácida a las plantas desmineralizadas.
  7. Bombas para agua de servicios generales.
  8. Bombas de introducción de sustancias químicas al agua de circulación.
  9. Bomba para mezcla de cloro.
  10. Bombas de trasiego de agua desmineralizada a los tanques de condensado.
  11. Bombas de agua desmineralizada.
  12. Bombas de aceite lubricante.
  13. Bombas de aceite de sellado.
  14. Bombas de extracción de condensado.
  15. Bombas de vacío.
- Etcétera.

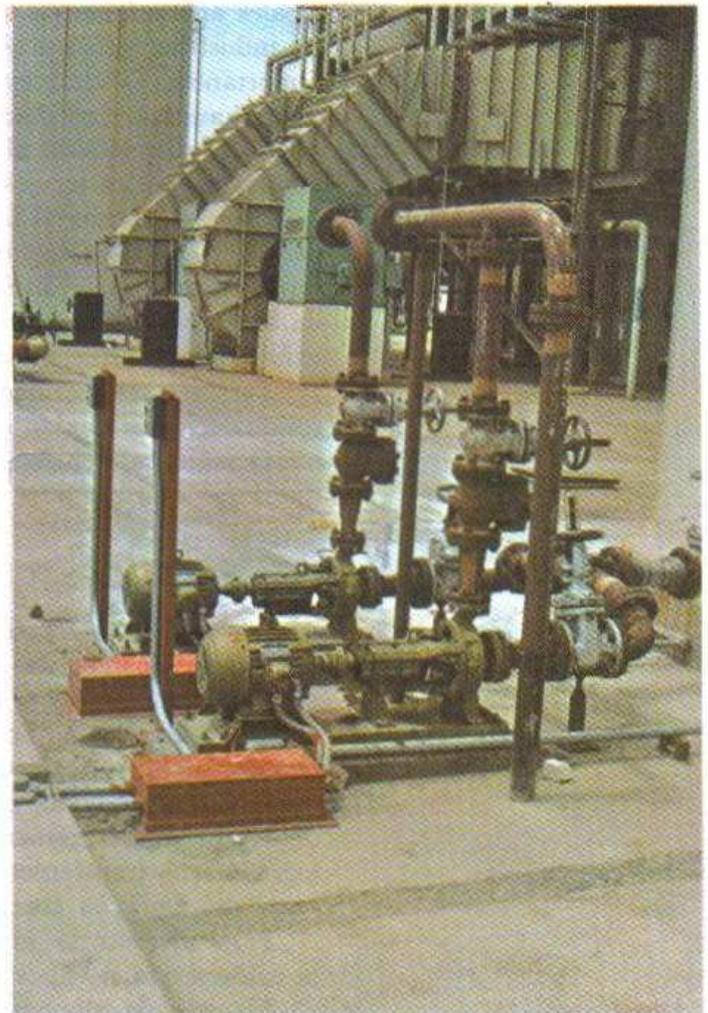
En las figuras 209 y 210 se muestran como ejemplos las bombas de condensado y las bombas para la reposición del ciclo de condensados, respectivamente, que se instalaron en la planta Termoeléctrica del Valle de México. La planta se compone de 4 unidades de 150,000 kw cada una.

### PLANTAS DE ALMACENAMIENTO

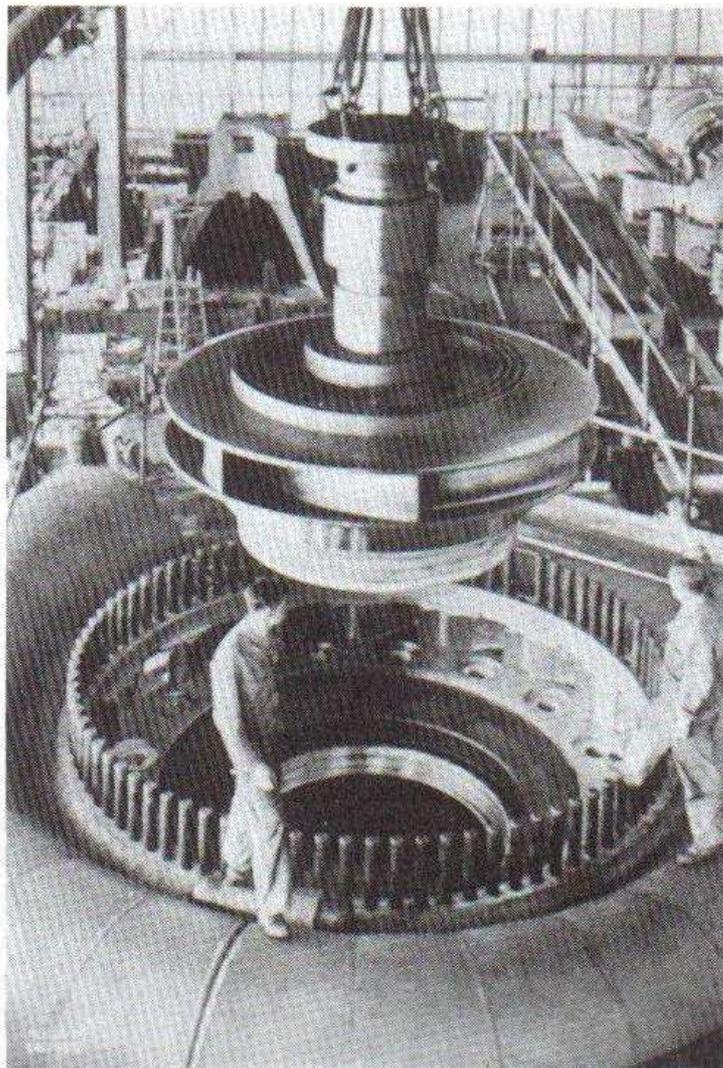
Debido a que los recursos hidroeléctricos son cada día más escasos en el mundo, fue necesario construir plantas de almacenamiento con turbobombas, que trabajan como turbinas en los momentos en que la carga del sistema es más alta, y como bombas cuando la carga del sistema es baja.

Con objeto de utilizar al máximo los volúmenes de agua, se necesita contar con dos embalses, uno, aguas arriba, y otro, aguas abajo. Por lo general, estas unidades son demasiado grandes para que puedan trabajar con una eficiencia alta, y hacer costeable su operación.

Plantas de este tipo se instalaron en Canadá, Estados Unidos, Suiza, Alemania y varios otros países de Europa



**Figura 210.** Bombas para la reposición de agua del ciclo de condensado. Potencia motor 1.5 HP. Velocidad 1,490 r.p.m. (Cortesía Comisión Federal de Electricidad de México.)



**Figura 211.** Tubobomba de la planta Rönkhausen. (Cortesía Sulzer.)

*Como turbina:*

- $Q = 31,500$  litros/seg
- $H = 263.2$  m
- $N = 500$  r.p.m.
- Potencia = 73,000 KW.

**APLICACIONES EN ENERGIA NUCLEAR**

La característica principal de las bombas usadas en plantas nucleares es la máxima reducción de fugas, para evitar cualquier posibilidad de contaminación con material radiactivo.

La segunda característica es la confiabilidad del equipo.

Los líquidos manejados incluyen agua pesada, agua radiactiva, sodio líquido, lodos radiactivos y bismuto líquido.

Para cumplir los requisitos de servicio de las plantas de energía nuclear, se han diseñado los siguientes tipos de bombas:

- bomba con motor de cierre hermético;
- bomba de motor sumergido;
- bomba con motor en atmósfera de gas;
- bomba con motor en aceite;
- bomba con fuga controlada;
- bomba electromagnética;
- bomba de diafragma especial.

El continuo aumento de plantas nucleares para la generación de energía eléctrica requiere que se construyan más, y mayores bombas, diseños nuevos que permi-

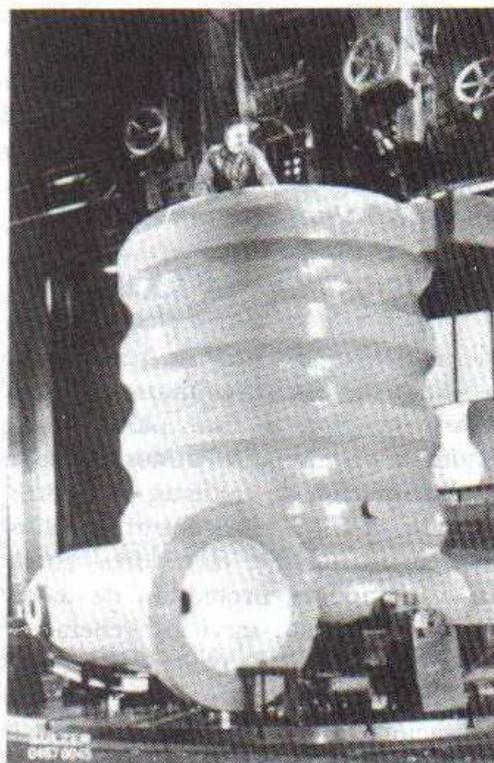
como ilustración, se muestran el rodete y carcasa de la turbobomba Sulzer para la planta Rönkhausen, en Alemania, que trabaja en las siguientes condiciones:

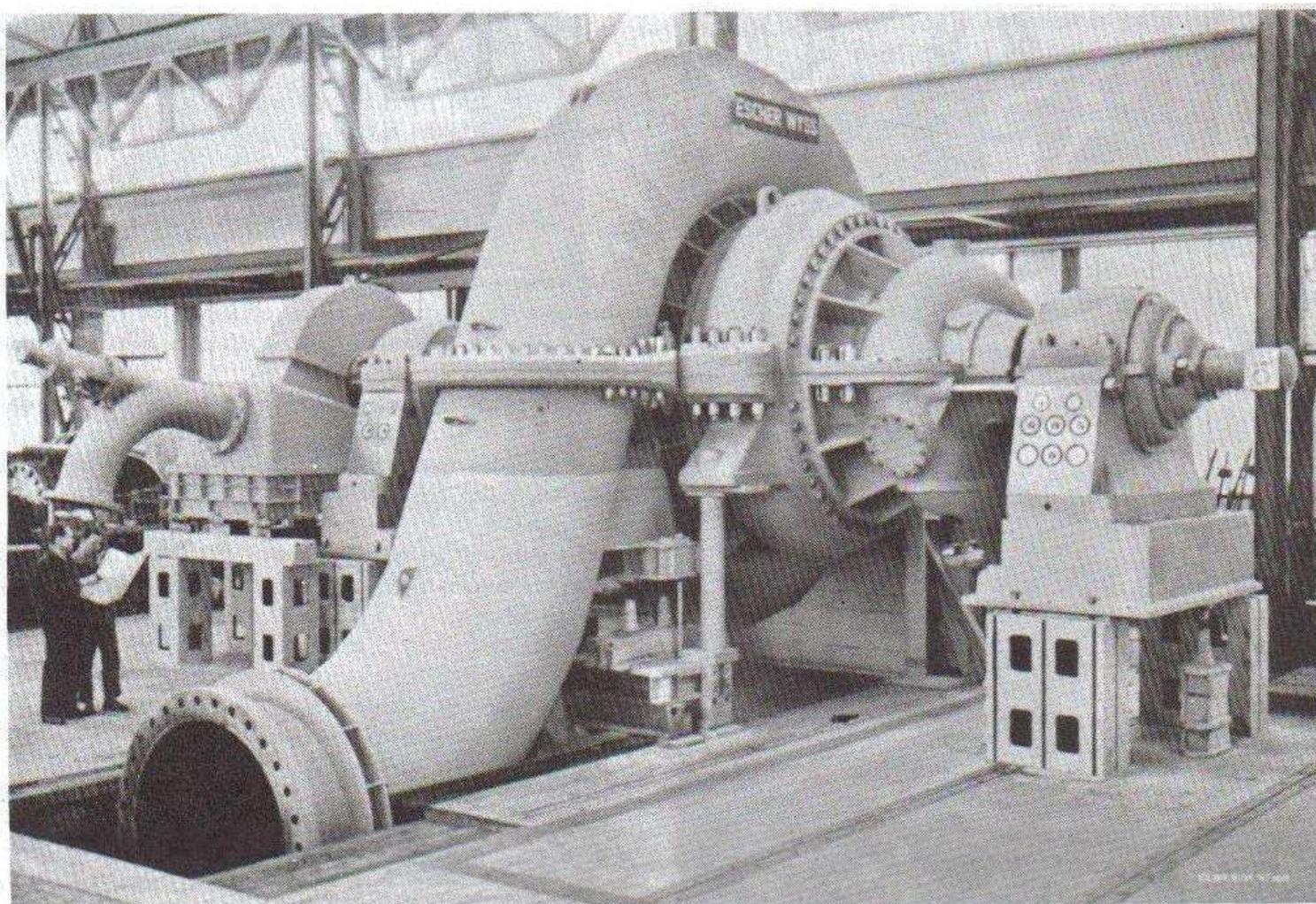
*Como bomba:*

- $Q = 20,750$  litros/seg
- $H = 268.5$  m
- $N = 500$  r.p.m.
- Potencia = 60,500 KW.



**Figura 212.** Carcasa con un peso de 80 toneladas para una de las 4 bombas de la planta suiza de Veytaux. Potencia 81,500 HP. Velocidad 600 r.p.m. Gasto 7 m<sup>3</sup>/seg. Carga 800 m. Estas bombas de cinco pasos son de las más grandes del mundo y bombean el agua del Lago Ginebra al embalse de Hongrin (Suiza) que tiene una capacidad de 53 millones de m<sup>3</sup>. (Cortesía Sulzer.)





**Figura 213.** Una de las cuatro bombas de almacenamiento de la central alemana de Erzhäusen. Potencia 55,000 KW. Carga 283 metros. Arranque por medio de turbina Pelton 2 Pasos. (Cortesía Escher Wyss.)

tan reducir el costo total de este tipo de centrales. Las primeras centrales nucleares en América Latina están en proyecto y construcción.

### SERVICIOS PARA LA MARINA

Los servicios de bombas son de suma importancia en los barcos tanto mercantes, militares o de pasajeros.

Las bombas centrífugas se usan para servicios auxiliares de condensador, drenajes atmosféricos, balastos, desperdicios, alimentación de calderas, salmueras, cargamento, circulación, condensado, control de daños, destilados, drenajes, agua potable, elevadores, enfriamiento de máquinas evaporadoras, protección de incendio, lavado, agua fresca, gasolina, servicios generales, enfriamiento de artillería, drenaje de calentadores, circulación de agua caliente, pozo caliente, agua helada, alimentación de conservación, servicios sanitarios y agua de limpieza.

Las bombas rotatorias se usan para enfriamiento de máquinas, cargamentos, descarga y preparación, crudos, servicio de elevadores, mecanismo del timón, servicio y transferencia de combustibles y gasolina, circulación de aceites lubricantes, así como servicio y transferencia de melazas, servicios de preparación y transferencia de aceite, gasolina, jarabe, etc.

Las bombas reciprocantes de Acción Directa, se usan para bombeo de aire, para alimentación de calderas, agua potable, sistemas contra incendio, neblina de aceite, pruebas hidráulicas, bombas de vacío, etc.

Las bombas reciprocantes de acción directa, se usan en servicios marítimos, debido a su sencillez y confiabilidad, ya que las condiciones de operación, y mantenimiento en alta mar y la disponibilidad de repuestos son muy diferentes a los servicios de tierra. Cabe mencionar que las bombas reciprocantes accionadas por vapor se siguen usando como unidades de reserva, en tanto que las unidades principales tienen motores eléctricos.



**Figura 214.** Tuberías conectadas a bombas vistas en la cubierta de un barco.

La construcción de modernos barcos impulsados por turbinas de gas y por energía nuclear obligaron a los fabricantes de bombas a ajustar sus diseños.

El campo de las embarcaciones pequeñas ya sea de pesca o de simple recreo constituyen otra área de aplicación de bombas, en lo que respecta a sistemas de circulación de agua de enfriamiento y de lubricación.

Se usan miles de bombas en todos los barcos que surcan ríos, mares y océanos. Los grandes países constructores de barcos como Holanda, Inglaterra, Rusia, Francia, España, Estados Unidos, Noruega y Japón, tienen fábricas que se especializan en la fabricación de este tipo de equipos.

### AERONAUTICA

Una rama de ingeniería tan moderna, complicada y exacta como la aeronáutica, no puede prescindir de equipos de bombeo.

Las bombas se usan en los sistemas de mando, de calefacción, de refrigeración, lubricación, etc. Pero no sólo son importantes los sistemas de bombeo de las uni-

dades en vuelo, sino también los que se usan en las instalaciones de diseño y prueba de aviones. En la Fig. 217, se muestran como ejemplo las instalaciones que la Compañía Sulzer de Suiza, construyó para la prueba del avión Concorde, hoy día el más moderno avión que surca los cielos.

El Concorde, desarrollado en común por Inglaterra y Francia, alcanza una velocidad máxima de Mach 2.0. Para que el avión empezase a hacer sus vuelos regulares en 1972, siete prototipos efectuaron 5,000 horas de vuelo, y se los sometió a un extenso programa de ensayo en los bancos de prueba. Para estos ensayos, Sulzer construyó una gran instalación en Farnborough, Inglaterra, que permite someter el avión, construido en serie, a los esfuerzos que tienen lugar durante el vuelo. Con esta instalación se pueden determinar a tiempo los fenómenos de fatiga que se pueden presentar en el avión y tomar las medidas apropiadas para prevenirlos.

Durante el vuelo rectilíneo en atmósfera tranquila, el avión está expuesto a fuerzas estáticas producidas por los diferentes efectos de las fuerzas ascensional, gravitatoria, del empuje de los turbo-reactores y de la resistencia del aire, así como por la presión en el interior del fuselaje. Las ráfagas y las turbulencias, así como las maniobras de vuelo producen cargas dinámicas adicionales, que se superponen a las fuerzas estáticas. Estas van acompañadas de tensiones térmicas provocadas, por ejemplo, por diferencias de temperatura entre el fuselaje y el aire exterior o por los calentamientos locales en torno de los turbo-reactores.

En los aviones supersónicos, a todas estas cargas se agregan esfuerzos térmicos no estacionarios, que se producen por las violentas variaciones de la temperatura en la superficie del avión, durante la aceleración, hasta alcanzar la velocidad de crucero, y durante la aceleración a la velocidad subsónica.

Los cambios de temperatura en las estructuras internas del avión no ocurren al mismo ritmo, por lo que se forman gradientes de temperatura que provocan tensiones adicionales en el material.

Si se estudian las variaciones de la temperatura en la pared exterior del avión, a base de isoterma, se ve que la superficie tras haberse calentado inicialmente, comienza a enfriarse, para calentarse de nuevo con gran rapidez, al llegar a la estratosfera.

Durante el vuelo de crucero, la temperatura se mantiene a 100°C. En el vuelo descendente antes de aterrizar, el avión frena a la velocidad subsónica, en un lapso relativamente corto, durante el cual la temperatura cae a 20°C, lo que corresponde a una temperatura a nivel del suelo a 15°C

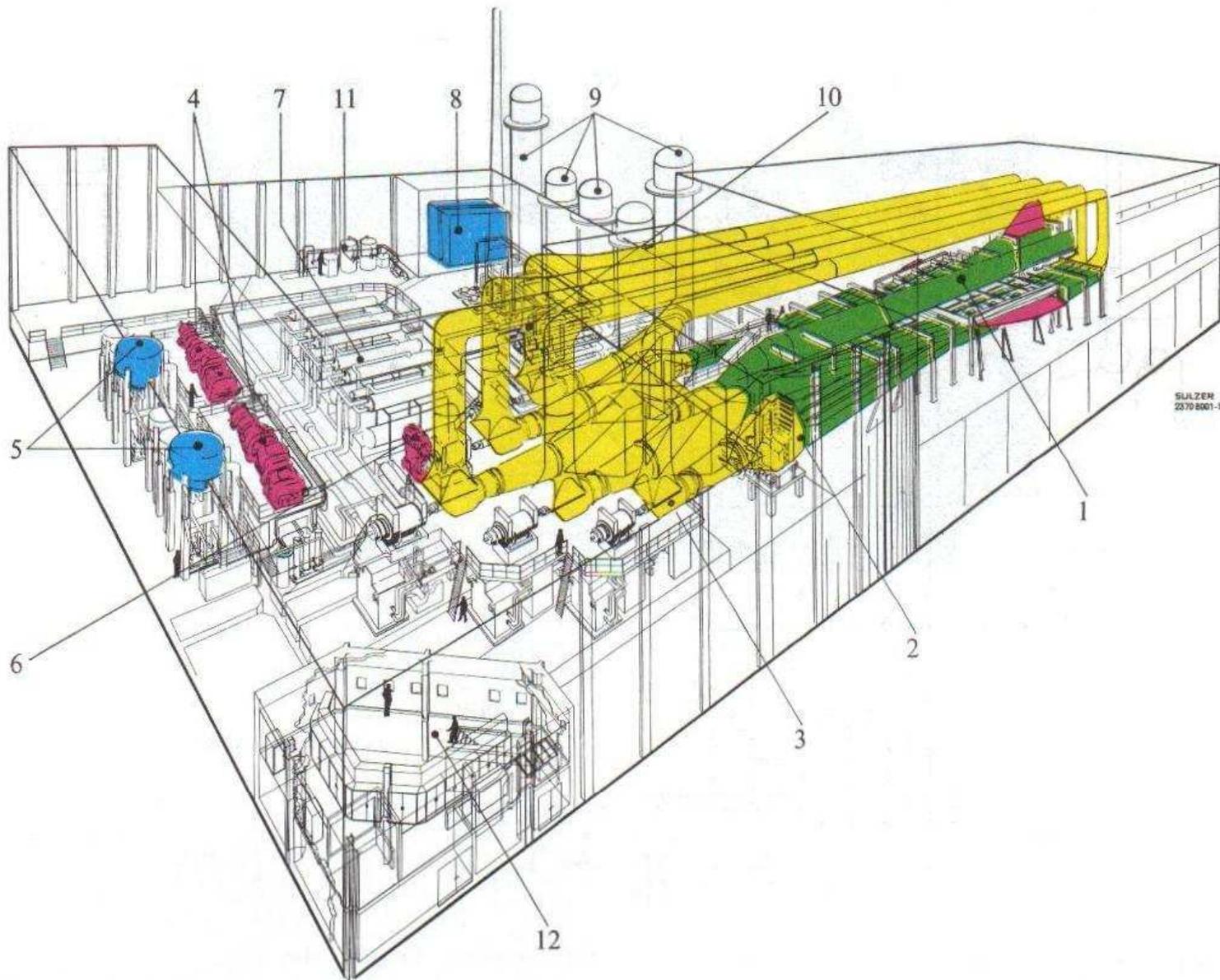
Para realizar las pruebas se tiene una instalación cuyo plano general se muestra en la figura 216. (Cortesía Sulzer.)

Las bombas principales son:

- bombas de circulación de agua;
- bombas de carga de amoníaco;



**Figura 215.** Avión "Concorde". (Costesía Sulzer)



2 Plano general de la instalación.

- |                             |  |  |
|-----------------------------|--|--|
| 1 Objeto sometido al ensayo | 6 Compresor de émbolo                                | 10 Bombas de alimentación y de carga   |
| 2 Cambiadores de calor      | 7 Estructura del cambiador de calor                  | 11 Instalación de tratamiento del agua |
| 3 Soplane de circulación    | 8 Caldera de agua caliente                           | 12 Sala de mando                       |
| 4 Grupos de turbomáquinas   | 9 Depósitos para amoníaco, agua caliente y agua fría |  |
| 5 Evaporadores de expansión |  |  |

Figura 216.

bombas de alimentación de amoníaco caliente;  
 bombas de alimentación de agua;  
 bombas de carga de agua.

El avión se cubre con una envoltura bien ajustada y se le somete a repetidos ciclos de temperatura. Cinco circuitos cerrados (uno sobre el fuselaje y dos sobre cada ala) simulan el perfil del vuelo supersónico, de tal modo que las cargas térmicas se aproximan lo más posible a la realidad.

Cada circuito se compone fundamentalmente de una soplante axial, dos intercambiadores de calor con tubos de aletas, de la zona de ensayo y de los canales de unión.

Lo anterior puede verse en la figura 217.

Lo expuesto sólo es un ejemplo de las numerosas aplicaciones que tienen las bombas en la aeronáutica.

También son muy importantes sus aplicaciones en la astronáutica en donde hubo que diseñar otro tipo de instalaciones de ensayo para probar las naves que se dirigen a nuestro satélite y a los planetas.

### INDUSTRIA QUIMICA

La industria química es la que presenta problemas de bombeo más complejos y la que requiere bombas para manejar sustancias de diferente naturaleza.

Las materias primas en estado líquido generalmente son abastecidas en carros tanque de donde deben bombearse a través de las diferentes partes del sistema de tubería. Dichos líquidos tienen distinta composición química.

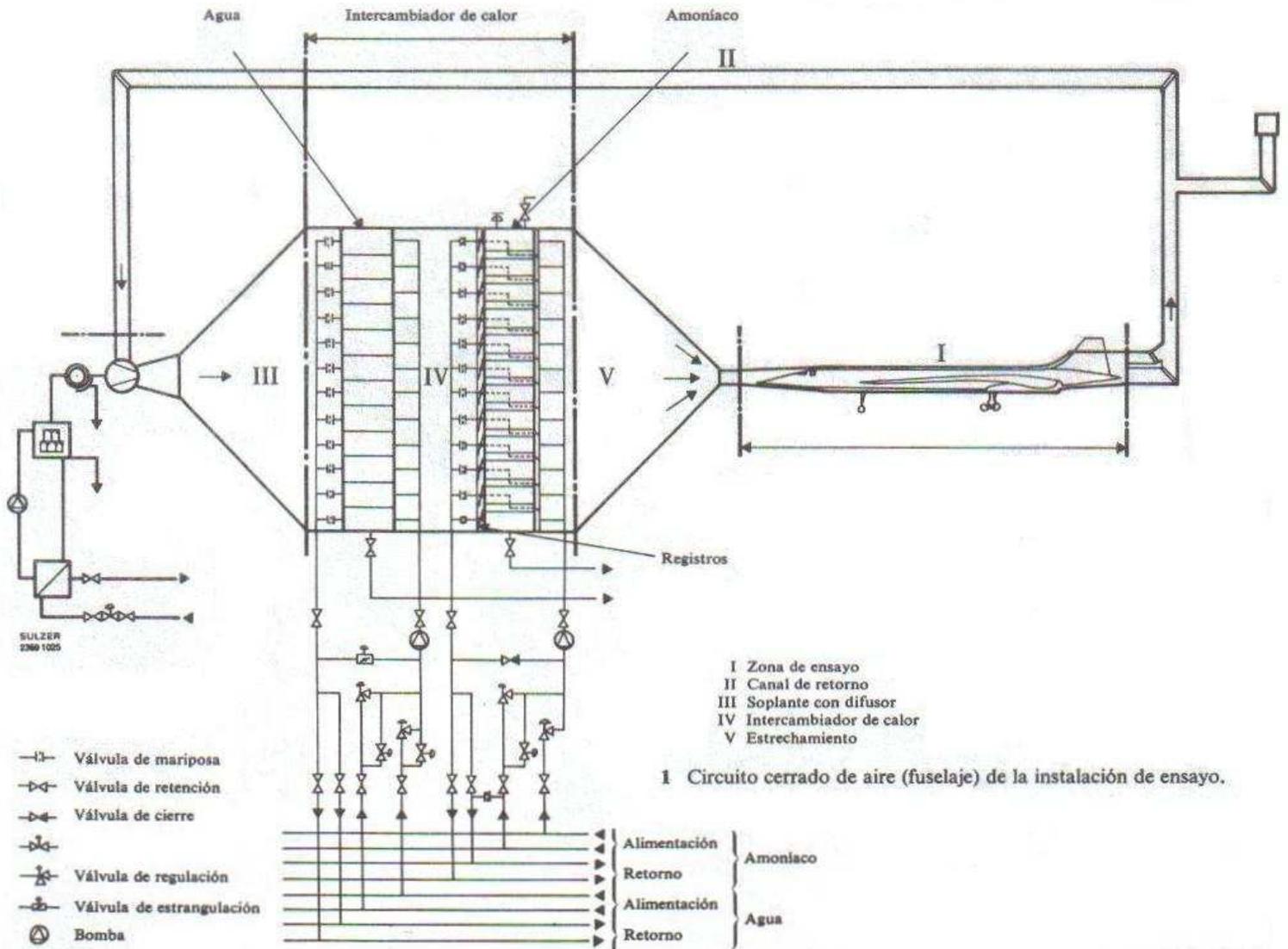


Figura 217. Instalación de ensayo. Avión concorde. (Cortesía Sulzer.)

mica, corrosividad, viscosidad, consistencia, por lo cual se requiere usar diferentes tipos de bombas.

Las bombas centrífugas se usan en las plantas químicas para manejar aproximadamente el 90% de los líquidos corrosivos. La razón de esto, es la ventaja que presentan las bombas centrífugas de trabajar con holguras más amplias, lo cual es una gran ventaja cuando se usan aleaciones inoxidables.

Los principales materiales usados en las bombas para la industria química son, acero inoxidable, vidrio, plástico, grafito, acero, bronce, fierro, hule duro, porcelana y una gran cantidad de otros materiales resistentes a la corrosión y a la abrasión. Además, se requiere que la instalación y mantenimiento del equipo sean fáciles y su operación confiable.

Los líquidos que se manejan, abarcan ácidos, bases, sales, acetatos, hidrocarburos, cloruros, almidones, aceites, etcétera.

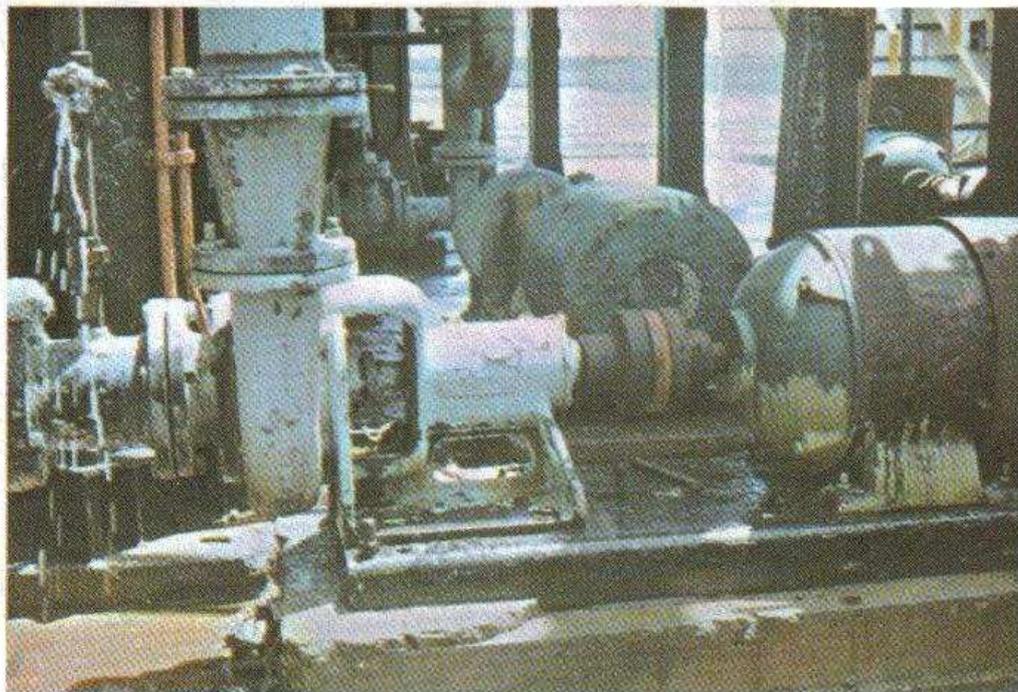
En las siguientes fotografías se muestran dos bombas, una para el manejo de carbonato de sodio disuelto en agua, y la otra construida para el manejo de ácido sulfúrico.

Las bombas para la industria química se construyen en varios diseños especiales. En cuanto al problema de las fugas en los estoperos, éste se resuelve con bombas provistas de sellos mecánicos de materiales especiales para resistir la abrasión o la erosión.

También se han diseñado bombas de las llamadas de "cero fugas" que son de movimiento magnético. El extremo motriz y el lado en contacto con el líquido están separados por un diafragma no magnético y el líquido bombeado sirve como lubricante de la bomba. Este diseño es especialmente adecuado para líquidos peligrosos, tóxicos, odoríferos, extremadamente calientes o fríos o altamente corrosivos.

También se usan bombas con motores de cierre hermético similares a las empleadas en las plantas nucleares.

En lo que se refiere al problema que presentan los líquidos muy abrasivos y que, tal vez es el mayor problema que existe en una bomba, se ha recurrido a recubrimientos de sustancias sintéticas que pueden ser reemplazadas periódicamente, sin que afecte el material básico de la carcasa.



**Figura 218.** Bomba centrífuga para manejo de carbonato de sodio disuelto en agua. (Cortesía Sosa Texcoco, México.)



**Figura 219.** Bomba para el manejo de ácido sulfúrico.

Existen diseños especiales para bombear metales fundidos y para manejar sustancias con sólidos en suspensión, tales como pulpas químicas, residuos de cinc, dolomita, bauxita, etc.

Dentro del campo de las bombas rotatorias, son muy conocidas las bombas de tornillo simple, para gran variedad de productos cáustico, ácidos, colorantes, solventes, jabones, látex, resinas, etcétera.

Las bombas de volumen controlado, de medición y de dosificación se usan en procesos químicos y metalúrgicos para inyectar pequeñas cantidades de líquido.

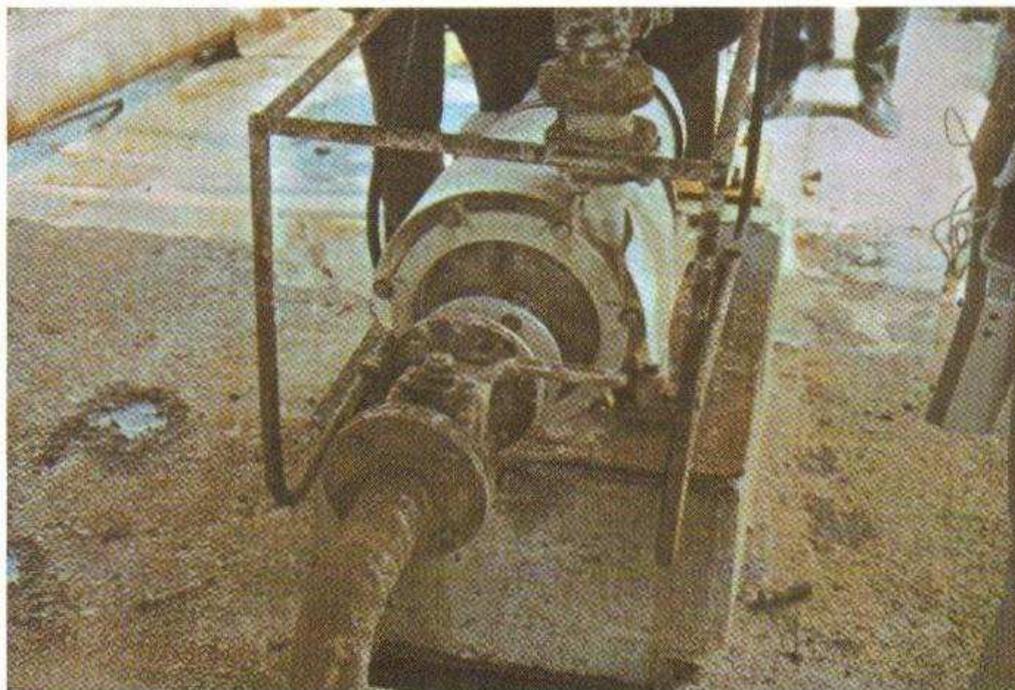
Para gastos mayores, las bombas de diafragma de diferentes diseños tienen gran aceptación.

Las bombas de diafragma accionadas por aire, tienen gran demanda en las plantas químicas y metalúrgicas para manejar lodos, licores, ácidos, productos cristalinos, etcétera.

Las bombas reciprocantes mayores, son generalmente unidades del tipo de émbolo, construidas de aleaciones especiales, porcelanas, hule duro, etc. Algunas bombas están provistas de cilindros resistentes al ácido, de porcelana y tienen émbolos del mismo material. Las aplicaciones incluyen el manejo de ácidos, pinturas, abrasivos, etcétera.

### BOMBAS DE CRISTAL

Estas manejan una gran variedad de ácidos, jugos de fruta, leche. En la siguiente figura se observa una para bombeo de ácido sulfúrico.



**Figura 220.** Bomba de cristal para bombeo de ácido sulfúrico. (Cortesía Sosa Texcco, México.)

El cristal resiste todos los ácidos y compuestos químicos, excepto el ácido fluorhídrico y el ácido fosfórico glacial.

Las bombas de cristal no se recomiendan para manejar soluciones alcalinas.

En textos especializados de ingeniería química, deberán estudiarse todas las posibles aplicaciones de las bombas para las diferentes sustancias.

### INDUSTRIA PETROLERA

Las bombas que se usan en la industria petrolera se dividen en 8 grupos: perforación, producción, transporte, refinería, fracturación, pozos submarinos, portátiles y de dosificación.

En *perforación*, se usan las llamadas bombas de lodo, como la que se muestra en la figura 221.

Estas bombas son casi siempre del tipo reciprocante. Deben desarrollar presiones altas a veces, superiores a los 200 kg/cm<sup>2</sup>. El lodo de perforación que manejan estas bombas pesa entre 2 y 20 kg/litro.

En *producción* se usan cuatro tipos de sistemas de bombeo para extraer el crudo de los pozos de producción y descargarlo a nivel del suelo: sistema de cilindro de succión, sistema hidráulico, sistema sumergible y sistema de elevación por gas. Hay algunos pozos que no necesitan bombeo ya que es suficiente la presión del crudo.

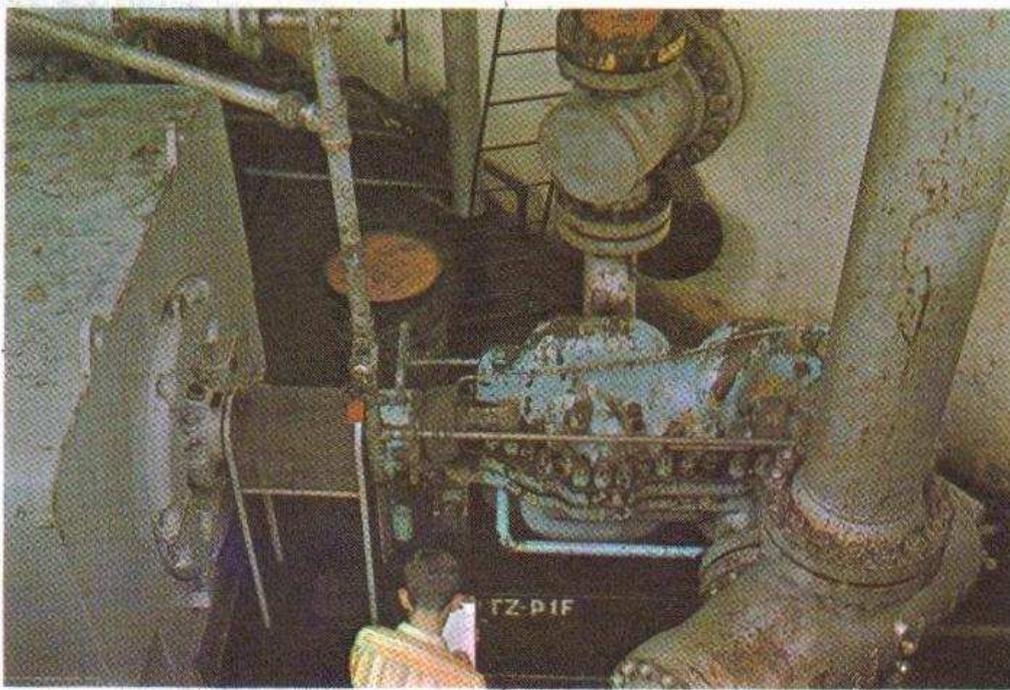
El *transporte* de líquidos en la industria petrolera se hace a través de miles de kilómetros en el mundo entero, tanto en oleoductos, petróleoductos propiamente dichos y gasoductos. En ciertos casos el ducto puede servir para transportar diferentes fluidos.

Las estaciones de bombeo están instaladas a intervalos adecuados, a lo largo del ducto, pues aun en terreno plano, las cargas de fricción son grandes y se requieren bombas de alta presión.

A continuación se ilustra una planta de bombas de alta presión localizada en Poza Rica, México. Las bombas son de varios pasos con una presión de trabajo de



**Figura 221.** Bomba de lodos de 2 cilindros accionada por gas. Marca Super Wilson Snyder 16¼-7¾-20. (Cortesía Oficina Pemex-México.)



**Figura 222.** Planta de bombeo.  
(Cortesía Pemex.)

882 lb/plg<sup>2</sup> y tienen la carcasa bipartida horizontalmente.

Manejan petróleo crudo excedente que no es posible refinar en Poza Rica. Tiene un alcance de 50 km de longitud donde se encuentra la siguiente estación de bombeo. Pueden observarse los grandes motores de 2.500 HP.

Cada día son más importantes los oleoductos dado que los centros de producción generalmente están muy distantes de los centros de consumo. Existen grandes oleoductos a través de la selva, o de los desiertos como los que se construyeron en el Sahara o en Arabia para transportar el petróleo a los puertos de donde buques petroleros lo llevan a países lejanos. Durante todo el año las bombas de estos oleoductos están expuestas a grandes cambios de temperatura. Este problema y el de las grandes presiones requiere que se usen bombas de diseños especiales como los que se muestran en la figura 224.

