



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS INSTITUCIONALES

MANEJO DE AGUA POTABLE, AGUAS NEGRAS Y DE TRATAMIENTO

Del 08 al 12 de octubre de 2001

APUNTES GENERALES

Ing. Martiniano Aguilar Rodríguez
D.G.C.O.H.
Octubre /2001

SISTEMAS DE BOMBEO PARA MANEJO DE AGUA POTABLE , AGUAS NEGRAS Y DE TRATAMIENTO

1. BOMBAS, SU CLASIFICACIÓN Y SUS CARACTERÍSTICAS

Las bombas son máquinas volumétricas que mueven cantidades de fluidos de un lugar hacia otro suministrándole la energía necesaria para su movimiento y vencer la resistencia al flujo.- Los elementos esenciales de las bombas son flechas, impulsores o émbolos y cajas, envolventes o cilindros con válvulas para conectar la entrada del fluido y dirigir su flujo.

Las bombas, que son de los equipos más antiguos y empleados, se utilizan como auxiliares para el agua de alimentación, recirculación de agua, inyección de sustancias químicas y sistemas de agua potable, aguas negras y de tratamiento; como el conocimiento de éstos equipos se encuentra bien difundido, en esta sección únicamente se darán algunos principios fundamentales.

La clasificación de las bombas puede hacerse de acuerdo a los siguientes criterios:

- Por la aplicación
- Por el movimiento del fluido, que le imprime el mecanismo de la bomba.

Por la aplicación pueden clasificarse en bombas de extracción de condensado, de agua de alimentación, de agua de circulación, de dosificación de sustancias químicas, de agua potable, de aguas negras, etc.

De acuerdo con el movimiento del fluido que le imprime el mecanismo existen tres clases de bombas:

- Centrífugas
- Alternativas (reciprocantes)
- Rotativas

Dentro de cada una de estas clases de bombas, existen diferentes tipos, que se muestran en la tabla y la gráfica de la figura; se muestran en general las zonas de la aplicación de cada una de éstas clases de bombas.

El trabajo requerido para elevar un líquido, puede determinarse a partir de la definición básica de trabajo.

$$\begin{aligned} \text{Trabajo (kg-m)} &= \text{fuerza (kg) x distancia (m)} \\ &= \text{peso ó masa del líquido (kg) x altura (m)} \end{aligned}$$

si se toman en consideración las pérdidas puede introducirse el término de eficiencia y si se expresa el trabajo por unidad de tiempo (unidades de potencia), se obtienen las ecuaciones de trabajo en la siguiente forma:
kg/s x m de altura

$$\begin{aligned} \text{CV} &= \frac{\text{kg/s x m de altura}}{76 \times \text{eficiencia}} \\ &= \frac{\text{Litros /s x presión diferencial (kg/m}^3\text{)}}{76 \times \text{eficiencia}} \\ &= \frac{W \quad Q \quad H}{76 ?} \end{aligned}$$

en donde:

CV = caballos de potencia

W = peso específico del líquido, en kg/m³

Q = flujo del líquido, en m³/s

BOMBAS

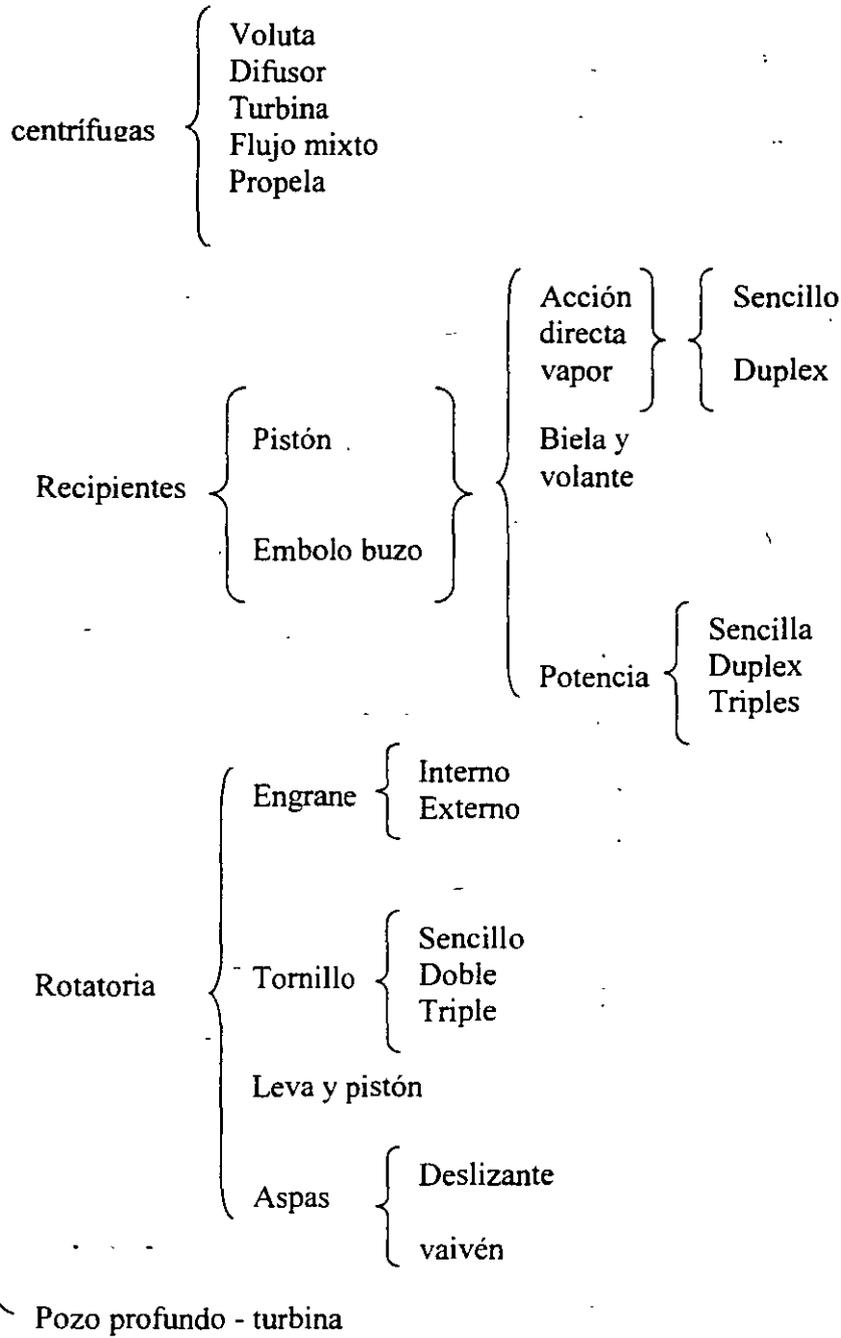


TABLA.- TIPOS DE BOMBAS

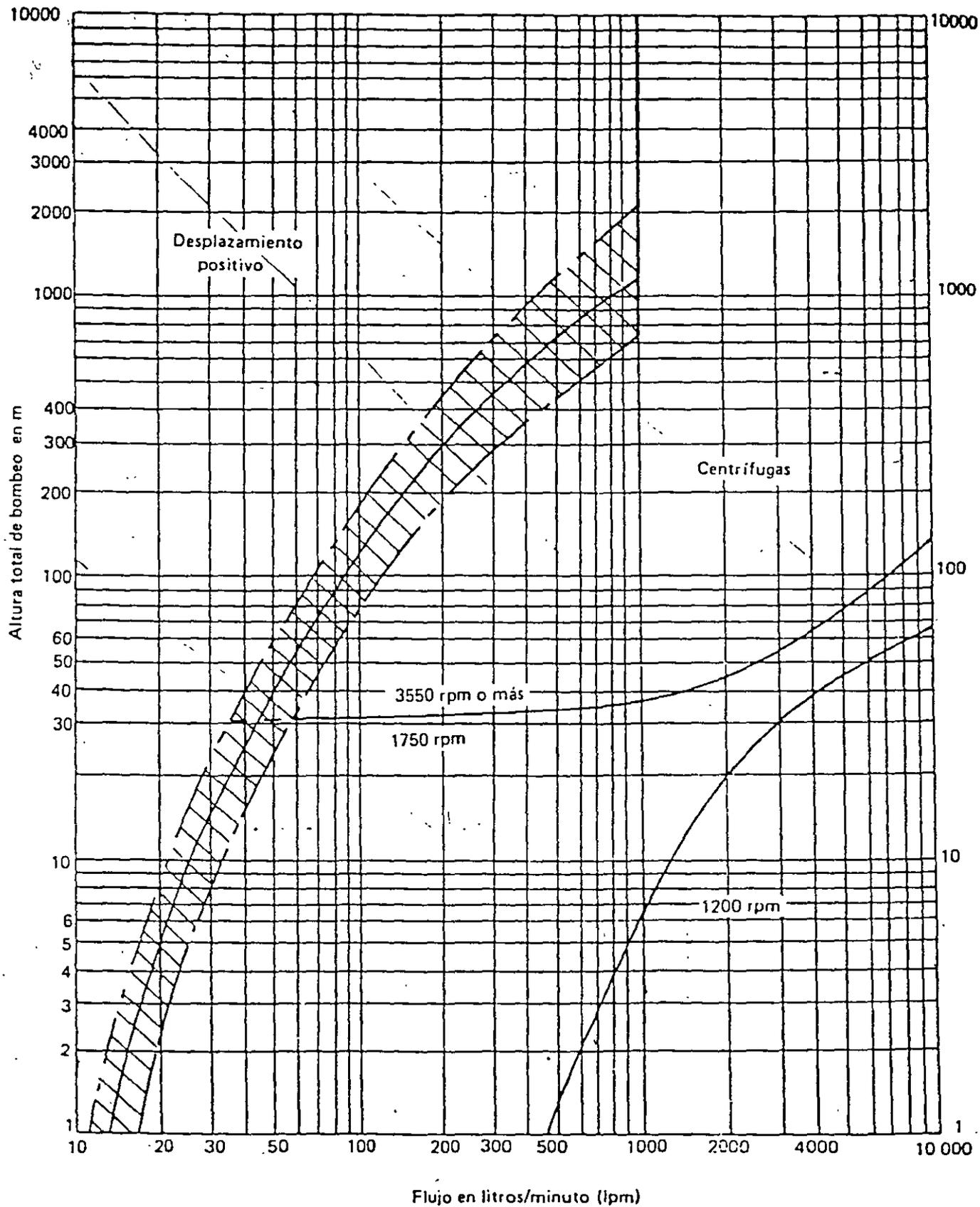


Figura Gráfica para selección de bombas

H = altura de bombeo
N = eficiencia

La eficiencia es variable para las diferentes clases y tipos de bombas y pueden computarse a partir de la ecuación anterior en donde al termino $WQH/76$ se le denomina caballos de agua (Cvagua), es decir:

$$N = \frac{Cv \text{ agua}}{CV \text{ freno}} = \frac{W \cdot Q \cdot H/76}{CV_F}$$