La bomba vertical enlatada es un tipo que ha venido teniendo mucha aplicación. Con este tipo de bombas, el fluido que circula en la tubería entra en una "lata" donde se puede incrementar grandemente su presión mediante una bomba de varios pasos. Tiene también la ventaja de que sus características de succión son mucho mejores para líquidos que como los de la industria petrolera o petroquímica tienen presiones de vaporización bajas. Tiene también mucha aplicación en aeropuertos para bombear combustible a los aviones, con lo cual se reduce el peligro de descargas eléctricas estáticas.

### REFINACION

El proceso de refinación es uno de los procesos industriales más complejos y el que requiere mayor variedad de bombas. Los productos que se manejan en una refinería tienen densidades que varían desde 0.6 a mayores que 1.0; viscosidades menores que las del agua y

otras tan altas que ni siquiera las bombas centrífugas las pueden manejar; las temperaturas llegan a 850°F, y las presiones alcanzan hasta 1,200 lb/plg<sup>2</sup>.

Sin embargo, la industria petrolera es la que ha hecho el mayor esfuerzo para estandarizar sus procesos lo cual se observa en las normas del A.P.I. (American Petroleum Institute.)

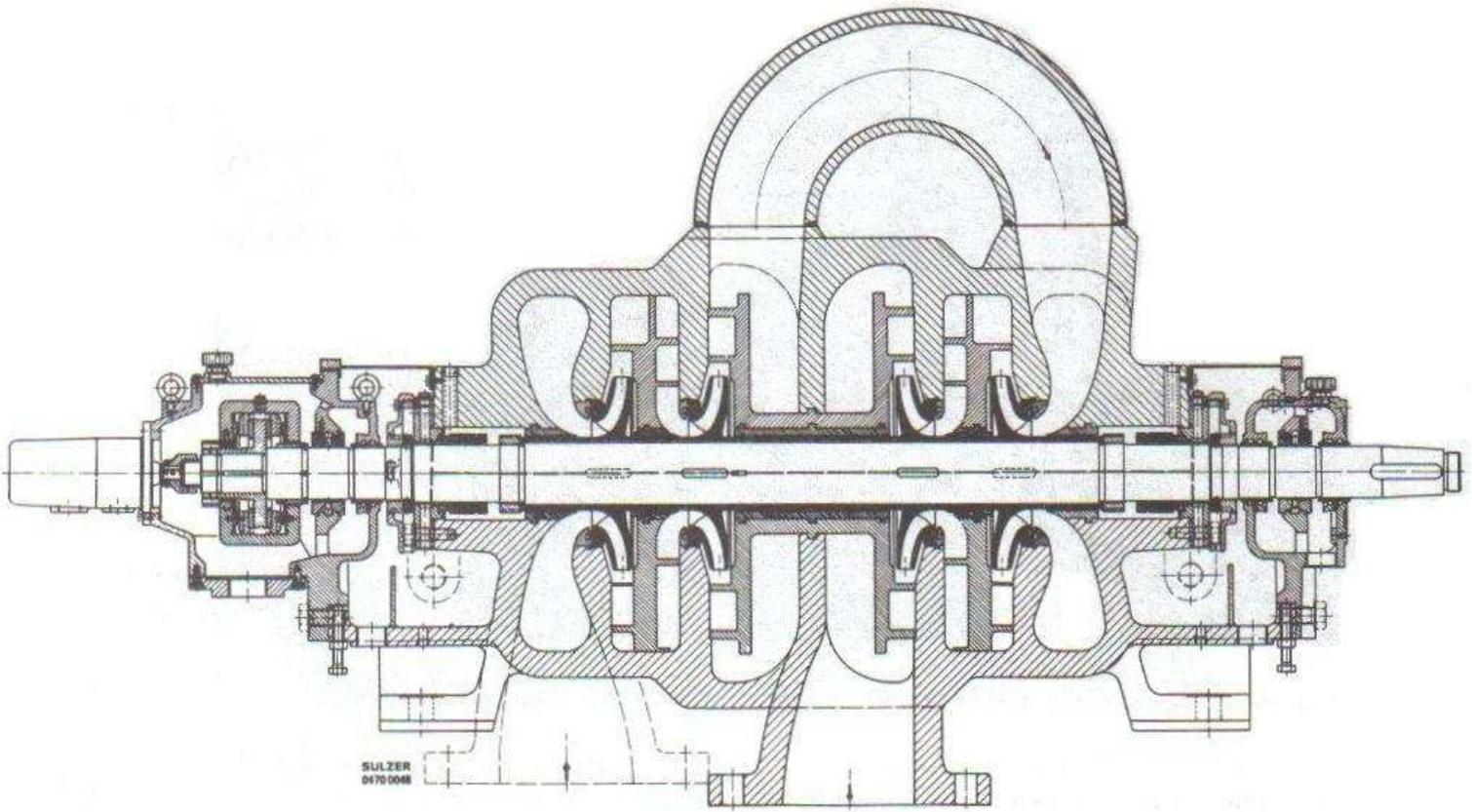
En la figura 226 se muestra el diagrama de un proceso de refinación.

En el proceso de refinación existen muchos procesos específicos, que quedan fuera del alcance de este libro. En general, podríamos decir que la mayoría de bombas son centrífugas, construidas en acero, ya que el hierro no resiste bien las tensiones existentes y que las especificaciones para los motores establecen claramente que deben ser a prueba de explosiones. También se usan materiales tales como el acero inoxidable, acero al cromo, monel, etc. El diseño de los estoperos requiere cuidado especial, ya que no debe haber ningún tipo de fugas; con tal objeto se usan los sellos mecánicos.

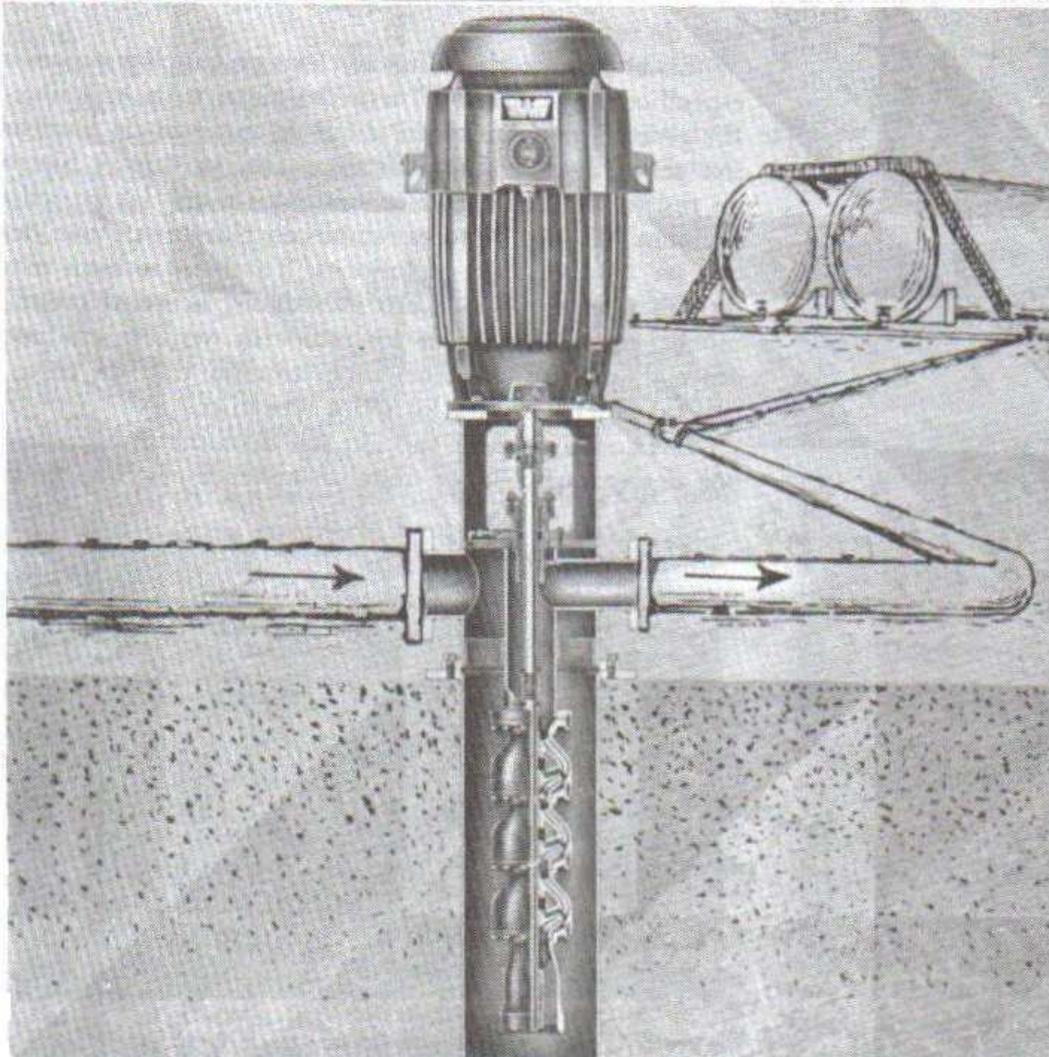
Las condiciones de succión son de suma importancia por dos razones: 1) en muchas aplicaciones, la bomba



**Figura 223.** Bomba de alta presión para oleoducto. (Cortesía Pemex.)



**Figura 224.** Corte longitudinal de una bomba multicelular de oleoducto. (Cortesía Sulzer.)



**Figura 225.** Bomba de tipo "lata" usada en la industria petrolera. (Cortesía Worthington.)



**Figura 227.** Casa de bombas de pozo profundo usadas para crudos destilados.



**Figura 228.** Bomba centrífuga Byron Jackson 12-12-14-2SM. Maneja petróleo crudo de gravedad específica 0.875. Carcaza bipartida horizontal. Es de dos pasos. Gasto = 75.000 barriles/día. Carga = 2.600. Velocidad = 3.500 rpm. Temperatura = 300 HP. (Cortesía Petróleos Mexicanos.)

debe manejar hidrocarburos a temperaturas correspondientes al punto de vaporización y 2) sería muy costoso instalar en posición elevada los tanques para el líquido que se va a bombear de los mismos y así obtener una gran *carga neta positiva de succión*. Por tanto, el diseño hidráulico de las bombas para refinería, se adapta a valores de CNPS muy bajos. Esta es otra de las razones, por las cuales el tipo de bombas verticales, anteriormente descrito, cada día tiene más aplicaciones.

En lo que se refiere a bombas rotatorias, éstas manejan esencialmente los productos crudos y pueden estar provistas de camisa de vapor para manejar crudos extremadamente viscosos. Las bombas reciprocantes de alta presión se usan para el reciclaje de aceite limpio y para manejar gasolina natural y muchos otros productos que se usen en el proceso. Otras bombas reciprocantes inyectan diversos productos químicos, inhibidores de goma y de activadores de metales; extraen la sal de los crudos; odorizan el gas natural, etc.

Otras aplicaciones son: acidulación de pozos de petróleo, almacenamiento subterráneo, servicios en estación, carga de reactores, bombeo de pozo de fondo, de hidrocarburos líquidos, etc.

Para completar la descripción de las bombas para refinerías se muestran las siguientes ilustraciones.

### INDUSTRIA PAPELERA

El papel se fabrica a partir de la celulosa obtenida de diferentes tipos de madera, caña de azúcar, trapo, desperdicios de papel, etc.

Existen fabricantes de pulpa de papel, papel y otros que elaboran ambos productos. La manufactura de la pulpa consiste en separar fibras de celulosa y transformarlas en una pasta adecuada para la manufactura de papel, cartón, celofán, rayón, explosivos y gran variedad de otros productos.

La pulpa se elabora, ya sea a base de procesos mecánicos o bien, a base de cocimiento en un digestor en

presencia de sustancias químicas. La pulpa puede ser alcalina (al sulfato) o ácida (al sulfito), según el proceso químico usado para fabricarla.

Una fábrica de pulpa utiliza bombas que manejan líquidos tales como agua, ácidos, sosas, licor blanco (el licor durante el proceso de cocimiento en el digestor), licor negro (el licor que se drena después del cocimiento), y el licor verde (las sustancias químicas recuperadas del horno de recuperación y disueltas en agua).

Las bombas manejan pastas cuya consistencia varía de 1 a 6% en peso; y tienen impulsores del tipo inatacable con el menor número posible de aspas (generalmente 2). En algunos casos se necesita una bomba auxiliar especial o un alimentador tipo tornillo que ayuda a la pulpa de alta consistencia a entrar a la bomba.

A continuación se muestra una bomba típica para el manejo de pulpa.

La preparación de la pasta de madera se ilustra en páginas siguientes. El proceso empieza en el hidropulpar que es un recipiente que tiene un rotor con un diseño especial de aspas para moler o desfibrar la celulosa que se utiliza en el proceso. Según el tipo de papel que se quiera fabricar, en el hidropulpar se agregan colorantes y componentes químicos.

A continuación, la pasta se bombea a un tanque de almacenamiento. El tanque tiene un agitador para que no se asiente la pasta. Con otra bomba, la pasta pasa al tanque de almacenamiento y de ahí al regulador de consistencia.

Del regulador de consistencia, la pasta pasa por gravedad a los refinadores.

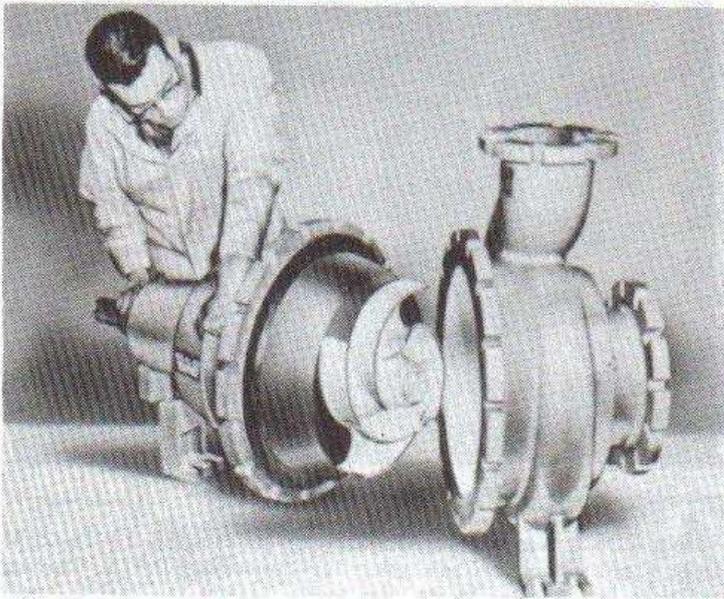


Figura 229. Bomba para manejo de pulpa. (Cortesía Worthington.)

A la salida de los refinadores se requiere otra bomba para enviar la pasta a los limpiadores y al depurador, de donde, finalmente, se la bombea a la máquina confeccionadora del papel.

Para destacar la importancia que tiene la industria papelerá, conviene mencionar que la misma crece a ritmo acelerado en virtud de que cada día, se usan más artículos desechables, tales como servilletas, vasos, etc. Sólo la producción de papel periódico, de escritura, de cigarro, hace que esta industria tenga una continua expansión y a la vez, sea una de las más importantes para los fabricantes de equipos de bombeo, por el gran uso de los mismos.

### INDUSTRIA TEXTIL

Las bombas de fábricas textiles manejan colorantes, agua, sulfuros de carbono, ácidos, sosa cáustica, sosa comercial, acetatos, solventes, decolorantes, alcoholes, sales, peróxido de hidrógeno, sales, engomado y butano.

### "DIAGRAMA DE FLUJO"

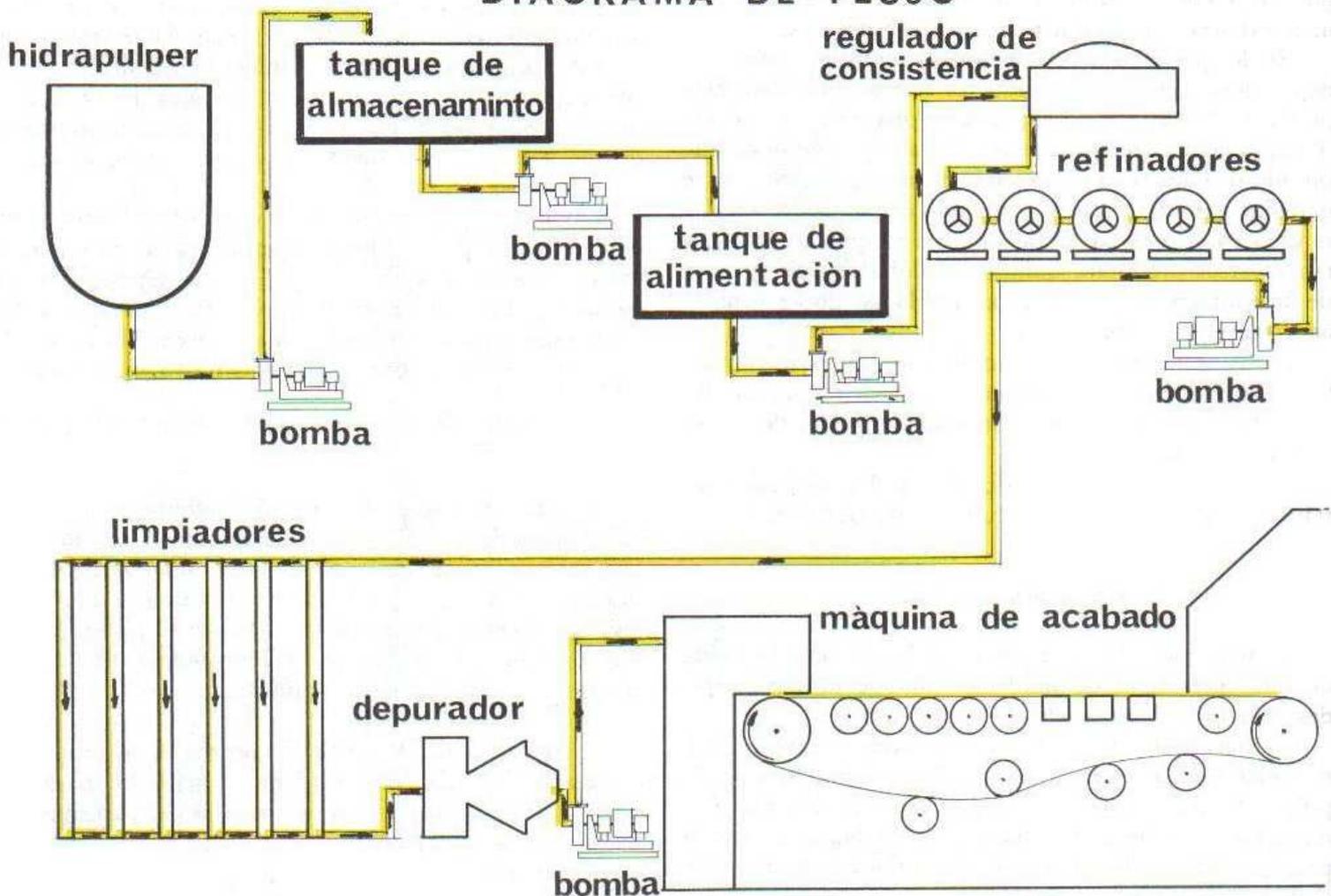


Figura 230. Diagrama de flujo.

Se usan muchas bombas de medición y dosificación en las aplicaciones textiles para manejar las soluciones de decolorantes, control de pH del agua de lavado de las fibras sintéticas, control de color en el teñido, carbonización de la lana, etc.

### INDUSTRIA DEL HULE

Los líquidos bombeados en la industria del hule son:

Solventes, aceites suavizadores, modificadores, catalizadores, salmueras, estireno, butadieno, látex, licores, pigmentos, etc.

Se usan bombas de baja presión y, generalmente, de tipo centrífuga.

Las reciprocantes se aplican a gastos pequeños y presiones elevadas. Los usos típicos incluyen la alimentación de medidores, e inyección de lubricantes y otros compuestos, manejo de gelatinas y óxidos, etc.

Esta industria tiene un desarrollo paralelo a la petroquímica y a la automovilística.

### MINERIA Y CONSTRUCCION

Las bombas que se usan en estas actividades, especialmente manejan líquidos con sólidos en suspensión. Las aplicaciones en minería de carbón incluye eliminación de agua, alimentación de filtros, manejo de productos pesados, manejo de lodos, bombeo de sumideros, flujo de espesadores, eliminación de desperdicios, lavado de carbón, etc. Se utilizan algunas bombas reciprocantes de diafragma, pero las más usadas son las bombas centrífugas.

En los diferentes procesos de la minería, tanto de materiales metálicos como no metálicos, las bombas se usan en las fases del proceso de beneficio, alimentación de calcificadores, alimentación de filtros, dragado, eliminación y recuperación de productos, transferencia de precipitados, manejo de decantados, manejo de productos pesados, etc.

En canteras se usan bombas para manejar lodos de cemento, mezclas corrosivas, dragado, lodos de cal, drenaje, transferencia de arenas y desperdicios.

Otras de las aplicaciones más importantes es el desagüe de minas. Estas unidades de bombeo tienen que desarrollar cargas muy elevadas y deben ser resistentes a materiales abrasivos y corrosivos, por lo cual en muchos casos tienen que fabricarse de acero inoxidable. Deben ser bombas de fácil ensamble y desensamble porque a menudo el acceso a las mismas es difícil.

También, son muy importantes las bombas de sumidero que se puedan transportar con facilidad de un lugar a otro y que tienen por objeto el desagüe constante de los túneles de las minas, para que éstas no se vayan a inundar debido a los escurrimientos que tienen.

En cuanto a las bombas rotatorias, su uso es reducido, así como el de las reciprocantes que tienen claros pequeños, ya que ambos tipos no pueden trabajar con

substancias abrasivas. Sin embargo, las rotatorias pueden usarse para medir soluciones de productos y diluyentes en sistemas de alimentación separada, para transferencia de lubricantes, mientras que las reciprocantes se emplean para el manejo de lodos auríferos, inyecciones de lechada a presión, eliminación de escurrimientos, etc.

Por último, vale la pena mencionar el bombeo en dos fases (sólida y gaseosa), que se efectúa con carbón y aire o gas, y con el cual se transporta el carbón a grandes distancias.

### CONSTRUCCION

En construcción se usan generalmente bombas portátiles accionadas por motores de combustión interna, ya que en el lugar de la construcción generalmente se carece de energía eléctrica suficiente.

Las principales aplicaciones son: bombeo de concreto, surtidores e inyectores de lechada a presión, drenaje, etcétera.

Podríamos considerar aquí las bombas usadas en fuentes y obras de ornato en donde se usan bombas centrífugas de cargas medianas y altas y bombas regenerativas para gastos muy reducidos y presiones elevadas.

En la construcción de túneles, se usan bombas neumáticas de diafragma, para desalojar el agua. En perforación de pozos se emplean bombas adecuadas para manejar lodos.

### INDUSTRIA SIDERURGICA

Las principales aplicaciones dentro de la industria siderúrgica son: enfriamiento de molinos, enfriamiento de hornos, servicios de suministro de agua, remoción de escoria en los lingotes, etc.

En general las unidades son bastante grandes, con gastos superiores a 12,000 galones/minuto. Pueden ser horizontales o verticales y de uno o varios pasos. Las plantas siderúrgicas siempre deben estar cercanas a algún suministro de agua superficial o subterránea.

El proceso de remoción de escoria mediante el impacto de un chorro de agua, requiere bombas con presiones superiores a las 1,800 lb/plg<sup>2</sup> las cuales pueden descargar directamente o bien a través de una cámara de compensación.

Debido a que la industria siderúrgica tiene procesos continuos se requieren más bombas duraderas lo cual obliga al fabricante a usar materiales de alta resistencia.

En cualquier país la industria siderúrgica es uno de las mayores consumidores de equipos de bombeo.

### ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

A medida que los individuos logran satisfacer sus necesidades elementales, tratan de contar con ciertas comodidades. El aire acondicionado es una de ellas y cada vez es más popular en lugares donde hay grandes variaciones de clima, o bien donde se congrega mucha gente tales como en los restaurantes, hoteles, cines, etc.

Las bombas se usan principalmente en los siguientes sistemas que forman parte del sistema general de acondicionamiento de aire y que son: suministro de agua, circulación para lavado de aire, agua enfriada y bombas de agua condensada. En la mayoría de los casos se usan bombas centrífugas ya que las rotatorias y reciprocantes tienen poca aplicación en estas instalaciones.

El suministro de agua y el lavado del aire son procesos sencillos. Las bombas de agua fría circulan el agua del enfriador a las bobinas de enfriamiento de la unidad de acondicionamiento de aire. Las bombas de agua condensada circulan el agua del suministro normal o bien de la torre de enfriamiento al condensador. Deben desarrollar una carga que incluya las pérdidas del condensador, torre de enfriamiento, accesorios, tubería y cualquier elevación estática.

### CALEFACCION

Los sistemas de calefacción de edificios requieren bombas de circulación de agua caliente y, en algunos casos, unidades para el retorno de condensados. Para ello se usan bombas centrífugas pequeñas, aunque cada día se usan más las regenerativas que se adaptan bien a este tipo de servicios, por ser unidades de gasto reducido y presión alta.

Actualmente se observa la tendencia a diseñar sistemas con temperaturas que varían de 250°F a 400°F a la salida de la caldera. El sistema consiste de una caldera, un tambor de expansión, un sistema de bombeo y el sistema para aprovechar el calor. Esto puede ser de dos tipos; uno en el cual hay una sola bomba que hace circular el agua en la caldera y distribuye el agua caliente a través del sistema. En el segundo tipo, hay una bomba para suministrar el agua a la caldera y otra para hacerla circular en la red de calefacción. En ambos casos, las bombas succionan agua del tanque de expansión, el cual se usa también para presurizar el sistema y para almacenar el agua caliente.

### REFRIGERACION

Los fluidos que se manejan para refrigeración son salmueras, agua, freones, amoníaco, etano, propano, etcétera. El manejo de los mismos requiere construcciones especiales.

En el caso de las salmueras hay dos tipos principales, cloruro de calcio y cloruro de sodio. Las salmueras no electrolíticas incluyen los glicoles, alcohol, acetona, varsol, etcétera.

Las bombas de salmuera están construidas totalmente de hierro, si manejan salmuera de cloruro de calcio y totalmente de bronce si ésta es de cloruro de sodio. Las bombas que trabajan esa salmuera a baja temperatura generalmente están aisladas con corcho granulado.

Las máquinas que bombean agua de refrigeración ya se describieron en varias partes de este libro.

La figura 231 muestra los compresores que bombean amoníaco en la sala de máquinas frigoríficas de la fábrica de helados del Grupo del Dr. Oetker, en Ettlingen Baden, Alemania Occidental.

Las bombas usadas en los refrigeradores domésticos, son unidades herméticas acopladas directamente a motores eléctricos; sus características fundamentales, son la confiabilidad de servicio con mantenimiento nulo, y funcionamiento silencioso que se logran debido a una fabricación muy cuidadosa.

El equipo completo de un refrigerador incluye:

1. *Evaporador:*

Provee la superficie de calefacción necesaria para transferir el calor del espacio por enfriar al refrigerante. En un refrigerador doméstico es lo que se llama comúnmente el congelador.

2. *Línea de succión:*

Conduce el vapor de baja presión del evaporador al compresor.

3. *Compresor:*

Mediante el bombeo aumenta la presión y temperatura del vapor.

4. *Línea de descarga:*

Conduce el vapor de alta presión del compresor al condensador.

5. *Condensador:*

Provee la superficie de calefacción necesaria para que el calor fluya del refrigerante al medio del condensador. Es el serpentín negro que se encuentra en la parte posterior de los refrigeradores.

6. *Válvula de control de flujo:*

La bomba del compresor está suspendida por medio de resortes y sumergida en aceite a fin de asegurar su lubricación permanente y un funcionamiento lo más silencioso posible.

En la figura 232 se muestra el corte de un compresor donde se puede observar la disposición del pistón, biela y las válvulas de succión y descarga.

### BOMBEO DE GAS

El llamado "gas natural" es una mezcla de hidrocarburos gaseosos, principalmente metano, etano, propano y butano de la serie parafínica.

Es el mejor combustible que se tiene en la actualidad, ya que por sus múltiples cualidades, tales como gran eficiencia calorífica, limpieza en el manejo y bajo costo,



Figura 231. Sala de máquinas frigoríficas. (Cortesía Sulzer.)

es insustituible para calderas, quemadores, motores de combustión interna, etc. Debido a que su consumo ha aumentado tremendamente, se necesita bombearlo a través de grandes distancias. Desde los pozos el gas llega por bombeo a las plantas de absorción en donde es tratado a fin de separar impurezas tales como ácido sulfhídrico, bióxido de carbono, y sustancias condensables, obteniéndose el gas seco. De estas plantas es necesario bombearlo hasta los centros de consumo a través de largos gasoductos.

En la figura siguiente se ilustra una motocompresora de gas del tipo "paquete" que se usa en diferentes plantas de absorción. Para bombear el gas emplean motores de gas provistos de pistones reciprocantes que trabajan en ángulo recto o a 180°. Por lo general, son máquinas de varios pistones debidamente balanceados.

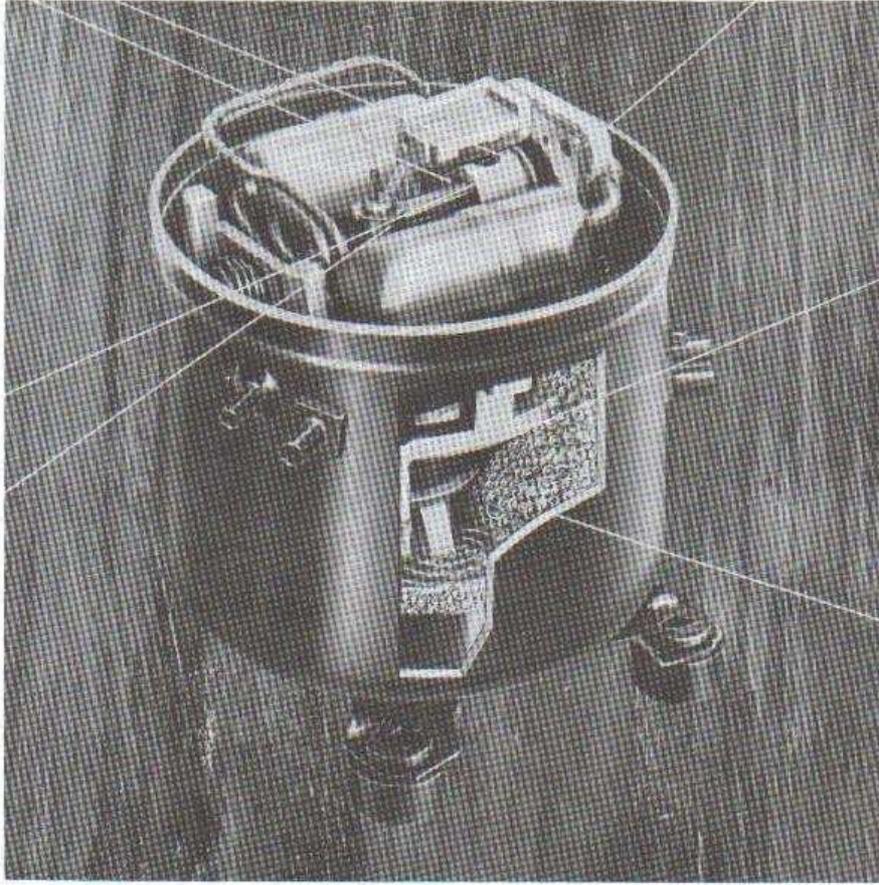
Como se ha dicho estas motocompresoras bombean de los campos a la planta de absorción.

Para dar una idea de la magnitud de estas instalaciones basta mencionar que en México existe un gasoducto que va de Ciudad Pemex a la Ciudad de México que tiene una longitud de 780 km y un diámetro de 24" y que bombea 643,000 millones de PCD. Para el bom-

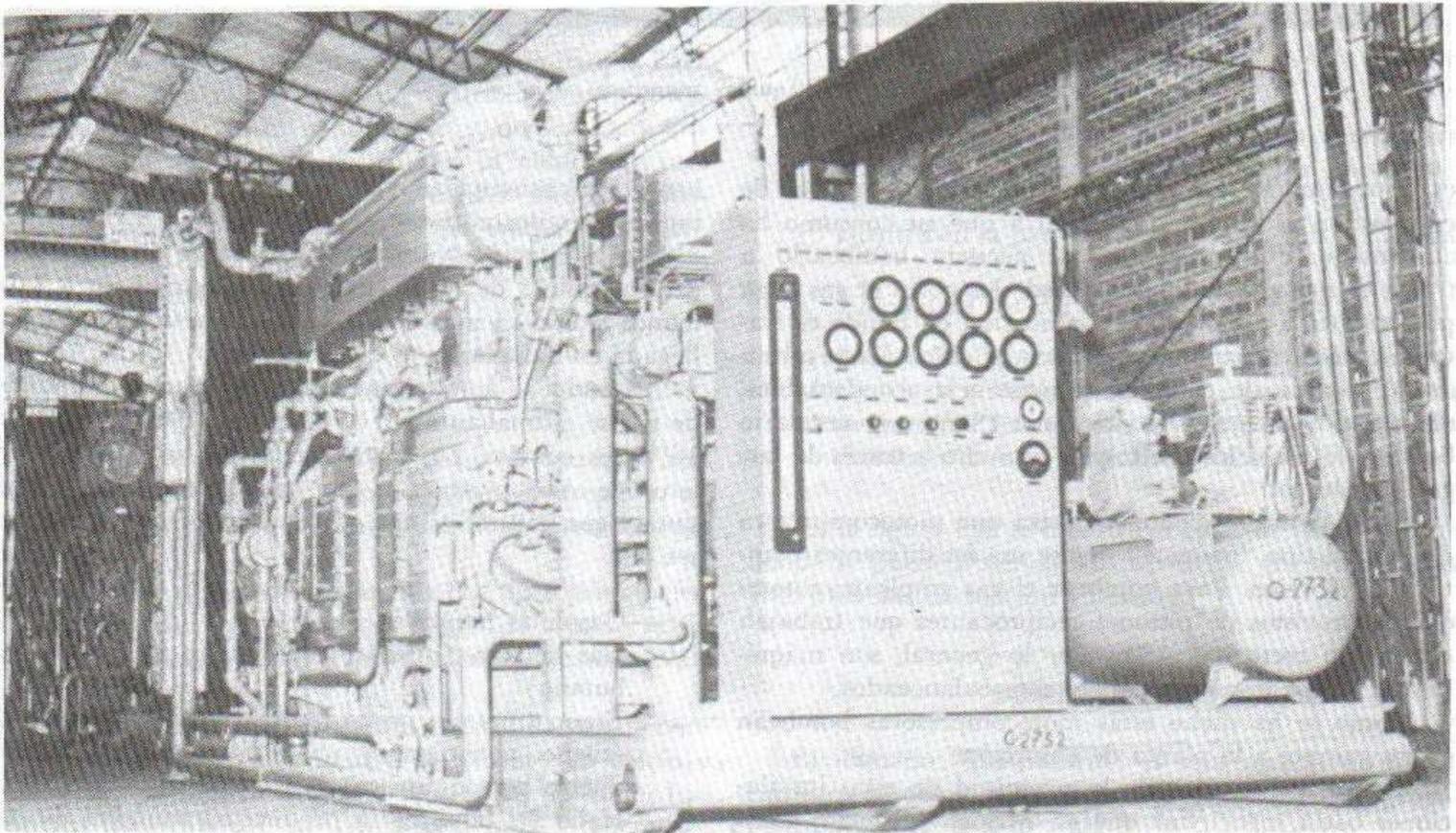
beo del gas se emplean 9 estaciones de bombeo que constan de 2 motocompresoras cada una de 3,300 HP. Por último la estación Núm. 10 en Venta de Carpio consta de 2 máquinas de 1,530 HP que bombean el gas a Salamanca situada a más de 300 km. La presión media a la llegada en Salamanca es de 28 kg/cm<sup>2</sup>.

Pasando al ámbito mundial, las reservas mundiales de gas se estimaban al 1° de Enero en 1969 en 1,072 × 10<sup>12</sup> pies cúbicos. Las instalaciones en los países petroleros de Asia y América son gigantescos. Recordemos que el gas natural es una de las fuentes más importantes de:

- Gasolinas naturales.
- Gas licuado (que está compuesto de propano y butano).
- Etano (materia prima básica para la obtención de etileno, polietileno y una gran variedad de productos petroquímicos).
- Helio (el 90% de la producción mundial de este elemento proviene del gas natural de Texas, Oklahoma y Kansas en los Estados Unidos de Norteamérica).



**Figura 232.** Corte de un compresor para refrigerador doméstico. (Cortesía de Consorcio Manufacturero, S. A.)



**Figura 233.** Compresor de gas tipo SLHC de 880 HP que servirá para la elevación de presión de gas en los campos naturales. (Cortesía Worthington.)

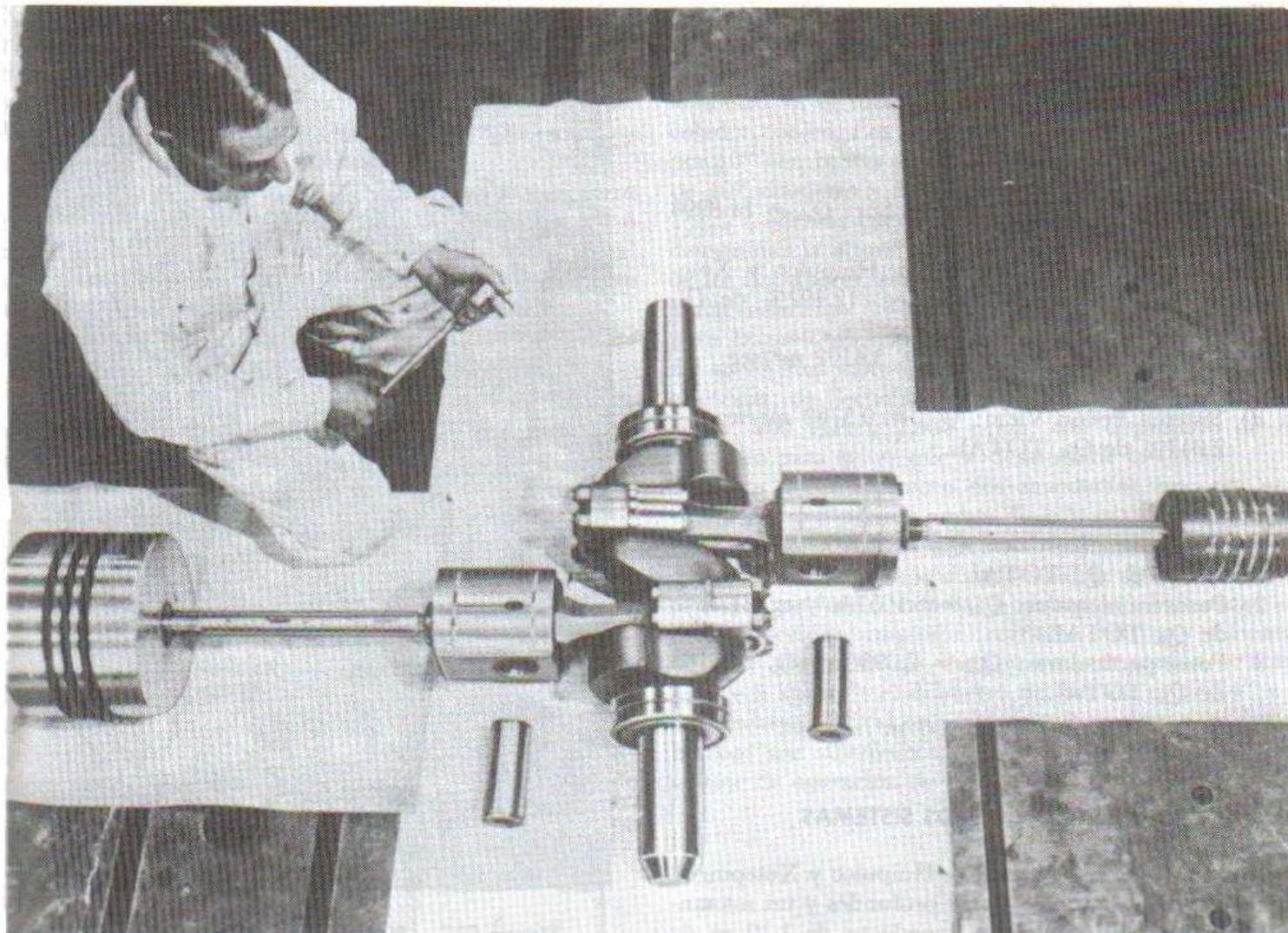


Figura 234. Pistones para el bombeo de gas.

—Metano (combustible excelente, superior en muchos aspectos al gas licuado y a la gasolina, y materia prima básica de la petroquímica para la producción de negro de humo, amoníaco, acetileno, etileno, metanol, hule sintético, fertilizantes, bióxido de carbono y una gran variedad de productos).

En libros especializados podrá consultarse sobre el manejo de todas estas sustancias en la industria petrolera y petroquímica.

#### SISTEMAS DE SUMINISTRO DE AGUA POTABLE

En esta última parte del siglo XX, el agua potable constituye uno de los líquidos más preciados. El constante aumento de la población y el agotamiento de los recursos naturales cercanos agravan el problema. Por ello aumentan constantemente los caudales de líquido que se necesita bombear desde lugares cada vez más distantes.

Hay dos tipos de fuentes de agua potable las superficiales y las subterráneas. En varios países latinoamericanos, existen grandes corrientes superficiales que se aprovechan con este fin, aun cuando el desarrollo indus-

trial empieza a contaminarlas. En otros como en México, tiene que recurrirse a fuentes subterráneas. Esto es característico de países áridos o de países montañosos donde los ríos son poco caudalosos y tienen grandes pendientes. Su orografía accidentada impide la construcción económica de presas.

Países llanos como Estados Unidos de Norteamérica que, además tienen precipitaciones constantes y relativamente cuantiosas satisfacen el 75% de sus necesidades con agua potable de fuentes superficiales y sólo 25% de fuentes subterráneas.

Como una ilustración de un sistema de suministro de agua potable se muestra el sistema de abastecimiento de la ciudad de México, una de las ciudades que crece a mayor ritmo en el mundo y que, por su posición geográfica a 2,240 m de altitud sobre el nivel del mar, es especialmente interesante. Los datos, aunque reales, varían conforme aumenta el sistema.

#### *Suministro de agua potable a la ciudad de México*

El suministro de agua potable a la ciudad de México, se efectúa por medio de cuatro sistemas principales,

diversos manantiales, pozos municipales, y los particulares.

Los gastos promedio de cada fuente de abastecimiento son:

A. De los sistemas:

- a) Sistema Alto Lerma y Lerma Sur:  $Q_m = 11.8998 \text{ m}^3/\text{seg.}$  42% de  $Q_m$  TOTAL
- b) Sistema Chalco, Xochimilco, Huipulco y Xotepingo:  $Q_m = 3.5103 \text{ m}^3/\text{seg.}$  12.492% de  $Q_m$  TOTAL.
- c) Sistema Chiconautla:  $Q_m = 3.4102 \text{ m}^3/\text{seg.}$  12.138% de  $Q_m$  TOTAL.
- d) Sistema Peñón Viejo:  $Q_m = 0.5752 \text{ m}^3/\text{seg.}$  2.047% de  $Q_m$  TOTAL.

B. Varios:

1. Diversos manantiales:  $Q_m = 0.5000 \text{ m}^3/\text{seg.}$  1.78% de  $Q_m$  TOTAL.
  2. Pozos municipales:  $Q_m = 6.1051 \text{ m}^3/\text{seg.}$  21.73% de  $Q_m$  TOTAL.
  3. Pozos particulares:  $Q_m = 2.095 \text{ m}^3/\text{seg.}$  7.811% de  $Q_m$  TOTAL.
- \*  $Q_m$  TOTAL =  $28.0956 \text{ m}^3/\text{seg.}$

### DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS

**Sistema Chalco, Xochimilco, Huipulco y Xotepingo:** Este sistema consta de 43 pozos profundos y un manantial, los cuales abastecen un acueducto de 1.70 m de diámetro.

En el manantial hay dos bombas de presión baja, ya que bombean el agua a una altura menor de 20 m, son bombas de impulsor cerrado de 15 $\frac{1}{4}$ " de diámetro; 350 l.p.s.; tubería de descarga de 12" de diámetro. Los motores que accionan dichas bombas, son verticales de 100 HP y un voltaje de operación de 440 volts.

En la misma casa de bombas del manantial, encontramos dos bombas de dos pasos; centrífugas, bipartidas; 685 g.p.m. (43.5 l.p.s.), movidas por motores a 1,450 r.p.m. y un voltaje de operación de 220/440 volts y aproximadamente 45 HP. Estas abastecen a Nativitas de agua potable.

Del acueducto, el agua llega la planta de bombeo de Xotepingo donde hay dos cárcamos, con una capacidad de 8,000 m<sup>3</sup> c/u. Al llegar el agua a dichos cárcamos, se la somete a un tratamiento bactericida a base de cloro, el cual se suministra en dos formas: una a partir de cloro líquido que se gasifica y se mezcla con agua en dosificadores a razón de 1 gm de cloro por m<sup>3</sup> de agua; esta solución se agrega a los cárcamos. Otra forma es a partir de hipoclorito de sodio al 13.5% de cloro que se bombea a los cárcamos por medio de una bomba dosificadora de tipo diafragma, con motor de 1,425 - 1,725 r.p.m.;  $\frac{1}{4}$  de HP; y un voltaje de operación de 110 volts. El trata-



Figura 235. Planta de bombeo de Xotepingo.

miento bactericida, mediante la dosificación de cloro tiene efecto cuando el pH del agua es neutro o casi neutro (+1.5).

De los cárcamos el agua pasa a un tubo denominado manifold al que están conectados los tubos de succión de las 10 bombas de la "Planta Xotepingo". Cinco de estas bombas son horizontales de impulsores cerrados con un diámetro de 27.5"; 750 l.p.s. cada una; 1,000 r.p.m.; tienen 24" de diámetro en la succión y 16" en la descarga. El motor que acciona a cada bomba es de 800 HP; y un voltaje de operación de 6,300 volts.

Tres bombas son horizontales, bipartidas, de desplazamiento positivo; impulsor cerrado de 37" de diámetro; 1,500 l.p.s. cada una; 750 r.p.m.; diámetro de succión de 30" y 18" de descarga. El motor que acciona a cada una de estas bombas es de 1,600 HP; y un voltaje de operación de 6,300 volts.

Las otras dos son horizontales; bipartidas, 1,500 l.p.s. impulsor cerrado; el diámetro de succión es de 30" y el de descarga de 24"; la bomba trabaja a 750 r.p.m. El motor que acciona cada bomba es de 1,600 HP; y un voltaje de operación de 6,300 volts.

Para auxiliar este sistema, en caso de gran demanda, existe una segunda planta de bombeo, la del "Cerro de la Estrella", situada en un ramal del sistema Chalco,

\* El gasto total aumenta periódicamente

Xotepingo; consta de cuatro bombas de lubricación forzada de aceite a 350 g/cm<sup>2</sup> horizontales y bipartidas; el diámetro de succión es de 48" y de 20" al de descarga; y 1,000 l.p.s. El motor que acciona a cada bomba es de 1,000 r.p.m., un voltaje de operación de 2,300 volts; y 1,250 HP.

De la planta de bombeo, el agua pasa a una torre de control en la cual, según la demanda, se almacena ó distribuye a las colonias aledañas. La capacidad total de los dos tanques es de 46,800 m<sup>3</sup> y su altura respecto a la planta de bombeo es de 60 m.

Todas las bombas trabajan ahogadas y la presión de salida es de 5-5.5 kg/cm<sup>2</sup>.

El agua bombeada llega a los 4 tanques de Dolores con una capacidad de 50,000 m<sup>3</sup>; de ahí fluye por gravedad a la cámara de válvulas de la Condesa en donde se distribuye a la red de la ciudad.

*Sistema Alto Lerma y Lerma Sur.*

El sistema del Alto Lerma está abastecido por 70 pozos, cada uno con una bomba vertical de pozo profundo o de alta presión; lubricadas por agua; con un gasto de 100 l.p.s., una altura manométrica total de 105 m, 1,450 r.p.m.; potencia requerida incluyendo pérdidas mecánicas 175 HP; empuje vertical requerido

4,400 kg; 16" de diámetro de tubería de ademe; 81% de eficiencia; impulsores semiabiertos; 9 impulsores; con 13<sup>3</sup>/<sub>8</sub>" de diámetro exterior de los tazones; con 10" de diámetro en el tubo de succión y 1.50 m de largo con colador cónico. Los cabezales de descarga son de 24<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" por 10" con bridas a 10" con una columna de descarga de 10" diámetro y 54.9 m de longitud; la flecha es de 11<sup>5</sup>/<sub>16</sub>"; además cuenta con una sonda neumática, para determinar la altura de la columna de agua por encima de los impulsores, con diámetro de 1/4"; y un tanque de almacenamiento de agua, con una capacidad de 400 l para la prelubricación, a una altura de 3 m del nivel del suelo. Los motores que accionan dichas bombas son eléctricos; de flecha hueca; tipo inducción, a prueba de goteo; 200 HP, y 1,450 r.p.m. con dispositivo de no retroceso para evitar que se desatornille la flecha.

Estos pozos abastecen dos acueductos, uno por gravedad y otro a presión ambos de 1.20 m de diámetro. De éstos el agua pasa al cárcamo de la planta "Antonio Alzate", el cual tiene una capacidad de 5,000 m<sup>3</sup>. Dicha planta consta de 7 bombas horizontales; bipartidas, de doble succión; impulsor cerrado con un diámetro de 26<sup>1</sup>/<sub>16</sub>"; 1,000 l.p.s. cada una y una presión de bombeo de 5 kg/cm<sup>2</sup>; el diámetro de succión es de 24" y el de descarga, 20". Los motores que accionan a dichas bombas son sincrónicos, 1,250 HP, de inducción y un voltaje de operación de 2,300 volts.

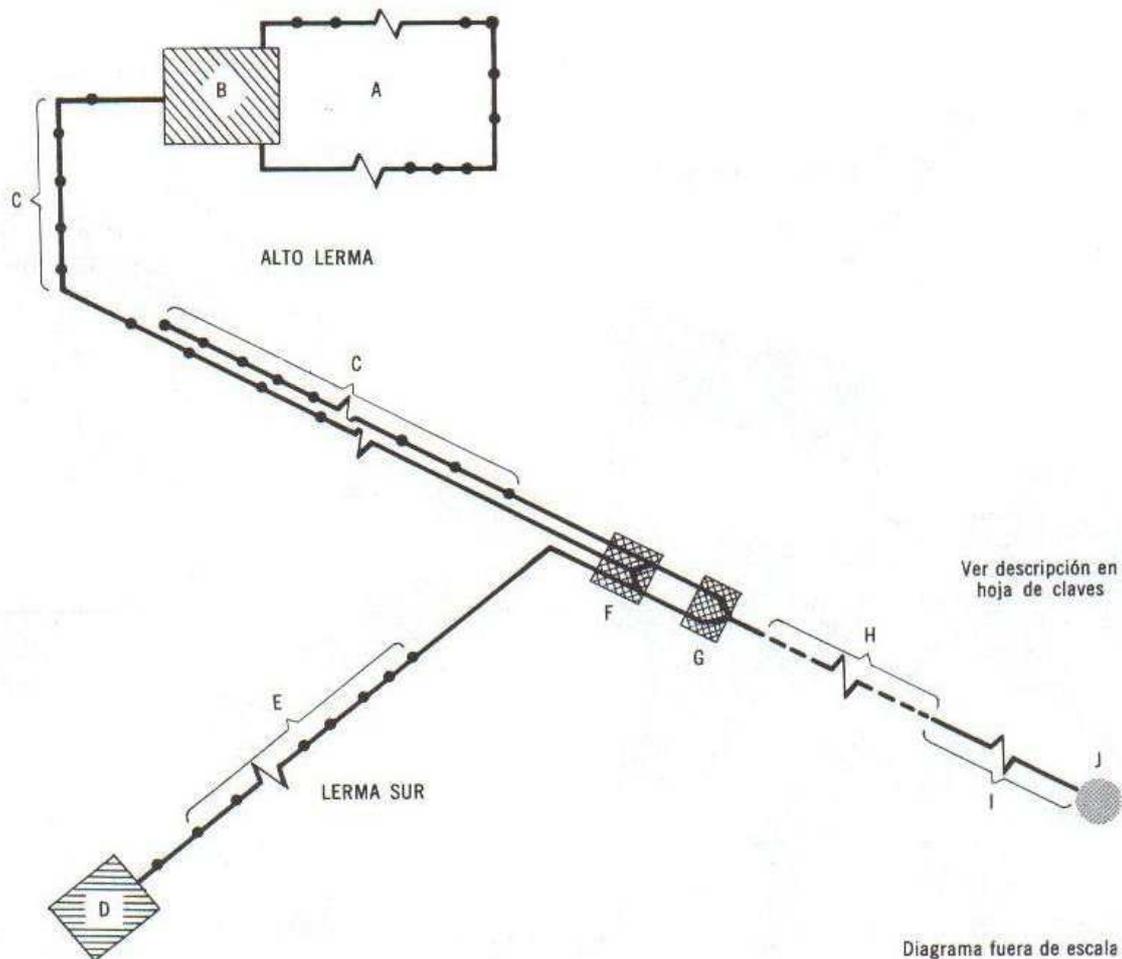


Figura 236. Diagrama unifilar del sistema "Alto Lerma" y "Lerma Sur".

De la planta "Antonio Alzate" el agua pasa hacia el túnel Atarasquillo-Dos Ríos. Esta planta de bombeo cuenta con un tanque neumático para amortiguar el golpe de ariete.

El sistema Lerma Sur consta de 39 pozos profundos, con sus respectivas bombas que tienen características similares a las del Alto Lerma. El agua de estos pozos fluye a un acueducto por gravedad. También se hacen captaciones de los manantiales de la zona de Almoloya del Río y los de Texcaltengo, Alta Empresa y Ameyalco. A excepción de las captaciones de Ameyalco, las aguas de todas estas fuentes se vierten al acueducto por líneas de bombeo cortas, que en ningún caso exceden de 10 m.

El acueducto superior en el Valle de Toluca tiene 24,341 km de longitud y descarga, junto con los acueductos del Alto Lerma, en el túnel Atarasquillo-Dos Ríos. Este tiene una longitud de 14.333 km y un diámetro de 3.20 m; su capacidad máxima es de 15 m<sup>3</sup>/seg. Posteriormente el agua pasa al acueducto inferior del Valle de México que mide 21.443 km y llega a los tanques de Dolores y de ahí a la Condesa.

SIGNIFICADO DE CLAVES DEL PLANO UNIFILAR DEL SISTEMA LERMA

- A. Anillo de 70 pozos profundos,
- B. Planta de rebombeo "Antonio Alzate".
- C. 30 pozos profundos que alimentan al acueducto directamente.
- D. Captación de los manantiales.
- E. 39 pozos profundos que alimentan directamente al acueducto.
- F. Cámara de bifurcación.
- G. Cámara de compensación.
- H. Túnel Atarasquillo-Dos Ríos.
- I. Acueducto inferior del Valle de México.
- J. Tanques de almacenamiento de Dolores.

Sistema de "Chiconautla"

Este sistema consta de tres ramales de pozos profundos: el del Ojo de Agua, con 15 pozos; el de El Charco que tiene 16 pozos y por último el de San Cristóbal con 8 pozos. El sistema abarca dos plantas de bombeo, la Núm. 1 de San Cristóbal y la Núm. 2 de San Juanico, así como dos tanques de almacenamiento con una capacidad total de 105,000 m<sup>3</sup> y un tanque compensador de

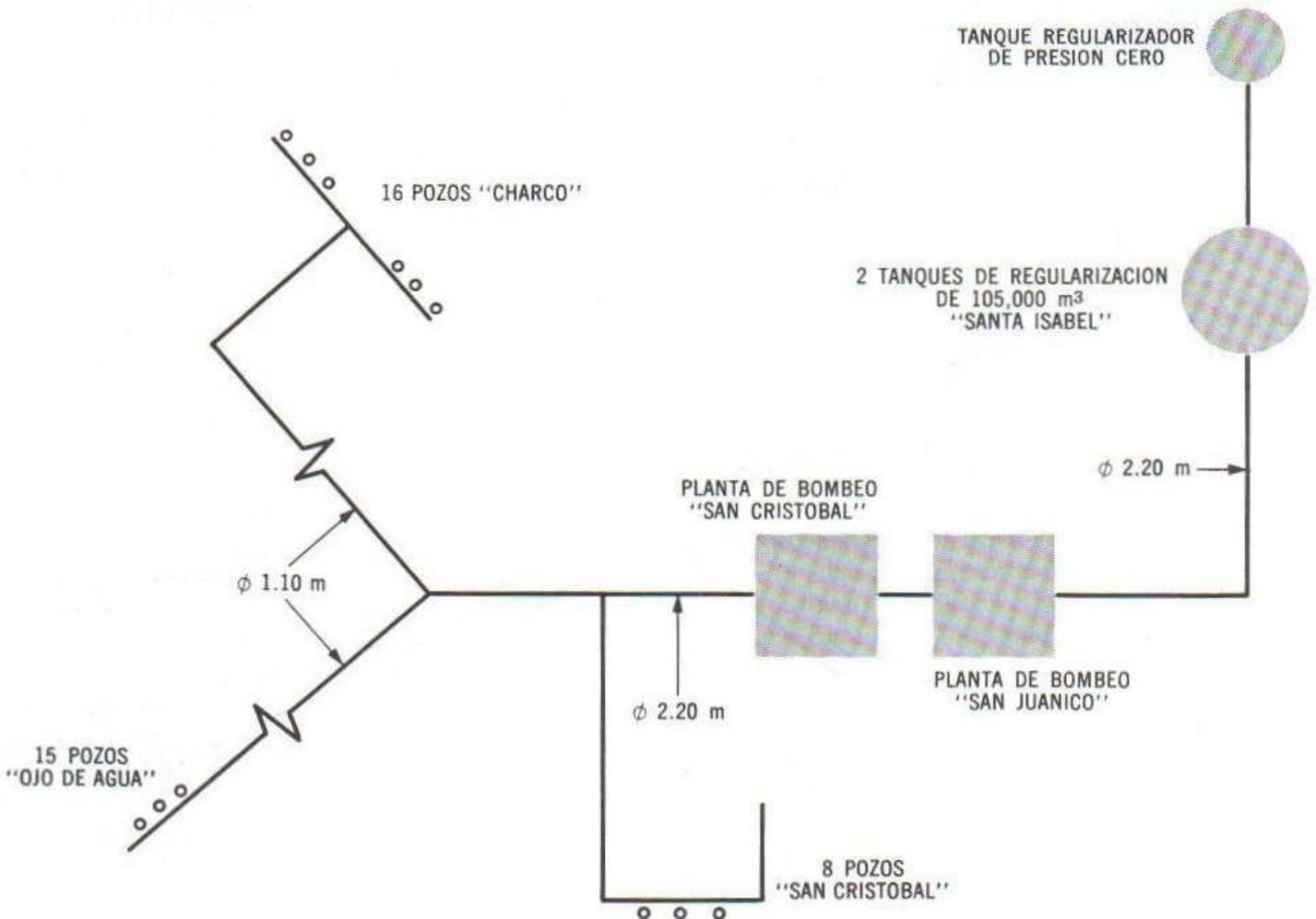


Figura 237. Diagrama unifilar del sistema "Chiconautla".

presión del cual el agua se distribuye directamente a la parte noroeste de la ciudad.

Todas las bombas para pozo profundo, usadas en este sistema son del mismo tipo; lo único que varía es la profundidad del pozo. Sus características son: lubricadas con aceite (5 gotas por minuto, con un tubo de descarga de 12", un tubo de ademe de 22", con impulsores cerrados de bronce con un diámetro de 10". El motor que acciona a dichas bombas es de un voltaje de operación de 440 volts y una potencia de 50 ó 75 HP de potencia. Los 31 pozos proporcionan un gasto de 3,400 l.p.s.

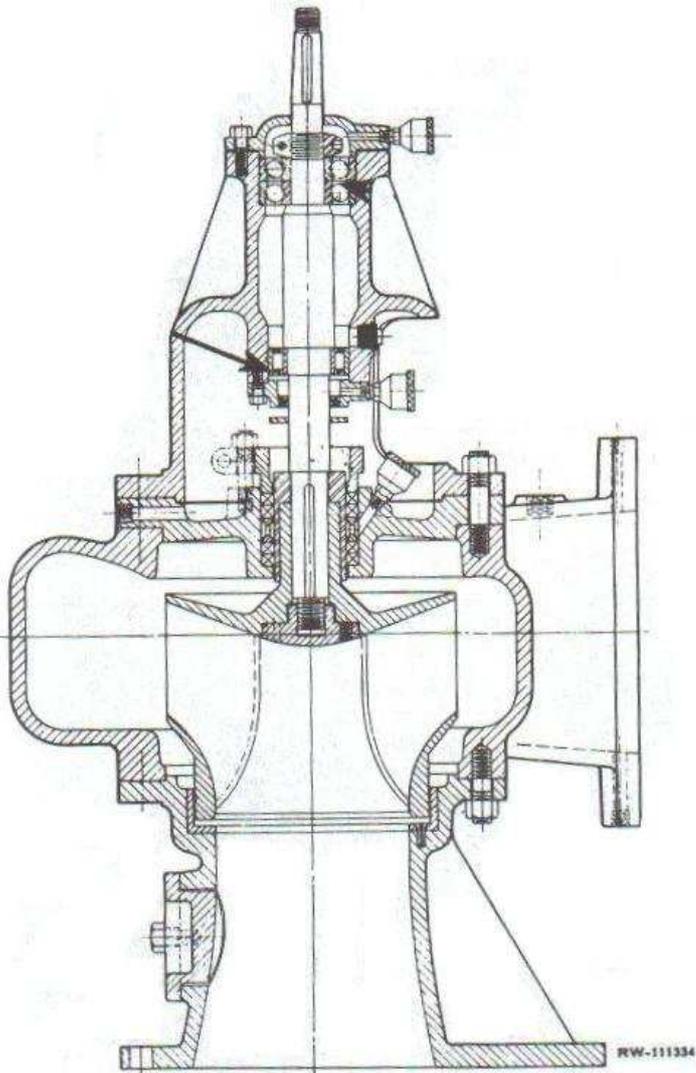
El acueducto del ramal de Ojo de Agua es de un diámetro de 1.10 m, el acueducto de El Charco tiene un diámetro de 1.10 m al igual que el de San Cristóbal. Desde la unión de los tres ramales hasta llegar a la planta de bombeo de San Cristóbal, el acueducto tiene un diámetro de 2.20 m.

En la planta de San Cristóbal existen 5 bombas centrífugas de doble succión, impulsor cerrado; con un gasto de 750 l.p.s., carga total de 27.3 m y una presión de bombeo de 3-3.5 kg/cm<sup>2</sup>. El motor que acciona dichas bombas es de inducción, con 2,300 volts de ope-

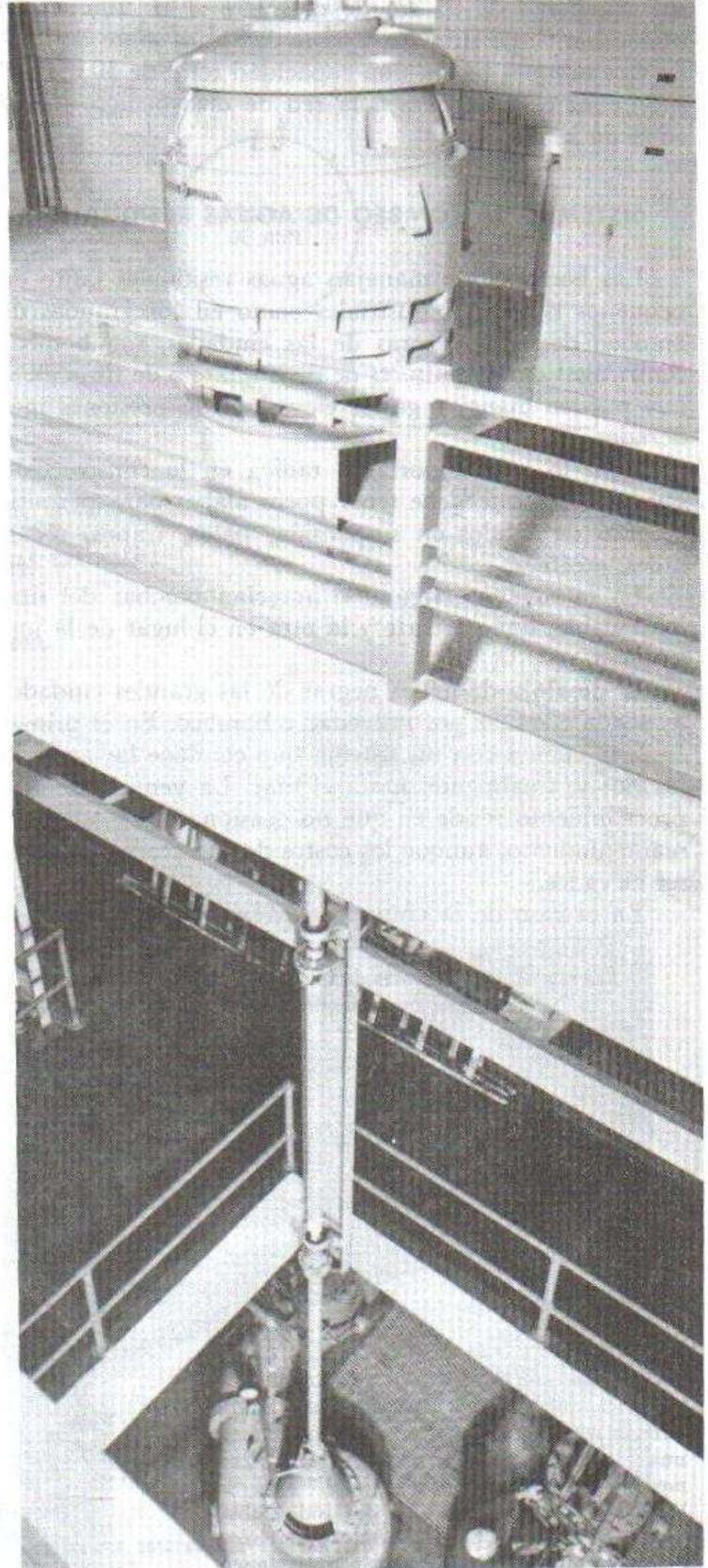
ración, 980 r.p.m. y 350 HP. De esta planta de bombeo, al agua se conduce a la segunda planta, la cual está situada a 12 m arriba. Esta segunda planta cuenta con un sistema de maquinaria similar a la planta anterior, pero los motores son de mayor potencia.

*Sistema Peñón Viejo.*

Este sistema consta de 9 pozos profundos perforados



**Figura 238.** Bombas inatascables (corte e instalación). (Cortesía Worthington.)



en el Peñón Viejo; abastecen a presión un acueducto de 1.10 m de diámetro, el cual conduce al agua hacia la planta de bombeo que consta de un cárcamo "anular" y cuatro bombas centrífugas con diámetro de succión de 16" y 12" de descarga, bipartidas, de doble succión, que proporcionan un gasto de 250 l.p.s. c/u. Los motores que accionan estas bombas son de 300 HP, con un voltaje de operación de 2,400 volts.

De la planta de bombeo, el agua es conducida por un acueducto de 95 cm de diámetro a los tanques de almacenamiento situados a 65 m de altura sobre la planta. Los tanques tienen una capacidad total de 50,000 m<sup>3</sup> y de ellos el agua pasa a la red de distribución en esa zona de la ciudad.\*

### SISTEMAS DE BOMBEO DE AGUAS RESIDUALES

Las bombas que manejan aguas residuales tanto en pequeños sistemas industriales como en los grandes de bombeo de aguas negras de las ciudades, son bombas centrífugas con impulsores de flujo mixto o de flujo axial que pueden manejar gastos elevados con presiones moderadas.

Aquí lo más importante radica en la construcción del impulsor que debe tener pocos álabes para permitir el paso de sólidos en suspensión, palos, trapos, rocas, hules, etcétera.

En la siguiente figura se aprecian bombas del tipo inatascable, una en corte y la otra en el lugar de la instalación.

El desalojo de aguas negras de las grandes ciudades se puede efectuar por gravedad o bombeo. En el primer caso, se cuenta con un sistema que conduce las aguas a los ríos y, finalmente, hasta el mar. La ventaja de este procedimiento reside en que no ocasiona costos altos de mantenimiento, aunque los costos de construcción suelen ser elevados.

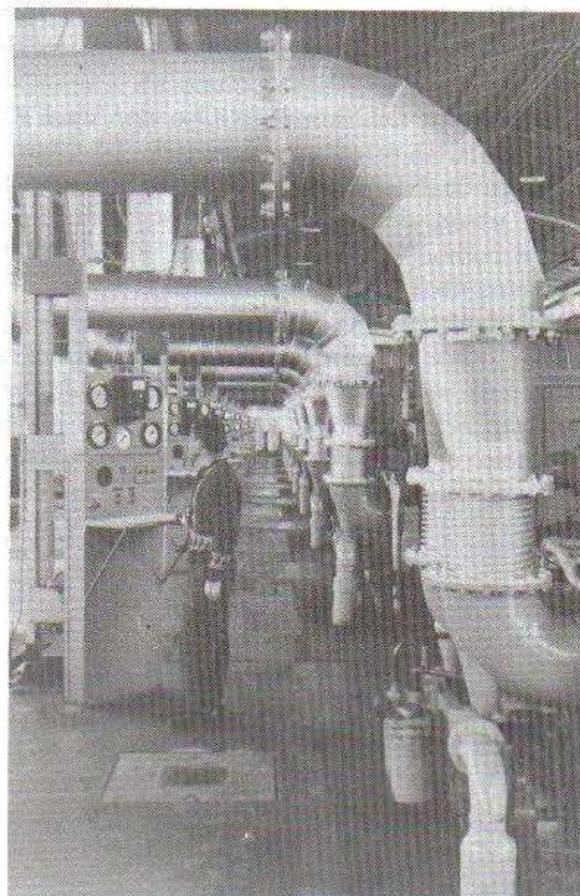
En el caso de la ciudad de México, situada en una

**Figura 239.** Bombas descargando en un canal de desagüe.

\* Este ejemplo ilustrativo, que el autor reconoce que tiene demasiados datos numéricos, tiene por objeto que el lector obtenga una idea cuantitativa del problema de alimentar de agua a una ciudad. Para los lectores latinoamericanos se les pide substituyan este sistema por el propio, que corresponda a sus ciudades de origen o residencia.

cuenca cerrada a 2,240 m sobre el nivel del mar y construida sobre el lecho de un antiguo lago, este problema siempre ha sido difícil y actualmente se ha agravado debido al hundimiento de la ciudad.

A consecuencia las redes de distribución de drenaje están a un nivel más bajo que el canal en el cual han de descargar. Hasta el año de 1974 el desalojo se hará a base de bombeo, pero después será substituido por un



**Figura 240.** Motogenerador para accionar bombas para desalojamiento de aguas negras, cuando se presentan suspensiones de energía eléctrica.



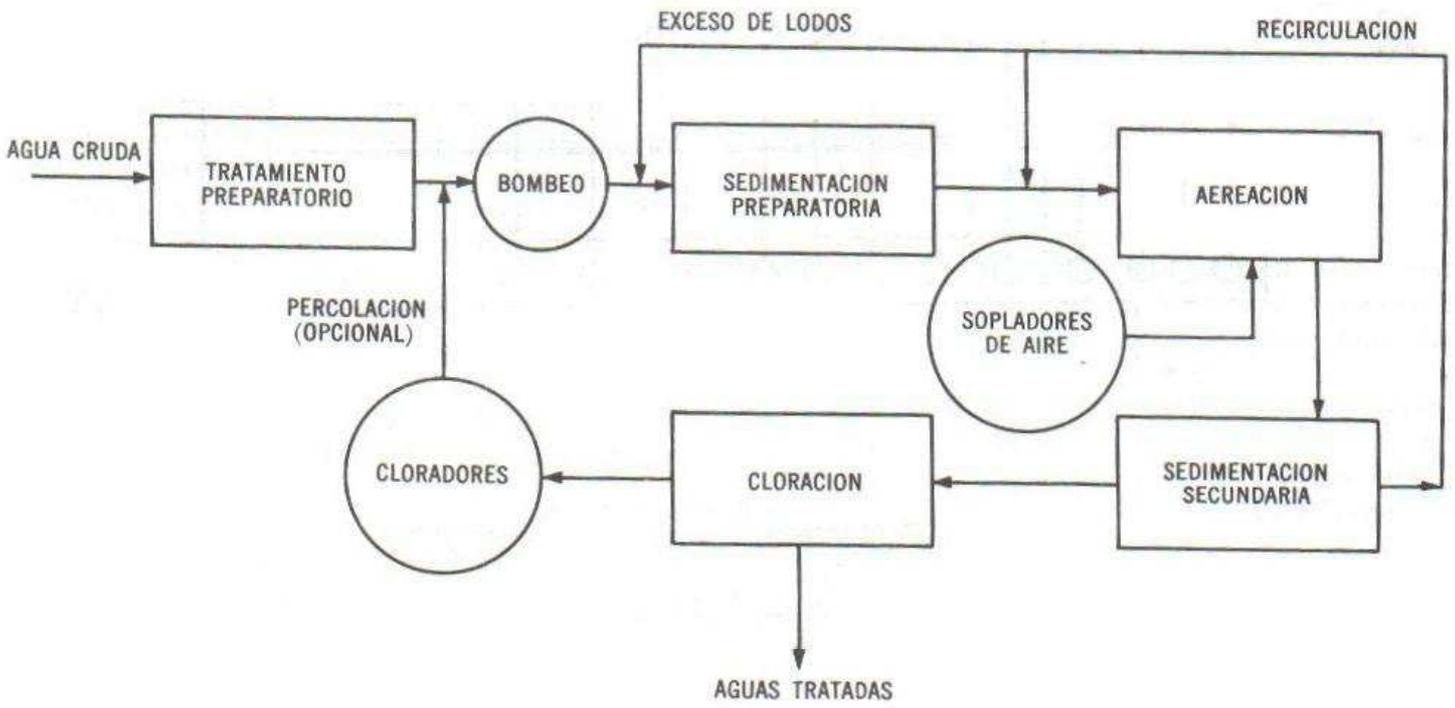


Figura 241.

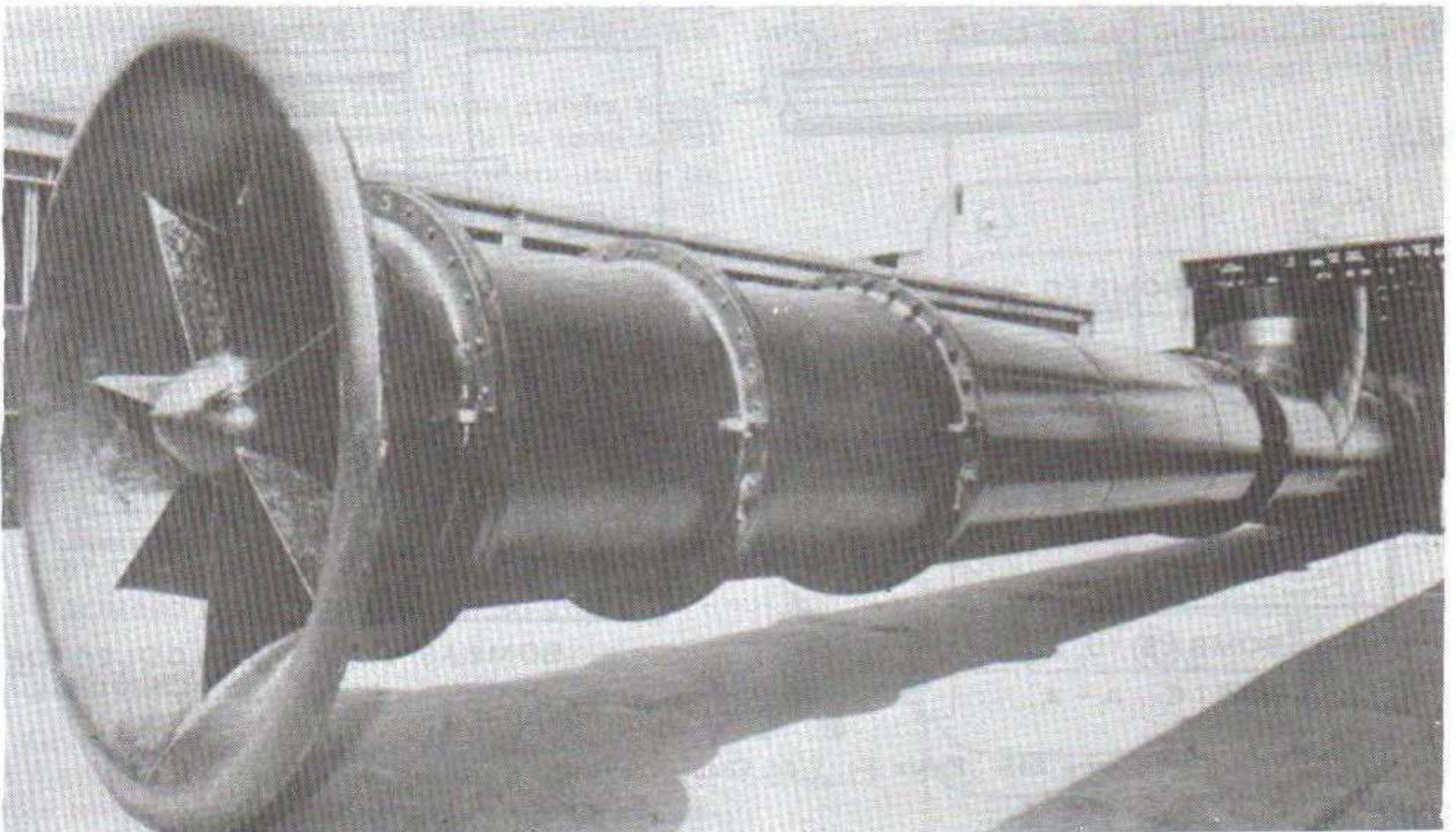


Figura 242. Bombas verticales para desalojar las aguas negras de la ciudad de México. (Cortesía Worthington.)

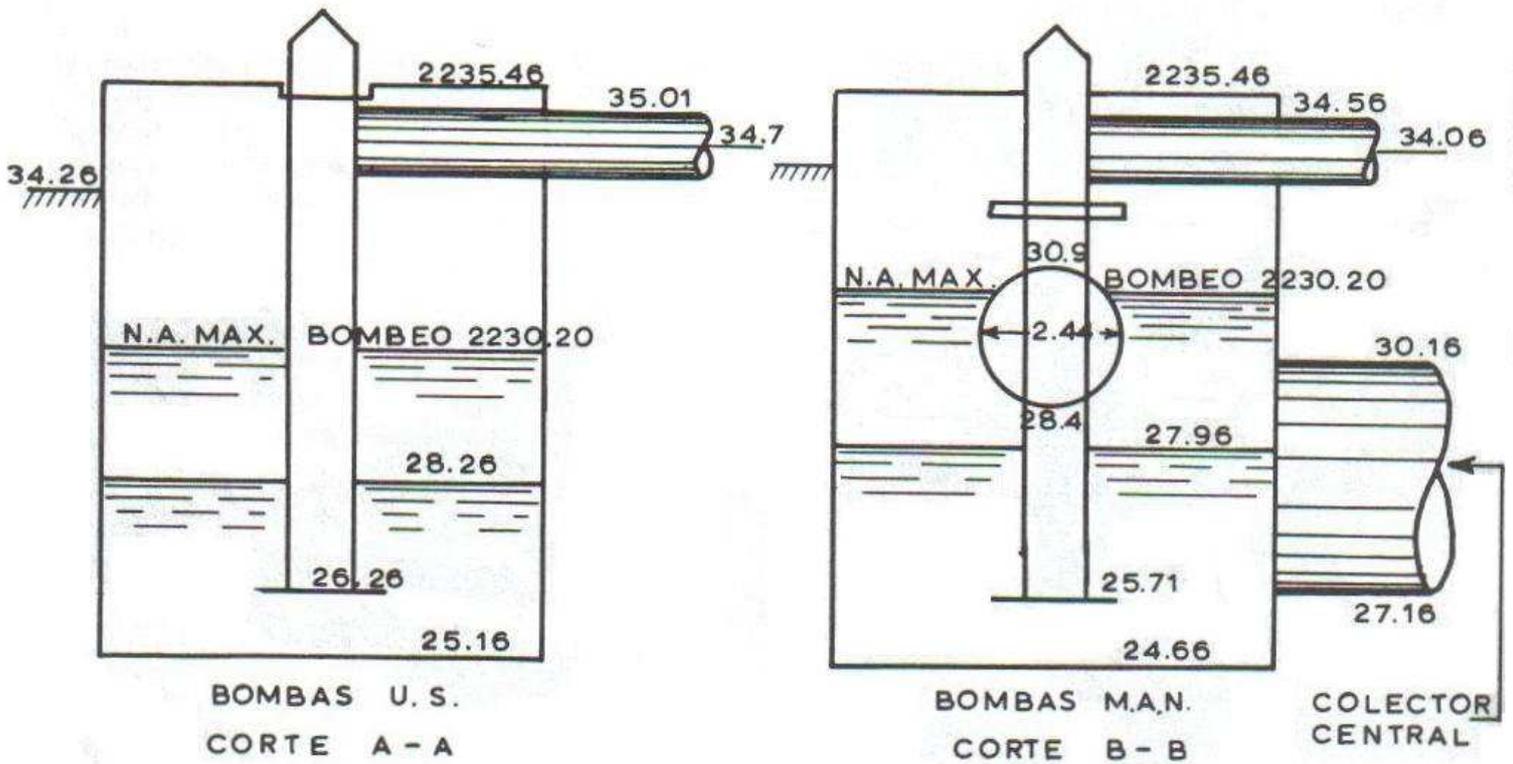
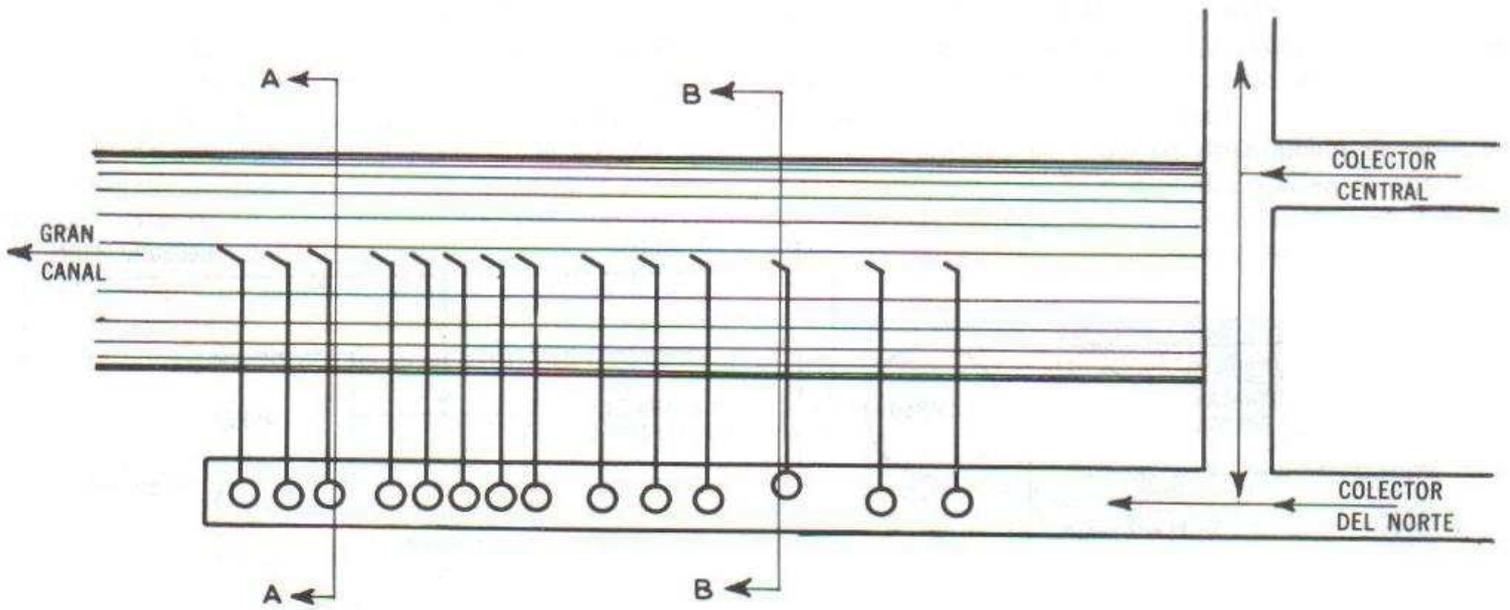


Figura 243. Planta No. 1 del Gran Canal. Cárcamo de bombeo.

gran túnel de 5 metros de diámetro y 65 km de longitud que se construye a gran profundidad y va a descargar fuera de la cuenca.