La altura máxima que puede succionar una bomba está relacionada con la presión sobre la superficie del líquido en la succión y con la presión de vapor del mismo líquido; la altura teórica de la succión h_s . Está dada por la siguiente ecuación:

$$h_s = \frac{10 \times \text{kg/cm}^2}{p}, \quad \text{en m}$$

En donde p es la densidad del líquido en Kg/litro.

La altura máxima de succión real es bien diferente a la anterior teórica.

Las características generales de las diferentes clases de bombas se dan en la tabla.

Debido a que las bombas cubren un amplio rango de aplicaciones que van desde líquidos sucios a limpios, fríos a calientes. De alta a baja presión, etc., se tienen problemas para el sellado de la flecha, que son mayores cuando aumenta la temperatura, velocidad y diámetro.

Existen dos formas básicas de realizar el sello de la flecha: por medio de empaques en cajas de estoperos y por medio de sellos mecánicos. La decisión de usar uno u otro depende de muchas condiciones.

Los empaques en cajas de estoperos son indicados para las siguientes condiciones:

- Presiones y temperaturas moderadas;
- Servicios de paro y arranque;
- Cuando la fugas no son un factor determinante.

Los sellos mecánicos son indicados para las siguientes condiciones:

- Alta presión;
- Servicios de paro y arranque;
- Alta temperatura;
- Líquidos tóxicos;
- Líquidos inflamables;
- Líquidos volátiles;
- Servicio continuo.

Al hacer una comparación entre los empaques en cajas de estoperos y los sellos mecánicos, destacan los siguientes puntos:

- El costo inicial de los sellos mecánicos es normalmente mayor
- Los sellos mecánicos son difíciles de cambiar, requiriéndose remover los cojinetes, lo cual significa casi el desensamble completo de la bomba
- Durante los arranques y paros de las bombas, se deberá tener cuidado, abriendo y cerrando gradualmente la válvula de descarga
- Cuando un sello mecánico empieza a fallar, falla completamente y debe ser repuesto

- La compresión del resorte de un sello mecánico, puede ser ajustado únicamente con la bomba parada
- Una deflexión en las flechas puede causar desgaste no uniforme en las caras del sello

Las especificaciones de las bombas deberán incluir requerimientos del fabricante para su instalación apropiada; los detalles de las instrucciones del fabricante deben ser suficientemente claros para proveer una guía de diseño en lo siguiente:

- Método de montaje de la bomba y el quipo motor
- Requerimientos de placa base, pedestales, etc. Para cimentación
- Ajuste de las anclas de la cimentación
- Acondicionamiento del subsuelo
- Instrucciones para nivelación y colado de acabado (grouting)
- Tolerancias de plomeado (flecha horizontal o vertical)
- Cuidados necesarios en el alineamiento de la bomba y la transmisión
- Conexión de la tubería de descarga y succión sin esfuerzos residuales sobre las boquillas de la bomba
- Soportes apropiados de la tubería y válvulas adyacentes
- Empotramiento de tubería cerca de la bomba
- Criterio de arreglo de la tubería de succión o paro

BOMBAS CENTRÍFUGAS

En la fig. se muestran las secciones de los diferentes tipos de impulsores de bombas centrífugas relacionados con la velocidad específica, flujo y eficiencia.

La velocidad específica n_e , en *rpm*, es la velocidad a la cual debe girar un impulsor si su tamaño se reduce para dar un flujo de 1 litro/s contra una columna de 1 m.

La velocidad específica es un índice del tipo de bomba que emplea la columna que se obtiene en el punto de máxima eficiencia y determina el perfil ó forma general del impulsor; para columnas altas tiene velocidad específica baja y para columnas reducidas tiene velocidad específica alta.

Las velocidades utilizadas normalmente son 1,200 a 3,550 rpm, aunque utilizarse velocidades hasta de 6,000 rpm o más cuando se acoplan a turbinas de vapor o incrementadores de velocidad.

La eficiencia es afectada por la relación entre el gasto y la altura de bombeo Q/H . Para relaciones pequeñas, la eficiencia es baja; cuando la relación es alta, se alcanzan eficiencias similares a las de las bombas de desplazamiento positivo. La eficiencia disminuye cuando se manejan líquidos viscosos y con sólidos en suspensión.

Las diferentes características de las bombas centrífugas pueden obtenerse estudiando su comportamiento y se pueden reducir a condiciones estándar. El criterio más comúnmente aplicado es el de *velocidad específica* (la velocidad de una bomba ideal, geoméricamente similar a la bomba real, que trabaja a esta velocidad eleva la unidad de volumen en una unidad de tiempo a través de una unidad de altura).

TABLA 2 .- RESUMEN DE CARACTERISTICAS DE BOMBAS

TIPO CARACTERÍSTICAS	Centrifuga		Rotatoria	Reciprocante		
	Voluta y Difusor	Flujo Axial	Tornillo Engrane	Vaporización Directa	Doble Acción	Tripe
Descarga	Continua	Continua	Continua	Pulsante	Pulsante	Pulsante
Máxima Elevación de Succión en m	4.5	4.5	6.60	6.60	6.60	6.60
Líquidos que Maneja	Limpio, claro, sucio, Abrasivo, con Contenido de Sólidos	Viscoso no Abrasivo	Limpio y Claro			
Presión de Descarga	Baja a Alta		Media	Pequeña a Máxima		
Capacidad	Pequeña a Máxima		Pequeña a Media	Relativamente Pequeña		
Con aumento de Columna:						
a) Capacidad	Disminuye		Nada	Disminuye	Nada	Nada
b) Potencia	Función de la Relación Específica		Aumenta	Aumenta	Aumenta	Aumenta
Con Disminución de Columna:						
a) Capacidad	Aumenta		Nada	Aumento Pequeño	Nada	Nada
b) potencia	Función de el. Específica		Disminuye	Disminuye	Disminuye	Disminuye

Los valores de la velocidad específica n se derivan de los datos de velocidad de operación, por medio de la siguiente expresión:

$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

En donde:

- N = velocidad en rpm
- Q = flujo en m^3/s
- H = altura de bombeo en m

La velocidad específica no se afecta por el peso de los líquidos que se están manejando.

En la figura de la siguiente página, se muestran las velocidades específicas de los diferentes tipos de impulsores de bombas centrífugas, en realidad no existe una línea de división real entre varios diseños de impulsores.