Las desventajas de un sistema de drenaje a base de bombeo son muy evidentes en situaciones críticas creadas por lluvias torrenciales, ya que a menudo las descargas eléctricas ocasionan interrupciones en el suministro de energía a los motores eléctricos que accionan las bombas. Esto obliga a tener plantas generadoras de emergencia que encarecen terriblemente las instalaciones (Fig. 240). En algunas ciudades las bombas, se accionan por turbinas de gas.

La otra alternativa es procesar las aguas negras en plantas de tratamiento en vez de enviarlas a los ríos o a los mares, lo cual crea un grave problema de contaminación y, por otra parte, representa un desperdicio de los valores nutrientes que para irrigación podrían tener las aguas negras.

Las plantas de tratamiento de aguas negras cada vez se usan con mayor amplitud, porque el agua ya se ha convertido en un elemento muy escaso.

En la figura siguiente se muestra un diagrama de flujo típico de una planta de tratamiento de aguas negras, incluyendo todos los procesos que la hacen utilizable para fines de irrigación.

Las bombas inatascables se dividen en dos tipos: las de "cárcamo húmedo" y de "cárcamo seco", según trabajen con el cuerpo sumergido o en las aguas negras.

Las bombas de "cárcamo húmedo" trabajan en condiciones de succión mejores que las de "cárcamo seco", pero su ventaja principal reside en el hecho de que se pueden instalar en estaciones de bombeo de diseño más sencillo y económico.

En cuanto a las bombas inatascables grandes, tienen su principal aplicación en el bombeo de las aguas negras de una ciudad. La siguiente figura muestra una de las gigantescas bombas que manejan las aguas negras de la ciudad de México y de las cuales hay más de 25. Son bombas de 54 pulgadas de diámetro accionadas por motores de 900 HP que dan salida a 4,000 l/seg contra una carga dinámica total de 12.45 m.

En la figura 239 se ve la disposición típica de estos equipos que reciben las aguas negras de los diferentes colectores y las elevan al nivel de un canal a un punto tal que desde ahí pueden fluir por gravedad.

## BOMBEO EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA

### Generalidades

Generalmente las bombas para el manejo de alimentos o "bombas sanitarias" como también se las conoce, deben tener características especiales que no son necesarias en otros tipos de servicio. Para esta aplicación específica, las bombas sanitarias deben reunir las características siguientes:

- a) Gran resistencia a la corrosión.
- b) No deben producir espuma o triturar los alimentos.
- c) Deben ser fáciles de limpiar interiormente.
- d) Poseer un sistema de lubricación totalmente estanco.
- e) Tener el menor número de partes que se desgasten durante su funcionamiento.
- f) Sus empaques deben estar totalmente sellados del lado interior de la carcasa.
- g) Las superficies interiores de las carcasas deben ser tersas y sin esquinas.

Las bombas generalmente están hechas de acero inoxidable, monel, aluminio, hierro, cristal, porcelana u otras aleaciones especiales, las tuberías y accesorios son de acero inoxidable, aleaciones de níquel, hule duro, cristal o plástico.

Además de resistir el ataque químico del alimento, los materiales de construcción deben resistir los detergentes, jabones y productos germicidas que se emplean en el lavado de la bomba el cual, en algunos procesos, es bastante frecuente.

Dichas bombas suelen ser centrífugas, rotatorias o reciprocantes y se fabrican en una gran variedad de tipos, según el fluido a manejar.

### Bombas centrífugas

Para evitar que las aletas del impulsor dañen la apariencia de los alimentos, las bombas de esta clase tienen impulsores con sólo una o dos de ellas y, a menudo, se fabrican con el impulsor del tipo "caracol", sin aletas. Estas últimas pueden manejar suavemente y sin maltra-

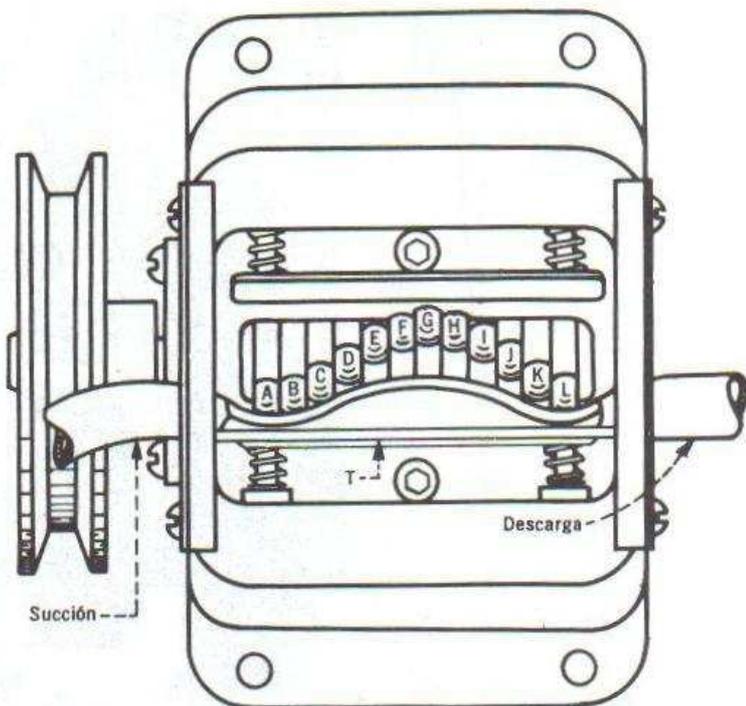


Figura 244. Bomba de tubo flexible. (Cortesía T. G. Hicks.)

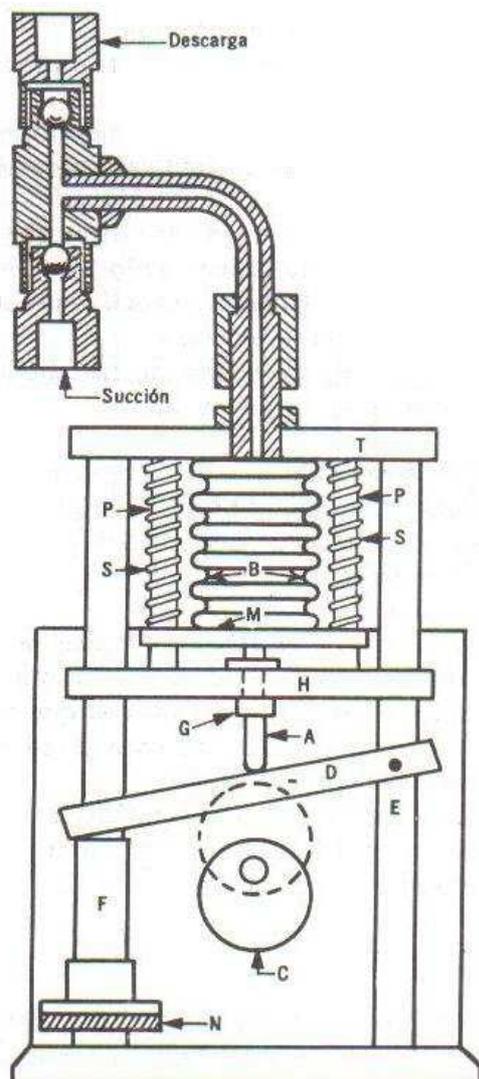


Figura 245. Bomba accionada por leva con fuelle de acero inoxidable. (Cortesía T. G. Hicks.)

tar los alimentos tales como las manzanas, naranjas, fresas, maíz, ostiones, camarones, huevo, aceitunas, jugos de frutas, etc. Para alimentos que contienen pocos sólidos tales como el jugo de caña, purés, aceites vegetales se usan bombas centrífugas normales, aunque de materiales que no los contaminen.

En el caso de bombeo de leche, todas las partes de la bomba en contacto con el líquido deben ser de acero inoxidable.

Cuando se trata del bombeo de líquidos en el cual no debe haber ningún contacto con metales, se utilizan bombas de tubo flexible. La que se muestra en la figura 224 tiene una serie de "dedos" que oprimen el tubo en secuencia, de izquierda a derecha, produciendo succión y descarga. El tubo es de hule sintético. Otro tipo de bomba tiene una serie de rodillos que, al girar, comprimen las vueltas sucesivas del tubo.

Existen también bombas accionadas por leva con fuelle de acero inoxidable como la que se muestra en la figura 245.

## LABORATORIOS

La industria farmacéutica, es una de las que tienen los más altos índices de crecimiento. Para sus procesos utiliza gran variedad de bombas las que incluyen bombas de vacío, compresoras, bombas para sustancias químicas, agua tratada, vapores, gases licuados, etc.

Las características propias de dichas bombas son la protección absoluta contra la contaminación y la posibilidad de dosificar con la mayor precisión posible, la cantidad exacta de sustancias que se requieren.

En la ilustración siguiente se muestra una bomba típica para efectuar el embotellado al alto vacío.

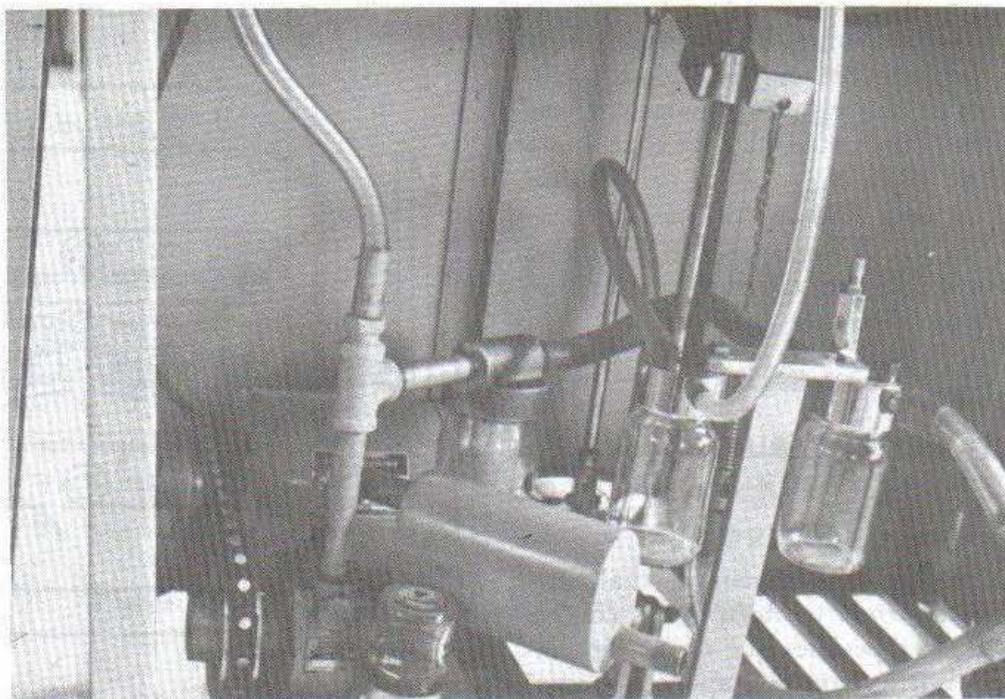
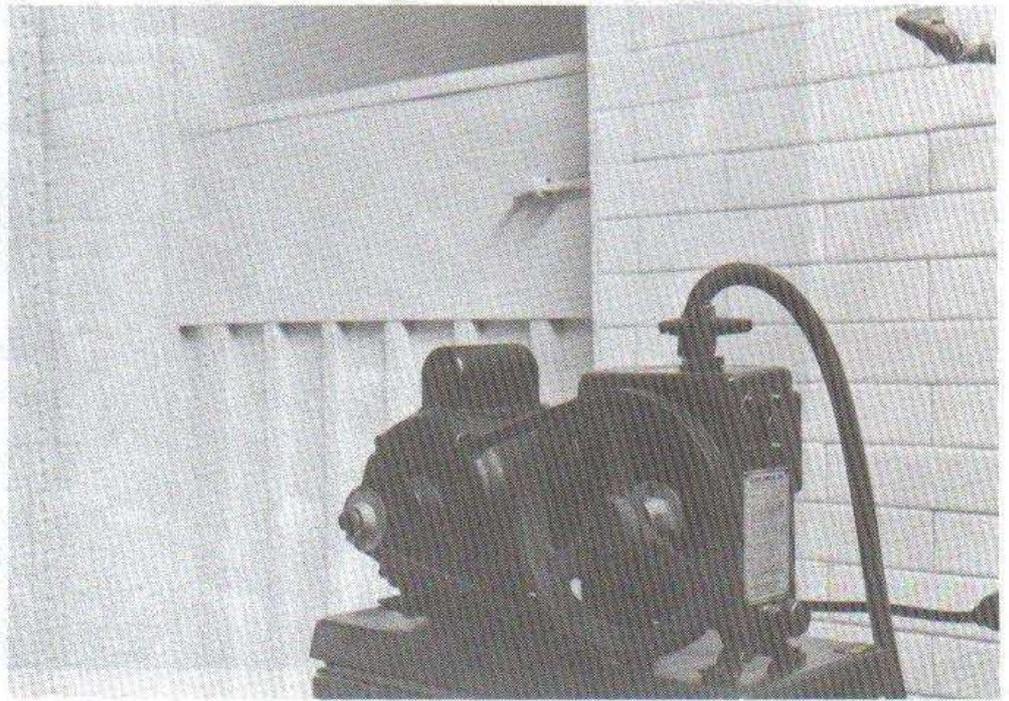


Figura 246. Sistemas de bombeo usados en laboratorios.



**Figura 247.** Bomba de vacío portátil. (Cortesía W. M. Welch Mfg. Co.)

### INDUSTRIA EMBOTELLADORA DE REFRESCOS

La industria de las bebidas gaseosas refrescantes tiene un mercado que abarca millones de consumidores.

Dado que maneja esencialmente líquidos, requiere gran cantidad de bombas de diversos tipos.

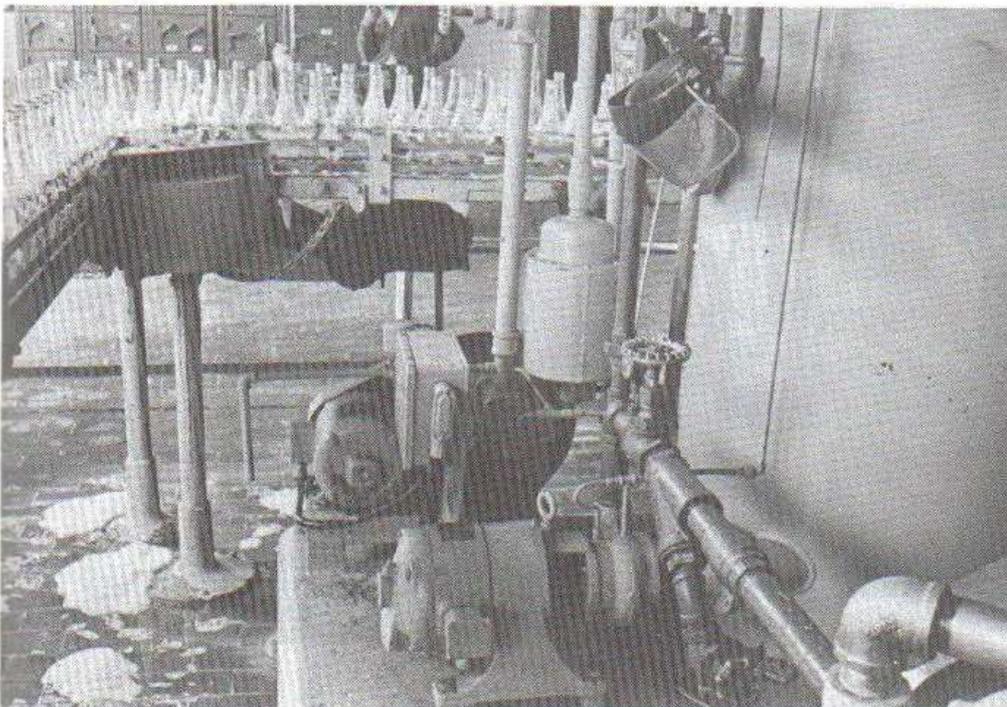
Los principales sistemas de una planta embotelladora son:

- Sistemas de tratamiento de agua para potabilizarla.
- Sistema de fabricación de jarabes.
- Sistema de lavado de botellas.
- Sistemas de llenado.

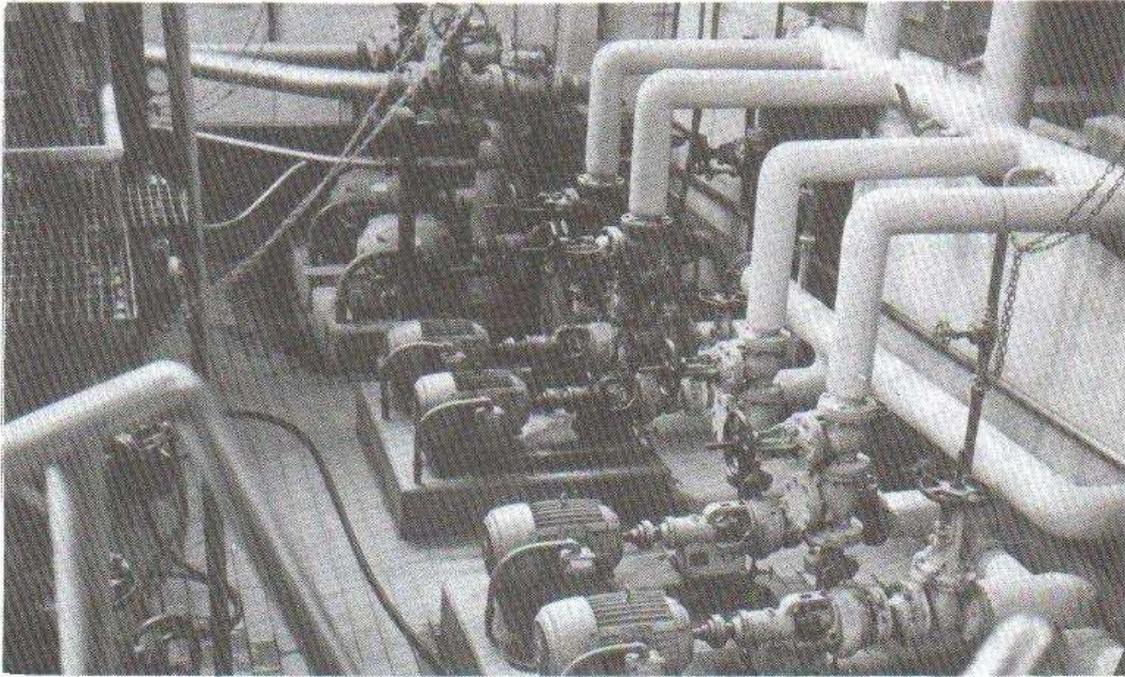
### INDUSTRIA CERVECERA

#### *Descripción del proceso de fabricación*

La materia prima que consiste en arroz y malta de cebada se almacena en silos, de donde pasa a un cocedor y macerador, a los cuales se les agrega agua fría y, en el caso del macerador, también agua caliente. Las bombas se pueden observar en la figura 249. Posteriormente se bombea hasta una olla de cocimiento, que se muestra en la Fig. 250 donde se le agrega al lúpulo, que le dé el sabor amargo a la cerveza.



**Figura 248.** Bombas de vacío y de llenado. (Cortesía Ind. Embotelladora Nacional.)



**Figura 249.**

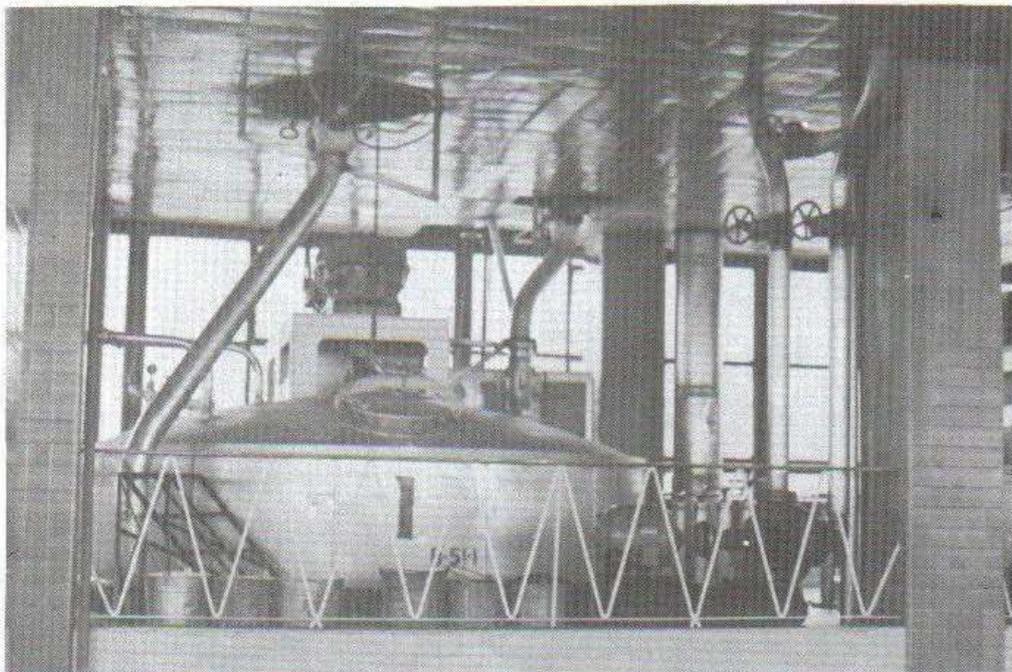
Una vez cocido el mosto se bombea hacia un filtro, después pasa a un tanque de almacenamiento. De este tanque es bombeado hacia un enfriador que tiene una temperatura menor de  $0^{\circ}$ .

La levadura se envía de los laboratorios y se deposita en un tanque de fermentación primaria a donde también es conducido el mosto del enfriador.

Estos tanques de fermentación también son enfriados a temperaturas menores de  $0^{\circ}$ , posteriormente el mosto se bombea a un segundo tanque de fermentación donde

permanece en reposo, durante 30 días. Después pasa a otro tanque de fermentación donde se lo somete a presión y enfría a una temperatura menor de  $0^{\circ}$ . A continuación, el líquido se bombea de este tanque a un filtro, para quitarle impurezas; después se lo conduce a los tanques de control y posteriormente a los tanques de pasteurización.

Para la operación de llenado primero se hace el lavado del bote o barril; después se llenan los barriles y las botellas con la cerveza pasteurizada.



**Figura 250.**

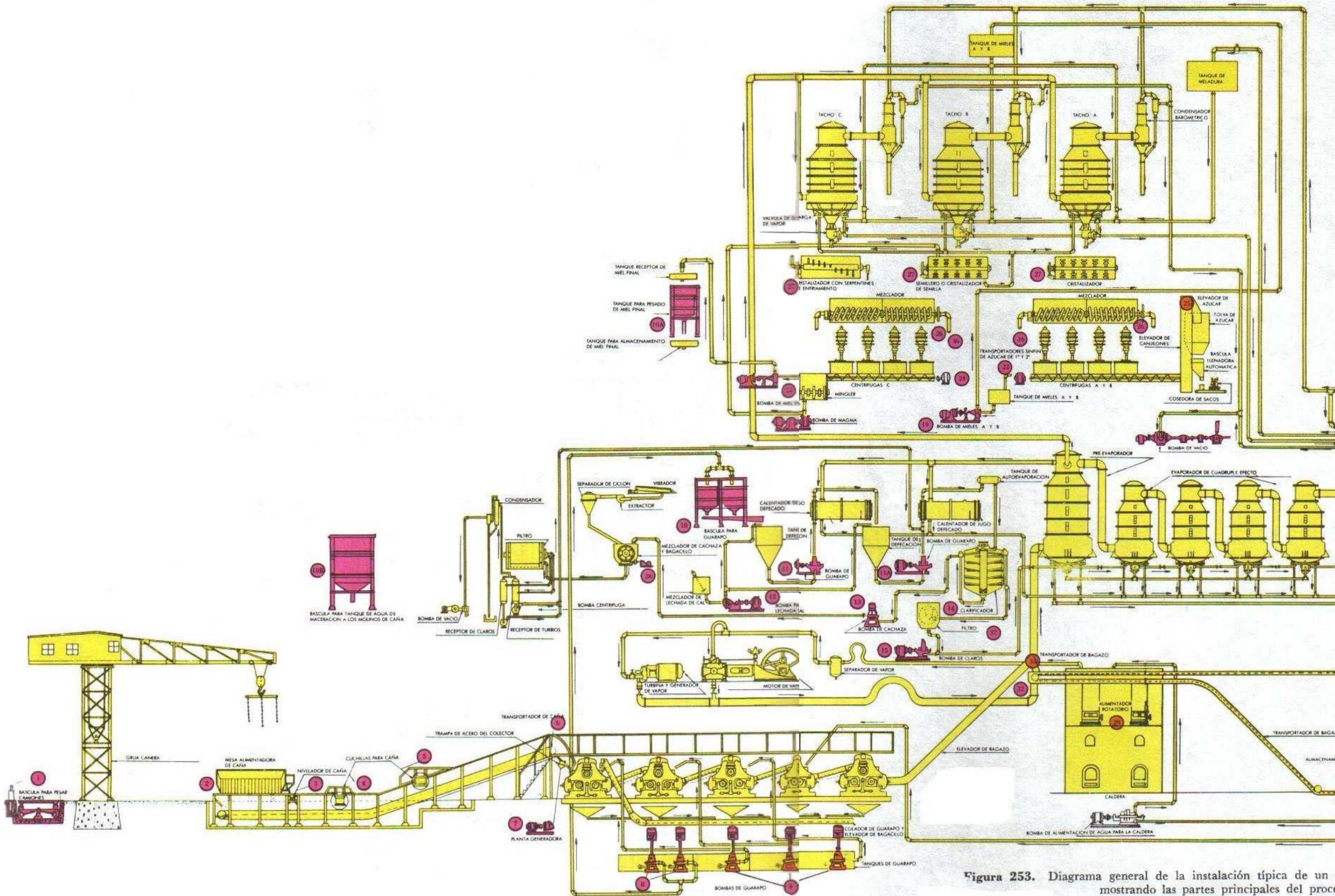


Figura 253. Diagrama general de la instalación típica de un   
 mostrando las partes principales del proceso

# DIAGRAMA DE FLUJO

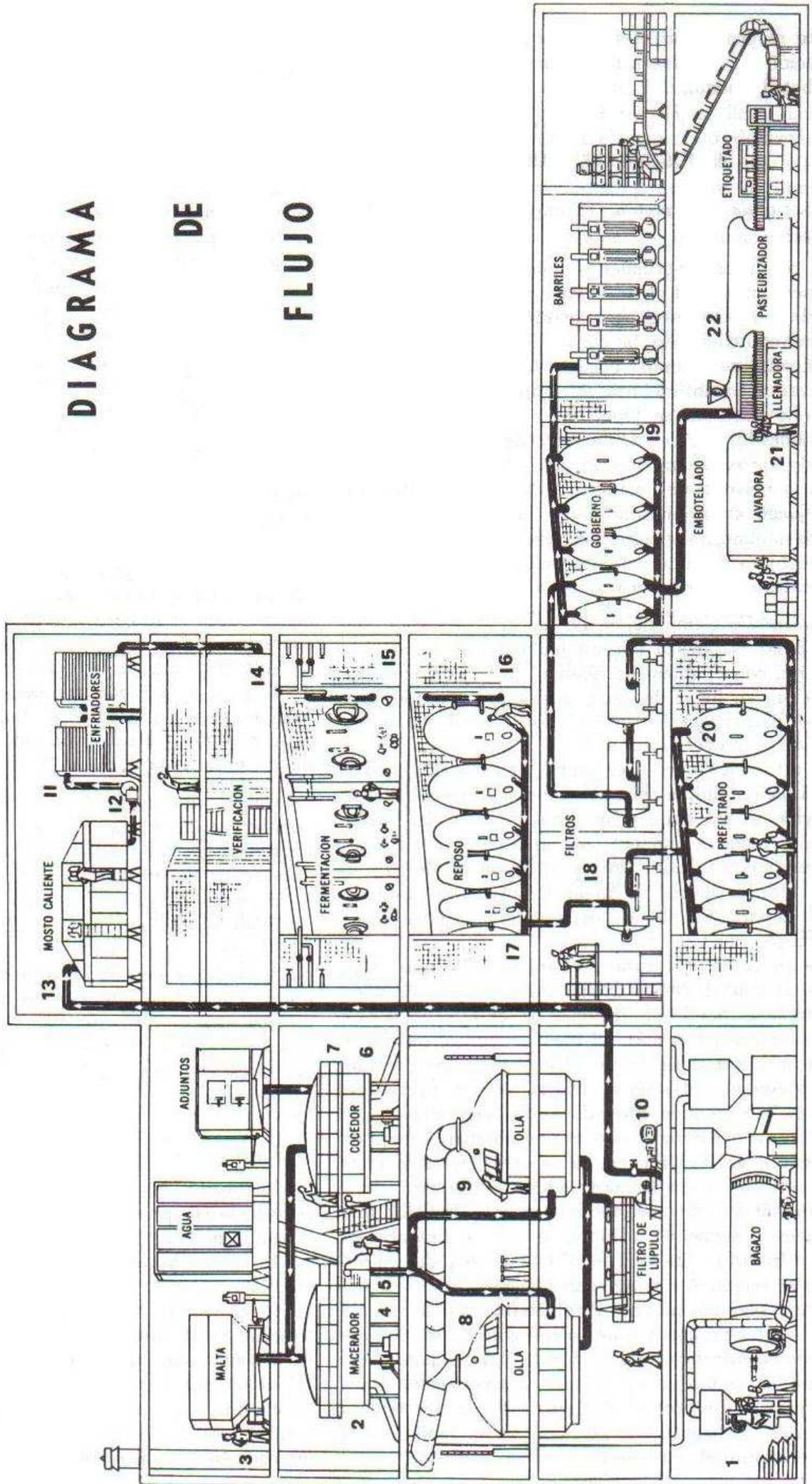


Figura 251.

Esto es en síntesis el proceso que se sigue para la fabricación de la cerveza desde la materia prima hasta su embotellamiento.

## INDUSTRIA AZUCARERA

*Proceso de elaboración.* (Completo para fines ilustrativos.)

En condiciones normales la caña cede más del 60% de su peso en jugo al pasar a través de la desmenuzadora y el primer molino, es decir se extrae más del 70% de la sacarosa contenida en la caña. El residuo leñoso de la molienda se denomina bagazo. A medida que el bagazo avanza por los molinos, se comprime cada vez más, perdiendo parte de su jugo, hasta que finalmente, en condiciones buenas de trabajo, sale de los molinos conteniendo aproximadamente un 50% de fibra leñosa.

En la mayoría de los ingenios, la caña se tritura en varios juegos de molinos montados en tándem y, después de cada molino, se le agrega al bagazo el agua o jugo, con el objeto de diluir el jugo remanente y aumentar así la extracción de la sacarosa.

*Maceración e imbibición.* La maceración consiste en hacer pasar el bagazo por un baño de agua antes de remolerlo, con el objeto de diluir el jugo remanente; la imbibición, en lugar de agua, utiliza jugo diluido para el baño. Para simplificar nuestra explicación denominaremos a esto proceso saturación.

La saturación puede ser simple, doble o compuesta. La saturación simple solamente usa agua; en la doble saturación se usa agua y los jugos diluidos del último o últimos jugos de molinos; mientras que en la saturación compuesta se usan agua y los jugos de dos o más de los últimos juegos de molinos, inyectando estos líquidos, separadamente, a los molinos precedentes de cada juego.

Los procesos de saturación simple y doble, se usan cuando el tándem consta de tres molinos. La saturación compuesta se puede aplicar cuando el tándem consta de cuatro molinos o más. El jugo del tercer molino se agrega al bagazo del primero, el jugo del último molino al del segundo, y el agua se inyecta sobre el bagazo del tercer molino; el jugo obtenido de la desmenuzadora y de los dos primeros molinos se envía al departamento de fabricación. En la práctica, la maceración suele efectuarse sólo en los dos últimos molinos del tándem.

En el tándem de cinco molinos el procedimiento más común es el siguiente: el agua se emplea después del tercer y cuarto molinos; el jugo del cuarto y del quinto molino se mezclan y se agregan al bagazo que sale del primero o segundo molino. Este sistema es más sencillo que la saturación compuesta, ya que solamente requiere un juego de **bombas**, coladores, etc., para el jugo diluido, pero no es tan eficiente como la maceración compuesta; en este último caso el jugo del cuarto molino se devuelve al bagazo que sale del primer molino, y el jugo del quinto al que sale del segundo molino.

Los resultados de muchas investigaciones nos llevan a la conclusión de que la extracción en los molinos es prácticamente la misma con agua de maceración fría o caliente. Por cuestión de calidad del agua, usualmente se emplea el agua caliente, ya que esto no implica mayor gasto en combustible. En la fabricación de azúcar blanco no se debe usar agua alcalina. El agua caliente es la sobrante de los retornos de los evaporadores y, por tanto, es pura agua destilada; el resto del vapor se aprovecha para el calentamiento del jugo en el proceso de purificación. Las unidades calóricas que pasan al jugo, junto con el agua de maceración e imbibición, se economizan en gran parte; hay, también, cierta evaporación de humedad ligeramente mayor en el camino desde los molinos hasta los hornos, en el caso de imbibición con agua caliente.

*Eficiencia de la molienda.* La eficiencia de la molienda se expresa más convenientemente en términos del tanto por ciento de la sacarosa en la caña (sacarosa en el jugo por ciento de sacarosa en la caña), y este coeficiente se conoce como "extracción de sacarosa", o, más brevemente "extracción". La eficiencia de la molienda también se determina a base de los datos analíticos del bagazo o de la proporción entre la fibra y sacarosa en el residuo citado.

Anteriormente, la cantidad del jugo normal extraído de la caña se consideraba como índice de eficiencia; pero, en la actualidad, se reconoce generalmente que la extracción de sacarosa es un dato más valioso. Una buena eficiencia es la de 94 a 99%.

*Coladores del jugo de los molinos.* Los jugos, cuando salen entre las mazas, arrastran consigo el bagazo y el bagacillo; por tanto se necesita colarlos, en primer lugar, para poder manejarlos por medio de **bombas** corrientes, y, en segundo lugar para eliminar del proceso la mayor cantidad posible de materias extrañas.

El tipo más corriente de un colador, consta de una placa de latón perforada la superficie de la misma se limpia constantemente por medio de tablillas movidas por cadenas sinfín, o rastrillos. Estas tablillas, al raspar la superficie del colador, arrastran el bagacillo y lo elevan para descargarlo sobre el conductor de bagazo del primer molino.

### *Purificación del jugo*

La purificación, del jugo comienza a partir del departamento de pesaje, llamándose, también este proceso: "clarificación" o "defecación".

El uso de **bombas** en este departamento es imprescindible.

El objeto de la clarificación es separar del jugo el máximo de impurezas, en la fase más temprana posible de la elaboración del jugo. En el procedimiento de clarificación por medio de la cal y el calor, la cantidad de cal empleada, el método de aplicarla y la temperatura de calentamiento del jugo, varían mucho, según las condiciones y localidades, pero, en general, se añade

suficiente cal para neutralizar los ácidos orgánicos presentes en el jugo, elevando luego la temperatura a 200°F o más. El tratamiento por medio de la cal y el calor produce un precipitado de composición compleja, con una parte más ligera y otra más pesada que el jugo, dicho precipitado contiene sales cálcicas insolubles, albúmina coagulada y distintas cantidades de grasas, cera y gomas. Por lo general, la separación del precipitado del jugo se efectúa por medio de decantación, dejándolo en reposo para asentar, y tratando el jugo en diversos tipos de defecadores y clarificadores que se describen más adelante. Esta separación se debe efectuar tan completa y rápidamente como sea posible.

*Alcalinización.* Para una buena clarificación es esencial, que la cantidad de cal sea la correcta. Con poca cal, hay decantación deficiente, y por consiguiente, jugos turbios, y posibles pérdidas por inversión; mientras que demasiada cal le da a los jugos un color obscuro; también aumentan las sustancias gomosas, y la cantidad de cenizas, debido a sales cálcicas disueltas, y se obtiene mayor producción de mieles.

Con la introducción del control por pH, o concentración de iones de hidrógeno, se ha logrado un notable progreso, en la exactitud de la clarificación.

Todas las investigaciones recientes sobre la relación entre el pH y la defecación parecen estar de acuerdo en que alcalinizando el jugo frío de 8.0 hasta 8.5 pH produce los mejores resultados, por las siguientes razones: brillantez de jugo, volumen de cachaza, aumento de pureza entre jugo mixto, crudo, y clarificado; además se evitan la destrucción de glucosa e inversiones posteriores en el proceso.

La alcalinización del jugo se efectúa en forma continua; un chorro de lechada de cal, por un lado y un chorro de guarapo por el otro, caen en un tanque provisto de aspás que agitan la mezcla. En la fabricación del azúcar crudo el control automático de la alcalinización de los jugos de la caña se efectúa por medio de un potenciómetro.

*Temperatura.* La temperatura a la que se calientan los jugos durante la clarificación varía mucho, siendo los límites de 194° a 238°F.

Por lo general, se calientan hasta el punto de ebullición o ligeramente más. Cuando se calientan hasta el punto de ebullición, se obtiene decantación más rápida y cachaza más compacta, pero de acuerdo con los estudios recientes la temperatura conveniente para el guarapo claro está en los límites de 200 a 210°F, y para el jugo alcalinizado entre 90 y 120°F.

*Sulfitación.* Debido principalmente a los diferentes grados de pureza de la materia prima, es difícil producir en el ingenio un azúcar de calidad perfectamente uniforme, por lo cual, en la fabricación de azúcar blanco, se recurre a la sulfitación, carbonatación y filtración. Existen diferentes métodos para la sulfitación, antes o después de la carbonatación, por lo que éstos no se exa-

minan a fondo. Algunos procesos establecen que: a cada mil galones de jugo crudo frío, se añadan de 5 a 7 galones de lechada de cal de 26.5° Bx; el jugo se filtra hasta la neutralidad o sea 7 de pH, se lleva hasta la ebullición y se deja asentar el jugo claro, decantándose como en la defecación ordinaria; luego, el jugo claro se concentra hasta la densidad de costumbre, de unos 55° Bx. Durante la sulfitación se produce espuma abundante por lo que se necesita disponer de un tanque bastante alto.

*Equipo de bombeo.* Se usan **bombas** centrífugas de carcasa bipartida totalmente construida en bronce, de succión lateral e impelente abierto, con anillos rozantes dobles, y accionadas por motores eléctricos. Dichos equipos se seleccionan para manejar el jugo de 18° Bx y bombearlo a una serie de tanques donde se le trata con cal y azufre.

*Calentadores.* A continuación, el jugo se **bombea** a los calentadores que son recipientes cilíndricos cerrados, en sus dos extremos, con platos de cobre. Estos soportan numerosos tubos del mismo material que van de un extremo a otro y por los que circula el jugo a gran velocidad. Los tubos se calientan exteriormente con vapor. Se requiere aproximadamente un pie cuadrado de superficie calórica por tonelada de caña. En estos aparatos se usa vapor de los evaporadores y la temperatura del jugo se eleva hasta el punto de ebullición o ligeramente mayor.

Después el jugo caliente pasa para su defecación hacia los clarificadores.

*Cachaza, clarificación y filtración.* En el fondo de los clarificadores, queda un residuo en forma de torta, llamado cachaza. Está compuesto principalmente de bagacillo, carbón, tierra, etc., y una considerable cantidad de sacarosa.

La cachaza se envía, por medio de bombas, hacia un mezclador y de ahí, a los filtros. Los filtros son cilindros colocados horizontalmente que giran a 1.5 r.p.m. con su parte inferior sumergida en cachaza a la que se ha agregado agua caliente; la cubierta del cilindro es de lámina inoxidable y tiene perforaciones pequeñas con un diámetro aproximado de  $\frac{1}{16}$ " ; la carcasa de los filtros está conectada radialmente con tubos de  $\frac{1}{4}$ " de diámetro, unidos todos ellos en una línea de vacío, es decir, estos filtros extraen el jugo por succión, recogiendo el bagazo sobrante por medio de cuchillas. El jugo recogido de esta manera, se envía hasta los precalentadores, por medio de **bombas**, dirigiéndolo hacia su siguiente etapa, la de cocción de la masa.

El equipo de **bombeo** es el siguiente:

Clarificadores.

**Bomba** de diafragma para bombeo de lodos; hacia las cachaceras.

**Bomba** para manejo de cachaza.

**Bomba** para bombeo de cachaza de las cachaceras a los filtros.

**Bomba** de desplazamiento positivo, de acción directa.

**Bombas** para el envío del licor de los filtros hacia los calentadores.

### *Evaporación y concentración del guarapo*

**Meladura.** El guarapo tiene que ser concentrado hasta que tenga la consistencia de meladura, de aproximadamente 50 a 60° Bx; este proceso se realiza en evaporadores al vacío.

El guarapo clarificado se debe **bombear** a los evaporadores rápidamente y en forma continua, según va saliendo de la defecación o clarificación, manteniéndose el volumen del guarapo al nivel más bajo posible, para evitar que descienda la temperatura dentro de los evaporadores. Esta debe ser aproximadamente de 205°F y el flujo del guarapo se regula de acuerdo con la capacidad del evaporador.

Durante este proceso el guarapo clarificado pierde alrededor del 70% de agua, la cual se aprovecha para alimentar las calderas y en la imbibición de los molinos.

La concentración del guarapo requiere baja temperatura para evitar la caramelización e inversión que se producirían si la operación se realizara a alta temperatura. Calentando el guarapo al vacío, se disminuye la presión que actúa sobre él y con ello su punto de ebullición; por lo tanto, si se extraen los gases y vapores que se forman al calentarlo y se aplica suficiente calor, el agua se evapora con rapidez a una temperatura relativamente baja, lo cual evita la inversión de azúcar que se encuentra en solución en el guarapo. Por esta razón la concentración del guarapo se hace al vacío y se utilizan las **bombas** de vacío para extraer los gases y vapores y mantener baja la presión sobre la superficie del líquido.

A veces, el primer cuerpo de un evaporador tiene que trabajar forzado, a presión interna superior a 7 p.s.i.; a la presión indicada, el guarapo hierve a temperatura superior a 230°F y la inversión de sacarosa es notable.

La concentración del jugo al entrar a los preevaporadores debe ser de 15.89° Bx, y la concentración final a la salida de ellos y antes de pasar a los evaporadores de cuádruple efecto es de 19.50° Bx.

La concentración del azúcar en la meladura no debe pasar de ciertos límites; 50 a 60° Bx es la más conveniente para el trabajo de los tachos, porque con mayor concentración, se produce un azúcar de poca consistencia; a menos, de 50° Bx, hay demasiada evaporación en los tachos, con gran consumo de vapor y disminución de la capacidad del mismo; la ideal es tener una concentración en la meladura de 54 a 57° Bx.

**Tachos.** Estos son evaporadores de simple-efecto; difieren de los anteriores en que los tubos que componen la superficie calórica son de mayor diámetro, ya que por ellos circula una masa cocida, con un contenido bajo

de agua de 4 a 7%, a diferencia de la meladura con 50% de agua.

Los tachos más comúnmente usados son los de calandria, teniendo tubos de 4" a 5" de diámetro y 3" a 5" de longitud, pero hay calandrias que además tienen tubos de 6" y un tubo central de 24" a 40" denominado "tubo bullidor", actualmente se construyen tubos hasta de 5" de diámetro; los tubos adicionales se instalan con el fin de acelerar la circulación de la masa cocida.

Las calandrias están compuestas de 2 placas, una superior y otra inferior en las que van mandrilados los tubos verticalmente.

**Funcionamiento de los tachos.** Los tachos de calandria trabajan con vapor de escape con 7 a 10 libras de presión. Estos tachos consumen poco vapor. Algunos tachos de calandria tienen serpentín abajo de las calandrias para admitir vapor directo con el fin de resolver la masa cocida en el fondo del tacho; también pueden tener uno o dos serpentines en la parte superior de la calandria para acelerar la evaporación, trabajando estos serpentines con vapor directo de baja presión.

Los tachos trabajan al vacío por lo que requieren bombas de vacío, la de inyección y la del condensador. Se requiere un vacío de 25" a 27" Hg, o sea que la evaporación en los tachos se efectúa a la misma presión que en los evaporadores.

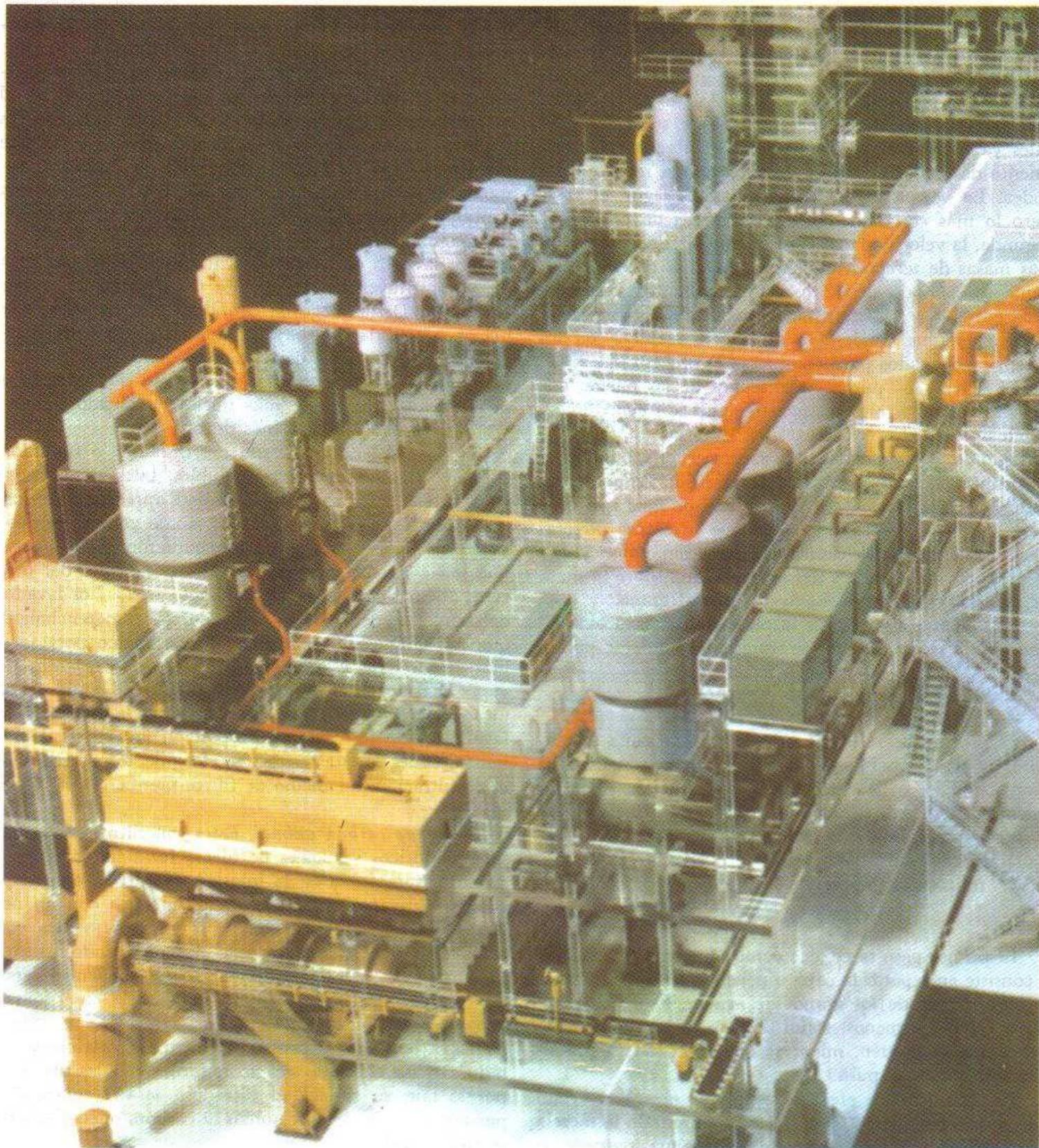
Los tachos están provistos de una compuerta en la parte inferior, para descargar la masa cocida o bien una válvula de globo construida totalmente de bronce, ambas de gran diámetro, con cierre perfecto para evitar la entrada de aire, perjudicial para el trabajo de los tachos.

Para sacar muestras de masa cocida, el tacho está provisto de una sonda de bronce, que el tachero u operario, utiliza para el control de la operación; para ver la altura de la masa cocida, existen visores redondos de vidrio en la parte delantera, espaciados 1" al centro, con un diámetro aproximado de 5". Los tachos son de mayor diámetro que altura, con una relación de 10 a 1, es decir por cada 10 pulgadas cuadradas de superficie de la base debe haber 1" de altura.

Cuando los tachos trabajan a un ritmo normal, y la cristalización de la templa es satisfactoria, no es necesario variar la temperatura, ni la presión. Para producir azúcar corriente de 97° de polarización, el tacho trabaja a 26" Hg de vacío, que aproximadamente equivale a una temperatura de ebullición 125.38°F, que se considera normal en todo el curso del trabajo.

De acuerdo con la evolución de las plantas generadoras de vapor así como de las turbinas, existe una tendencia a aumentar la presión del vapor de escape. A consecuencia, los tachos actuales tienen estructura más fuerte por lo que, en los ingenios modernos es normal que trabajen con vapor de escape, de 8 a 20 p.s.i.

**Cristalizadores.** Algunos autores o técnicos azucareros llaman al trabajo de los cristalizadores, *cristalización en movimiento*, pero esta denominación no es del todo co-



**Figura 252.** Modelo de una refinera de un ingenio de caña de azúcar.

recta, porque en los cristalizadores los temples no se cristalizan sino más bien se preparan y el grano sólo aumenta ligeramente de tamaño, según el tiempo que permanezca en ellos. Todos los cristalizadores tienen serpentines de agua caliente y fría.

Los dos tipos de cristalizadores usados más comúnmente son: tipo cilíndrico, y el tipo U, ambos con pa-

letas agitadoras para mezclar la masa cocida y a la vez, enfriarla lentamente. Las paletas que están dispuestas en forma de espiral arrollan la masa cocida hasta la compuerta de salida.

La masa cocida de tercera o de agotamiento, cuando sale de los tachos, es una mezcla de cristales de azúcar y de miel que contiene todavía mucha sacarosa diluida

en el agua madre. El proceso denominado "cristalización en movimiento" consiste, esencialmente, en mantener en movimiento los cristales o granos de azúcar, mientras se enfría la masa cocida. Así se logra que la sacarosa disuelta en la miel se deposite sobre los cristales ya formados. A medida que se observa el crecimiento de dichos granos se va agotando la miel que los rodea. La velocidad de agitación varía, según el caso, pero lo más común es que, para masas de primera y segunda, la velocidad más conveniente sea de 5 a 6 r.p.m. Las masas de tercera, requieren agitación continua durante un período de 72 h a una velocidad comprendida entre  $\frac{1}{2}$  y  $1\frac{1}{4}$  de r.p.m., por lo que algunos ingenios tienen que venderla a otros que cuenten con los sistemas adecuados para completar el proceso.

El azúcar, se "purga" o se separa de las mieles, por fuerza centrífuga en un aparato llamado "centrífuga", obteniéndose, azúcar crudo, miel de segunda, y purga de segunda. El "mascabado" es azúcar crudo, obtenido de la primera centrifugación de la miel de segunda; su color es oscuro, debido a la cantidad de miel que contiene. La miel de segunda es la que se extrae directamente del giro de la centrífuga, denominándose purga el producto de la miel y del agua rociada sobre la masa de segunda o B, con el objeto de lavar el grano.

El siguiente proceso en la obtención de azúcar refinado, es la refinación que se trata en el siguiente punto.

### Refinación

El proceso de refinación del azúcar de caña es sencillo, en teoría, pero muy complejo en la práctica. El manejo de los azúcares de baja polarización, el tratamiento de aguas de lavado y control de la filtración sobre carbón animal, implican técnicas cuya descripción detallada excede los propósitos de este libro.

La refinación comprende los siguientes procedimientos:

El primer paso se conoce como afinación o "lavado" y consiste en separar la capa o película de miel adherida a la superficie de los granos de azúcar. Esta tiene una pureza de 65 o menos, según la clase de la masa cocida de la que se obtuvo, mientras que el cristal es prácticamente sacarosa pura.

La separación se efectúa mezclando el azúcar crudo con un sirope espeso (65 a 70° Bx), purgando la mezcla en centrífugas, y luego lavándolo con agua, después de que se haya separado o "escurrido el sirope".

Al principio de la operación los crudos entran en los mezcladores, y se mezclan con agua para formar un magma espeso y frío que después se descarga a mezcladores del mismo tipo que los usados en la fabricación de azúcar crudo. A continuación el magma se purga en centrífugas, siendo éstas del tipo de descarga automática, y el azúcar lavado, pasa al disolutor, o "fundidor". La operación del lavado, en condiciones normales, debe

rendir un azúcar de color amarillento y de aproximadamente 99 de pureza.

Ahora, en lugar del agua, se descarga a los mezcladores el sirope obtenido de las purgas para formar el magma con el azúcar crudo. Es evidente que, con las sucesivas operaciones de mezclar y purgar esta miel de primera o miel de lavado, disminuye su pureza y aumenta el volumen de la misma, hasta que se tiene una cantidad mayor de la que se requiera para la formación del magma.

Los lavados de los crudos varían en pureza de 74 a 80, y constituyen del 14 al 18% del peso de los crudos derretidos. Desde luego, la cantidad de estos lavados es mayor a medida que baja la calidad y grado de polarización de los crudos derretidos. La naturaleza del grano también afecta esta cantidad puesto que un azúcar pequeño y suave, rinde más mieles de lavado que un crudo de grano mayor y más duro.

El licor del crudo lavado del disolutor o fundidor, contiene algunas materias insolubles, tales como bagacillo, arcilla, arena, etc., y cantidad apreciable de suspensiones finas y dispersoides así, como gomas, pectinas y otros coloides verdaderos que pudieron clarificarse o que se hayan formado en las fases posteriores del proceso; además el licor es generalmente ácido. Los lavados del crudo, se defecan, en defecadoras o "merenchales", que son tanques circulares con fondo cónico para facilitar su drenaje y limpieza, provistos de serpentín de vapor y conexiones de aire para agitar el líquido. Por último, para lograr mejor defecación, se le agrega a los lavados ácido fosfórico en proporción de tres a un millón; después de esta operación, el siguiente proceso, será el de filtración por medio de filtros-prensa.

*Filtro de carbón animal.* Estos son filtros con depósitos cilíndricos verticales de hierro fundido, cónicos en su parte superior y en la inferior; el carbón animal se coloca sobre una placa perforada, cubierta con un pedazo de frazada de algodón burda y debajo otra con tejido más fino para evitar que el licor filtrado arrastre polvo de carbón. El tubo de entrada se encuentra cerca de la cabeza del filtro, y el tubo de la salida, en el fondo, debajo de la placa perforada.

El carbón animal dentro del filtro, se deteriora y debido al paso continuo del licor, forma canales internos, por lo que, su capacidad filtradora se va reduciendo; por tanto, es necesario cambiar el carbón, operación que se efectúa cada 48 horas.

La temperatura de entrada del líquido o licor es de 170 a 180°C, y el licor obtenido en estos filtros debe polarizar a 99 y dar 6 de color.

Terminamos con este ejemplo el capítulo de aplicaciones de las bombas a procesos industriales. Hemos visto con detalle aquéllos que necesitan cientos de bombas en una sola instalación. El deseo que se persigue es que el lector obtenga una idea integrada de los procesos, así como del lugar que en ellos ocupan las bombas.

# *APENDICE A*

Determinación de las pérdidas por fricción  
en tuberías y accesorios

(Cortesía Hydraulic Institute.)

## MANUAL DE FRICCIÓN EN TUBERIAS

Las tablas 1 y 2 dan valores de pérdida por fricción para agua limpia a una temperatura de 60°F y circulando a través de tuberías nuevas de acero (cédula 40) con una rugosidad relativa de .00015 pies. Como se indica en la parte inferior de las tablas para tuberías comerciales, se recomienda incrementar los valores en un 15%. Los valores se dan en pies de pérdida por cada 100 pies de tubería recta.

En lo que se refiere a la edad de la tubería, el deterioro de las tuberías depende de las propiedades químicas del líquido y del metal con el cual está en contacto. Los efectos de tal deterioro en la rugosidad son tan inconsistentes, que es imposible preparar tablas para incluir este factor. Se recomienda tomar en cuenta las experiencias anteriores que se tengan con respecto al líquido manejado.

### COMO USAR LAS TABLAS DE FRICCIÓN

- a) Para diámetros diferentes a los mostrados, deberá consultarse un manual especializado como el del Instituto Hidráulico.
- b) Para gastos intermedios a los mostrados, selecciónese el valor de fricción para gasto inmediato inferior y multiplíquese por el cuadrado de las relaciones de los gastos.

*Ejemplo:* Determinar la pérdida por fricción por cada 100 pies de tubería de acero de 10 pulgadas transportando 2,250 g.p.m.

*Solución:* De la tabla 2 la pérdida para 2,000 g.p.m. es 1.86 pies/100 pies. Entonces la pérdida para 2,250 sería:

$$hf = \left( \frac{2,250}{2,000} \right)^2 \times 1.86$$

$$hf = 2.355 \text{ pies/100 pies de tubería.}$$

- c) Para diámetros intermedios la fricción por cada 100 pies variará inversamente con la quinta potencia de los diámetros interiores.

*Ejemplo:* Determinar la pérdida de fricción por cada 100 pies para una tubería de acero de 10" (cédula 100) que transporta 1,000 g.p.m.

*Solución:* De la tabla 2 la fricción para 1,000 g.p.m. en una tubería de 10" (cédula 40) es de 0.500 pies/100 pies.

El diámetro interior de un tubo de 10" (cédula 40) es de 10.02 pulgadas.

El diámetro interior de un tubo de 10" (cédula 100) es de 9.314 pulgadas.

La pérdida en el tubo de cédula 100 será:

$$hf = \left( \frac{10.02}{9.314} \right)^5 \times 0.500$$

$$= 0.720 \text{ pies}/100 \text{ pies.}$$

### PERDIDAS POR FRICCIÓN EN ACCESORIOS

La tabla 3 muestra los valores de pérdidas por fricción en accesorios que transportan agua limpia a 60°F. La tabla da la pérdida en el accesorio en términos de longitud equivalente de tubería nueva de acero (cédula 40).

Una vez que se hace la conversión se agrega la longitud equivalente a la longitud de la tubería recta de la instalación y con el valor total se entra a los valores de las tablas 1 y 2.

*Ejemplo:* Determinar,

- la carga de succión  $h_s$ ,
- la carga de descarga  $h_d$  y
- la carga total  $H$  de la bomba mostrada en la instalación de la siguiente página.

El agua a 60°F es tomada de un río y enviada a un tanque elevado. Tanto la succión como la descarga son tubos de 4" nuevos de acero (cédula 40).

La tubería de succión es vertical de 5 pies de longitud equipada con una toma abocinada. La tubería de descarga contiene 2 codos de 90°, radio largo, una válvula de compuerta y una válvula de retención. El gasto es de 200 g.p.m.

*Solución:*

- Línea de succión.

Longitud de la tubería de succión, 5.00 pies.  
Longitud equivalente de la entrada abocinada, 0.95 pies.  
Longitud total equivalente, 5.95 pies.

De la tabla 1, la pérdida/100 de tubería 4" carga para 200 g.p.m. es de 2.27.

$$hf = \frac{5.95}{100} \times 2.27 = 0.135 \text{ pies.}$$

Añadiendo 15% como se recomienda la pérdida es  $hf = 0.135 \times 1.15 = 0.155$  pies.

La bomba debe levantar el agua de una elevación 24.00 a una de 28.62.

Consecuentemente la carga de succión es:

$$h_s = (28.62 - 24.00) + 0.155 = 4.775 \text{ pies.}$$

- Línea de descarga:

Longitud de la tubería de descarga = 1,250.

Longitud equivalente de 2 codos de radio largo ( $2 \times 4.2$ ) = 8.4 pies.

Longitud equivalente de la válvula *check* = 38.0 pies.

Longitud equivalente de la válvula de compuerta = 2.9 pies.

Longitud equivalente total = 1,299.3.

De la tabla 1 la pérdida de fricción será:

$$hf = \frac{1,299.3}{100} \times 2.27 = 29.49 \text{ pies.}$$

Añadiendo el 15%

$$hf = 29.49 \times 1.15 = 33.91.$$

El ensanchamiento súbito

$$h = \frac{V_1^2}{2g} = \left( \frac{5.04}{64.34} \right)^2 = 0.394.$$

La bomba debe elevar el líquido de la cota 28.62 a la 289.0.

Por consiguiente, la carga dinámica total de descarga será:

$$hd = 33.91 + 0.394 + (289 - 28.62)$$

$$hd = 294.68.$$

La carga dinámica total del sistema será:

$$A = h_s + h_d = 4.78 + 294.68 = 299.46$$

$$H = 299.46 \text{ pies.}$$

### PERDIDAS POR FRICCIÓN PARA LÍQUIDOS VISCOSOS EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

Las tablas 5, 6, 7 y 8 muestran las pérdidas de presión en libras/plg<sup>2</sup>, por cada 100 pies de tubería de acero nueva (cédula 40), para líquidos que tienen una gravedad específica de 1.00.

Las tablas 9 y 10 indican la convertibilidad de unas unidades a otras, mientras que la tabla 11 da la viscosidad de algunos líquidos comúnmente usados.

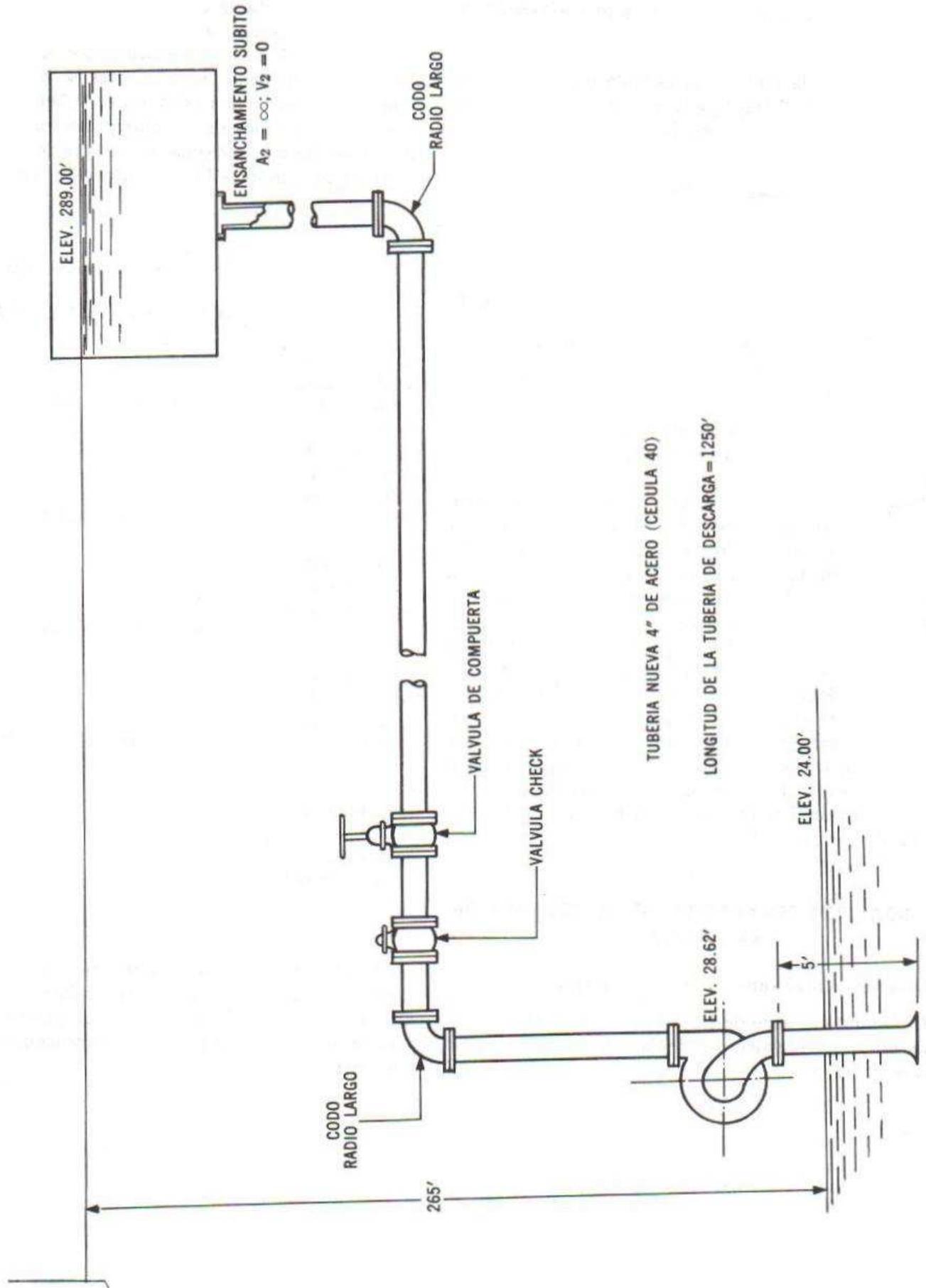


Figura 254.

*Ejemplo:* Encontrar la pérdida de presión para 50 g.p.m. de aceite fluyendo por una tubería de acero (cédula 40) de 2", que tiene 200 pies de longitud. El aceite tiene una viscosidad de 2,000 SSU y una gravedad específica de 0.9.

*Solución:* De la tabla 5, la pérdida por 100 pies de tubería es de 32.1 lb/plg<sup>2</sup> para g.e. = 1.00. Para una g.e. de 0.9 y 200 pies de tubería.

$$\begin{aligned} \text{Pérdida de presión} &= 32.1 \times \frac{200}{100} \times 0.9 \\ &= 57.8 \text{ lb/plg}^2. \end{aligned}$$

Considerando tubería comercial

$$\text{Pérdida de} = 1.15 \times 57.8 = 66.47 \text{ lb/plg}^2.$$

*Uso de las tablas*

a) Para flujo laminar, la pérdida de presión es directamente proporcional a la viscosidad y velocidad del flujo.

Por consiguiente, para valores intermedios de viscosidad y de gastos, la pérdida de presión puede ser obtenida por interpolación directa. Para tamaños de tubos no mostrados en la tabla, la pérdida de presión variará inversamente con la cuarta potencia de los diámetros interiores (para el mismo gasto).

b) Los valores de pérdida de presión que aparecen a la izquierda de la línea resaltada, indican que se tiene un flujo turbulento, mientras que los de la derecha caen dentro de un régimen de flujo laminar.

Para interpolación dentro de los valores de flujo turbulento, la fricción, al igual que se vio para líquidos no viscosos, varía directamente con el cuadrado de los gastos e inversamente con la quinta potencia de la relación de diámetros.

**PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LOS ACCESORIOS DE LA TUBERÍA**

Deberán considerarse las siguientes reglas:

1. Cuando se trate de flujo turbulento podrán usarse las mismas equivalencias de la tabla 3 usada para líquidos no viscosos.

2. Para flujo laminar las pérdidas en válvulas, codos, etcétera, sólo pueden calcularse aproximadamente. Para líquidos de relativamente baja viscosidad pueden usarse los valores de la tabla 3.

3. Para líquidos altamente viscosos, las pérdidas ocasionadas por válvulas y accesorios son casi despreciables; generalmente estos valores se suman considerándolos equivalentes a pérdidas en tubería recta.

4. Para líquidos de viscosidad intermedia, la longitud equivalente aproximada, se puede calcular por interpolación, usando la siguiente tabla como guía.

	3-30	30-50	50-100	100-250	250-1,000
	SSU	SSU	SSU	SSU	SSU
Use valor total de la tabla 3 cuando la viscosidad es	100	200	300	400	500
Use 3/4 del valor de la tabla 3 cuando la viscosidad es	1,000	2,000	3,000	4,000	5,000
Use 1/2 del valor de la tabla 3 cuando la viscosidad es	10,000	20,000	30,000	40,000	50,000
Use 1/4 del valor de la tabla 3 cuando la viscosidad es	100,000	200,000	300,000	400,000	500,000
Use únicamente la longitud del accesorio como si fuese tubería cuando la viscosidad exceda	500,000	500,000			

Nótese que los datos anteriores son solamente una aproximación. Se cuenta con poca información confiable para efectuar los cálculos con mayor exactitud que, por otra parte en la mayoría de las aplicaciones no es muy necesaria.

# ***Tablas***

(*Nota:* Las tablas que se encuentran a continuación son una condensación del Instituto Hidráulico de Estados Unidos.)

TABLA 1

TUBO DE ACERO (CEDULA 40) — PERDIDAS POR FRICCIÓN PARA AGUA (EXPRESADAS EN PIES DE CARGA POR CADA 100 PIES DE LONGITUD DE TUBERÍA)

Gal. por min.	1/4 plg		3/8 plg		1/2 plg		3/4 plg		Gal. por min.	1 plg		1 1/4 plg		1 1/2 plg	
	V pies/seg	$h_f$ Fric.		V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.						
0.8	2.47	12.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	6	2.23	2.68	.....	.....	.....	.....
1.0	3.08	19.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	8	2.97	4.54	.....	.....	.....	.....
1.2	3.70	26.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10	3.71	6.86	.....	.....	.....	.....
1.4	4.32	36.3	2.35	7.85	.....	.....	.....	.....	12	4.45	9.62	2.57	2.48	.....	.....
1.6	4.93	45.2	2.68	10.1	.....	.....	.....	.....	14	5.20	12.8	3.00	3.28	.....	.....
1.8	5.55	56.4	3.02	12.4	.....	.....	.....	.....	16	5.94	16.5	3.43	4.20	.....	1.96
2.0	6.17	69.0	3.36	15.0	2.11	4.78	.....	.....	18	6.68	20.6	3.86	5.22	2.84	2.42
2.5	7.71	105.0	4.20	22.6	2.64	7.16	.....	.....	20	7.42	25.1	4.29	6.34	3.15	2.94
3.0	9.25	148.0	5.04	31.8	3.17	10.0	.....	.....	22	8.17	30.2	4.72	7.58	3.47	3.52
3.5	10.79	200.0	5.88	42.6	3.70	13.3	.....	.....	24	8.91	35.6	5.15	8.92	3.78	4.14
4.0	12.33	259.0	6.72	54.9	4.22	17.1	2.41	4.21	26	9.65	41.6	5.58	10.37	4.10	4.81
5	15.42	398	8.40	83.5	5.28	25.8	3.01	6.32	28	10.39	47.9	6.01	11.9	4.41	5.51
6	.....	.....	10.08	118	6.34	36.5	3.61	8.87	30	11.1	54.6	6.44	13.6	4.73	6.26
7	.....	.....	11.8	158	7.39	48.7	4.21	11.8	35	13.0	73.3	7.51	18.2	5.51	8.37
8	.....	.....	13.4	205	8.45	62.7	4.81	15.0	40	14.8	95.0	8.58	23.5	6.30	10.79
9	.....	.....	15.1	258	9.50	78.3	5.42	18.8	45	16.7	119.0	9.65	29.4	7.04	13.45
10	.....	.....	16.8	316	10.56	95.9	6.02	23.0	50	18.6	146	10.7	36.0	7.88	16.4
12	.....	.....	.....	.....	12.7	136	7.22	32.6	55	.....	.....	11.8	43.2	8.67	19.7
14	.....	.....	.....	.....	14.8	183	8.42	43.5	60	.....	.....	12.9	51.0	9.46	23.2
16	.....	.....	.....	.....	16.9	235	9.63	56.3	65	.....	.....	13.9	59.6	10.24	27.1
18	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.8	70.3	70	.....	.....	15.0	68.8	11.03	31.3
20	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.0	86.1	75	.....	.....	16.1	78.7	11.8	35.8
22	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.2	104	80	.....	.....	.....	.....	12.6	40.5
24	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.4	122	85	.....	.....	.....	.....	13.4	45.6
26	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.6	143	90	.....	.....	.....	.....	14.2	51.0
28	.....	.....	.....	.....	.....	.....	16.8	164	95	.....	.....	.....	.....	15.0	56.5
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	100	.....	.....	.....	.....	15.8	62.2

TABLA 1 (continuación)

Gal. por min.	2 plg		2½ plg		3 plg		4 plg		5 plg		6 plg		8 plg	
	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.												
25	2.39	1.29	.....	.....	.....	.....	.....	.....	2.57	0.487	.....	.....	.....	.....
30	2.87	1.82	.....	.....	.....	.....	.....	.....	2.89	0.606	.....	.....	.....	.....
35	3.35	2.42	2.35	1.00	.....	.....	.....	.....	3.21	0.736	.....	.....	.....	.....
40	3.82	3.10	2.68	1.28	.....	.....	.....	.....	3.53	0.879	2.44	0.357	.....	.....
45	4.30	3.85	3.02	1.60	.....	.....	.....	.....	3.85	1.035	2.66	0.419	.....	.....
50	4.78	4.67	3.35	1.94	2.17	0.662	.....	.....	4.17	1.20	2.89	0.487	.....	.....
60	5.74	6.59	4.02	2.72	2.60	0.924	.....	.....	4.81	1.58	3.33	0.637	.....	.....
70	6.69	8.86	4.69	3.63	3.04	1.22	.....	.....	5.61	2.11	3.89	0.851	.....	.....
80	7.65	11.4	5.36	4.66	3.47	1.57	.....	.....	6.41	2.72	4.44	1.09	2.57	0.279
90	8.60	14.2	6.03	5.82	3.91	1.96	.....	.....	7.22	3.41	5.00	1.36	2.89	0.348
100	9.56	17.4	6.70	7.11	4.34	2.39	.....	.....	8.02	4.16	5.55	1.66	3.21	0.424
120	11.5	24.7	8.04	10.0	5.21	3.37	3.02	0.877	9.62	5.88	6.66	2.34	3.85	0.597
140	13.4	33.2	9.38	13.5	6.08	4.51	3.53	0.17	11.2	7.93	7.77	3.13	4.49	0.797
160	15.3	43.0	10.7	17.4	6.94	5.81	4.03	1.49	12.8	10.22	8.88	4.03	5.13	1.02
180	.....	.....	12.1	21.9	7.81	7.28	4.54	1.86	14.4	12.9	9.99	5.05	5.77	1.27
200	.....	.....	13.4	26.7	8.68	8.90	5.04	2.27	16.0	15.8	11.1	6.17	6.41	1.56
220	.....	.....	14.7	32.2	9.55	10.7	5.54	2.72	.....	.....	12.2	7.41	7.05	1.87
240	.....	.....	16.1	38.1	10.4	12.6	6.05	3.21	.....	.....	13.3	8.76	7.70	2.20
260	.....	.....	.....	.....	11.3	14.7	6.55	3.74	.....	.....	14.4	10.2	8.34	2.56
280	.....	.....	.....	.....	12.2	16.9	7.06	4.30	.....	.....	15.5	11.8	8.98	2.95
300	.....	.....	.....	.....	13.0	19.2	7.56	4.89	.....	.....	.....	.....	9.62	3.37
350	.....	.....	.....	.....	15.2	26.1	8.82	6.55	.....	.....	.....	.....	10.3	3.82
400	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.10	8.47	.....	.....	.....	.....	10.9	4.29
450	.....	.....	.....	.....	.....	.....	11.4	10.65	.....	.....	.....	.....	11.5	4.79
500	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.6	13.0	.....	.....	.....	.....	12.2	5.31
550	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.9	15.7	.....	.....	.....	.....	12.8	5.86
600	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.1	18.6	.....	.....	.....	.....	13.5	6.43
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.1	7.02

Nota: Las tablas muestran los valores promedio de fricción para tubería nueva; para instalaciones comerciales se recomienda aumentar un 15% a los valores mostrados. En estas tablas no se está incluyendo ninguna tolerancia para tomar en cuenta la antigüedad de la tubería.



TABLA 2 (continuación)

Gal. por min.	30 plg Sch. 20 ID		36 plg ID		42 plg ID		48 plg ID		Gal. por min.	54 plg ID		60 plg ID		72 plg ID	
	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.		V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.
5 000	2.43	0.0535	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15 000	2.10	0.0194	.....	.....	.....	.....
6 000	2.91	0.075	.....	.....	.....	.....	.....	.....	20 000	2.80	0.0333	.....	2.27	0.0198	.....
7 000	3.40	0.100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	25 000	3.50	0.0504	.....	2.84	0.0301	.....
8 000	3.89	0.129	2.52	0.0442	.....	.....	.....	.....	30 000	4.20	0.0713	.....	3.40	0.0424	2.37
9 000	4.37	0.161	2.84	0.0551	.....	.....	.....	.....	35 000	4.90	0.0958	.....	3.97	0.0567	2.76
10 000	4.86	0.196	3.15	0.0670	2.32	0.0314	.....	.....	40 000	5.60	0.124	.....	4.54	0.0730	3.16
12 000	5.83	0.277	3.78	0.094	2.78	0.0441	.....	.....	50 000	7.00	0.189	.....	5.67	0.112	3.94
14 000	6.80	0.371	4.41	0.126	3.24	0.0591	.....	.....	60 000	8.40	0.267	.....	6.81	0.158	4.73
16 000	7.77	0.478	5.04	0.162	3.71	0.0758	2.84	0.0391	70 000	9.81	0.358	.....	7.94	0.213	5.52
18 000	8.74	0.598	5.67	0.203	4.17	0.0944	3.19	0.0488	80 000	11.2	0.465	.....	9.08	0.275	6.31
20 000	9.71	0.732	6.30	0.248	4.63	0.115	3.55	0.0598	90 000	12.6	0.586	.....	10.2	0.344	7.10
25 000	12.1	1.13	7.88	0.378	5.79	0.176	4.43	0.091	100 000	14.0	0.715	.....	11.3	0.420	7.89
30 000	14.6	1.61	9.46	0.540	6.95	0.250	5.32	0.128	120 000	16.8	1.02	.....	13.6	0.600	9.47
35 000	17.0	2.17	11.0	0.724	8.11	0.334	6.21	0.172	140 000	.....	.....	.....	15.9	0.806	11.0
40 000	.....	.....	12.6	0.941	9.26	0.433	7.09	0.222	160 000	.....	.....	.....	.....	.....	12.6
45 000	.....	.....	14.1	1.18	10.4	0.545	7.98	0.278	180 000	.....	.....	.....	.....	.....	14.2
50 000	.....	.....	15.8	1.45	11.6	0.668	8.87	0.341	200 000	.....	.....	.....	.....	.....	15.8
60 000	.....	.....	.....	.....	13.9	0.946	10.64	0.484	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
70 000	.....	.....	.....	.....	16.2	1.27	12.4	0.652	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
80 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.2	0.849	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
90 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	16.0	1.06	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....

NOTA: Las tablas muestran los valores promedio de pérdida por fricción para tubería nueva; para instalaciones comerciales, se recomienda aumentar un 15% a los valores mostrados. En estas tablas no se está incluyendo ninguna tolerancia para tomar en cuenta la antigüedad de la tubería.