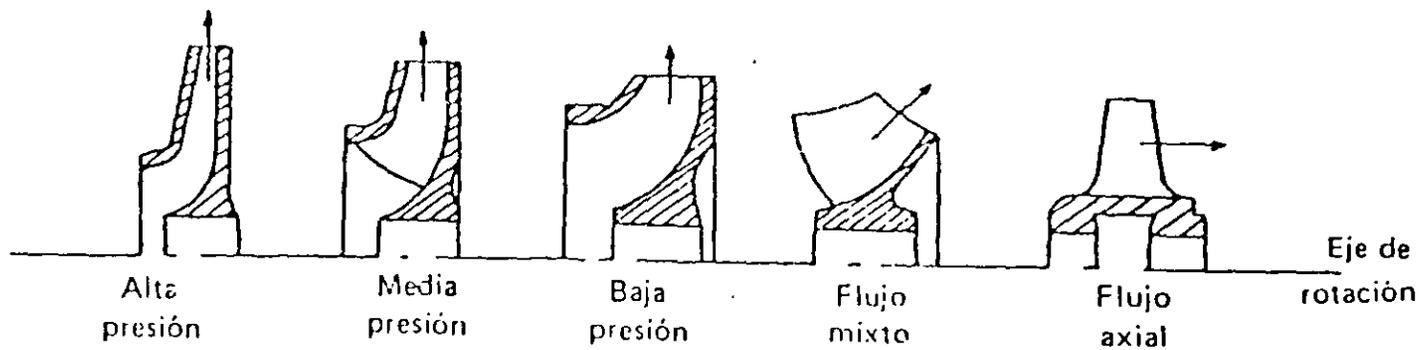
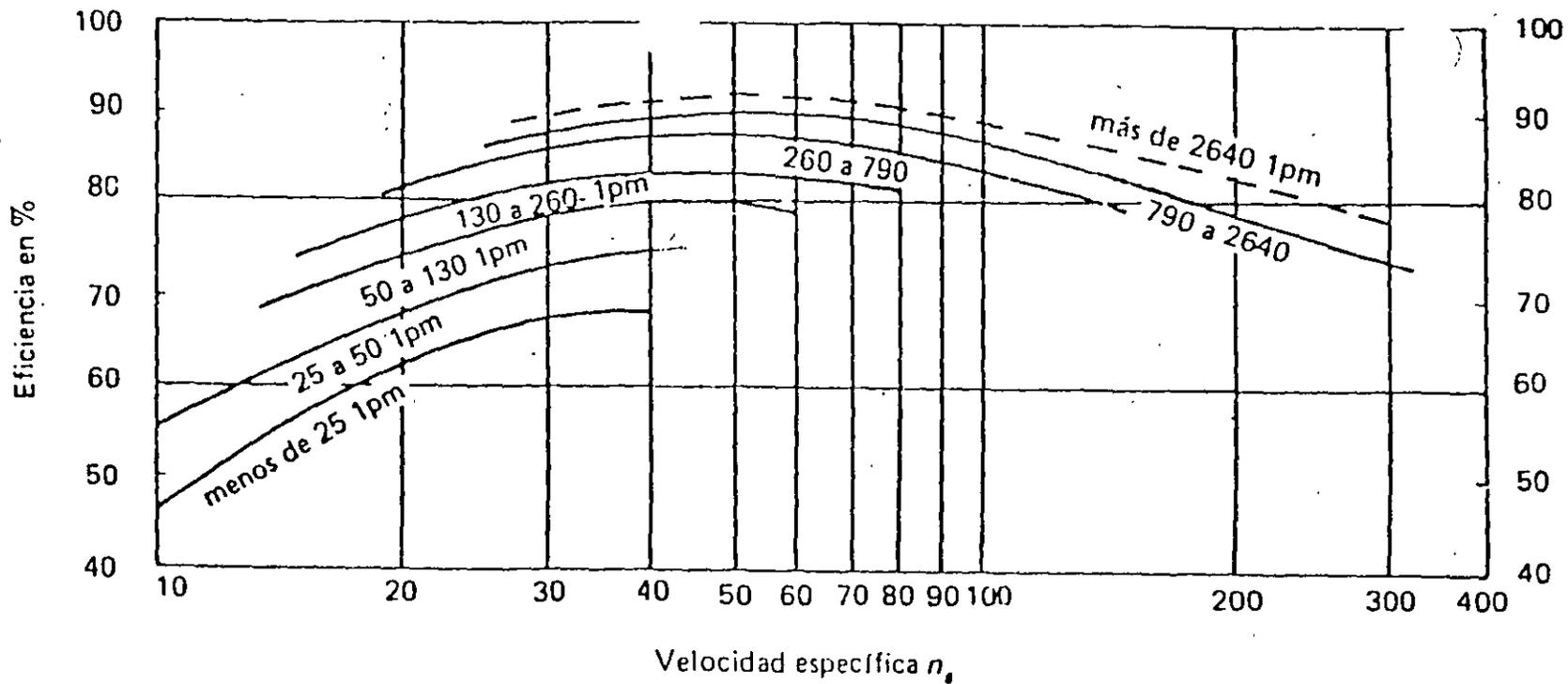
LAS LEYES DE LAS BOMBAS

A continuación se da un resumen de las principales leyes que gobiernan el comportamiento de las bombas:

- A) Cambio en la velocidad de la bomba, con densidad y sistema cortante
 - a. El flujo Q varía proporcionalmente con la velocidad (rpm)
 - b. La presión o altura de bombeo varía con el cuadrado de la velocidad
 - c. La potencia varía con el cubo de la velocidad

- B) El cambio en el diámetro del impulsor, con rpm, densidad y proporciones de la bomba constante
 - a. El flujo Q varía con el cubo del diámetro del impulsor
 - b. La presión varía con el cuadrado del diámetro
 - c. La velocidad tangencial (de la punta) varía proporcionalmente con el diámetro
 - d. La potencia varía con la quinta potencia del diámetro

- C) Cambio en la densidad, con el sistema y la presión constantes; fijo el tamaño de bomba y la velocidad variable
 - a. El flujo Q varía inversamente con la raíz cuadrada de la densidad



b. La presión es constante

c. Los rpm varían inversamente de la raíz cuadrada de la densidad

A diferencia de las bombas rotativas y alternativas, las bombas centrífugas suministran, a la velocidad constante, cualquier capacidad entre cero y la máxima, dependiendo de las condiciones de altura, succión y diseño.

SELECCIÓN DE BOMBAS

La mayoría de las bombas se adaptan a varios sistemas, sin embargo no necesariamente son eficientes, útiles ó aún tolerables en todas las situaciones; para hacer la mejor selección, se deben proporcionar todos los datos posibles relevantes del medio ambiente del sistema, a variaciones y otros requerimientos que deben conocerse.- A continuación se da un listado de puntos, que aunque no todos se aplican a una bomba determinada, si deben describirse todos los que sean pertinentes, en forma tan completa como sea posible con todas las solicitudes de compra.

I. Operación general

- Curva H-Q (altura – gasto) del sistema
- Operación constante (de la bomba) ó máximo 2 arranques en 24 horas
- Operación intermitente ó aproximadamente x arranque en 24 horas
- Trabaja _____ mínimo antes de parada
- Una vez parada no se restablecerá por _____ mínimo

- Número de horas de operación al año (de la bomba)
- Si son bombas múltiples, forma de conexión (serie/ paralelo)
- Si son bombas múltiples describa la secuencia de arranque

II. Régimen de flujo

- Régimen de flujo constante
- El flujo puede variar de _____ lmp a _____ lmp
- Si es variable, describa la variación de su ciclo

III. Gradiente de presión a través de la bomba

- Altura de operación constante
- La altura de operación puede variar de _____ m a _____ m
- La bomba arrancará contra una altura de _____ m
- La bomba parará contra una altura de _____ m
- Describa cualquier variación de su ciclo
- La altura estática es _____ % _____ m, la fricción es _____ % / _____ m con una unidad trabajando o con _____ unidades operando.

IV. Condiciones de succión

- Incluir un dibujo del pozo completo con dimensiones
- La presión barométrica en promedio _____
- Para pozo abierto, la sumergencia es _____ diseño / _____ máximo _____ / mínimo _____
- La Altura Neta Positiva de Succión (ANPS = MPHS) es _____ diseño _____ / máximo _____ / mínimo _____
- La línea de referencia de la ANPS N es _____
- El sistema es abierto / cerrado a la atmósfera
- Describir la relación del régimen de flujo a la sumergencia y/o a la ANPS

V. Descripción del fluido

- Nombre del fluido
- Temperatura en la localización de la bomba _____ diseño / máxima _____ / mínima _____
- Gravedad específica _____ diseño / máxima _____ / mínima _____
- Viscosidad en la localización de la bomba _____ ssu diseño / _____ ssu máxima / _____ ssu mínima
- Presión de vapor _____ kg/cm² a diseño / _____ kg/cm² a máxima / _____ kg/cm² a mínima
- PH constante ó varía de _____ a _____
- Sólidos abrasivos están presentes como sigue _____
- Bacterias están presentes como sigue _____
- Análisis químico: _____
- Caja de estoperos sobre piso / debajo de piso / abajo del nivel mínimo de agua
- Está disponible agua fresca a _____ kg/cm² _____ lpm

VI. Ambiente físico

- Bomba montada en el exterior /interior
- La bomba puede estar sujeta a rociado de arena / congelación / inundación / material pegajoso o basura / otros _____
- Temperatura ambiente _____ normal / _____ máxima / _____ mínima
- Humedad _____ normal / _____ máxima
- La bomba puede estar sujeta a condiciones corrosivas como sigue _____

- La válvula en la descarga es de compuerta / globo / no retorno / mariposa / chapaleta (hoja) / corredera / automática de aire / automática hidráulica / operada por su llenado.
- Se requiere superficie de sello maquinada en la base / en la columna de sello
- El ajuste de impulsores se requiere sobre piso / debajo de piso
- El claro superior sobre el piso de montaje es de _____ m. a la parte inferior del gancho de la grúa
- El impulsor debe removerse del pozo sin perturbar la columna, el motor, etc. / debe ser semi-cerrado / debe ser cerrado
- La instalación es a nivel del motor / _____ mssm - _____ °C

VII. Estructura de montaje de la bomba

- Dibujo de la estructura y de la tubería
- La bomba será montada en una estructura de masa infinita / estructura flexible
- Las conexiones de las tuberías son sólidas / flexibles
- La tubería está empotrada a la estructura / bomba
- Las posibles fuentes de vibraciones son / no está montada en la misma estructura o conectada a la misma tubería
- La entrada de succión está atornillada a la línea de succión (pozo seco) con junta deslizable.
- Las arañas retenedores de cojinete deben ser partes separadas / partes de la columna
- Todo bajo el piso, debe pasar a través de una apertura de _____ (diam) / (cm²)
- Elemento debe pasar a través de una apertura _____ (diam) / (cm²)

VIII. Suministro de energía

- El suministro de energía es eléctrico / otro _____
- Si es eléctrico, el voltaje es _____ nominal / _____ máximo / _____ mínimo
- La energía es un _____ fases / _____ hertz/ _____ frecuencia constante con +/- 2%
- Descripción del tablero
- Descripción del sistema regulador ó dispositivos de protección que puedan afectar a la bomba
- Si la potencia es diferente a la eléctrica , describirla _____
- El motor es de inducción / sincrónico / _____% de sobrecarga permitida



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS INSTITUCIONALES

MANEJO DE AGUA POTABLE, AGUAS NEGRAS Y DE TRATAMIENTO

Del 08 al 12 de octubre de 2001

ANEXO

Ing. Martiniano Aguilar Rodríguez
D.G.C.O.H.
Octubre /2001

SELECCIÓN DE BOMBAS.

Probablemente el mayor problema con que se encuentra un ingeniero al diseñar un sistema de bombeo es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna y detalles de la bomba bombas que habrán de usarse en un sistema. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que generalmente es difícil estrechar la elección a una unidad específica. Este capítulo tiene objetivo el reducir muchas de las dificultades que se encuentran en la selección de la bomba. Al usar los métodos presentados aquí, el ingeniero puede comenzar con las condiciones hidráulicas que deberá llenar, procediendo, por, medio de unos cuantos pasos simples, a la bomba más adecuada para las condiciones del líquido. Luego, usando una análisis económico, tal como se discute en el Capítulo 10, puede llegar a la unidad más económica para su planta.

Métodos de Selección. Las bombas se eligen generalmente por uno de tres métodos: (1) el cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación: (2) el comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y graficas de características, o (3) se usa una combinación de estos dos métodos para llegar a la selección final.

Selección del Fabricante. Este método se usa para bombas grandes en aplicaciones con condiciones poco usuales y en casos en que el ingeniero no tenga tiempo o no se desee efectuar él mismo la elección de la bomba. Aun cuando esto parece relevar al ingeniero de mucha de la responsabilidad de la elección de la bomba, de hecho no es así. Las recomendaciones, y ofertas deben evaluarse y compararse, y para hacer esto, se requiere un conocimiento completo del problema

Tabla 9-1. compendio de Datos Esenciales que se Requieren en la Selección de Bombas Centrifugas *

- | | | | |
|---|---|-----|--|
| 1 | numero de unidades requeridas | 5. | Condiciones de descarga.
a. ¿Cuál es la columna estática? ¿Es constante o variable
b. ¿Cuál es la columna de fricción?
c. ¿Cuál es la presión de descarga máxima contra la que habrá de trabajar la bomba |
| 2 | naturaleza del liquido que habra de bombearse
Es el liquido
a. ¿Agua fresca o salda. Acida o alcalina, aceite, gasolina, lodo o pulpa de papel?
b. Frío o caliente, y si es caliente ¿a que temperatura? ¿Cuál es la presión de vapor del liquido a la temperatura de bombeo?
c. ¿Cuál es su densidad?
d. ¿Es viscoso o no?
e. ¿Limpio y libre de materias extrañas o sucio y abrasivo? En este ultimo caso, ¿cuál es el tamaño y naturaleza de los solidos y son estos abrasivos? Si el liquido es de naturaleza pulposa ¿cual es la consistencia, expresada ya sea en porcentaje o en kg/m^3 de liquido? ¿Cuál es el material en suspension?
f. ¿Cuál es el análisis químico, No. pH, etc?
¿Cuáles son las vanaciones permisibles en este analisis? En caso de ser corrosivo ¿cuál ha sido la experiencia pasada, tanto con | 6 | Columna total
Vanaciones en los puntos 4 y 5 causara vanaciones en la columna total. |
| | | 7 | ¿Es el servicio continuo o intermitente? |
| | | 8 | ¿Se habrá de instalar la bomba en posición horizontal o vertical? En este último caso. |
| | | 9 | ¿Qué tipo de potencia se tiene disponible para mover la bomba y cuáles son las características de ésta? |
| | | 10. | ¿Que limitaciones de espacio, peso o transporte habrán de encontrarse? |

- matenales satisfactorios como no satisfactorios?
3. **Capacidad.**
¿Cuál es la capacidad requerida así como la cantidad máxima y mínima de líquido que habrá de desarrollar la bomba?
 4. **Condiciones de succión.**
Existe:
 - a. ¿Una elevación de succión?
 - b. ¿O una columna de succión?
 - c. ¿Cuál es la longitud y el diámetro del tubo de succión?

11. **Localización de instalación.**
 - a. Localización geográfica.
 - b. Elevación sobre el nivel del mar
 - c. Instalación interior o a la intempere.
 - d. Variación de las temperaturas ambientales
12. ¿Existen algunos requisitos o preferencias marcadas con respecto a diseño, construcción o características de las bombas.

* Cortesía de Worthington Corp.

de bombeo, los méritos relativos de varios diseños, y la economía de la instalación.

Datos para el Fabricante. La Tabla 9-1 agrupa los datos esenciales requeridos por cualquier fabricante de bombas antes de que pueda preparar una recomendación y una oferta. Muchos tienen formas que puede llenar el ingeniero sin pedir una recomendación. Estos pueden ser sumamente útiles debido a que ayudan a evitar la omisión de datos importantes.

Cuando se suministran datos a un fabricante, debe tenerse extremo cuidado de ver que se den todos los datos concernientes a la instalación. Los datos, cuando no están completos, pueden conducir a una recomendación inadecuada o errónea debido a que el ingeniero que elige la unidad puede hacer suposiciones falsas. De esta manera, el ingeniero de la planta que pide una recomendación para una bomba o una oferta tiene una responsabilidad decidida ante el fabricante y si no se le presta suficiente atención a esto, el ingeniero no tiene derecho a esperar obtener la bomba adecuada.

Propuesta. La mayor parte de los fabricantes combinan su recomendación y proposición en un solo documento que se llama una propuesta. La propuesta usual contiene la siguiente información: número de modelo de la bomba, clase, tipo, construcción, detalles y materiales, tipo de motor para el que se ha diseñado la bomba, curvas de operación con tabulaciones, peso unitario, precio, tiempo de entrega de la bomba después de recibida la orden, y disposiciones o acuerdos legales con respecto a planos, garantías, instalación de la unidad, fecha de embarque, condiciones de pago, impuestos, seguros, transportes, etc. Incluido con la propuesta típica viene una ilustración de la bomba y un catálogo. Si la bomba debe construirse especialmente para el comprador puede no incluirse el catálogo debido a que el fabricante puede no tener boletines disponibles.

Para evaluar una propuesta es necesario revisar todos los pasos hechos al elegir una bomba para un determinado grupo de condiciones hidráulicas. Estos pasos, vienen dados en detalle más adelante.

Cálculos en la Elección de una Bomba. Básicamente hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba sea grande o pequeña, centrífuga, recíproca o rotatoria. Estos

pasos son: (1) un diagrama de la disposición de bomba y tuberías, (2) determinar la capacidad, (3) calcular la columna total, (4) estudiar las condiciones del líquido, (5) elegir la clase y el tipo. Por conveniencia en estimaciones rápidas estos cinco pasos se conocen como tamaño, clase y mejor compra.

Diagrama Esquemático: El diagrama debe basarse sobre la aplicación real. Generalmente son satisfactorios los diagramas simples de una sola línea (Figs. 4-3 y 4-4). Hay que mostrar todas las tuberías, accesorios, válvulas, equipo y otras unidades del sistema. Márquese la longitud de los tramos de tubería en el diagrama. Hay que asegurarse que se incluyan todas las elevaciones verticales. Cuando la tubería es compleja, generalmente es útil un dibujo isométrico.

Capacidad: Las condiciones de la aplicación fijan la capacidad requerida. Por ejemplo, el máximo flujo de vapor de la salida de una turbina, así como las condiciones del vapor, determinan la mínima cantidad de agua de enfriamiento necesaria a una temperatura dada. Los cambios de estación, factor de seguridad deseado, etc., influyen en la capacidad elegida. Los datos del Capítulo 5 y otros capítulos posteriores que cubren aplicaciones específicas, son útiles para determinar la capacidad de bombeo requerida para una combinación determinada de condiciones.

Cálculo de la Columna Total: úsense los datos del Capítulo 4 para calcular la columna de la bomba. Como una comprobación, es conveniente someter un diagrama completo del sistema al fabricante cuando se pide una propuesta. En esta forma sus ingenieros pueden también calcular la columna total de la bomba verificando el cálculo efectuado por el cliente. Esta es una forma adicional de asegurar una selección más exacta de la bomba.

Estudio de las Condiciones del Líquido: La densidad del líquido, temperatura, presión de vapor, viscosidad, características químicas, etc., deben considerarse muy cuidadosamente. Véase el Capítulo 6 para una discusión de estos factores y su efecto en la operación de la bomba.

Elección de Clase y Tipo: El estudio del diagrama indica qué tamaño (capacidad y columna) de bomba se necesita. Esto da la primera clave por lo que respecta a la clase de bomba más adecuada. Por ejemplo, cuando se requiere un servicio de columna elevada y pequeña capacidad, la Tabla 1-1 muestra que probablemente una bomba recíproca sea adecuada. Al revisar las características del líquido se encuentran otros índices acerca de la clase, debido a que las condiciones excepcionalmente severas pueden eliminar una u otra clase desde el principio. La economía (Capítulo 10) dicta que la elección de la bomba debe ser aquella que suministra el costo mínimo por litro bombeado a lo largo de toda la vida útil de la unidad.

Entre los factores de operación que requieren reconocimiento especial cuando se decida la clase especial de la bomba, están incluidos; el tipo de servicio (continuo o intermitente), preferencias; acerca de la velocidad de operación (las bombas de alta velocidad pueden ser más baratas), cargas futuras anticipadas y su efecto sobre la

columna de la bomba, posibilidad de operar en paralelo o en serie con otras bombas y muchas otras condiciones peculiares a una aplicación dada. Estos factores requieren tanto estudio como los básicos de columna y capacidad debido a que son igualmente importantes.