TABLA 3

LONGITUD DE TUBERIA RECTA QUE PUEDE SER CONSIDERADA EQUIVALENTE CUANDO SE USAN VALVULAS O CUALQUIER OTRO TIPO DE ACCESORIOS

(VALIDO UNICAMENTE PARA FLUJO TURBULENTO)

		DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																					
		¼	⅜	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	
Codo 90° regular		Roscado	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Codo 90° radio largo		Bridado	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24
Codo 45° regular		Roscado	...	...	2.0	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.3	3.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo en línea		Bridado	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	13
Flujo a 90°		Roscado	...	...	.52	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.0	4.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Codo a 180°		Bridado	...	...	.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	9.0	11	13	15	16	18	22
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.1	2.9	...	...	4.5	6.3	8.1	9.7	12	13	15	17
Flujo a 180°		Roscado	...	...	1.2	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.9	14	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo a 90°		Bridado	...	...	.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	3.8	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1.9	2.2	...	...	3.1	3.9	4.6	5.2	5.9	6.5	7.2	7.7
Flujo a 180°		Roscado	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	14	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo a 90°		Bridado	...	...	2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12	15	18	24	30	34	37	43	47	52	62
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	7.7	10	...	...	15	20	25	30	35	39	44	49
Flujo a 180°		Roscado	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo a 90°		Bridado	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24
Flujo a 180°		Roscado	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.4	4.2	...	...	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12
Flujo a 90°		Bridado	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	13

TABLA 3 (continuación)

Válvula de globo		Roscado	Acero	21	22	22	24	29	37	42	54	62	79	110	...	...	...	...	...	...					
		Bridado	Fierro	...	...	38	40	45	54	59	70	77	94	120	150	190	260	310	390	...	...				
Válvula de compuerta		Roscado	Acero	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5	...	...	...	...	...	...	...				
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2			
Válvula de ángulo		Roscado	Acero	12.8	15	15	15	17	18	18	18	18	18	18	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
Válvula check		Roscado	Acero	7.2	7.3	8.0	8.8	11	13	15	19	22	27	38	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
		Bridado	Fierro	...	...	3.8	5.3	7.2	10	12	17	21	27	38	50	63	90	120	140	160	190	210	240	300	
Cople		Roscado	Acero	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Entrada abocinada		Roscado	Acero	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	1.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.7	5.3	6.1	7.6	
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Entrada en ángulo recto		Roscado	Acero	.44	.68	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13	16	23	29	35	40	47	53	61	76	
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Tubo incrustado		Roscado	Acero	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10	13	19	25	32	45	58	70	80	95	110	120	150	
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Ensanchamiento súbito		Roscado	Acero	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

$$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \text{ Pies de líquido si } V_2 = 0 \quad h = \frac{V_1^2}{2g} \text{ Pies de líquido.}$$

**TABLA 4**  
**PERDIDAS POR FRICCION PARA LIQUIDOS VISCOSOS**  
**TUBERIA DE ACERO (Cédula 40) NUEVA (BASE GRAVEDAD ESPECIFICA = 1.00)**

GPM	Diám. tub. (plg)	VISCOSIDAD SSU																	
		100	200	300	400	500	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000	4,000	5,000	6,000	7,000	8,000	9,000	10,000	15,000
3	1/2	11.2	23.6	35.3	47.1	59	118	177	236	294	353	471	589	706	824	912	.....	.....	.....
	3/4	3.7	7.6	11.5	15.3	19.1	38.2	57	76	96	115	153	191	229	268	306	344	382	573
	1	1.4	2.9	4.4	5.8	7.3	14.5	21.8	29.1	36.3	43.6	58	73	87	101	116	131	145	218
5	3/4	6.1	12.7	19.1	25.5	31.9	64	96	127	159	191	255	319	382	510	573	637	956	
	1	2.3	4.9	7.3	9.7	12.1	24.2	36.3	48.5	61	73	97	121	145	170	194	218	242	363
	1 1/4	0.77	1.6	2.4	3.3	4.1	8.1	12.2	16.2	20.3	24.3	32.5	40.6	48.7	57	65	73	81	122
7	3/4	8.5	17.9	26.8	35.7	44.6	89	134	178	223	268	357	446	535	624	713	803	892	.....
	1	3.2	6.8	10.2	13.6	17	33.9	51	68	85	102	136	170	203	237	271	305	339	509
	1 1/4	1.1	2.3	3.4	4.5	5.7	11.4	17	22.7	28.4	34.1	45.4	57	68	80	91	102	114	170
10	1	1.9	9.7	14.5	19.4	24.2	48.5	73	97	121	145	194	242	291	339	388	436	485	727
	1 1/4	1.6	3.3	4.9	6.5	8.1	16.2	24.3	32.5	40.6	48.7	65	81	97	114	130	146	162	243
	1 1/2	0.84	1.8	2.6	3.5	4.4	8.8	13.1	17.5	21.9	26.3	35	43.8	53	61	70	79	88	131
15	1	11	14.5	21.8	29.1	36.3	73	109	145	182	218	291	363	436	509	581	654	727	.....
	1 1/4	2.8	4.9	7.3	9.7	12.2	24.3	36.5	48.7	61	73	97	122	146	170	195	219	243	365
	1 1/2	1.3	2.6	3.9	5.3	6.6	13.1	19.7	26.3	32.8	39.4	53	66	79	92	105	118	131	197
20	1	18	18	29.1	38.8	48.5	97	145	194	242	291	388	485	581	678	775	872	.....	.....
	1 1/4	4.9	6.4	9.7	13	16.2	32.5	48.7	65	81	97	130	162	195	227	260	292	325	487
	1 1/2	2.3	3.5	5.3	7	8.8	17.5	26.3	35	43.8	53	70	88	105	123	140	158	175	263
25	2	0.64	1.3	1.9	2.6	3.2	6.4	9.6	12.9	16.1	19.3	25.7	32.1	38.5	45	51	58	64	96
	1 1/2	3.5	4.4	6.6	8.8	11	21.9	32.8	43.8	55	66	88	110	131	153	176	197	219	328
	2 1/2	0.4	0.79	1.2	1.6	2	4	5.9	7.9	9.9	11.8	15.8	19.7	23.7	27.6	31.6	35.5	39.5	59

TABLA 4 (continuación)

30	1½	5	5.3	7.9	10.5	13.1	26.3	39.4	53	66	79	105	131	158	184	210	237	263	394
	2	1.4	1.9	2.9	3.9	4.8	9.6	14.5	19.3	24.1	28.9	38.5	48.2	58	67	77	87	96	145
	2½	0.6	0.95	1.4	1.9	2.4	4.7	7.1	9.5	11.8	14.2	19	23.7	28.4	33.2	37.9	42.6	47.4	71
40	1½	8.5	9	10.5	14	17.5	35	53	70	88	105	140	175	210	245	280	315	350	526
	2	2.5	2.5	3.9	5.1	6.4	12.9	19.3	25.7	32.1	38.5	51	64	77	90	103	116	129	193
	2½	1.1	1.3	1.9	2.5	3.2	6.3	9.5	12.6	15.8	19	25.3	31.6	37.9	44.2	51	57	63	95
50	1½	12.5	14	14	17.5	21.9	43.8	66	88	110	131	175	219	263	307	350	394	438	657
	2	3.7	4	4.8	6.4	8	16.1	24.1	32.1	40.2	48.2	64	80	96	112	129	145	161	241
	2½	1.6	1.7	2.4	3.2	4	7.9	11.8	15.8	19.7	23.7	31.6	39.5	47.4	55	63	71	79	118
60	2	5	5.8	5.8	7.7	9.6	19.3	28.9	38.5	48.2	58	77	96	116	135	154	173	193	289
	2½	2.2	2.4	2.8	3.8	4.7	9.5	14.2	19	23.7	28.4	37.9	47.4	57	66	76	85	95	142
	3	0.8	0.8	1.2	1.6	2	4	6	8	9.9	11.9	15.9	19.9	23.9	27.9	31.8	35.8	39.8	60
70	2½	2.8	3.2	3.4	4.4	5.5	11.1	16.6	22.1	27.6	33.2	44.2	55	66	77	88	100	111	166
	3	1	1.1	1.4	1.9	2.3	4.6	7	9.3	11.6	13.9	18.6	23.2	27.8	32.5	37.1	41.7	46.4	70
	4	0.27	0.31	0.47	0.63	0.78	1.6	2.4	3.1	3.9	4.7	6.3	7.8	9.4	11	12.5	14.1	15.6	23.5
80	2½	3.6	4.2	4.2	5.1	6.3	12.6	19	25.3	31.6	37.9	51	63	76	88	101	114	126	190
	3	1.3	1.4	1.6	2.1	2.7	5.3	8	10.6	13.3	15.9	21.2	26.5	31.8	37.1	42.4	47.7	53	80
	4	0.36	0.36	0.54	0.72	0.89	1.8	2.7	3.6	4.5	5.4	7.2	8.9	10.7	12.5	14.3	16.1	17.9	26.8
100	2½	5.3	6.1	6.4	6.4	8	15.8	23.7	31.6	39.5	47.4	63	79	95	111	127	142	158	237
	3	1.9	2.2	2.2	2.7	3.3	6.6	9.9	13.3	16.6	19.9	26.5	33.1	39.8	46.4	53	60	66	99
	4	0.52	0.57	0.67	0.89	1.1	2.2	3.4	4.5	5.6	6.7	8.9	11.2	13.4	15.6	17.9	20.1	22.3	33.5

Flujo turbulento

Flujo laminar

NOTA: Para un líquido que tenga una gravedad específica diferente que 1.00, multiplíquese el valor de la tabla por el de la gravedad específica del líquido. Para instalaciones comerciales, se recomienda que un 15% sea añadido a los valores obtenidos. No se ha incluido ninguna tolerancia por envejecimiento de las tuberías.

TABLA 5

PERDIDAS POR FRICCION PARA LIQUIDOS VISCOSOS

TUBERIA DE ACERO (Cédula 40) NUEVA (BASE GRAVEDAD ESPECIFICA = 1.00)

GPM	Diám. tub. (plg)	VISCOSIDAD SSU																	
		100	200	300	400	500	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000	4,000	5,000	6,000	7,000	8,000	9,000	10,000	15,000
120	3	2.7	3.1	3.2	3.2	4	8	11.9	15.9	19.9	23.9	31.8	39.8	47.7	56	64	72	80	119
	4	0.73	0.81	0.81	1.1	1.3	2.7	4	5.4	6.7	8	10.7	13.4	16.1	18.8	21.4	24.1	26.8	40.2
	6	.098	0.11	0.16	0.21	0.26	0.52	0.78	1.0	1.3	1.6	2.1	2.6	3.1	3.6	4.2	4.7	5.2	7.8
140	3	3.4	4	4.3	4.3	4.6	9.3	13.9	18.6	23.2	27.8	37.1	46.4	56	65	74	84	93	139
	4	0.95	1.1	1.1	1.3	1.6	3.1	4.7	6.3	7.8	9.4	12.5	15.6	18.8	21.9	25	28.2	31.3	46.9
	6	0.13	0.15	0.18	0.21	0.30	0.61	0.91	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.9	5.5	6.1	9.1
160	3	4.4	5	5.7	5.7	5.7	10.6	15.9	21.2	26.5	31.8	42.4	53	64	74	85	95	106	159
	4	1.2	1.4	1.4	1.4	1.8	3.6	5.4	7.2	8.9	10.7	14.3	17.9	21.5	25	28.6	32.2	35.7	54
	6	0.17	0.18	0.21	0.28	0.36	0.69	1.0	1.4	1.7	2.1	2.8	3.5	4.2	4.9	5.5	6.2	6.9	10.4
180	3	5.3	6.3	7	7	7	11.9	17.9	23.9	29.8	35.8	47.7	60	72	84	95	107	119	179
	4	1.5	1.8	1.8	1.8	2	4	6	8	10.1	12.1	16.1	20.1	24.1	28.1	32.2	36.2	40.2	60
	6	0.2	0.24	0.24	0.31	0.39	0.78	1.2	1.6	2	2.3	3.1	3.9	4.7	5.5	6.2	7	7.8	11.7
200	3	6.5	7.7	8.8	8.8	8.8	13.3	19.9	26.5	33.1	39.8	53	66	80	93	106	119	133	199
	4	1.8	2.2	2.2	2.2	2.2	4.5	6.7	8.9	11.2	13.4	17.9	22.3	26.8	31.3	35.7	40.2	44.7	67
	6	0.25	0.3	0.3	0.35	0.43	0.87	1.3	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	6.9	7.8	8.7	13
250	4	2.6	3.2	3.5	3.5	3.5	5.6	8.4	11.2	14	16.8	22.3	27.9	33.5	39.1	44.7	50	56	84
	6	0.36	0.43	0.45	0.45	0.54	1.1	1.6	2.2	2.7	3.3	4.3	5.4	6.5	7.6	8.7	9.8	10.8	16.3
	8	.095	0.12	0.12	0.15	0.18	0.36	0.54	0.72	0.9	1.1	1.5	1.8	2.2	2.5	2.9	3.3	3.6	5.4
300	4	3.7	4.3	5	5	5	6.7	10.1	13.4	16.8	20.1	26.8	33.5	40.2	47	54	60	67	101
	6	0.5	0.6	0.65	0.65	0.65	1.3	2	2.6	3.3	3.9	5.2	6.5	7.8	9.1	10.4	11.7	13	19.5
	8	0.13	0.17	0.17	0.18	0.22	0.43	0.65	0.87	1.1	1.3	1.7	2.2	2.6	3	3.5	3.9	4.3	6.5

TABLA 5 (continuación)

400	6	0.82	1	1.1	1.2	1.2	1.7	2.6	3.5	4.3	5.2	6.9	8.7	10.4	12.1	13.9	15.6	17.3	26
	8	0.23	0.27	0.29	0.29	0.29	0.58	0.87	1.2	1.5	1.7	2.3	2.9	3.5	4.1	4.6	5.2	5.8	8.7
	10	0.08	0.09	0.1	0.1	0.12	0.23	0.35	0.47	0.58	0.7	0.93	1.2	1.4	1.6	1.9	2.1	2.3	3.5
500	6	1.2	1.5	1.6	1.8	1.8	2.2	3.2	4.3	5.4	6.5	8.7	10.8	13	15.2	17.3	19.5	21.7	32.5
	8	0.33	0.39	0.44	0.47	0.47	0.72	1.1	1.5	1.8	2.2	2.9	3.6	4.3	5.1	5.8	6.5	7.2	10.8
	10	0.11	0.14	0.15	0.15	0.15	0.29	0.44	0.58	0.73	0.87	1.2	1.5	1.8	2	2.3	2.6	2.9	4.4
600	6	1.8	2.2	2.3	2.4	2.6	2.7	3.9	5.2	6.5	7.8	10.4	13	16	18.2	20.8	23.4	26	39
	8	0.47	0.57	0.62	0.67	0.67	0.87	1.3	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	6.9	7.8	8.7	13
	10	0.16	0.18	0.2	0.22	0.22	0.35	0.52	0.7	0.87	1.1	1.4	1.8	2.1	2.4	2.8	3.3	3.5	5.2
700	6	2.3	2.7	3	3.2	3.5	3.6	4.6	6.1	7.6	9.1	12.1	15.2	18.4	21.2	24.3	27.3	30.3	45.5
	8	0.6	0.74	0.82	0.89	0.93	1	1.5	2	2.5	3	4.1	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1	10.1	15.2
	10	0.2	0.25	0.27	0.3	0.3	0.41	0.61	0.82	1	1.2	1.6	2	2.4	2.9	3.3	3.7	4.1	6.1
800	6	2.8	3.5	3.7	4	4.2	4.8	5.2	6.9	8.7	10.4	13.9	17.3	20.8	24.3	27.7	31.2	34.7	52
	8	0.78	0.94	1	1.1	1.2	1.2	1.7	2.3	2.9	3.5	4.6	5.8	6.9	8.1	9.3	10.4	11.6	17.3
	10	0.26	0.3	0.34	0.38	0.4	0.47	0.7	0.92	1.2	1.4	1.5	2.3	2.8	3.3	3.7	4.2	4.7	7
900	6	3.5	4.3	4.6	5.0	5.2	6	6	7.8	9.8	11.7	15.6	19.5	23.4	27.3	31.2	35.1	39	58.5
	8	0.95	1.1	1.3	1.4	1.5	1.5	2	2.6	3.3	3.9	5.2	6.5	7.8	9.1	10.4	11.7	13	19.5
	10	0.32	0.37	0.43	0.46	0.5	0.52	0.79	1.1	1.3	1.6	2.1	2.6	3.1	3.7	4.2	4.7	5.2	7.9
1,000	8	1.1	1.4	1.5	1.6	1.8	1.9	2.2	2.9	3.6	4.3	5.8	7.2	8.7	10.1	11.6	13	14.5	21.7
	10	0.38	0.45	0.5	0.55	0.6	0.6	0.87	1.2	1.5	1.8	2.3	2.9	3.5	4.1	4.7	5.2	5.8	8.7
	12	0.17	0.2	0.22	0.24	0.25	0.29	0.43	0.58	0.72	0.87	1.2	1.5	1.7	2	2.3	2.6	2.9	4.3

Flujo turbulento

Flujo laminar

Nota: Para un líquido que tenga una gravedad específica diferente que 1.00, multiplíquese el valor de la tabla por el de la gravedad específica del líquido. Para instalaciones comerciales, se recomienda que un 15% sea añadido a los valores obtenidos. No se ha incluido ninguna tolerancia por envejecimiento de las tuberías.

TABLA 6

PROPIEDADES DEL AGUA EN RANGOS DE TEMPERATURA DE 40 a 540°F.

Temp. F	Temp. C	Volumen específico	Gravedad específica	Peso en libras/pie <sup>3</sup>	
40	4.4	.01602	1.0013	62.42	0.1217
50	10.0	.01603	1.0006	62.38	0.1781
60	15.6	.01604	1.0000	62.34	0.2563
70	21.1	.01606	0.9987	62.27	0.3631
80	26.7	.01608	0.9975	62.19	0.5069
90	32.2	.01610	0.9963	62.11	0.6982
100	37.8	.01613	0.9944	62.00	0.9492
120	48.9	.01620	0.9901	61.73	1.692
140	60.0	.01629	0.9816	61.39	2.889
160	71.1	.01639	0.9786	61.01	4.741
180	82.2	.01651	0.9715	60.57	7.510
200	93.3	.01663	0.9645	60.13	11.526
212	100.0	.01672	0.9593	59.81	14.696
220	104.4	.01677	0.9565	59.63	17.186
240	115.6	.01692	0.9480	59.10	24.97
260	126.7	.01709	0.9386	58.51	35.43
280	137.8	.01726	0.9293	58.00	49.20
300	148.9	.01745	0.9192	57.31	67.01
320	160.0	.01765	0.9088	56.66	89.66
340	171.1	.01787	0.8976	55.96	118.01
360	182.2	.01811	0.8857	55.22	153.01
380	193.3	.01830	0.8736	54.47	195.77
400	204.4	.01864	0.8605	53.65	247.31
420	215.6	.01894	0.8469	52.80	308.83
440	226.7	.01926	0.8328	51.92	381.59
460	237.8	.0196	0.8183	51.02	466.9
480	248.9	.0200	0.8020	50.00	566.1
500	260.0	.0204	0.7863	49.02	680.8
520	271.1	.0209	0.7674	47.85	812.4
540	282.2	.0215	0.7460	46.51	962.3

TABLA 7

PERDIDAS POR FRICCION PARA LIQUIDOS VISCOSOS

TUBERIA DE ACERO (Cédula 40) NUEVA (BASE GRAVEDAD ESPECIFICA = 1.00)

GPM	Diám. tub. (plg)	VISCOSIDAD SSU														
		20,000	25,000	30,000	40,000	50,000	60,000	70,000	80,000	90,000	100,000	125,000	150,000	175,000	200,000	500,000
3	2	19.3	24.1	28.9	38.5	48.2	58	67	77	87	96	120	145	169	193	482
	2½	9.5	11.8	14.2	19	23.7	28.4	332	37.9	42.6	47.4	59	71	83	95	237
	3	4	5	6	8	9.9	11.9	13.9	15.9	17.9	19.9	24.9	29.8	34.8	39.8	99
5	2	32	40	48.2	64	80	96	112	129	145	161	201	241	281	321	803
	2½	15.8	19.7	23.7	31.6	39.5	47.4	55	63	71	79	99	118	138	158	395
	3	6.6	8.3	9.9	13.3	16.6	9.9	23.2	26.5	29.8	33	41.4	49.7	58	66	166
7	2	45	56	67	90	112	135	157	180	202	225	281	337	393	450	.....
	2½	22.1	27.6	33.2	44.2	55	66	77	88	100	111	138	166	194	221	553
	3	9.3	11.6	13.9	18.6	23.2	27.8	32.5	37.1	41.7	46.4	58	70	81	93	232
10	2½	31.6	39.5	47.4	63	79	95	111	126	142	158	197	237	276	316	790
	3	13.3	16.6	19.9	26.5	33.1	39.8	46.4	53	60	66	83	99	116	133	331
	4	4.5	5.6	6.7	8.9	11.2	13.4	15.6	17.9	20.1	22.3	27.9	33.5	39.1	44.7	112
15	2½	47.4	59	71	95	118	142	166	190	213	237	296	355	415	474	.....
	3	19.9	24.9	29.8	39.8	49.7	60	70	80	89	99	124	149	174	199	497
	4	6.7	8.4	10.1	13.4	16.8	20.1	23.5	26.8	30.2	33.5	41.9	50	59	67	168
20	3	26.5	33.1	39.8	53	66	80	93	106	119	133	166	199	232	265	663
	4	8.9	11.2	13.4	17.9	22.3	26.8	31.3	35.7	40.2	44.7	56	67	78	89	223
	6	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	6.9	7.8	8.7	10.8	13	15.2	17.3	43.3
25	3	33.1	41.4	49.7	66	83	99	116	133	149	166	207	249	290	331	828
	4	11.2	14	16.8	22.3	27.9	33.5	39.1	44.7	50	56	70	84	98	112	279
	6	2.2	2.7	3.3	4.3	5.4	6.5	7.6	8.7	9.8	10.8	13.5	16.3	19	21.7	64
30	3	39.8	49.7	60	80	99	119	139	159	179	199	249	298	348	398	.....
	4	13.4	16.8	20.1	26.8	33.5	40.2	46.9	54	60	67	84	101	117	134	335
	6	2.6	3.3	3.9	5.2	6.5	7.8	9.1	10.4	11.7	13	16.3	19.5	22.7	26	65
40	3	53	66	80	106	133	160	186	212	239	265	331	398	464	532	.....
	4	17.9	22.3	26.8	35.7	44.7	54	63	72	80	89	112	134	156	179	447
	6	3.5	4.3	5.2	6.9	8.7	10.4	12.1	13.9	15.6	17.3	21.7	26	30.3	34.7	87
50	4	22.3	27.9	33.5	44.7	56	67	78	89	101	112	140	168	196	223	559
	6	4.3	5.4	6.5	8.7	10.8	13	15.2	17.3	19.5	21.7	27.1	32.5	37.9	43.3	108
	8	1.5	1.8	2.7	2.9	3.6	4.3	5.1	5.8	6.5	7.2	9	10.8	12.6	14.5	36.1
60	4	26.8	33.5	40.2	54	67	80	94	107	121	134	168	201	235	268	670
	6	5.2	6.5	7.8	10.4	13	16	18.2	20.8	23.4	26	32.5	39	45.5	52	130
	8	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	6.9	7.8	8.7	10.8	13	15.2	17.3	43.4
70	4	31.3	39.1	46.9	63	78	94	110	125	141	156	196	235	274	313	782
	6	6.1	7.6	9.1	12.1	15.2	18.4	21.2	24.3	27.3	30.3	37.9	45.5	53	61	152
	8	2	2.5	3	4.1	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1	10.1	12.6	15.2	17.7	20.2	51
80	6	6.9	8.7	10.4	13.9	17.3	20.8	24.3	27.7	31.2	34.7	43.3	52	61	69	173
	8	2.3	2.9	3.5	4.6	5.8	6.9	8.1	9.3	10.4	11.6	14.5	17.3	20.2	23.1	58
	10	0.93	1.2	1.4	1.9	2.3	2.8	3.3	3.7	4.2	4.7	5.8	7	8.2	9.3	23.3
90	6	7.8	9.8	11.7	15.6	19.5	23.4	27.3	31.2	35.1	39	48.7	59	68	78	195
	8	2.6	3.3	3.9	5.2	6.5	7.8	9.1	10.4	11.7	13	16.3	19.5	22.8	26	65
	10	1.1	1.3	1.6	2.1	2.6	3.1	3.7	4.2	4.7	5.2	6.6	7.9	9.2	10.5	26.2
100	6	8.7	10.8	13	17.3	21.7	26	30.3	34.7	39	43.3	54	65	76	87	217
	8	2.9	3.6	4.3	5.8	7.2	8.7	10.1	11.6	13	14.5	18.1	21.7	25.3	28.9	72
	10	1.2	1.5	1.8	2.3	2.9	3.5	4.2	4.7	5.2	5.8	7.3	8.7	10.2	11.6	29.1

Flujo laminar

NOTA: Para un líquido que tenga una gravedad específica diferente que 1.00, multiplíquese el valor de la tabla por el de la gravedad específica del líquido. Para instalaciones comerciales, se recomienda que un 15% sea añadido a los valores obtenidos. No se ha incluido ninguna tolerancia por envejecimiento de las tuberías.

TABLA 8

## PERDIDAS POR FRICCION PARA LIQUIDOS VISCOSOS

TUBERIA DE ACERO (Cédula 40) NUEVA (BASE GRAVEDAD ESPECIFICA = 1.00)

GPM	Diám. tub. (pig)	VISCOSIDAD SSU														
		20,000	25,000	30,000	40,000	50,000	60,000	70,000	80,000	90,000	100,000	125,000	150,000	175,000	200,000	500,000
120	6	10.4	13	15.6	20.8	26	31.2	36.4	41.6	46.8	52	65	78	91	104	260
	8	3.5	4.3	5.2	6.9	8.7	10.4	12.1	13.9	15.6	17.3	21.7	26	30.4	34.7	87
	10	1.4	1.8	2.1	2.8	3.5	4.2	4.9	5.6	6.3	7	8.7	10.5	12.2	14	34.9
140	6	12.1	15.2	18.2	24.3	30.3	36.4	42.5	48.5	55	61	76	91	106	121	303
	8	4	5.1	6.1	8.1	10.1	12.1	14.2	16.2	18.2	20.2	25.3	30.4	35.4	40.5	101
	10	1.7	2	2.4	3.3	4.1	4.9	5.7	6.5	7.3	8.1	10.2	12.2	14.3	16.3	30.7
160	6	13.9	17.3	20.8	27.7	34.7	41.6	48.5	56	62	69	87	104	121	139	347
	8	4.6	5.8	6.9	9.3	11.6	13.8	16.2	18.5	20.8	23.1	28.9	34.7	40.5	46.2	116
	10	1.9	2.3	2.8	3.7	4.7	5.6	6.5	7.5	8.4	9.3	11.6	14	16.3	18.6	46.6
180	6	15.6	19.5	23.4	31.2	39	46.8	55	62	70	78	98	117	137	156	390
	8	5.2	6.5	7.8	10.4	13	15.6	18.2	20.8	23.4	26	32.5	39	45.5	52	130
	10	2.1	2.6	3.1	4.2	5.2	6.3	7.3	8.4	9.4	10.5	13.1	15.7	18.3	21	52
200	8	5.8	7.2	8.7	11.6	14.5	17.3	20.2	23.1	26	28.9	36.1	43.4	51	58	145
	10	2.3	2.9	3.5	4.7	5.8	7	8.2	9.3	10.5	11.6	14.6	17.5	20.4	23.3	58
	12	1.2	1.5	1.7	2.3	2.9	3.5	4.1	4.6	5.2	5.8	7.2	8.7	10.1	11.6	28.9
250	8	7.2	9	10.8	14.5	18.1	21.7	25.3	28.9	32.5	36.1	45.2	54	63	72	181
	10	2.9	3.6	4.4	5.8	7.3	8.7	10.2	11.6	13.1	14.6	18.2	21.8	25.5	29.1	73
	12	1.5	1.8	2.2	2.9	3.6	4.3	5.1	5.8	6.5	7.2	9	10.9	12.7	14.5	36.2
300	8	8.7	10.8	13	17.3	21.7	26	30.4	34.7	39	43.4	54	65	76	87	217
	10	3.5	4.4	5.2	7	8.7	10.5	12.2	14	15.7	17.5	21.8	26.2	30.6	34.9	87
	12	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	7	7.8	8.7	10.9	13	15.2	17.4	43.4
400	8	11.6	14.5	17.3	23	28.9	34.7	40.5	46.2	52	58	72	87	101	116	289
	10	4.7	5.8	7	9.3	11.6	14	16.3	18.6	21	23.3	29.6	34.9	40.7	46.6	116
	12	2.3	2.9	3.5	4.6	5.8	7	8.1	9.3	10.4	11.6	14.5	17.4	20.3	23.2	58
500	8	14.5	18.1	21.7	28.9	36.1	43.4	51	58	65	72	90	108	126	145	361
	10	5.8	7.3	8.7	11.6	14.6	17.5	20.4	23.3	26.2	29.1	36.4	43.7	51	58	146
	12	2.9	3.6	4.3	5.8	7.2	8.7	10.1	11.6	13	14.5	18.1	21.7	25.3	28.9	72
600	8	17.3	21.7	26	34.7	43.4	52	61	69	78	87	108	130	152	173	434
	10	7	8.7	10.5	14	17.5	21	24.4	27.9	31.4	34.9	43.7	52	61	70	175
	12	3.5	4.3	5.2	7	8.7	10.4	12.2	13.9	15.6	17.4	21.7	26.1	30.4	34.7	87
700	8	20.2	25.3	30.3	40.5	51	61	71	81	91	101	126	152	177	202	506
	10	8.2	10.2	12.2	16.3	20.4	24.4	28.5	32.6	36.7	40.7	51	61	71	82	204
	12	4.1	5.1	6.1	8.1	10.1	12.2	14.2	16.2	18.2	20.3	25.3	30.4	35.5	40.5	101
800	8	23.1	28.9	34.7	46.2	58	69	81	93	104	116	145	173	202	231	578
	10	9.3	11.6	14	18.6	23.3	27.9	32.6	37.3	41.9	46.6	58	70	82	93	233
	12	4.6	5.8	7	9.3	11.6	13.9	16.2	18.5	20.8	23.1	28.9	34.7	40.5	46.3	116
900	8	26	32.5	39	52	65	78	91	104	117	130	163	195	228	260	650
	10	10.5	13.1	15.7	21	26.2	31.4	36.7	41.9	47.1	52	66	79	92	105	262
	12	5.2	6.5	7.8	10.4	13	15.6	18.2	20.8	23.4	26.1	32.6	39.1	45.6	52	130
1,000	8	28.9	36.1	43.4	58	72	87	101	116	130	145	181	217	253	289	723
	10	11.6	14.6	17.5	23.3	29.1	34.9	40.7	46.6	52	58	73	87	102	116	291
	12	5.8	7.2	8.7	11.6	14.5	17.4	20.3	23.2	26.1	28.9	36.2	43.4	51	58	145

Flujo laminar

NOTA: Para un líquido que tenga una gravedad específica diferente que 1.00, multiplíquese el valor de la tabla por el de la gravedad específica del líquido. Para instalaciones comerciales, se recomienda que un 15% sea añadido a los valores obtenidos. No se ha incluido ninguna tolerancia por envejecimiento de las tuberías.

TABLA 9

CONVERSION DE VISCOSIDADES

La siguiente tabla dará una comparación entre las diferentes medidas de viscosidad, de manera que si ésta está dada en términos que no sean de Saybolt Universal, se puedan transformar rápidamente siguiendo horizontalmente hasta la columna de viscosidad Saybolt Universal.

Segundos Saybolt Universal ssu	Viscosidad Cinemática Centistokes*	Segundos Saybolt Furol sst	Segundos Redwood 1 (Normales)	Segundos Redwood 2 (Admiralty)	Grados Engier	Grados Darbey	Segundos Parlin Copa No. 7	Segundos Parlin Copa No. 10	Segundos Parlin Copa No. 15	Segundos Parlin Copa No. 20	Segundos Ford Copa No. 3	Segundos Ford Copa No. 4
31	1.00	.....	29	.....	1.00	6200	.....	.....	.....	.....	.....	.....
35	2.56	.....	32.1	.....	1.16	2420	.....	.....	.....	.....	.....	.....
40	4.30	.....	36.2	5.10	1.31	1440	.....	.....	.....	.....	.....	.....
50	7.40	.....	44.3	5.83	1.58	838	.....	.....	.....	.....	.....	.....
60	10.3	.....	52.3	6.77	1.88	618	.....	.....	.....	.....	.....	.....
70	13.1	12.95	60.9	7.60	2.17	483	.....	.....	.....	.....	.....	.....
80	15.7	13.70	69.2	8.44	2.45	404	.....	.....	.....	.....	.....	.....
90	18.2	14.44	77.6	9.30	2.73	348	.....	.....	.....	.....	.....	.....
100	20.6	15.24	85.6	10.12	3.02	307	.....	.....	.....	.....	.....	.....
150	32.1	19.30	128	14.48	4.48	195	.....	.....	.....	.....	.....	.....
200	43.2	23.5	170	18.90	5.92	144	40	.....	.....	.....	.....	.....
250	54.0	28.0	212	23.45	7.35	114	46	.....	.....	.....	.....	.....
300	65.0	32.5	254	28.0	8.79	95	52.5	15	6.0	3.0	30	20
400	87.60	41.9	338	37.1	11.70	70.8	66	21	7.2	3.2	42	28
500	110.0	51.6	423	46.2	14.60	56.4	79	25	7.8	3.4	50	34
600	132	61.4	508	55.4	17.50	47.0	92	30	8.5	3.6	58	40
700	154	71.1	592	64.6	20.45	40.3	106	35	9.0	3.9	67	45
800	176	81.0	677	73.8	23.35	35.2	120	39	9.8	4.1	74	50
900	198	91.0	762	83.0	26.30	31.3	135	41	10.7	4.3	82	57
1000	220	100.7	896	92.1	29.20	28.2	149	43	11.6	4.5	90	62
1500	330	150	1270	138.2	43.80	18.7	.....	65	15.2	6.3	132	90
2000	440	200	1690	184.2	58.40	14.1	.....	86	19.5	7.5	172	118
2500	550	250	2120	230	73.0	11.3	.....	108	24	9	218	147
3000	660	300	2540	276	87.60	9.4	.....	129	28.5	11	258	172
4000	880	400	3380	368	117.0	7.05	.....	172	37	14	337	230
5000	1100	500	4320	461	146	5.64	.....	215	47	18	425	290
6000	1320	600	5080	553	175	4.70	.....	258	57	22	520	350
7000	1540	700	5920	645	204.5	4.03	.....	300	67	25	600	410
8000	1760	800	6770	737	233.5	3.52	.....	344	76	29	680	465
9000	1980	900	7620	829	263	3.13	.....	387	86	32	780	520
10000	2200	1000	8460	921	292	2.82	.....	430	96	35	850	575
15000	3300	1500	13700	.....	438	2.50	.....	650	147	53	1280	860
20000	4400	2000	18400	.....	584	1.40	.....	860	203	70	1715	1150

\* Viscosidad cinemática (en centistokes) =  $\frac{\text{Viscosidad absoluta (en centipoises)}}{\text{Peso específico}}$

Arriba de 250 SSU, úsese la siguiente conversión aproximada:

SSU = centistokes × 4.62.

Arriba de los valores de esta tabla y dentro de la calibración del viscosímetro, multiplique sus datos por los siguientes factores para convertirlos a SSU:

Viscosímetro	Factor	Viscosímetro	Factor
Saybolt Furol	10	Parlin copa Núm. 15	98.2
Redwood Normal	1.095	Parlin copa Núm. 20	187.0
Redwood Admiralty	10.87	Ford copa Núm. 4	17.4
Engler-Grados	34.5		

TABLA 9 (continuación)

## CONVERSION DE VISCOSIDADES

La siguiente tabla dará una comparación entre las diferentes medidas de viscosidad, de manera que si ésta está dada en términos que no sean de Saybolt Universal, se puedan transformar rápidamente siguiendo horizontalmente hasta la columna de viscosidad Saybolt Universal.

Segundos Saybolt Universal SSU	Viscosidad Cinemática Centistokes*	Segundos aprox. Mac Michael	Aprox. de burbuja Gardner Holt	Segundos Zahn Copa No. 1	Segundos Zahn Copa No. 2	Segundos Zahn Copa No. 3	Segundos Zahn Copa No. 4	Segundos Zahn Copa No. 5	Segundos Demmler Copa No. 1	Segundos Demmler Copa No. 10	Segundos aprox. Stormer 100 gm de carga	Segundos "Pratt y Lambert" "F"
31	1.00	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
35	2.56	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
40	4.30	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	1.3	.....	.....	.....
50	7.40	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	2.3	.....	2.6	.....
60	10.3	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	3.2	.....	3.6	.....
70	13.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	4.1	.....	4.6	.....
80	15.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	4.9	.....	5.5	.....
90	18.2	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	5.7	.....	6.4	.....
100	20.6	125	.....	38	18	.....	.....	.....	6.5	.....	7.3	.....
150	32.1	145	.....	47	20	.....	.....	.....	10.0	1.0	11.3	.....
200	43.2	165	A	54	25	.....	.....	.....	13.5	1.4	15.2	.....
250	54.0	198	A	62	26	.....	.....	.....	16.9	1.7	19	.....
300	65.0	225	B	73	29	.....	.....	.....	20.4	2.0	23	.....
400	87.0	270	C	90	37	.....	.....	.....	27.4	2.7	31	7
500	110.0	320	D	.....	46	.....	.....	.....	34.5	3.5	39	8
600	132	370	F	.....	55	.....	.....	.....	41	4.1	46	9
700	154	420	G	.....	63	22.5	.....	.....	48	4.8	54	9.5
800	176	470	.....	.....	72	24.5	.....	.....	55	5.5	62	10.8
900	198	515	H	.....	80	27	18	.....	62	6.2	70	11.9
1000	220	570	I	.....	88	29	20	13	69	6.9	77	12.4
1500	330	805	M	.....	.....	40	28	18	103	10.3	116	16.8
2000	440	1070	Q	.....	.....	51	34	24	137	13.7	154	22
2500	550	1325	T	.....	.....	63	41	29	172	17.2	193	27.6
3000	660	1690	U	.....	.....	75	48	33	206	20.6	232	33.7
4000	880	2110	V	.....	.....	.....	63	43	275	27.5	308	45
5000	1100	2635	W	.....	.....	.....	77	50	344	34.4	385	55.8
6000	1320	3145	X	.....	.....	.....	.....	65	413	41.3	462	65.5
7000	1540	3670	.....	.....	.....	.....	.....	75	481	48	540	77
8000	1760	4170	Y	.....	.....	.....	.....	86	550	55	618	89
9000	1980	4700	.....	.....	.....	.....	.....	96	620	62	695	102
10000	2200	5220	Z	.....	.....	.....	.....	.....	690	69	770	113
15000	3300	7720	Z2	.....	.....	.....	.....	.....	1030	103	1160	172
20000	4400	10500	Z3	.....	.....	.....	.....	.....	1370	137	1540	234

$$* \text{Viscosidad cinemática (en centistokes)} = \frac{\text{Viscosidad absoluta (en centipoises)}}{\text{Peso específico}}$$

Arriba de 250 SSU, úsese la siguiente conversión aproximada: SSU = centistokes  $\times$  4.62.

Arriba de los valores de esta tabla y dentro de la calibración del viscosímetro, multiplique sus datos por los siguientes factores para convertirlos a SSU:

Viscosímetro	Factor
Mac Michael	1.92 (aproximado)
Demmler No. 1	14.6
Demmler No. 10	146
Stormer	13 (aproximado)

TABLA 10

## VISCOSIDAD DE ALGUNOS LIQUIDOS COMUNES

Líquido	Peso Esp. @ 60°	VISCOSIDAD		Temp. °F
		S. S. U.	Centistokes	
Aceite automotriz SAE-10	.880 a .935	165 a 240 90 a 120	35.4-51.9 18.2-25.3	100 130
Aceite automotriz SAE-20	.880 a .935	240-400 120-185	51.7-86.6 25.3-39.9	100 130
Aceite automotriz SAE-30	.880 a .935	400-580 185-255	86.6-125.5 39.9- 55.1	100 130
Aceite automotriz SAE-40	.880 a .935	580-950 255 a 80	125.5-205.6 55.1 a 15.6	100 130 210
Aceite automotriz SAE-50	.880 a .935	950-1,600 80-105	205.6 a 352 15.6 a 21.6	100 210
Aceite de transmisión SAE-80	.880 a .935	100,000 máx.	22,000 máx.	0
Aceite de transmisión SAE-250	.880 a .935	Más de 2,300 Más de 200	Más de 507 25.1 a 42.9	130 210
Aceite de olivo	.912 a .918	200 115	43.2 24.1	100 130
Aceite de coco	.925	140 a 148 76 a 80	29.8 a 31.6 14.69 a 15.7	100 130
Glicerina (100%)	1.26 @ 68°F	2,950 813	648 176	68.6 100
Propileno	1.038 @ 68°F	240.6	52	70
Etileno	1.125	88.4	17.8	70
Acido clorhídrico	1.05 @ 68°F		1.9	68
Mercurio	13.6		.118 .11	70 100
Acido sulfúrico (100%)	1.83	75.7	14.6	68
Freón	1.37 a 1.49 @ 70°F		.27 a .32	70
Gasolina	.68 a .74		.46 a .88 .40 a .71	60 100
Kerosina	.78 a .82	35 32.6	2.69 2	68 100
Agua	1.00	32		60°

# ***APENDICE B***

**Preguntas y problemas**

## CAPITULO 1

- 1.1. Una bomba ¿qué tipo de energía transforma?
- 1.2. Mencione un ejemplo de bombeo de fluidos en el que se adicione energía de presión, otro en el que se aplique energía de posición y otro que sea energía de velocidad.
- 1.3. ¿Una bomba hidráulica es un generador o un motor hidráulico?
- 1.4. ¿Cuál es el campo de aplicación de las bombas de desplazamiento positivo?
- 1.5. ¿Cuál es la aplicación de las bombas electromagnéticas?
- 1.6. ¿Qué bombas se utilizarían para sacar agua de un nivel de 200 metros abajo, de una cierta comunidad?
- 1.7. ¿Qué bombas se utilizarían para bombear agua desde el nivel del mar hasta una ciudad situada a 1,650 metros sobre dicho nivel?
- 1.8. ¿Con qué motor y qué transmisión accionaría una bomba para suministro de agua a un municipio en donde se carece de energía eléctrica?
- 1.9. ¿Qué bombas se usan en las centrales de refrigeración?
- 1.10. ¿Con qué tipo de bombas se manejaría el petróleo crudo?
- 1.11. ¿Cuál es el principal problema que tienen las bombas que manejan fluidos radiactivos?
- 1.12. ¿Cómo trabaja la turbobomba de la página 26?