Una vez que se conocen la clase y el tipo, puede comprobarse una tabla de características (Tabla 1-2) o curva de característica (Fig- 1-11) para determinar si hay una bomba adecuada para el fabricante en Particular cuya unidad se pretende comprar. Esto supone, naturalmente, que se tiene a la mano un juego completo de boletines y otros datos. Cuando las condiciones, hidráulicas requeridas se encuentran entre dos modelos normales, es práctica común el elegir el tamaño inmediato mayor de la bomba, a menos que haya alguna razón para requerir una columna y capacidad exactas de la unidad. Cuando un fabricante no tiene la clase y tipo particulares de bomba, o una unidad que llene precisamente las condiciones hidráulicas, hay que referirse a los datos de uno o más fabricantes adicionales. Un hecho importante que hay que recordar es que algunas bombas se fabrican especialmente para una aplicación o planta determinada. Bajo estas condiciones el fabricante de la bomba desarrolla la mayor parte de los pasos que se han señalado arriba, basando su diseño sobre los datos suministrados por el ingeniero de la planta.

Demanda de Potencia: La Potencia requerida para mover cualquier clase o tipo de bomba puede calculase de

$$P = fhs / 7.620e$$

donde P = demanda la potencia, hp; f = gasto, en lps; h = =columna total de la bomba, ni de líquido; s= densidad del líquido; e = eficiencia de la bomba, expresada en decimales. Esta ecuación es adecuada para todos los líquidos con una viscosidad igual a la del agua. Para viscosidades distintas úsese la Fig. 9-1 o los factores de corrección dados en el Capítulo 6.

Ejemplo: ¿Qué demanda de potencia se requiere para entregar 126 lps de gasolina con una densidad de 0.75 si la columna total es de 15.2 m y la eficiencia de la bomba 70 por ciento?

Solución: $P = (12.6) (15.2) (0.75) / 7.620 (0.70) = 2,7$ hp. Para usar la Fig. 9-1 éntrese con la columna total y proyéctese horizontalmente hasta el gasto en lps, y luego verticalmente hacia abajo a la línea de índice. Desde este punto sigase paralelo a la línea inclinada hasta que se intersecta la proyección horizontal de la escala de viscosidad. Proyéctese verticalmente para leer la demanda requerida de potencia.

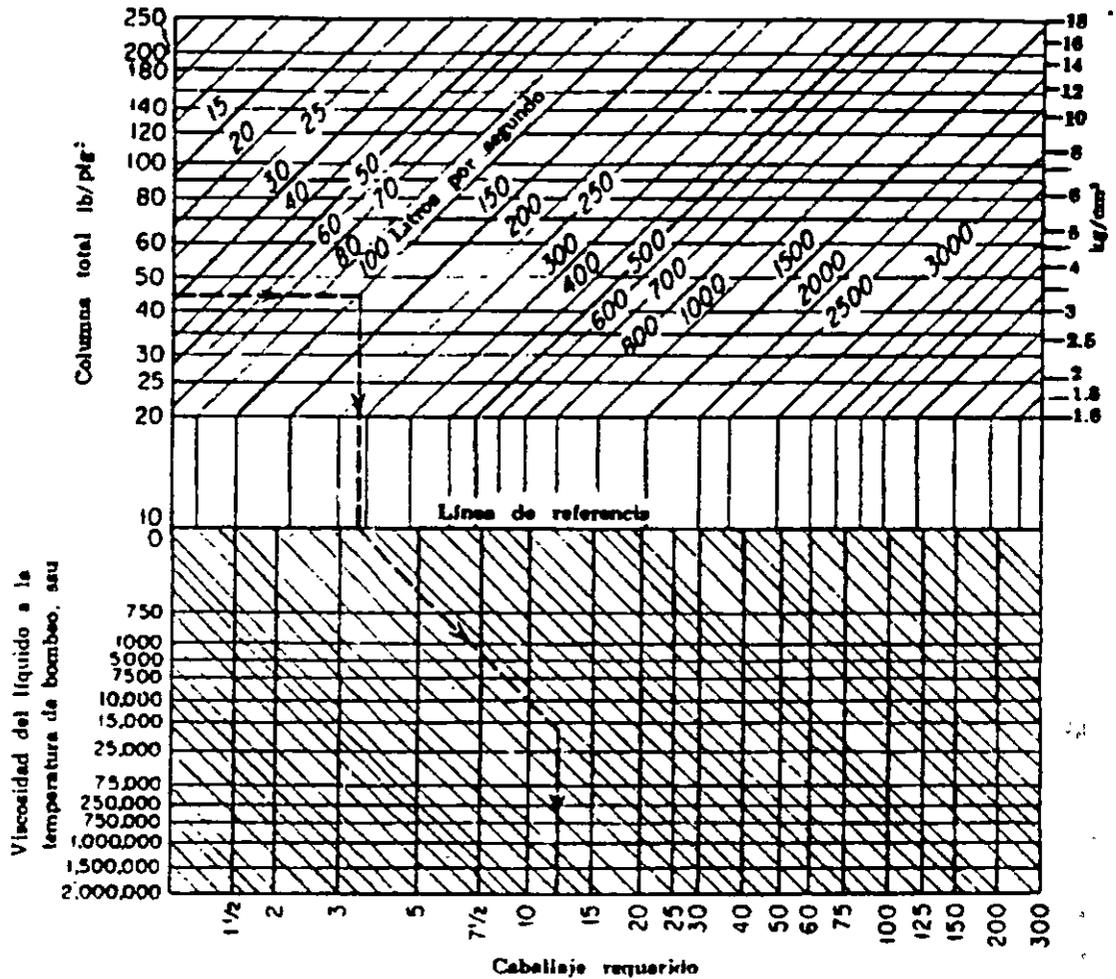


Fig. 9-1. Grafica de caballaje para bombas. (Cortesía de Viking Pump Co.)

Cambio de Características. El alterar la velocidad o diámetro del impulsor de una bomba centrífuga altera las características de la unidad. Existen tres reglas para relacionar el comportamiento de la bomba con el cambio de velocidad y tres para el cambio de diámetro. Con un impulsor de diámetro constante (1) la capacidad de la bomba varía directamente con la velocidad, (2) la columna varía con el cuadrado de la velocidad, (3) la potencia requerida varía con el cubo de la velocidad. A velocidad constante, (1) la capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor, (2) la columna varía con el cuadrado del diámetro del impulsor, (3) la potencia varía con el cubo del diámetro del impulsor. Estas reglas son reales aproximadamente para todos los tipos de bombas centrífugas. Un ejemplo ilustrará en seguida su uso,

Ejemplo: Una bomba que entrega 31.5 lps a 1 150 rpm y 15.2 m columna requiere 10 hp. ¿Cuál será la capacidad, columna y potencia requerida en la unidad si su velocidad se aumenta a 1 750 rpm?

Solución: La nueva capacidad es la misma que la relación de velocidad. o $(1\ 150/1\ 750)$
 $= (31.5/x\ \text{lbs y } x = 48\ \text{lbs.}$ La nueva columna se encuentra en la relación de los
cuadrados de las velocidades o $(1\ 150)^2 / (1\ 750)^2 = (15.2) / (y\ \text{m})$ y: $y = 35.3\ \text{m.}$ El nuevo
caballaje esta en relacion directa con los cubos de las velocidades o $(1\ 150)^3 / (1\ 750)^3$
 $(10) / (z\ \text{hp})$ o $z = 35.2\ \text{hp.}$

Las reglas para el diámetro del impulsor se usan del mismo modo. Calculando el comportamiento de la bomba en un buen número de puntos a lo largo de su curva característica, puede dibujarse una nueva familia de curvas. -Estas coincidirán bastante exactamente con las curvas de pruebas reales.

Coples Flexibles. Para elegir un cople flexible para una bomba tiene que conocerse, la potencia que debe transmitir así como la velocidad de la rotación, el *factor de servicios aplicable*. Este último punto compensa las cargas por choques y otras variaciones en la potencia de entrada. Los coples vienen generalmente clasificados en caballos por 100 rpm, determinados de:

$$C = 100(pf) / s$$

Donde C= capacidad del cople, en hp por 100 rpm; P = entrada de potencia a la bomba en caballos; F = factor de servicio del cople; S = velocidad del cople, rpm, los factores de servicios varían de un fabricante de coples a otro y según el motor que se usa para la bomba. Por ejemplo, un fabricante usa los siguientes factores de servicio: bombas centrífugas movidas por turbinas, 1.25; bombas centrífugas movidas por motor, 1.5; bombas duplex y triplex movidas por motor, 3.5; bombas centrífugas movidas por motor de combustión interna, 3.0; bombas duplex y triplex movidas por motor de combustión interna, 5.5.

Ejemplo: ¿Qué capacidad de cople deberá elegirse para una bomba triplex movida por motor de combustión interna y clasificada como 600 hp a 1 100 rpm?

Solución $C = 100 (600) (5.5) / 1\ 100 = 300\ \text{hp por } 100\ \text{rpm.}$ Cuando se elige un cople hay que asegurarse que se usa el factor de servicio correcto porque los valores varían de un fabricante a otro.

Velocidad Especifica. Es una práctica común recomendable el comprobar la velocidad especifica de una bomba propuesta para asegurarse que se encuentra dentro de los límites normales para el tipo de bomba elegido.

Ejemplo: ¿Cuál es la velocidad especifica de una bomba horizontal de tres pasos centrífuga de 1 750 rpm, que maneja 56.8 lbs si la columna total desarrollada es de 91.4 m?

Solución: La velocidad especifica $N_s = 1/60 (\text{lbs}) (\text{rpm}) / h^{0.75}$, donde h = columna por paso, en m de líquido $N_s = 1/60 (56.8) (1\ 750) / (91.4)^{0.75} = 56.02.$ De la Fig. 1-7 puede

verse que una bomba centrífuga típica tiene una eficiencia de alrededor de 82 por ciento a esta velocidad específica y a esta capacidad.

Columna de Succión Positiva Neta. La curva del Instituto de Hidráulica para cspn en bomba de condensado puede usarse más allá de su región gráfica siempre y cuando para una cspn definida, el producto (rpm) ($\sqrt{V \text{ lps}}$) sea constante.

Ejemplo: Una bomba de condensado de 1 150 rpm tiene una capacidad de 22.7 lps a 0.61 m de cspn. ¿Cuál será su capacidad a 3 450 rpm?

Solución: Usando la relación anterior, $(1\ 150 \sqrt{22.7}) = (3\ 450)$

$(\sqrt{V \text{ lps}})$, $0 \times = 2.5 \text{ lps}$. Esta relación es bastante exacta para las curvas del Instituto hidráulico para bombas de agua caliente, cuando la velocidad se encuentra dentro de ± 25 por ciento de los valores de la gráfica.

Pérdidas de Fricción. Para interpolar en las tablas de fricción de tuberías se requiere el uso de una relación cuadrática simple. Los resultados que se obtienen son aproximados.

Ejemplo: Las pérdidas de fricción por 100 m en tubo de 15.2 cm es de 0.34 kg/cm² cuando el flujo es de 75.7 lps. ¿Cuál es la pérdida para 101 lps?

Solución: Las pérdidas a mayor flujo son $(101/75.7)^2(0.34) = 0.62 \text{ kg/cm}^2$.

Bombas Horizontales Contra Verticales. Esta consideración es cada vez de mayor importancia debido a que las bombas verticales se han hecho muy populares y sus diseños son muy variados. Desde el punto de vista del espacio ocupado en el piso, cspn requerida, cebamiento y flexibilidad en el cambio del ciclo de la bomba, las bombas verticales pueden ser preferibles a las horizontales. Pero cuando se necesita espacio vertical y hay que considerar efectos de corrosión, abrasión y facilidad de mantenimiento, son preferibles las bombas horizontales. Un estudio comparativo de numerosas instalaciones típicas de bombas verticales del tipo turbina y acopladas estrechamente muestran que la relación del área del piso de las primeras a las segundas es de alrededor de 1.5 en capacidades hasta de 30 lps. Con una carcasa dividida de doble succión, la relación es de alrededor de 3.1. La relación de alturas de las bombas está invertida, debido a que la bomba de turbina vertical es mucho más alta, y los valores son en este caso de 3.4 y 1.9, respectivamente. Hay, naturalmente, alguna variación en estos valores de un diseño a otro.

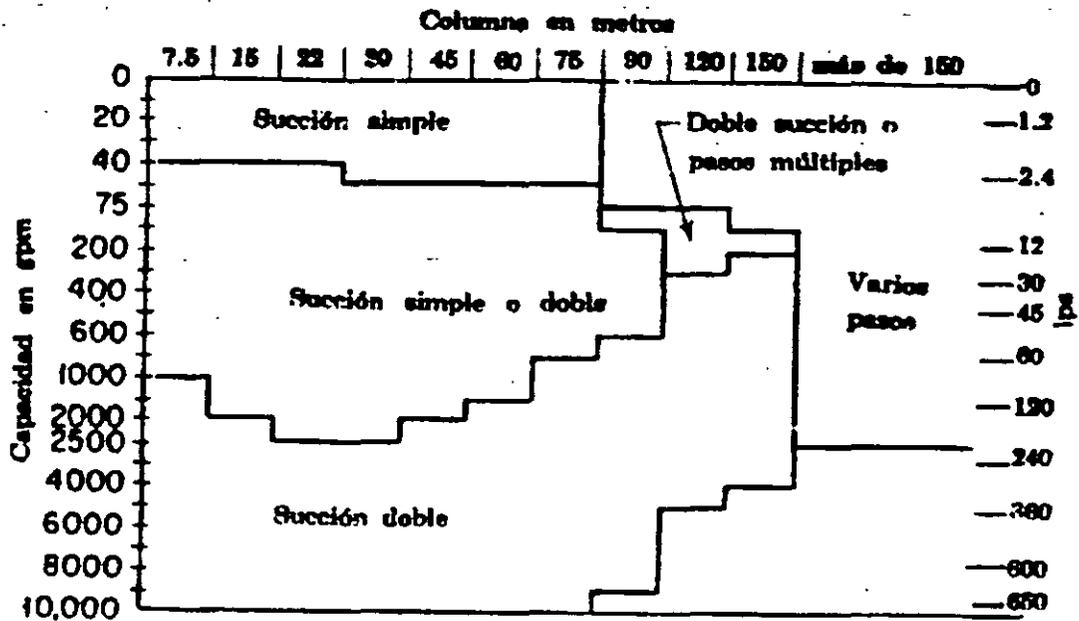


Fig. 9-2- Regiones aproximadas de columna y capacidad para bombas centrífugas (succión simple y doble). (Cortesía de Allis-Chalmers Mfg. Co.)

Diseños de Succión Simple Contra Doble. La Fig. 9-2 muestra las regiones aproximadas en las que se usan bombas de succión simple y doble. Muestra también las regiones generales para aplicación de bombas de uno y varios pasos.

Empaques Contra Sellos Mecánicos. Los rápidos avances en diseño y fabricación de sellos mecánicos hacen obtenibles a estas unidades para muchos servicios de rutina. Los sellos (Fig. 9-3) tienen prácticamente cero escape y pueden usarse para hora as centrifugas y rotatorias. El ahorro de mano de obra de los sellos con respecto a los estoperos frecuentemente inclinan la balanza en favor de aquellos.

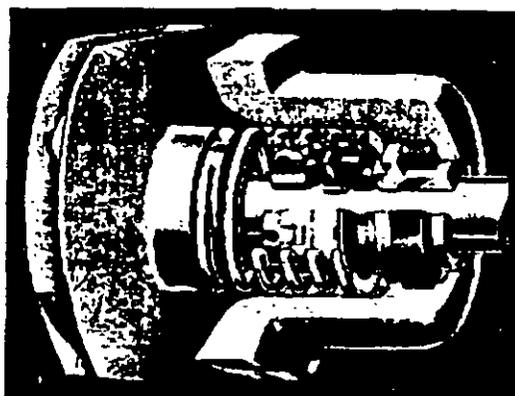


Fig. 9-3 Sello mecánico para bomba centrífuga. (Cortesía de Weinman Pump Mfg. Co.)

Índices de Diseño. Aquí hay numerosos índices misceláneos útiles para especificar y comprar bombas de todos tipos:

Líquidos Volátiles: Puede evitarse la ignición en la línea de succión de la bomba introduciendo un líquido frío de una fuente auxiliar. El control del flujo del líquido puede ser ma-

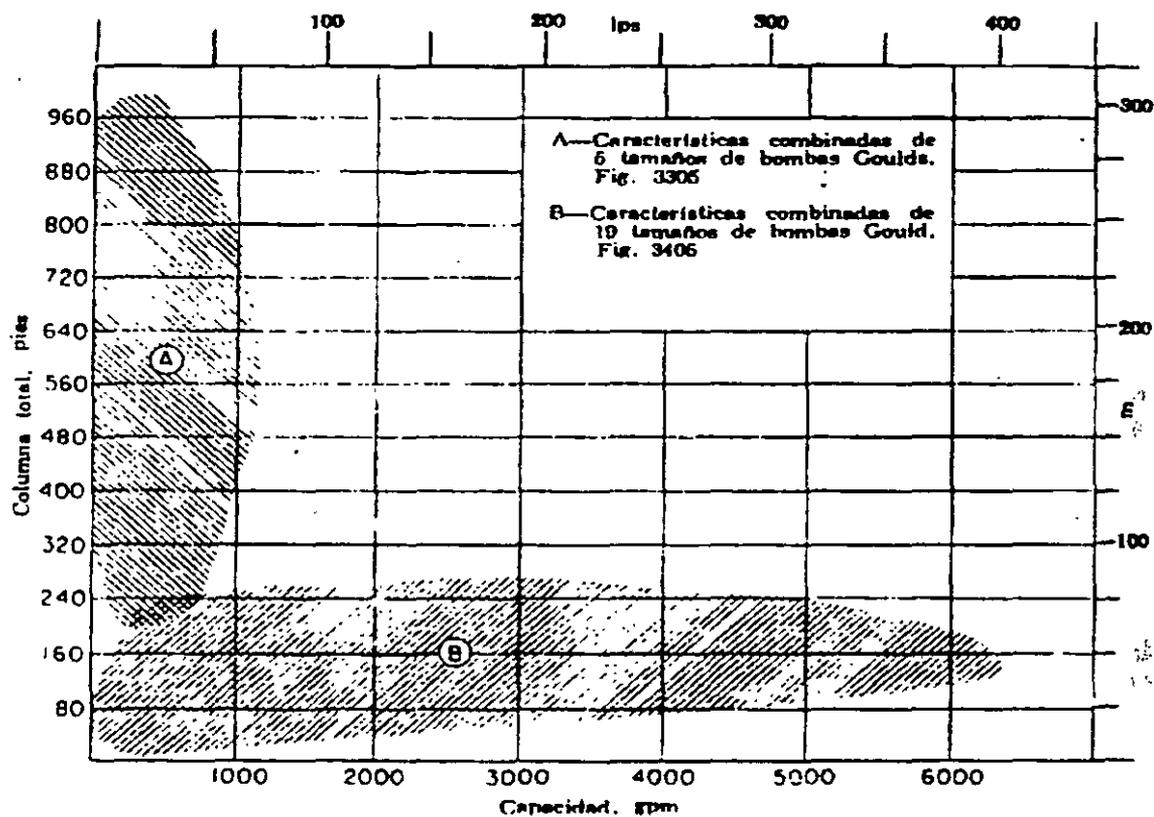


Fig. 9-6 Características de operación combinadas de dos bombas centrífugas (Cortesía de Goulds Pumps, Inc.)