- 1.13. ¿Qué características de diseño deben tener las bombas que se usan para el manejo de petróleo a través del desierto donde se tienen grandes diferencias de temperatura entre el día y la noche, o entre verano e invierno?
- 1.14. ¿Qué bombas usaría para mandar el petróleo de Poza Rica, Veracruz, a la ciudad de México?
- 1.15. ¿Cuáles son las características de las bombas para manejo de lodos en la industria química?
- 1.16. ¿De qué material deben ser las bombas que se utilizan en los procesos de la industria cervecera?
- 1.17. ¿Cómo deben ser las curvas carga-gasto de las bombas usadas contra incendio?
- 1.18. Describa 25 bombas que se usen dentro de los barcos-tanque.
- 1.19. ¿Qué se entiende por el pH de una sustancia?
- 1.20. A continuación encontrará usted espacios llenos con el pH de algunas sustancias que son manejadas por las bombas y espacios vacíos de otras cuyo valor de pH se desea conocer.

### *Acidos*

Acido acético N	2.4
Acido cítrico 0.IN	_____?
Acido fórmico 0.IN	2.3
Acido clorhídrico	_____?
Acido láctico 0.IN	2.4
Acido sulfúrico	0.3

*Bases*

Amoníaco N	11.6
Plasma sanguíneo humano	_____?
Carbonato de calcio	9.4
Cal saturada	_____?
Hidróxido de potasio, N	14.0

*Alimentos*

Cerveza	4.0-5.0
Sidra	_____?
Huevos frescos	7.6-8.0
Toronja	_____?
Uvas	3.5-4.5
Limones	_____?
Jarabes de maple	6.5-7.0
Leche de vaca	_____?
Naranjas	3.0-4.0
Camarones	_____?
Tomate	4.0
Vinagre	_____?
Agua potable	6.5-8.0
Vinos de uva	_____?
Carbonato de calcio 0.1N	11.6
Hidróxido de sodio N	_____?

1.21. ¿Con qué bomba manejaría un aceite automotriz SAE-40?

1.22. ¿Cuál es la viscosidad en S.S.U. a 100°F de las siguientes sustancias y qué bombas usaría?

	S.S.U.	Bomba a usarse
Aceite automotriz SAE-10	165-240	_____
Aceite transmisión SAE-250	2 300	_____
Glicerina	?	_____
Aceite de oliva	?	_____
Mercurio	?	_____
Freón	?	_____
Agua	?	_____
Kerosene	33	_____
Chapopote	?	_____
Glicerina	813	_____

1.23. ¿Cuál es la máxima temperatura a la que usted permitiría trabajar una bomba construida de fierro? ¿Por qué?

1.24. Si usted selecciona una bomba de fierro con impulsor de bronce y está manejando un líquido a 95°C al nivel del mar, ¿qué podría pasar con dichos metales? ¿Por qué?

1.25. ¿A qué temperatura empieza a justificarse el uso de acero en lugar de fierro?

1.26. Con objeto de que se familiarice con las variaciones de la presión atmosférica a diferentes altitudes sobre el nivel del mar, llene el siguiente cuadro.

Altitud S.N.M. (pies)	Lecturas barométricas en plg Hg	en mm Hg	Presión atmosférica (lb/plg <sup>2</sup> ) abs	pies de agua
- 1 000	31.0	788	15.2	35.2
Nivel del mar	29.9	760	14.7	33.9
+ 1 000				
+ 2 000	27.8	706	13.7	31.5
+ 3 000				
+ 4 000	25.8	655	12.7	29.2
+ 5 000				
+ 6 000				
+ 7 000	23.1	587	11.3	26.2
+ 8 000				
+ 9 000				
+10 000	20.6	523	10.1	23.4

1.27. Siendo la gravedad específica (densidad) una variable que afecta en la ecuación de la potencia hidráulica  $P = \gamma QH$ , llene los espacios correspondientes a las sustancias que a continuación se citan.

Acetona	0.79
Acido acético	_____
Acido nítrico	1.50
Acido sulfúrico	_____
Anilina	1.02
Asfalto caliente	_____
Benzeno	0.88
Agua de mar	_____
Tetracloruro de carbón	1.50
Cloroformo	_____
Gasolina	0.68 a 0.75
Glicerina	_____
Leche	1.03 a 1.04
Aceite lubricante	_____
Aceite de oliva	0.90
Fenol	_____
Propano	0.59
Tolueno	_____
Tricloroetileno	1.47
Agua	_____

1.28. Usted es el ingeniero encargado, en la escuela o en la industria, de proporcionar los datos para la selección adecuada del material de todas las bombas que se van a usar en un proyecto químico industrial. Sírvase usted llenar el siguiente cuestionario que es el que se usa mundialmente. (En caso de un curso para ingenie-

ros se recomienda al catedrático que envíe a sus alumnos en parejas a visitar varios procesos.)

1. *Solución que se va a bombear.* (Puede dar nombre común, como salmuera, licor verde —industria papelerá— o bien fórmula exacta como ácido clorhídrico, HCl.)
2. *Presencia de sustancias corrosivas en porcentaje de peso.*  
Ejemplo: Una solución ácida al 2% de H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> con concentración de 96%.
3. *Índice de acidez, alcalinidad, pH.*
4. *Impurezas.*  
(Debe incluir: sales metálicas, sulfatos, materiales orgánicos, etc., dando su concentración.)
5. *Gravedad específica a la temperatura de bombeo.*
6. *Temperaturas máxima, mínima y normal de la sustancia manejada.*
7. *Presión de vaporización a las temperaturas anteriores.*
8. *Viscosidad en S.S.U. ó centistokes a una cierta temperatura.*
9. Grado de tensión superficial libre de aire \_\_\_\_\_ . Parcial \_\_\_\_\_ .  
Saturado \_\_\_\_\_ . ¿Tiene el líquido tendencia a espumar? SI \_\_\_\_\_ NO \_\_\_\_\_ .
10. Otros gases en solución \_\_\_\_\_ partes por millón \_\_\_\_\_ cc por litro.
11. Sólidos en suspensión \_\_\_\_\_ % en peso  
Gravedad específica de los  
sólidos \_\_\_\_\_ % en peso  
Cantidad \_\_\_\_\_ % en peso  
Tamaño \_\_\_\_\_ mm.  
Malla \_\_\_\_\_ % en peso  
Malla \_\_\_\_\_ % en peso  
Malla \_\_\_\_\_ % en peso  
Características de los sólidos pulposos \_\_\_\_\_  
Duros \_\_\_\_\_ Suaves \_\_\_\_\_ .
12. *¿Se tendrá servicio continuo o intermitente?*  
¿La bomba será usada para circulación en sistema cerrado o por transferencia?  
¿Trabjará la bomba, en ocasiones, contra la válvula de descarga cerrada?  
Si el servicio es intermitente, ¿qué tan a menudo será puesta en marcha la bomba?  
¿Será lavada y drenada la bomba cuando no está en servicio?
13. *Tipo de material usado en las tuberías interconectantes.*  
¿Cuál es el material? \_\_\_\_\_  
¿Deben usarse juntas o no?  
En caso positivo ¿qué porcentaje de elementos (Fe, Cu, Ni, etc.), es objetable? \_\_\_\_\_

14. *Es permitida la contaminación metálica al líquido.*
15. *Experiencia previa: ¿ha bombeado usted, previamente esta sustancia? \_\_\_\_\_*  
Si es así, ¿de qué materiales estaba construida? \_\_\_\_\_  
¿Qué vida útil tuvo? \_\_\_\_\_  
En caso de problemas, ¿qué partes fueron afectadas? \_\_\_\_\_  
¿El problema principal fue debido a corrosión \_\_\_\_\_ erosión \_\_\_\_\_? ¿Corrientes galvánicas? \_\_\_\_\_  
¿Fue el ataque uniforme? \_\_\_\_\_ ¿En qué partes? \_\_\_\_\_  
Si hubo corrosión galvánica, nombre los materiales involucrados \_\_\_\_\_  
Si hubo picaduras, describa tamaño, forma y localización. (Un dibujo sería muy útil en el análisis del problema.) \_\_\_\_\_
16. *¿Qué vida económica desea para la bomba?*  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

**1.29.** Investigue el comportamiento y aplicación de las siguientes sustancias, así como el material de las bombas a usarse:

- Acido clorhídrico;
- Acido nítrico;
- Acido sulfúrico;
- Salmuera de cloruro de sodio;
- Hipoclorito de calcio;
- Metano;
- Tetracloruro de carbono;
- Alcohol industrial;
- Formaldehídos;
- Melazas.

A juicio del catedrático, el alumno deberá hacer un estudio tan o menos extenso que el siguiente:

- Sustancia:* Acido acético concentrado y frío  
*Aplicación:* Plásticos de acetato  
Acetatos de celulosa  
Anhídrido acético  
Esteres disolventes  
Acetatos metálicos  
Pigmento (albayalde)  
Insecticida Verde París  
Medicamentos  
Vinagre artificial  
Coagulación de látex de caucho

Materiales usados en las bombas para su manejo. (Así como la penetración anual en micras.)

Aluminio	135
Acero c/24% Cr	20
Acero c/30% Cr	3.30
Durimet	2.54
Acero inoxidable 24% Cr-12% Ni	0.460
Acero inoxidable 18% Cr-8% Ni	0.145
Acero inoxidable 35% Cr-5% Ni	0.112

**1.30.** Desde el punto de vista de su duración los aceros con níquel, cromo y molibdeno son los más inoxidable. Sin embargo, su alto costo es un problema.

En el país en que este libro se está estudiando ¿cuál es el precio por kilo de los siguientes materiales?

Fierro gris	_____
Fierro nodular	_____
Fierro al alto vacío	_____
Acero al carbón	_____
Acero 13% Cr	_____
Acero austenítico 18% Cr-8% Ni	_____
Acero austenítico 24% Cr-12% Ni	_____
Monel	_____

**1.31.** La corrosión galvánica es uno de los fenómenos de corrosión que más deben evitarse en las bombas. Para que se tenga cuidado de no poner 2 materiales muy diferentes en la serie galvánica, en medio de un electrólito, liste cuál es la disposición de los metales en dicha serie.

Respuesta:

### SERIE GALVANICA DE METALES Y ALEACIONES

Extremo corroído (ánodo)

Magnesio
Aleaciones de magnesio
Zinc
Aluminio 25
Cadmio
Aluminio 17 ST
Acero
Fierro fundido
Acero inoxidable al cromo (serie 400)
Aleaciones de níquel, cobre, fierro
Acero inoxidable 304 (activo)
Acero inoxidable 316
Soldaduras de plomo y estaño
Plomo
Estaño
Níquel
Aleaciones base de níquel
Aleaciones de níquel, molibdeno, cromo, fierro

Latones
Cobre
Bronce
Aleaciones de cobre y níquel
Aleaciones de níquel y cobre
Soldadura de plata
Níquel
Aceros inoxidables (pasivos)
Plata
Grafito
Oro
Platino
Extremo protegido (cátodo).

## CAPITULO 2

- 2.1.** Usted recibe un dibujo de fábrica que indica que la bomba debe girar en sentido contrario al de las manecillas del reloj. ¿De qué lado de la bomba debe usted colocarse para cumplir las instrucciones?
- 2.2.** ¿Qué se entiende por succión negativa?
- 2.3.** Un impulsor que desarrolle una carga alta y un gasto reducido, ¿será de alta o baja velocidad específica?
- 2.4.** Un impulsor de flujo axial es de alta velocidad específica \_\_\_\_\_ o baja velocidad específica \_\_\_\_\_
- 2.5.** ¿Qué parte de la bomba es la que hace la transformación de energía de velocidad en energía de presión?
- 2.6.** ¿Por qué en las bombas de pozo profundo se usan carcazas tipo difusor y no carcazas tipo voluta?
- 2.7.** Investigue dónde puede ver el montaje de una bomba de pozo profundo y describa todo el proceso.  
 ¿Cómo se perfora un pozo?  
 ¿Cómo se introduce la bomba a una gran profundidad?  
 ¿Cómo se introduce la tubería?  
 ¿Cómo se alinean las flechas?  
 ¿Cómo se monta el motor?, etcétera.
- 2.8.** ¿Qué ventajas y desventajas tiene un impulsor cerrado?
- 2.9.** ¿Qué tipo de impulsor usaría para manejar pulpa de papel?

- 2.10. ¿Qué tipo de impulsores se usan en las bombas que desalojan las aguas negras de las grandes ciudades?
- 2.11. ¿En qué aplicación usaría usted los empaques tipo laberinto? ¿Cómo se comporta la presión a través de ellos?
- 2.12. El ácido fosfórico es una sustancia que al entrar en contacto con la atmósfera, explota. ¿Qué tipo de sello usaría usted en las bombas que lo manejan?
- 2.13. En la industria papelera, la hidrapulpa tiene caolín que es altamente abrasivo, ¿qué le pasaría a un estopero común y corriente de asbesto contra la camisa de bronce? ¿Cómo resolvería este problema?
- 2.14. Las flechas para una bomba de pozo profundo de 200 metros de profundidad, ¿cómo las fabricaría, de cuántas piezas, cómo las uniría en este último caso?
- 2.15. Las vibraciones en la bomba del problema anterior pueden ser desastrosas para esa instalación, si las flechas no están rectificadas a la milésima, ¿cómo les daría ese acabado a lo largo de toda su longitud?
- 2.16. ¿En qué casos no se puede usar grasa como elemento lubricador de los baleros o cojinetes?
- 2.17. Usted es el ingeniero de un grupo de montaje con una bomba acoplada a un motor horizontal de 100 HP. Describa toda la secuencia que seguiría para alinear las mitades del cople.
- 2.18. En el problema anterior, ¿qué elementos de medición requeriría para asegurar un alineamiento perfecto? ¿A qué temperatura haría las mediciones?
- 2.19. ¿Cómo se soporta todo el peso de la bomba de pozo profundo mostrada en la Fig. 53?
- 2.20. ¿Qué diferencias fundamentales hay entre las bombas de pozo profundo lubricadas por agua y las lubricadas por aceite?

CAPITULO 3

- 3.1. Se tiene un impulsor de una bomba centrífuga de 10 pulgadas de diámetro. Está accionado por un motor eléctrico de inducción de 2 polos, 60 ciclos. Calcule la velocidad periférica  $u$ .

- 3.2. Se desea conocer el ángulo  $\beta_2$  de un impulsor que tuviera las aspas completamente radiales.
- 3.3. Un impulsor que gira a 3,500 r.p.m. tiene un diámetro exterior de 8.5 pulgadas. El ángulo  $\beta_2$  de salida de aspa es de  $22^\circ$  y la componente meridiana de la velocidad  $C_{m2}$  es de 12 pies/seg. Suponiendo que el flujo de entrada al impulsor es radial, dibuje a escala los triángulos de velocidades. ¿Cuál es la carga ideal total?

Respuesta:  $H = 404$  pies.

- 3.4. Se tiene un recipiente cilíndrico de 1.2 m de diámetro y una altura de 1.5 metros. Se vacían en el recipiente 1,000 litros de agua. Se desea saber a qué número de revoluciones por minuto girando sobre su eje vertical empezará a derramarse el agua.

Respuesta:  $n = 78$  r.p.m.

- 3.5. El mismo recipiente del problema anterior se hace girar a 100 r.p.m. y se desea saber cuántos litros quedarían en el recipiente.

Respuesta: = 646 litros.

- 3.6. Desarrolle la ecuación de Bernoulli para el impulsor de una bomba centrífuga.

- 3.7. Haga todo el desarrollo matemático para demostrar que la carga teórica de una bomba es igual a:

$$H_i = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

- 3.8. Un impulsor de una bomba que tiene 12 pulgadas de diámetro descarga 5.25 pies<sup>3</sup>/seg cuando gira a una velocidad de 1,200 r.p.m. El ángulo del aspa  $\beta_2$  es de  $160^\circ$  y el área de salida  $A_2$  es de 0.25 pies<sup>2</sup>. Suponiendo pérdidas de 2.8 ( $W_2^2/2g$ ) y 0.38 ( $C_2^2/2g$ ) calcule la eficiencia de la bomba (el área de salida  $A_2$  es medida perpendicularmente a  $W_2$ ).

Respuesta:  $\eta = 63.8\%$ .

- 3.9. Un impulsor que gira a 1,160 r.p.m. tiene las siguientes características:

Ancho del impulsor a la entrada	$b_1 = 1 \frac{1}{4}$ pulgada
Ancho del impulsor a la salida	$b_2 = \frac{3}{4}$ pulgada
Diámetro de entrada	$D_1 = 7$ pulgada
Diámetro de salida	$D_2 = 15$ pulgada
	$\beta_1 = 18^\circ$
	$\beta_2 = 20^\circ$

Considérese el área de la sección transversal como  $A = \pi Db$ . Suponiendo el flujo radial y despreciando el grueso de las aspas, dibuje los diagramas de velocidad y calcule el gasto en g.p.m. y la carga ideal, despreciando el flujo circulatorio.

*Respuesta:*  $Q = 980$  g.p.m.  
 $H = 119$  pies.

- 3.10.** Si el impulsor del problema 3.9 es operado a válvula cerrada, ¿cuál sería la carga virtual?

*Respuesta:*  $H = 176$  pies.

- 3.11.** El impulsor del problema 3.9 desarrolla una carga de 82 pies y proporciona 850 g.p.m. en el punto de máxima eficiencia tomando 22 HP al freno. La contracción en la descarga debido al espesor del aspa es 0.92 (por consiguiente la velocidad absoluta es  $cm_2/0.92$ ). Basada sobre ese gasto calcule, la eficiencia total de la bomba.

*Respuesta:*  $\eta = 80\%$ .

- 3.12.** En el problema anterior, supónganse las siguientes pérdidas en el punto de máxima eficiencia: pérdidas mecánicas en los baleros y estoperos, 2% de la potencia al freno; fricción de disco, 1.6 HP y pérdidas por fuga, 35 g.p.m.

*Determine*

*Respuestas*

- |                                    |                   |
|------------------------------------|-------------------|
| a) Eficiencia volumétrica $\eta_v$ | $\eta_v = 96\%$   |
| b) Eficiencia hidráulica $\eta_h$  | $\eta_h = 91.6\%$ |
| c) Factor de flujo circulatorio    | $\eta_a = 0.731$  |
| d) Eficiencia mecánica             | $\eta_m = 91\%$   |

- 3.13.** Explique en qué consiste el fenómeno de la prerrotación, qué efectos causa y, desde el punto de vista de diseño, cómo se pueden disminuir dichos efectos.

- 3.14.** Haga un estudio a fondo, en libros de mecánica de fluidos para sustentar teóricamente el porqué no se produce la carga teórica de Euler, debido a la existencia de un gran número de pérdidas.

- 3.15.** Defina qué se entiende por velocidad específica y deduzca matemáticamente la ecuación

$$n_s = \frac{Kn Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{y} \quad n_s = \frac{n P^{1/2}}{H^{3/4}}$$

- 3.16.** Con objeto de ilustrar la evolución de la velocidad específica llene los espacios vacíos.

Tipo de impulsor	Centrifuga doble succión	Flujo mixto doble succión	Pro-pela flujo mixto	Pro-pela flujo axial	
$n_s$	1,250	—	2,200	—	13,500
$Q$ (g.p.m.)	2,400	2,400	2,400	2,400	2,400
$H$ (pies)	70	60	48	33	20
$n$ (r.p.m.)	870	1,000	1,160	1,750	2,600
$D_2$ (plg.)	19	16	12	10	7
$D_1/D_2$	0.5	0.6	0.7	0.9	1.0

- 3.17.** Determine la velocidad específica de las siguientes bombas de un solo paso y especifique el tipo de bomba que sería usado probablemente para cada una de las siguientes aplicaciones.

Bomba	r.p.m.	g.p.m.	Carga total-pies
a	1,150	3,500	100
b	885	12,000	15
c	675	20,000	50
d	625	9,000	18

*Respuestas:* a) 2,155  
b) 12,710  
c) 5,080  
d) 6,800

- 3.18.** Haciendo uso de la gráfica de computación para velocidades específicas que se adjunta, verifique los valores obtenidos y dibuje el perfil aproximado que tendría el impulsor.

- 3.19.** Dibuje las curvas de carga, eficiencia y potencia contra gasto de bombas que tengan las siguientes velocidades específicas.

$$n_s = 600$$

$$n_s = 1,550$$

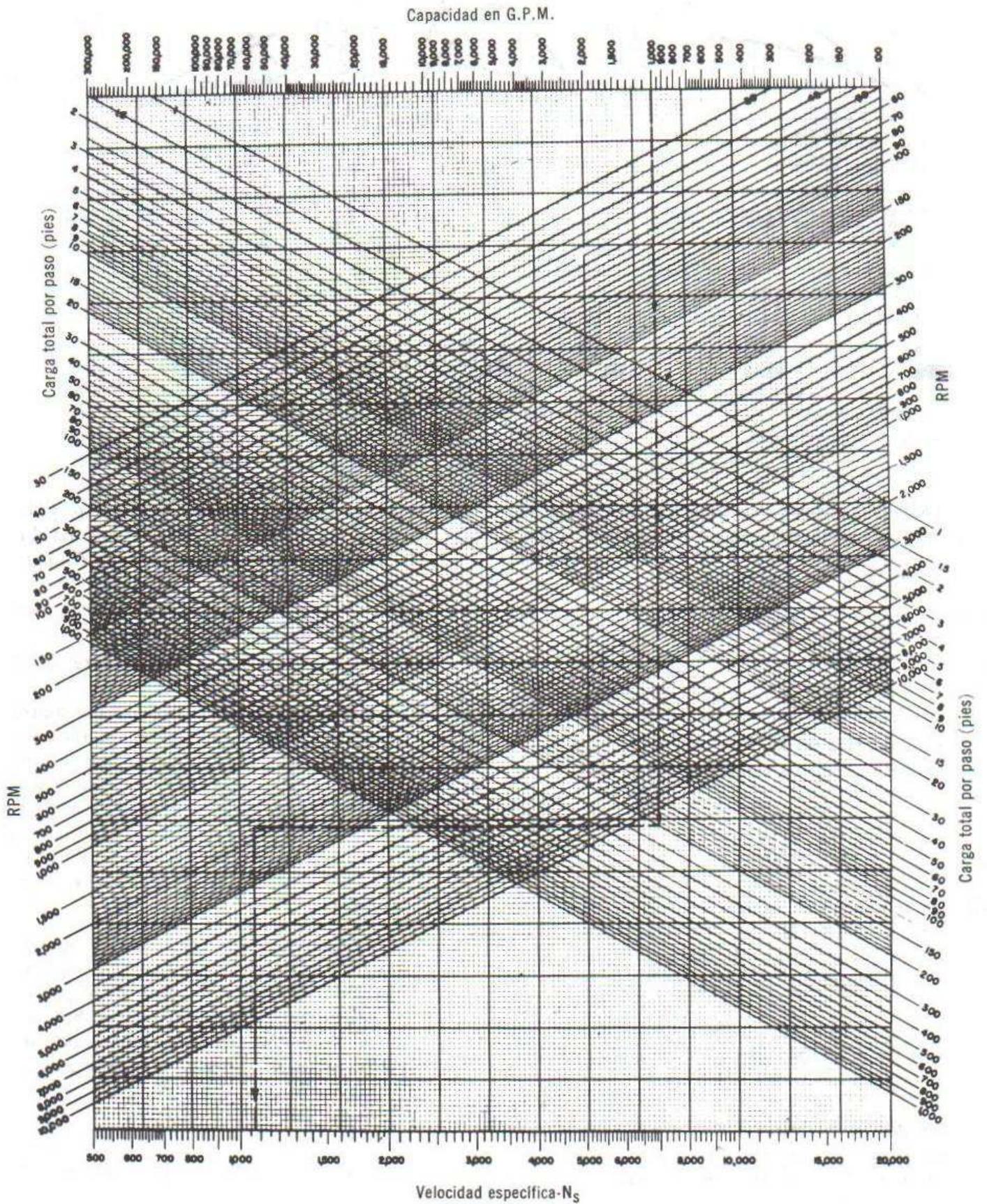
$$n_s = 4,000$$

$$n_s = 10,000$$

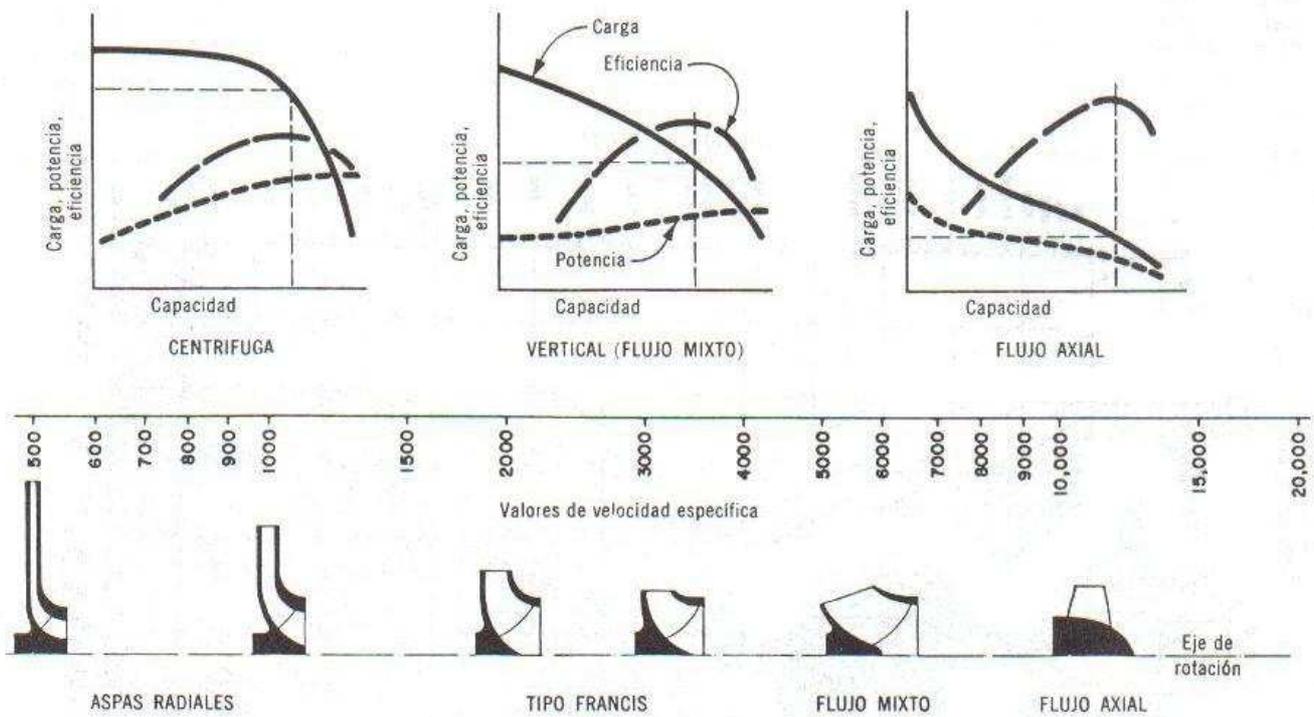
- 3.20.** Una bomba de (6) pasos proporciona 1,500 g.p.m. contra un aumento de presión neto de 700 lb/plg<sup>2</sup>. ¿Cuál es la velocidad específica si gira a 1,750 r.p.m.?

*Respuesta:*  $n_s = 1,020$ .

- 3.21.** Dibuje las curvas que mostrarían la variación de potencia, carga a válvula cerrada y eficiencia a valores de gasto del 0, 25, 50, 75 y 110% del gasto nominal para diferentes velocidades específicas de 600 a 10,000.



Gráfica de computación para la velocidad específica.



3.22. Debido a que los sistemas métrico e inglés son ampliamente usados en Latinoamérica conviene que se hagan problemas en ambos sistemas. La fórmula de conversión es:

$$n_s \text{ (inglés)} = \frac{n \sqrt{\text{g.p.m.}}}{H \text{ (pies)}^{3/4}}$$

$$= n_s \text{ (métrico)} \times 52 = \frac{n \sqrt{\text{m}^3/\text{seg}}}{H \text{ (m)}^{3/4}}$$

Calcule la velocidad específica de una bomba centrífuga con los siguientes datos.

$$n = 2,900 \text{ r.p.m.}$$

$$Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$H = 50 \text{ m.}$$

3.23. Se requiere una bomba centrífuga para bombear un caudal de agua de 240 m<sup>3</sup>/hora a una altura manométrica de 60 m, acoplada a un motor que gira a 1,750 r.p.m.

3.24. Se requieren bombear 360 m<sup>3</sup>/hora de agua con una carga de 240 metros. Calcule la velocidad sincrónica del motor eléctrico.

3.25. Se desean bombear 2,800 g.p.m. contra una carga de 175 pies. ¿Qué velocidad de operación aproximada daría la mejor eficiencia?

*Respuesta:* alrededor de 2,000 r.p.m.

3.26. Una bomba de flujo mixto operando a 600 r.p.m. y descargando 15,000 g.p.m. tiene una velocidad específica de 4,750. La brida de suc-

ción es de 24 pulgadas de diámetro y tiene una presión absoluta de 10 lb/plg<sup>2</sup>. La brida de descarga es de 22 pulgadas de diámetro y su línea de centros está 1 pie arriba de los centros de la succión. ¿Qué presión de descarga en lb/plg<sup>2</sup> absoluta se puede esperar?

*Respuesta:* 26 lb/plg<sup>2</sup>.

3.27. Usando las relaciones de velocidad contra carga y gasto y sustituyéndolas en la fórmula de la velocidad específica, muestre que la velocidad específica de un impulsor no cambia si la velocidad de rotación se cambia de  $n$  a  $n'$  (r.p.m.).

3.28. Haciendo uso de las leyes de similitud expresadas en el capítulo 3 resuelva los siguientes problemas:

Una bomba centrífuga tiene las siguientes características de funcionamiento: potencia absorbida 16 Cv;  $n = 2,850$  r.p.m.;  $Q = 3,000$  litros/minuto;  $H_m = 25$  metros. Se cambia de lugar la bomba, siendo accionada por un motor de combustión interna que la opera a 3,350 r.p.m.

Calcule:

- a) carga
- b) gasto
- c) potencia absorbida.

3.29. Una bomba centrífuga está operando en la provincia de México donde se tiene una red de 60 ciclos. El motor es eléctrico, de inducción de 4 polos. La bomba proporcionaba un gasto de 1,360 litros/min. Con una carga de 120 metros,

absorbiendo una potencia de 6 Cv. El grupo de motor y bomba es cambiada a la ciudad de México donde se tienen 50 ciclos por segundo. Calcule los nuevos valores de:

a) gasto            b) carga            c) potencia.

- 3.30.** Una prueba en una bomba centrífuga tipo radial de doble succión y un solo paso operando a 1,200 r.p.m. en 50 ciclos/seg y diseñada para 7,000 g.p.m. da los siguientes datos:

g.p.m.	0	1,600	3,100	4,300	5,700	7,000	7,400	7,900	8,200
HP de entrada	197	237	270	305	345	378	390	400	395
Carga total (pies)	222	220	215	210	202	194	187	175	162

- a) trace las curvas correspondientes a 50 ciclos/seg y encuentre la curva de eficiencia,  
b) calcule y trace posteriormente en la misma hoja el comportamiento de la bomba tomando como base que al cambiar en México de 50 a 60 ciclos usted ha decidido recortar los impulsores. ¿Qué porcentaje los recortaría? Trace las curvas para 60 ciclos, diámetro recortado y diámetro original.

#### CAPITULO 4

- 4.1.** Siguiendo el mismo procedimiento del libro diseñe completamente un impulsor para las siguientes condiciones:

$$Q = 500 \text{ g.p.m.}$$

$$H = 200 \text{ pies}$$

$$n = 3,500 \text{ r.p.m.}$$

- 4.2.** Lo mismo para las siguientes condiciones:

$$Q = 100 \text{ g.p.m.}$$

$$H = 30 \text{ pies}$$

$$n = 1,450 \text{ r.p.m.}$$

- 4.3.** Lo mismo para las siguientes condiciones:

$$Q = 200 \text{ g.p.m.}$$

$$H = 60 \text{ pies}$$

$$n = 1,750 \text{ r.p.m.}$$

- 4.4.** Lo mismo para las siguientes condiciones:

$$Q = 400 \text{ g.p.m.}$$

$$H = 175 \text{ pies}$$

$$n = 2,900 \text{ r.p.m.}$$

- 4.5.** Investigue los procedimientos de diseño para impulsores tipo Francis.

- 4.6.** Investigue los procedimientos de diseño para impulsores tipo hélice.

- 4.7.** ¿Cómo diseñaría los perfiles del aspa del impulsor en 2 dimensiones?

- 4.8.** ¿Cómo diseñaría los perfiles del aspa del impulsor en 3 dimensiones?

- 4.9.** Construya un modelo de impulsor en madera, llévelo a los laboratorios de fundición y proceda a checarlo con arena, para asegurar el correcto funcionamiento de los corazones.

- 4.10.** Visite un taller de fundición, lleve su modelo y obtenga la pieza en bronce. Un buen ingeniero de diseño debe cubrir todo el proceso.

#### CAPITULO 5

- 5.1.** ¿Qué carcaza es más eficiente, la de tipo voluta o la de tipo difusor?

- 5.2.** La distribución de velocidad en un área transversal de la voluta ¿será uniforme o no? ¿Por qué?

- 5.3.** Con objeto de diseñar la flecha de una bomba es muy importante conocer el empuje radial que se tiene sobre el impulsor de la bomba. Calcúlelo para las siguientes condiciones:  
Diámetro exterior del impulsor: 10 pulgadas.  
Ancho del impulsor incluyendo las paredes: 1.125 pulgadas.  
Carga de la bomba: 175 pies.

- 5.4.** Siendo la carga radial, en ocasiones muy fuerte, ¿qué artificio de diseño proyectaría usted para disminuir dicha carga?

- 5.5.** ¿En qué posición de abertura de la válvula de descarga de una bomba se podría romper con más facilidad su flecha? ¿Por qué?

- 5.6.** Investigue en libros especializados cómo se diseña una carcaza tipo difusor.

- 5.7.** Si usted conoce una prerrotación excesiva ¿cómo diseñaría la cabeza de succión?

#### CAPITULO 6

- 6.1.** En el ejemplo del capítulo 6, calcúlese el empuje axial para el mismo impulsor pero trabajando con una carga de 173 pies.

- 6.2. Siendo la presión de vaporización el parámetro principal en el fenómeno de la cavitación, y con objeto de interiorizarse en las variaciones de ella con la temperatura, sírvase completar el siguiente cuadro de valores para el agua.

Tempe- ratura °F	Presión absoluta de vaporización		Gravedad específica
	lb/plg <sup>2</sup> absolutas	Pies de agua	
32	0.088	0.20	1.0016
40	0.122	0.28	1.0018
50			
60	0.256	0.59	1.0008
70			
80	0.507	1.2	0.9984
90			
100	0.949	2.2	0.9949
120			
140	2.889	6.8	0.9850
160			
180	7.511	17.8	0.9720
200	11.526	27.6	0.9649
210	14.123	33.9	0.9609

- 6.3. ¿Cuáles son los 3 signos principales que denotan la existencia del fenómeno de cavitación en una bomba?
- 6.4. ¿Por qué se tiene tanto ruido cuando se produce el fenómeno de la cavitación?
- 6.5. ¿Por qué cae bruscamente la curva  $H-Q$  cuando se presenta el fenómeno de la cavitación?
- 6.6. Existe un parámetro llamado de cavitación y que es igual a  $K = \frac{H_L - H_V}{V^2/2g}$  y que tiene una relación con el coeficiente sigma usado en turbomáquina. Sírvase investigar dicha relación, así como el uso que tienen dichos factores.
- 6.7. El desgaste por cavitación puede considerarse igual al de erosión o corrosión, ¿cómo es?
- 6.8. En el libro se menciona el comportamiento de diferentes materiales ante el desgaste por cavitación. A continuación se menciona una tabla más cuantitativa. Sírvase analizarla y completarla a base de investigación bibliográfica.

Tipo de material	Grado relativo de desgaste
Acero inoxidable 17% Cr-7% Ni (soldado)	1
Acero inoxidable 12% Cr (fundido)	3
Acero inoxidable 18% Cr-8% Ni (soldado)	5
Acero inoxidable 18% Cr-8% Ni (fundido)	—
Bronce al silicio, alta resistencia	13
Bronce al aluminio	—
Acero fundido 0.33 C	37
Bronce al manganeso	—
Acero inoxidable 18% Cr-8% Ni (incrustado)	122
Fierro fundido	224-375

## CAPITULO 7

- 7.1. ¿Cuáles son las fuerzas que se deben considerar para el diseño de la flecha de una bomba centrífuga?
- 7.2. Calcule el momento torsionante puro de una flecha que debe transmitir 100 HP a 1,750 r.p.m.
- 7.3. Haga el cálculo completo de una flecha siguiendo todos los pasos del capítulo 7. El catedrático fijará los nuevos valores de potencia, dimensiones, limitaciones, etcétera.
- 7.4. ¿Qué se entiende y cómo se llega al diagrama de momentos flexionantes?
- 7.5. La velocidad crítica de una flecha es de suma importancia para el diseño de la misma. Diga en qué consiste y mencione 4 factores que la afecten.
- 7.6. Se tiene una flecha de una bomba cuya velocidad crítica es de 3,000 r.p.m. ¿Cuál es la máxima velocidad de operación a que puede trabajar dicha bomba?
- 7.7. ¿Cuántas velocidades críticas se pueden tener?
- 7.8. ¿Qué se entiende por capacidad dinámica de un balero o cojinete de bolas?
- 7.9. Los catálogos de baleros dan la duración del rodamiento en función de la relación  $c/p$ , ¿qué significa eso?
- 7.10. Haga el análisis de composición química de 5 materiales que se usen en las flechas de las bombas.

## CAPITULOS 8, 9 y 10

- 8.1. Explique toda la secuencia de operaciones que usted llevaría a cabo para maquinar el soporte de la bomba, cuyo dibujo aparece en la figura 88 del libro.
- 8.2. ¿Cómo se protegen los baleros de la acción de los fluidos o de un ambiente contaminante?
- 8.3. Diseñe un instructivo para operadores de mantenimiento, sobre cómo lubricar y proteger los baleros y la bomba.
- 8.4. Recopile instructivos completos sobre operación y montaje de bombas centrífugas.

## CAPITULOS 11, 12 y 13

- 11.1. Una bomba de émbolo trabaja contra una carga estática total de 96 m y cuando gira a 42 r.p.m. se necesita que mande 45 litros de agua/seg a través de un tubo de 25 cm de diámetro y 130 m de longitud. No hay cámaras de aire, el coeficiente del tubo es 0.006, el deslizamiento es de 3%, la elasticidad de las paredes del tubo y la columna de agua pueden ser despreciados, la carrera de los émbolos es del doble de los diámetros. Si el número de cilindros escogidos fuesen 1, 2, 3 y 4 calcule en cada caso: a) el diámetro del émbolo, b) la presión máxima en la tubería.

*Respuestas:*

34.8 27.6 24.1 21.9 cm.  
26.4 18.0 13.0 14.3 kg/cm<sup>2</sup>.

- 11.2. Muestre en un eje coordenado las siguientes curvas de funcionamiento para una bomba de desplazamiento positivo.

*Abcisas:*

Carrera, o distancia del eje de centros.

*Ordenadas:*

- a) velocidad del agua en la tubería de descarga;  
b) aceleración del agua en la tubería de descarga;  
c) empuje en la biela.

- 11.3. En una bomba de desplazamiento positivo accionada por vapor, el pistón del cilindro de vapor tiene 14 pulgadas de diámetro en tanto que el de la bomba es de 8 pulgadas. La pre-

sión del vapor es de 140 lb/plg<sup>2</sup> y se está bombeando aceite de una gravedad específica de 0.92 contra una presión estática de 150 lb/plg<sup>2</sup>. La tubería de descarga es de 6 pulgadas de diámetro y 1,160 pies de longitud. Si no se pone cámara de aire, ¿cuál sería la aceleración de la columna de aceite en la tubería de descarga, al comienzo de la carrera? (La elasticidad del líquido y de las paredes puede ser ignorada.)

*Respuesta:* 19.6 pies/seg<sup>2</sup>.

- 11.4. Una bomba tiene un émbolo de 150 mm de diámetro y una carrera de 250 mm. El émbolo da 50 carreras dobles por minuto. La presión de aspiración en la succión es de (-5 m) y la presión de impulsión en la descarga, de 20 m. Supóngase un rendimiento en la succión del 60% y en la descarga del 75%.

*Calcule:*

- a) La fuerza requerida para mover el émbolo en la succión y en la descarga.  
b) La potencia absorbida por la bomba.

- 11.5. Haga un análisis detallado de todas las partes que constituyen las bombas que se muestran en el capítulo 12.

- 11.6. ¿Qué se entiende por bombas duplex y cuál es su utilización? Mencione dos ejemplos de aplicación de bombas multiplex de potencia.

- 11.7. ¿Cuáles son las ventajas y desventajas de las bombas accionadas por vapor sobre aquellas accionadas por mecanismos de potencia?

- 11.8. Una bomba de desplazamiento positivo se utiliza para elevar agua de un depósito a otro entre los cuales existe una diferencia de 110 metros. La pérdida de carga en las tuberías asciende a 18 metros. Calcule la carga total de la bomba.

- 11.9. En este problema se despreciará el rozamiento. Una bomba de émbolo de mano tiene una altura de aspiración de 4 metros y una altura de elevación de 30 metros. El diámetro del émbolo es de 250 mm, el diámetro del vástago 75 mm y la carrera 600 mm.

*Calcule:*

- a) La fuerza requerida para levantar y bajar el émbolo.  
b) El caudal suministrado en las carreras de elevación y depresión del émbolo.

- 11.10.** El diámetro del cilindro de una bomba de simple efecto es de 200 mm y la carrera de 200 mm;  $n = 50$  r.p.m. Rendimiento volumétrico,  $\eta_v = 0.92$ .