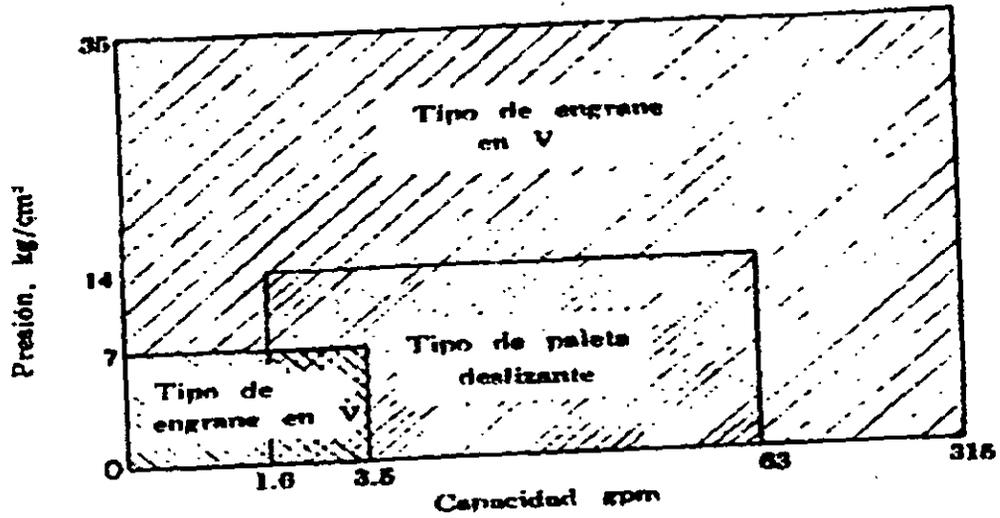


Fig. 9-7. regiones de capacidad para algunas bombas rotatorias. (Cortesía de Goulds Pumps, Inc.)

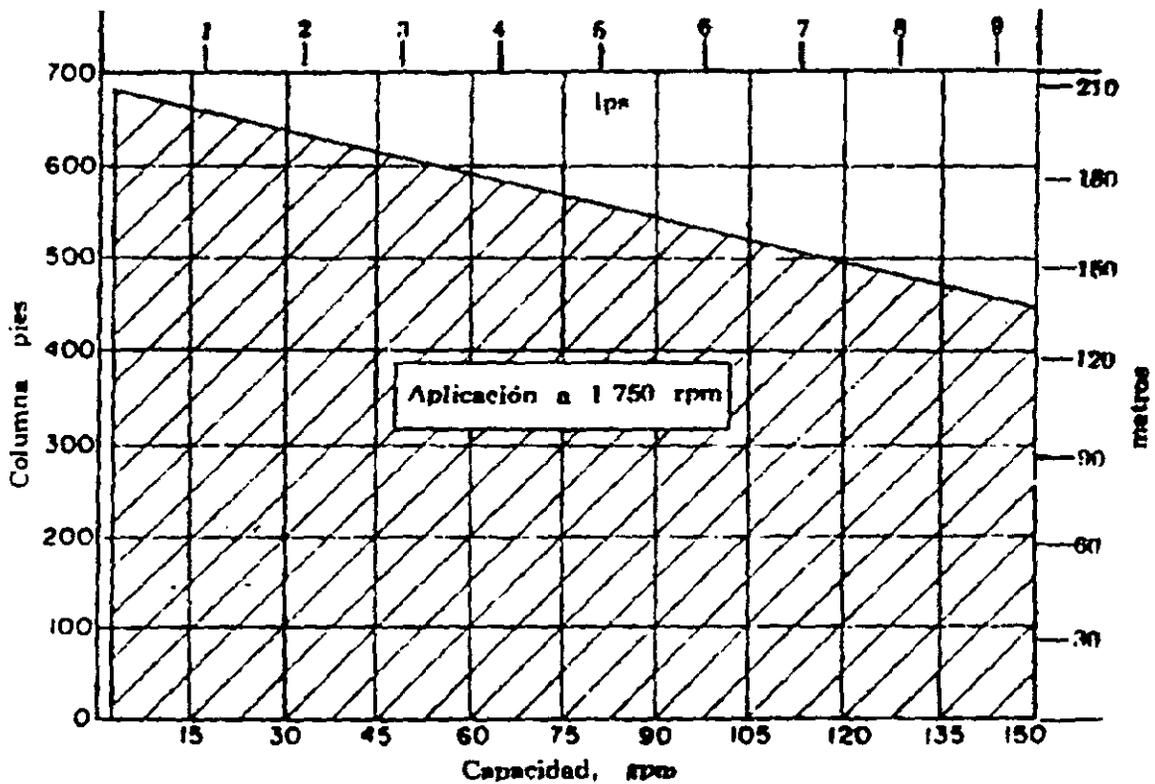


Fig. 9-8. regiones de columnas y capacidad para bombas de turbinas regenerativas de 1 750 rpm. (Cortesía de Aurora Pumps Division. The New York Air Brake, Co.)

nual o automático. Puede llevarse vapor del ojo del impulsor del primer piso al espacio del vapor del receptáculo de succión excepto cuando la bombilla de succión de la bomba está en posición vertical. Recircúlese una parte del líquido manejado de la descarga de la succión para evitar sobrecalentamiento de la bomba durante períodos de operación en baja capacidad. Citando el collarín de empaque tiene fugas permitidas para la lubricación de la flecha, compruébese que la cantidad de líquido que se pierde no sea excesivo. Cuando el líquido se inyecta en la caja de empaque, se usa generalmente una bomba con empaque externo especialmente para aceite. Hay que asegurarse que este líquido no contamina el material que maneja la bomba. Provéase un regalador de presión al sistema del sellado de la caja de empaque para aliviar unos cuantos kg/cm^2 arriba de la presión de la carcasa. Los sellos mecánicos dobles, que se usan para líquidos problemáticos, requieren también un sistema de sellado del tipo de circulación provisto de una pequeña bomba. Consultese al fabricante de los empaques para conexiones, disposición de enfriamiento y capacidad necesaria. Siempre que sea posible úsese un solo sello en lugar del tipo doble.

SISTEMAS DE TUBERÍAS.

Por conveniencia, pueden clasificarse las tuberías de bomba en tres categorías principales: succión, descarga y líneas auxiliares. Ya que en muchas instalaciones la columna que ha de desarrollarse es principalmente una función de la resistencia de la tubería, es necesario extremo cuidado para elegir las dimensiones y disposición de los tubos. Las pérdidas de fricción se han estudiado ya en anteriores capítulos. Aquí, la discusión se limita a tamaño y disposición de las tuberías. El éxito o falla de un sistema de bombeo es frecuentemente una función directa de la propiedad con que se haya elegido la tubería.

TUBERÍA DE SUCCIÓN

Desde el punto de vista de importancia, la tubería de succión probablemente merece más atención que la de descarga debido a que pueden presentarse dificultades menos serias derivadas de las líneas de descarga de dimensiones no adecuadas, que las que puede producir la tubería de succión. Una cspn insuficiente, inestabilidad hidráulica, conformación de vórtices fuertes que conducen a vibración, ruidos, cavitación y desgaste excesivo de las chumaceras son sólo unas cuantas de las dificultades que causa una tubería de succión mal diseñada. Otras más pueden ser: capacidad reducida, golpe de ariete, sobrecalentamiento de la bomba y redacción en la vida de las partes.

Entrada del Tubo de Succión. La Fig. 7-1 muestra tres formas comunes de admisiones usadas para bombas industriales. Un simple tubo (Fig. 7-1a.) es adecuado solamente para instalaciones temporales porque las pérdidas de entrada son probablemente excesivas. Se prefiere (Fig. 7-1b y 7-2) una coladera con válvula de pie (pichancha integral) debido a que hay menos peligro de que entren materias extrañas al-

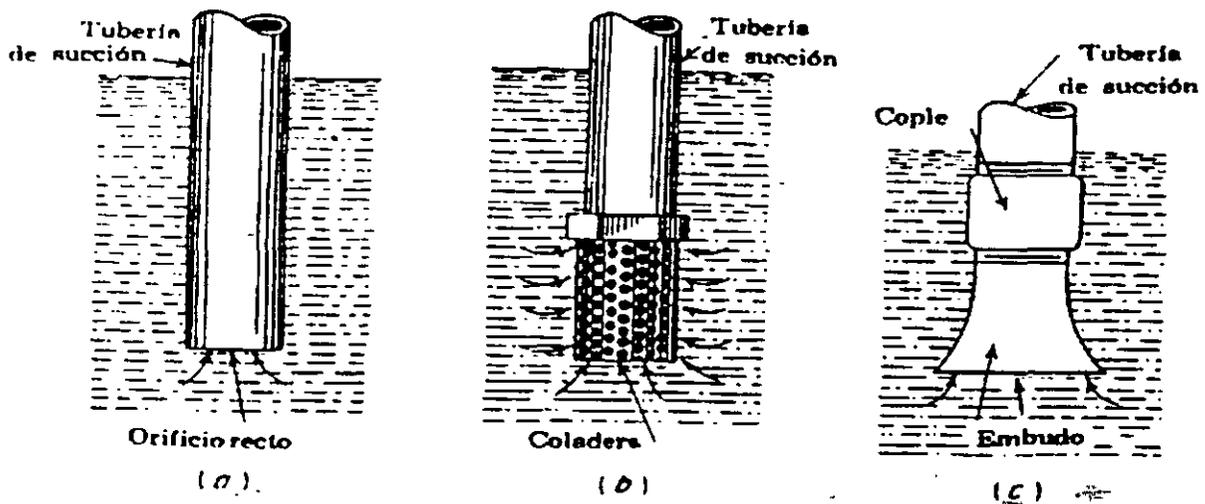


Fig. 7-1. Entradas a tuberías de succión (a) Provisional. (b) Coladera con válvula de pie integral. (c) Entrada en forma de embudo o campana.