Calcule el gasto efectivo de la bomba.

- 11.11.** Una bomba de simple efecto tiene un émbolo de diámetro de 200 mm y una carrera de 350 mm. La bomba ha de elevar agua de un depósito a otro cuyos niveles se encuentran a 20 m de diferencia. La bomba gira a 50 r.p.m.

Calcule:

- El caudal teórico.
- La potencia teórica.
- El gasto efectivo, si el rendimiento volumétrico es de 0.95.

- 11.12.** Calcular la eficiencia volumétrica de una bomba, reciprocante con las siguientes condiciones.

Tipo de bomba: Triplex.

Diámetro del pistón: 3 pulgadas.

Carrera: 5 pulgadas.

Líquido bombeado: Agua.

Presión de succión: 0 (lb/plg<sup>2</sup>) manométrica l pcm.

Presión de descarga: 1,785 (l pcm).

Temp. de bombeo: 140°F.

$C$  127.42 plg cúbicas.

$D$  35.34 plg cúbicas.

$S$  .02.

donde:

$C$  = volumen muerto entre el pistón en su carrera superior y las válvulas.

$D$  = Desplazamiento volumétrico del pistón, en pulgadas cúbicas.

$S$  = Deslizamiento de la válvula expresada en valor decimal.

$P$  = Presión de descarga menos presión de succión en libras por pulgada cuadrada (lb/plg<sup>2</sup>).

- La eficiencia volumétrica de una bomba reciprocante basada sobre el volumen expandido a la presión de succión después de haber sido bombeado a la presión de descarga, relativo al desplazamiento del pistón (normalmente llamado sistema abierto), será calculado como sigue:

Eficiencia volumétrica =

$$\frac{1 - P \beta_t \left(1 + \frac{C}{D}\right) - S}{1 - P \beta_t}$$

- La eficiencia volumétrica de una bomba reciprocante, basada sobre el volumen bom-

beado a la presión de descarga (normalmente llamado sistema cerrado), relativo al desplazamiento del pistón, será calculado como sigue:

Eficiencia volumétrica =

$$1 - P \beta_t \left(1 + \frac{C}{D}\right) - S$$

En el caso de nuestro problema considerándolo sistema abierto.

De las tablas de compresibilidad del agua que se adjuntan se obtiene que para 140°F y 1,800 lpc.

$$\beta_t = .00000305$$

Eficiencia volumétrica =

$$\frac{1 - P \beta_t \left(1 + \frac{C}{D}\right) - S}{1 - P \beta_t} = \frac{1 - (1785 - 0) (.00000305) \left(1 + \frac{127.42}{35.343}\right) - .02}{1 - (1785 - 0) (.00000305)} = .9602 = 96.02\%$$

- 11.13.** Resuelva el mismo problema considerándolo sistema cerrado.

Eficiencia volumétrica =

$$1 - P \beta_t \left(1 + \frac{C}{D}\right) - S = 1 - (1785 - 0) (.00000305) \left(1 + \frac{127.42}{35.343}\right) - .02 = .9549 = 95.49\%$$

## CAPITULO 14

- 14.1.** ¿Cuáles son las principales ventajas y restricciones que presentan las bombas rotatorias con respecto a las centrífugas?

- 14.2.** ¿Cuáles son las principales aplicaciones?

- 14.3.** ¿Cuál es el problema que presenta el acero inoxidable para ser usado en las bombas de engranes?

- 14.4.** ¿En función de qué potencia del claro varía la cantidad de fluido que regresa de la descarga a la succión?

- 14.5. ¿Qué ventaja presentan las bombas de engranes doble-helicoidales, con respecto a las de engranes rectos, o a las helicoidales simples?
- 14.6. ¿En qué aplicaciones superan las bombas de lóbulos a las bombas de engranes?
- 14.7. ¿Qué tipo de bomba usaría para el manejo de plasma sanguíneo en hospitales y laboratorios, donde este líquido vital no puede estar en contacto con ningún material que pudiera contaminarlo?
- 14.8. ¿Cómo resolvería usted el problema del empuje axial que se tiene en una bomba de tornillo simple?
- 14.9. ¿Cuáles son las bombas usadas para el manejo de sustancias alimenticias tales como purés, salsas, etcétera, que se usan en enormes cantidades?
- 14.10. Debido a la gran variedad de bombas que pueden ingenjarse, se recomienda al catedrático que encargue a los alumnos de ingeniería el diseño y construcción de bombas simples de desplazamiento positivo.

## CAPITULO 15

- 15.1. Un tanque cerrado está parcialmente lleno con tetracloruro de carbono a 68°F. La presión en la superficie del líquido es 10 lb/plg<sup>2</sup>. Calcule la presión 15 pies abajo de la superficie que es donde se va a colocar la tubería de succión de la bomba.  
*Respuesta:* 20.3 lb/plg<sup>2</sup>.
- 15.2. Un vacuómetro instalado en la tubería que conduce a una bomba registra un vacío de 12.5 pulgadas de mercurio cuando la presión barométrica es de 14.50 lb/plg<sup>2</sup> absolutas. Calcular la presión absoluta correspondiente a ese punto.  
*Respuesta:* = 8.35 lpc.
- 15.3. Una bomba se coloca en un punto de un tanque conteniendo benceno, a una distancia de 8 pies abajo de la superficie del líquido, ¿cuánto marcaría el manómetro?  
*Respuesta:* 3.08 lpcm.
- 15.4. Una bomba con gasto de 8 pies<sup>3</sup>/seg tiene una tubería de succión de 12 pulgadas y una tube-

ría de descarga de 10 pulgadas de diámetro. La tubería de succión tiene 12 pies de largo y la de descarga 75 pies.

El agua es descargada en un tanque que se encuentra 53 pies arriba del nivel del agua en la succión. Encontrar la carga que la bomba debe proporcionar si la temperatura del agua es 60°F y el tubo es de fierro nuevo.

*Respuesta:* 60.15 pies.

- 15.5. Una bomba descarga 5,000 g.p.m. de agua a 60°F. La tubería de succión es de 16 pulgadas y la de descarga de 14 pulgadas. El vacuómetro que está 3 pulgadas abajo de la línea de centros de la bomba, muestra una lectura de 5 pulgadas de mercurio de vacío. El manómetro que está 18 pulgadas arriba de la línea de centros muestra una lectura de 10.6 lb/plg<sup>2</sup>. ¿Cuál es la carga de la bomba?

*Respuesta:* 32.58 pies.

- 15.6. Se tiene agua a una temperatura de 90°F al nivel del mar, las pérdidas por fricción y turbulencia en la línea de succión son de 1 pie. La succión es negativa y asciende a 8 pies. ¿Cuál es la carga de succión disponible?

*Respuesta:* 23.4 pies.

- 15.7. Una bomba de condensado al nivel del mar toma agua de un condensador en el cual es mantenido un vacío de 27.5 pulgadas. La fricción y pérdidas por turbulencia en la tubería existente entre los dos es estimada en 4 pies. ¿Qué altura mínima del nivel de agua en el condensador sobre la línea de centros de la bomba debe ser mantenida, si la carga de succión requerida de la bomba es de 12 pies para la máxima capacidad de la bomba?

*Respuesta:* 16 pies.

- 15.8. De un tanque cerrado que tiene una presión de 10 lb/plg<sup>2</sup>, en una planta localizada a 3,000 pies sobre el nivel del mar se toma gasolina a 100°F. El nivel de la gasolina en el tanque es de 7 pies sobre la línea de centros de la bomba. Las pérdidas por fricción y turbulencias ascienden a 2 pies. La presión absoluta de vaporización de la gasolina es de 7 lb/plg<sup>2</sup> y la gravedad específica es 0.72. ¿Cuál es la carga de succión disponible en el sistema?

*Respuesta:* 57 pies.

- 15.9. Una planta localizada a una altitud de 2,500 pies (presión atmosférica = 27.5 plg Hg) tiene

un calentador abierto localizado a 10 pies arriba de la línea de centros de la bomba. El agua en el calentador tiene una temperatura de 190°F. Si la pérdida de carga en la línea entre el calentador y la bomba es de 1 pie, determinar la carga de succión disponible.

*Respuesta:* 18.85 pies.

**15.10.** Determine la carga de succión disponible de una bomba que está tomando (gas oil) a una temperatura de 400°F de un tanque cerrado en el cual la presión manométrica es de 85 lb/plg<sup>2</sup>. La gravedad específica es 0.78 y su presión de vaporización es de 90 lb/plg<sup>2</sup> absolutas. La pérdida en la línea de succión es de 2 pies y la bomba está localizada a 12 pies arriba sobre el nivel de aceite en la planta que se encuentra al nivel del mar.

*Respuesta:* 15 pies.

**15.11.** Se tiene una bomba cuya curva está dada por los siguientes puntos:

Capacidad	Carga
0 g.p.m.	167 pies
75	172
150	174
225	166
300	155
375	130

Dibuje la curva cuando otra bomba exactamente igual se conecta en serie.

**15.12.** Dibuje la curva de operación de las dos bombas del problema anterior trabajando en paralelo.

**15.13.** ¿Cómo se procede al cebado de una bomba?

**15.14.** ¿Cómo se procede al arranque de los motores de la bomba, cuántos tipos de arrancadores conoce?

**15.15.** ¿Cómo se debe parar una bomba; en qué consiste el golpe de ariete?

**15.16.** Usted desea seleccionar 3 bombas.

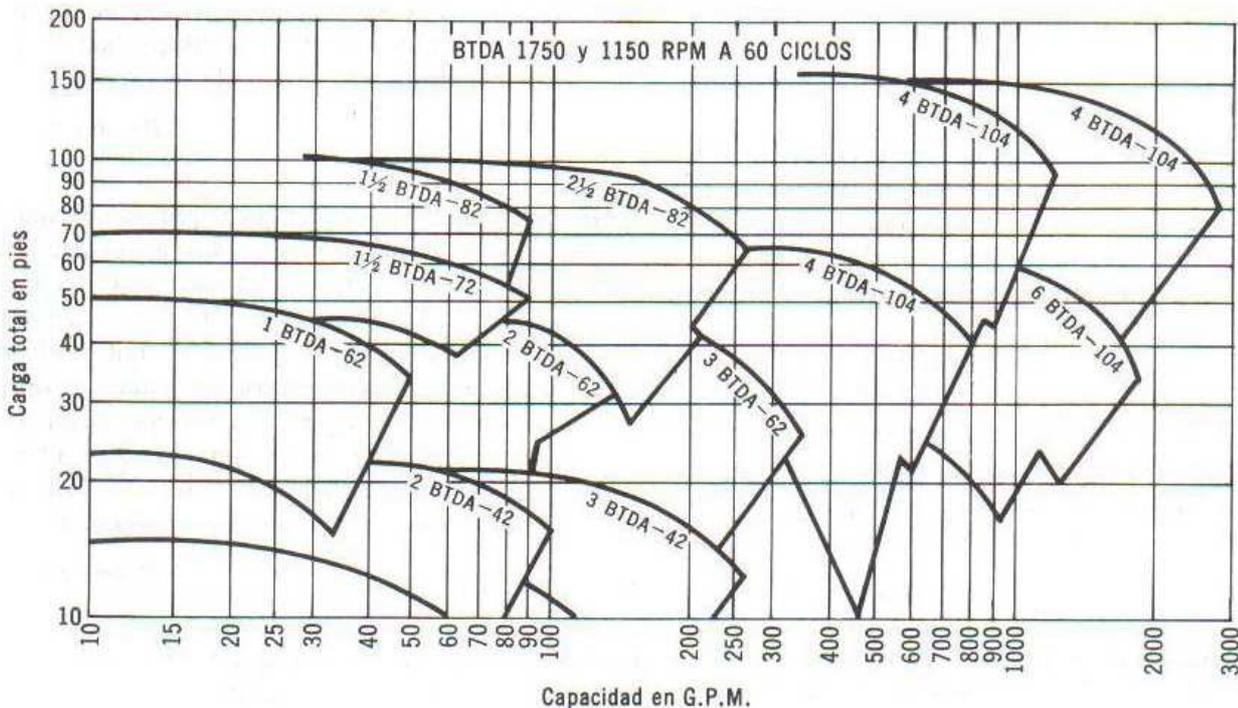
$Q = 200$ g.p.m.	$H = 50'$
$Q = 300$ g.p.m.	$H = 90'$
$Q = 400$ g.p.m.	$H = 110'$

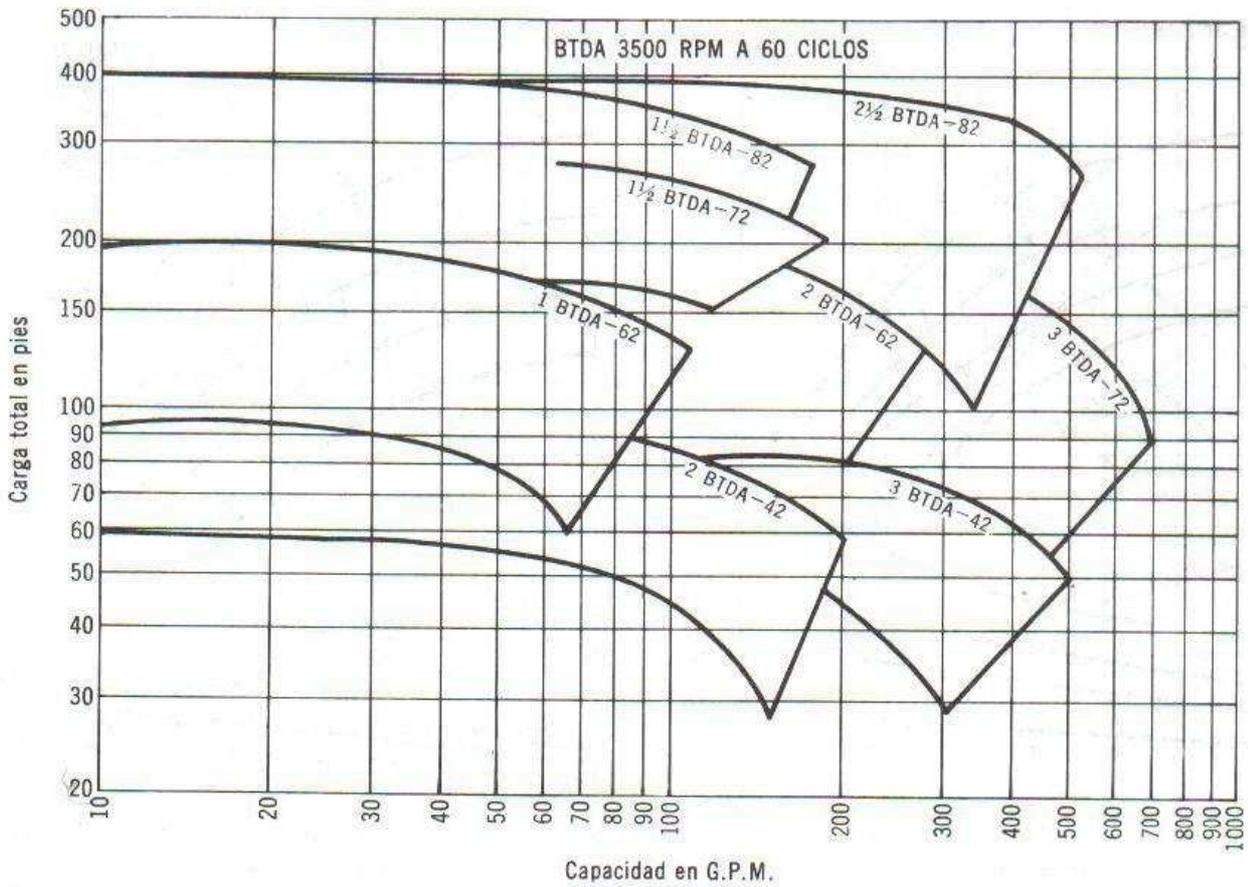
¿Qué posibles alternativas podría usted seleccionar de la gráfica adjunta que le proporciona un fabricante, según uno de los sistemas, los cuales aparecen normalmente en los catálogos?

**15.17.** Otro sistema a base de curvas es como el mostrado por otro fabricante, ¿cuáles bombas seleccionaría? Consulte las curvas en detalle que como ejemplo ilustrativo se adjuntan.

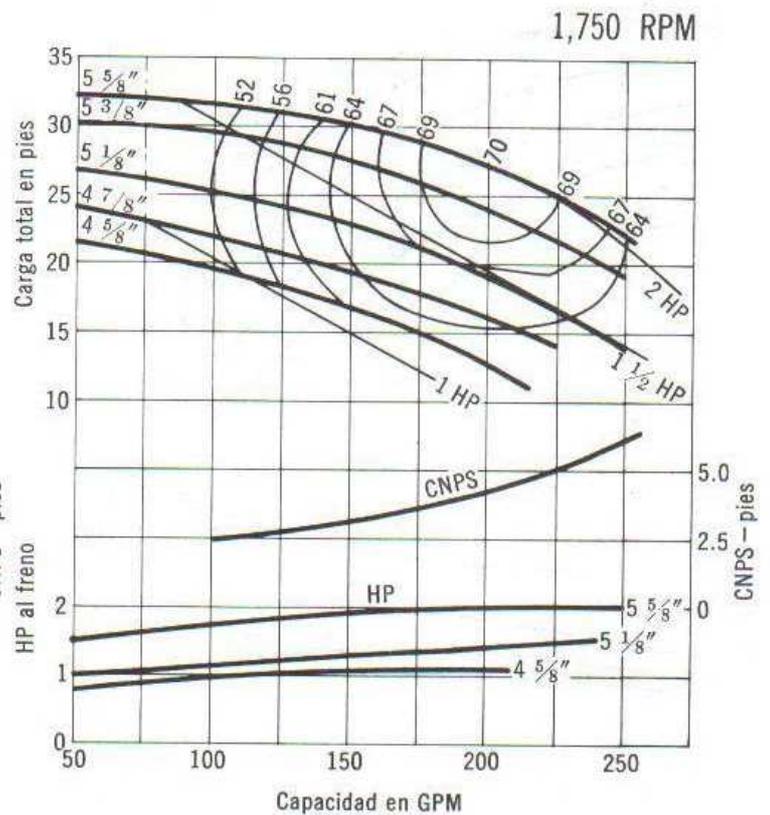
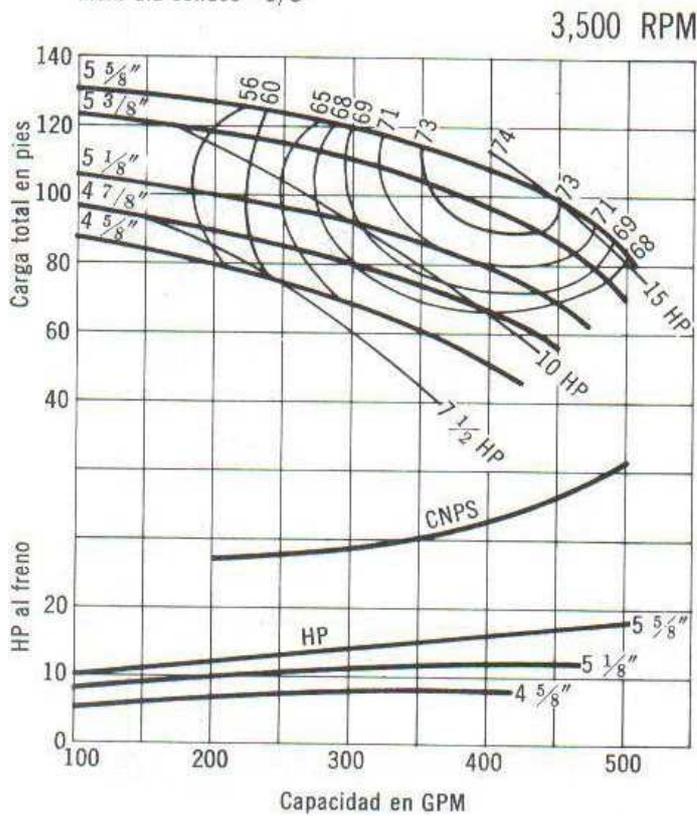
Ejemplo: Para  $Q = 500$  g.p.m.  
 $H = 125$  pies  
 $n = 3500$  rpm.

Selección: Bomba 3BTDA-62 Impulsor A  
 Diámetro del Impulsor: 6<sup>3/4</sup> plg.  
 Eficiencia 79%  
 Potencia = 20 HP.



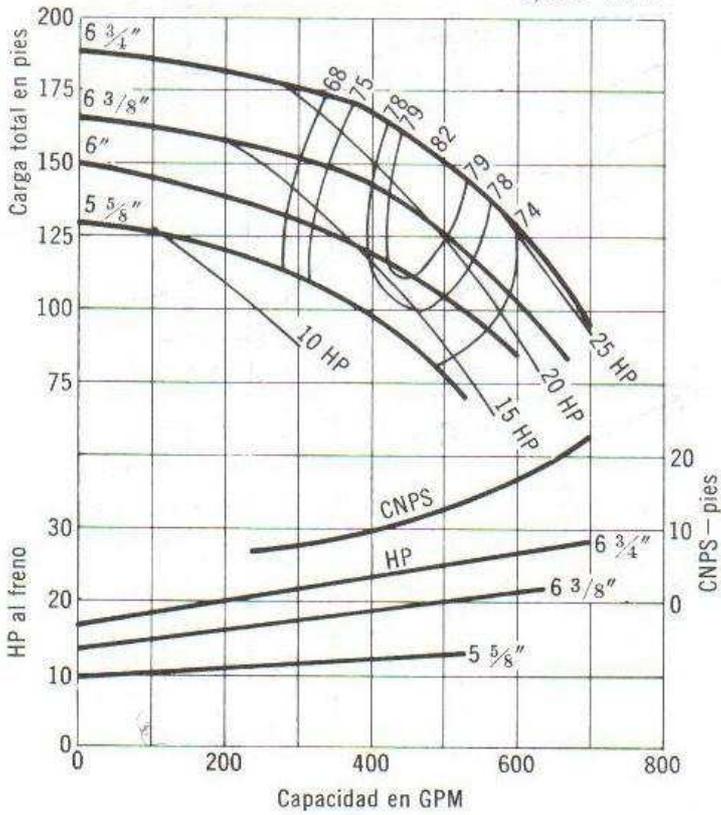


Puerto de succión = 8.35 plg<sup>2</sup>  
 Máx. diá sólidos = 3/8"

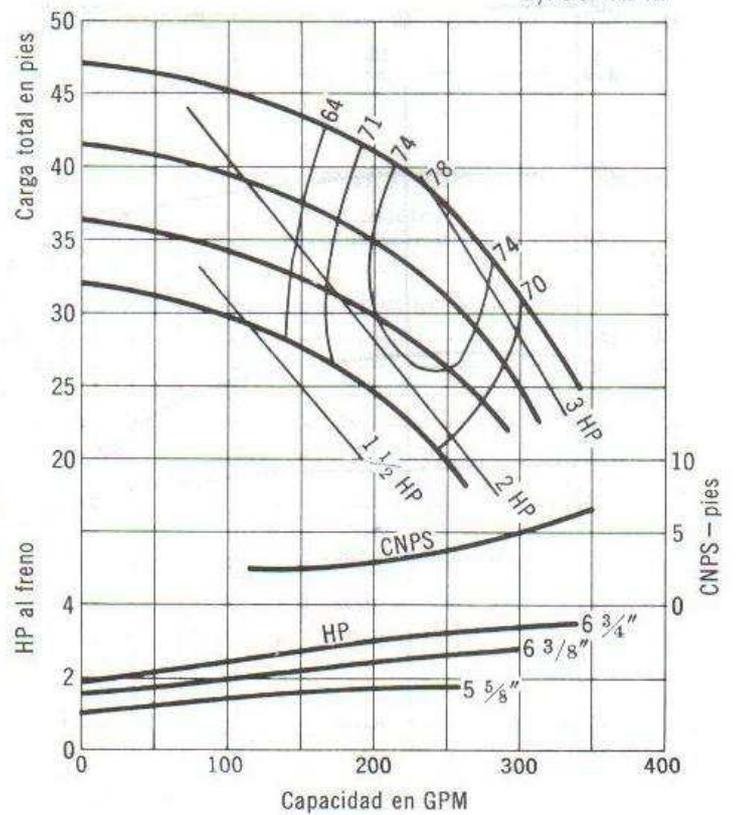


Puerto de succión = 11.2 plg<sup>2</sup>  
 Máx. diá. sólidos 9/16"

3,500 RPM

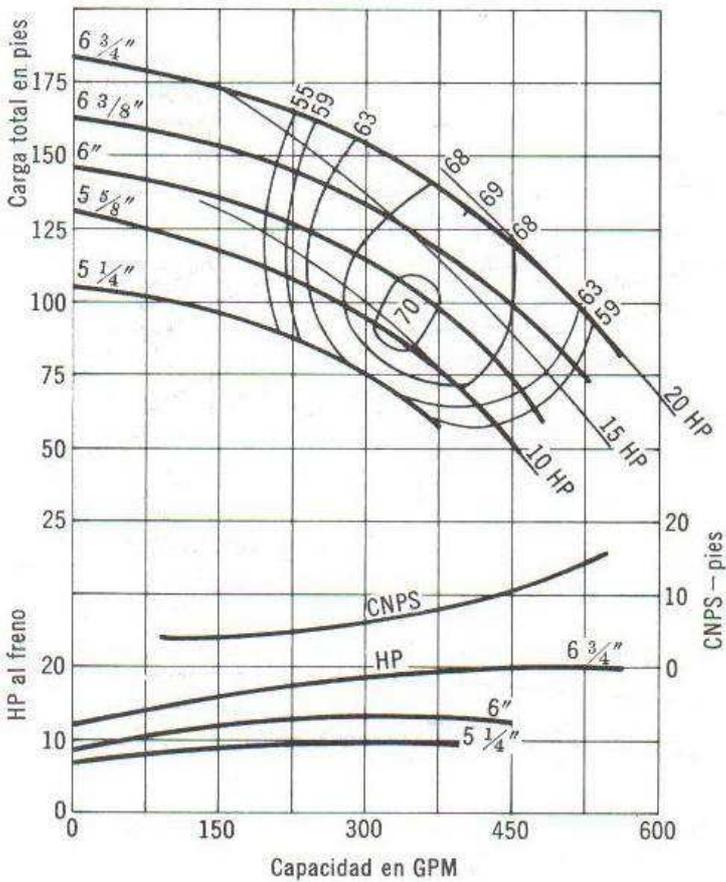


1,750 RPM

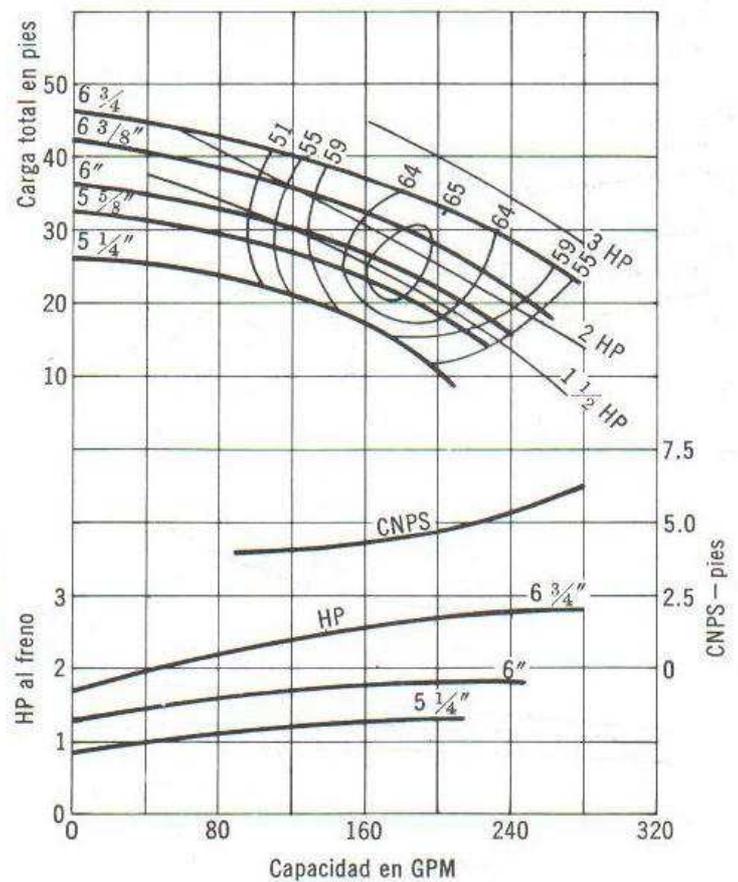


Puerto de succión = 10.3 plg<sup>2</sup>  
 Máx. diá. sólidos 9/16"

3,500 RPM

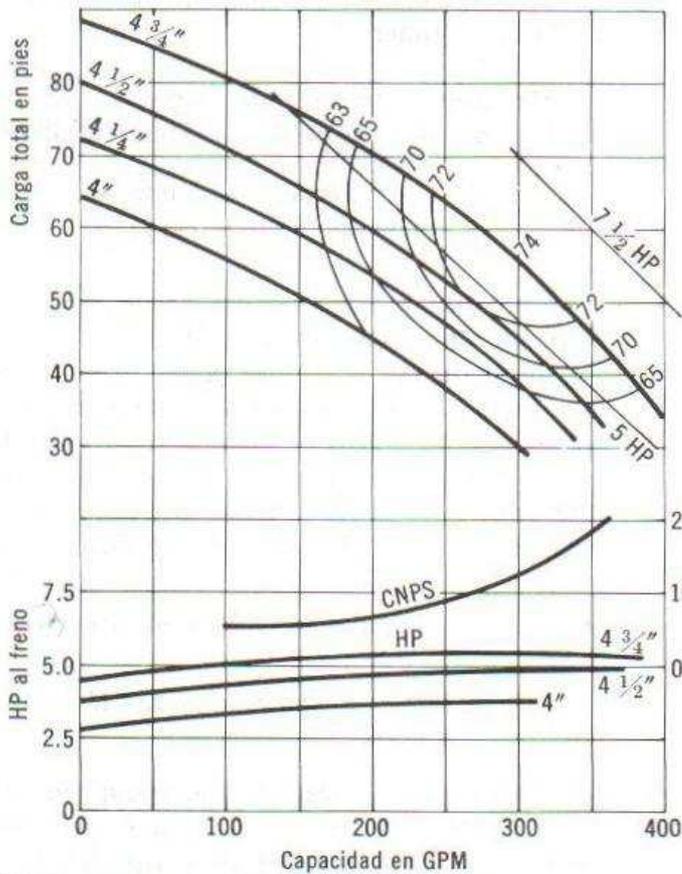


1,750 RPM

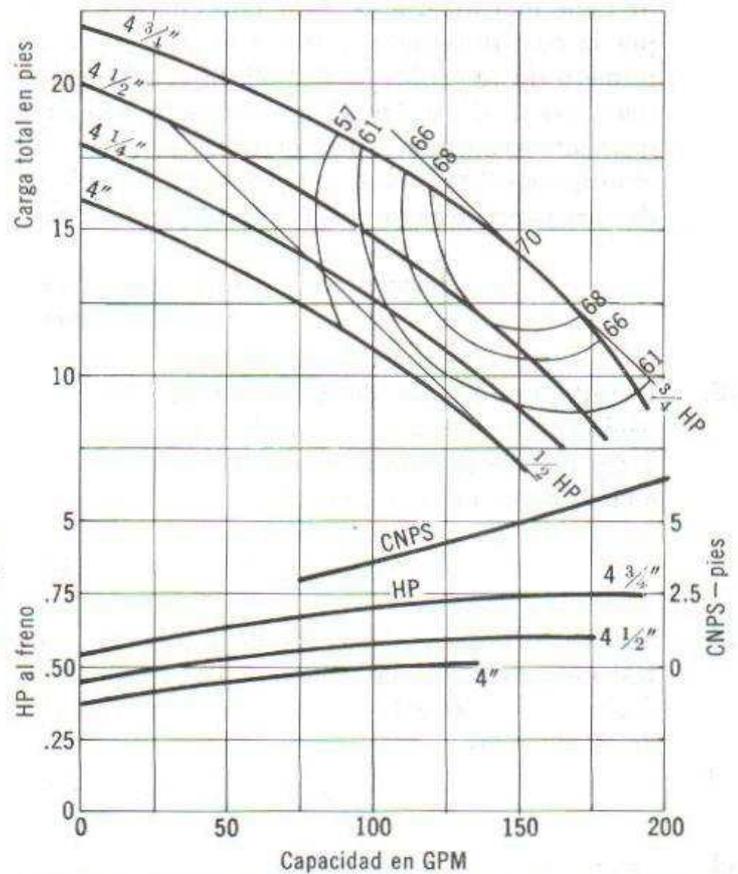


Puerto de succión = 7.4 plg<sup>2</sup>  
 Máx. diá. sólidos = 7/16"

3,500 RPM

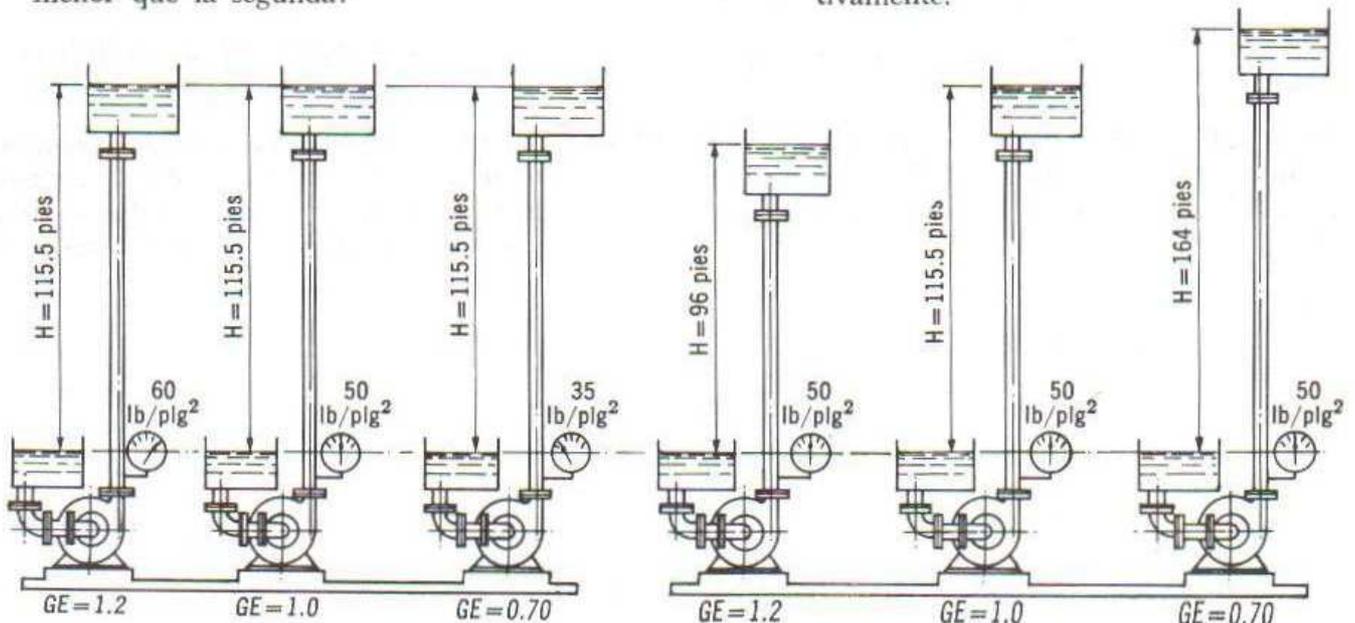


1,750 RPM



- 15.18.** Defina los siguientes conceptos.  
 Carga estática de succión.  
 Carga estática de descarga.  
 Carga estática total.  
 Carga de fricción.  
 Carga de velocidad.  
 Carga por pérdidas menores.  
 Carga dinámica total.
- 15.19.** ¿Qué diferencia existe entre la carga neta positiva de succión disponible y la carga neta positiva de succión requerida?  
 ¿Es posible el bombeo cuando la primera es menor que la segunda?

- 15.20.** Dibuje la curva de fricción de un sistema con carga estática y fricción apreciable, así como el de operación de una bomba con carga de gravedad.
- 15.21.** Asigne valores a los 3 casos de la figura 166 y calcule la carga neta positiva de succión (CNPS) según el tipo de instalación.
- 15.22.** A continuación se muestran 6 bombas que ilustran la relación entre carga, presión y gravedad específica. Ajuste dichas alturas si las gravedades específicas son 1,3 1,1 y 0.8 respectivamente.



## CAPITULO 16

- 16.1.** Se tiene una tubería de 3 pulgadas de diámetro por la cual fluye agua a 100°F en un flujo con número de Reynolds de 80,000. Si el tubo contiene arena de 0.006 plg de diámetro uniformemente repartida, ¿qué pérdida de carga se tendrá en 1,000 pies de tubería? ¿Qué pérdida de carga sería esperada si el tubo fuese liso?

*Respuesta:* 1)  $h_L = 7.1$  pies.  
2)  $h = 6.35$  pies.

- 16.2.** Usando la fórmula de Hazen-Williams de la página 187, calcular la pérdida de carga en 3,000 pies de tubería lisa de 3 pulgadas de diámetro. El gasto es de 90 g.p.m.

*Respuesta:*  $h = 65.3$  pies/agua.

- 16.3.** Calcule el número de Reynolds de un flujo de 100 galones de aceite (gravedad específica = 0.90 y  $\mu = 0.0012$  lb-seg/pie<sup>2</sup>) en una tubería de 3 pulgadas.

*Respuesta:*  $R = 1,645$ .

- 16.4.** Determine si el flujo es laminar o turbulento en un tubería de 12 pulgadas cuando: a) el agua fluye a 60°F a una velocidad de 3.50 pies/seg y b) el aceite combustible pesado a 60°F fluyendo a la misma velocidad.

*Respuesta:* a) Turbulento.  
b) Laminar.

- 16.5.** Se está bombeando aceite de viscosidad absoluta .00210 lb-seg/pie<sup>2</sup> y una gravedad específica de 0.850 a través de 10,000 pies de tubo de fierro de 12 pulgadas a un flujo de 1.57 pies cúbicos/seg. ¿Cuál es la pérdida de carga en la tubería?

*Respuesta:* 25.3 pies.

- 16.6.** Haga todo el desarrollo matemático para convertir la fórmula de Hazen-Williams de la página 187 con la fórmula de Darcy en la página 184.

- 16.7.** Una tubería de fundición de fierro usada de 30 cm de diámetro transporta 100 lt/seg de agua. ¿Cuál será la pérdida de altura en 1,200 m de tubería?

a) Mediante la fórmula de Darcy, y  
b) Utilizando la fórmula de Hazen-Williams.

a) Pérdida de carga = 10.6 m.  
b) Pérdida de carga = 10.1 m.

- 16.8.** Una tubería de 12 pulgadas en la cual está fluyendo agua con una velocidad de 10 pies/seg, bruscamente se amplía a 24 pulgadas de diámetro. Si el eje del tubo es horizontal y el agua en un tubo piezométrico conectado al tubo mayor está 1.2 pies más alto que el nivel de un tubo conectado al tubo menor, determine el coeficiente  $K$  si la pérdida está expresada como

$K \frac{v^2}{2g}$  donde  $v$  es la velocidad en el tubo menor.

*Respuesta:*  $K = 0.46$ .

- 16.9.** Una tubería de 4 pulgadas que transporta 400 gal/min bruscamente se alarga a 6 pulgadas. Encuentre: a) la pérdida de carga debido al agrandamiento brusco, b) la diferencia en presiones en lb/plg<sup>2</sup> en los dos tubos, c) la diferencia de presiones si los cambios de diámetro son efectuados por un ensanchamiento gradual, en que no se deben suponer pérdidas.

*Respuesta:* a) 0.74 pies.  
b) 0.49 lb/plg<sup>2</sup>.  
c) 0.82 lb/plg<sup>2</sup>.

- 16.10.** Una tubería de 15 cm es reducida de tal manera que  $\frac{A_2}{A_1}$  es de 0.5, determine la pérdida de carga si se están bombeando 30 lt/seg.

- 16.11.** Determine la relación entre las pérdidas que se tendrían en una tubería de 4 pulgadas para un cierto gasto, si se usaran válvulas de guillotina, válvulas de grifo y válvulas de mariposa.

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el ingeniero necesita tener un buen conocimiento de las bombas, pues ya casi no hay industria o servicio público que no use equipos de bombeo de un tipo u otro

A diferencia de los libros de texto convencionales, el material de éste comprende tanto la teoría y las aplicaciones de las bombas, como su diseño, a fin de proporcionar al lector, en una sola obra, la información más completa posible sobre estos temas. Por otra parte, se trató de presentar todos los principales tipos de bombas, a saber, las centrífugas, reciprocantes y rotatorias y señalar su utilidad en las condiciones de servicio más diversas. Con ello se pretende ofrecer al lector de habla española una obra moderna y original que cubra en forma cabal este importante campo de la ingeniería.

El libro contiene numerosas ilustraciones que facilitan la comprensión del texto y muestran algunas de las aplicaciones más notables.

La obra está destinada para usarse en los cursos que se imparten en las carreras de ingeniería, bajo diversas denominaciones, tales como: Mecánica de Fluidos, Turbomaquinaria, Flujo de Fluidos o Máquinas Hidráulicas.

Pero también se recomienda como libro de consulta para ingenieros de operación y mantenimiento y para el personal de los departamentos de ventas y de compras, en las compañías manufactureras e instaladoras de equipo industrial y empresas afines.



e-mail: [limusa@noriega.com.mx](mailto:limusa@noriega.com.mx)  
[www.noriega.com.mx](http://www.noriega.com.mx)