Tubo de succión. Por otra parte, el agua retenida en el tubo de succión por la válvula de pie eliminara la necesidad de cebar la bomba después de que ha dejada de operar. Las campanas de succión (Fig. 7-1c) pueden construirse con o sin válvulas de pie u son útiles cuando deben mantenerse las perdidas de succión a un mínimo. Es una buena practica el usar-

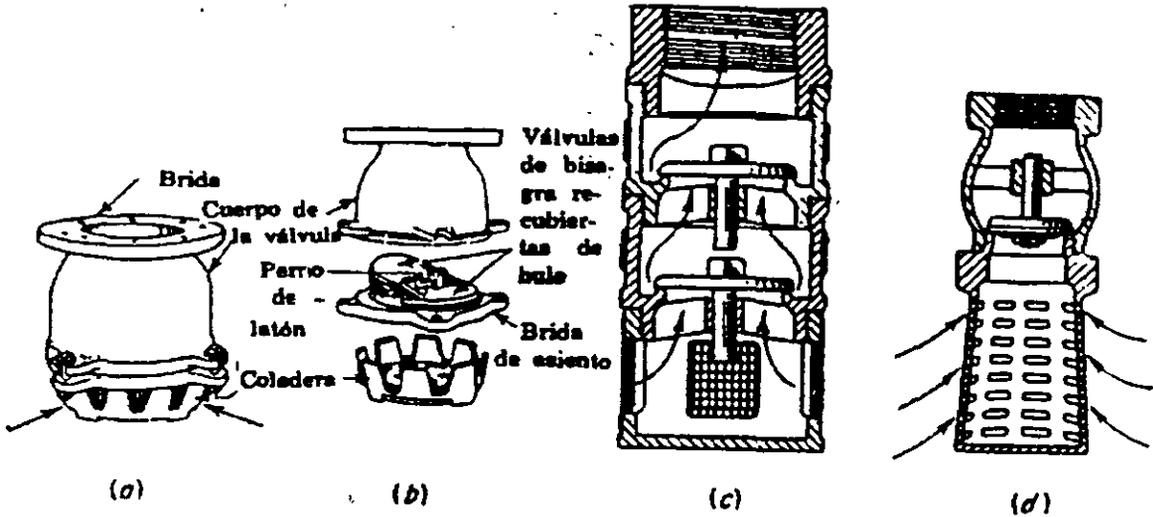
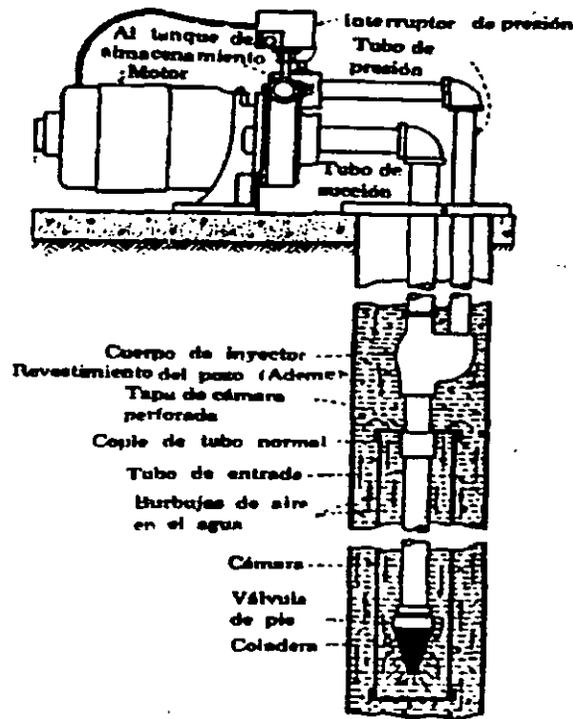
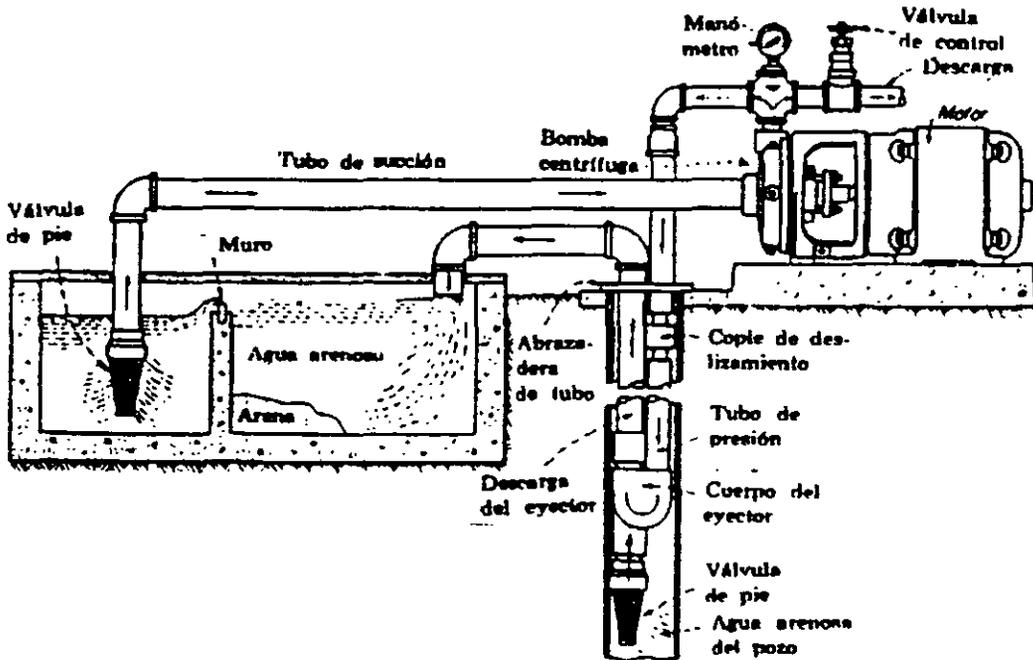


Fig. 7-2. (a) Combinación de válvula de pie y coladera. (b) Válvula desarmada. (c) coladera con dos válvulas de pie. (d) coladera con una sola válvula.



(a)



(b)

Fig. 7-3 (a) Se puede evitar la entrada de burbujas de aire encerrando la válvula de pie.
 (b) La cámara de asentamiento elimina la arena del agua.

una entrada de campana con una válvula de pie y una coladera siempre que sea posible para instalaciones permanentes en la mayor parte de las bombas centrífugas y reciprocantes.



Fig. 7-4. Modelo de entrada provisto de banderitas indicadores del flujo, (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

Frecuentemente se encuentran diversas dificultades cuando se usa un tubo de admisión vertical para una bomba. Con un nivel bajo en el líquido en la cámara de admisión, o con insuficiente inmersión del tubo de admisión, puede producirse un vórtice, produciéndose entrada de aire en el líquido. El

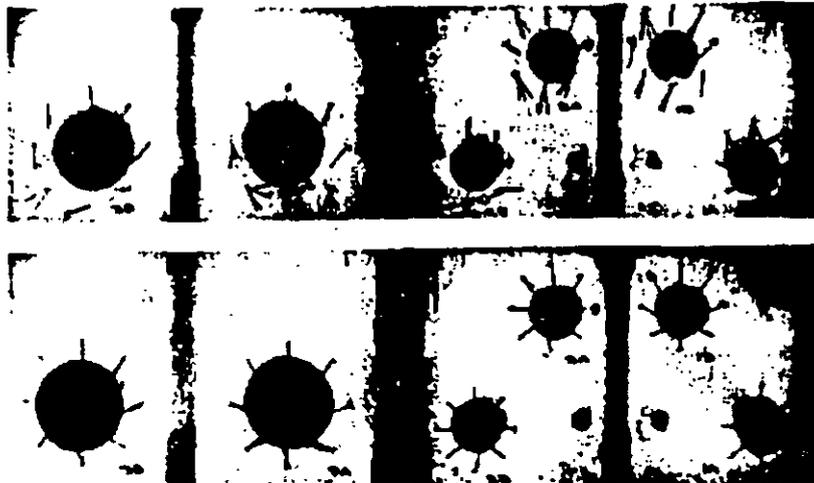


Fig. 7-5. Modelos de prueba antes y después de reducir el claro entre campanas (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

mejor remedio es el usar una admisión acampanada y de las dimensiones necesarias para mantener la velocidad del líquido en menos de 0.9 m por seg. Cuando la línea de

alimentación del líquido entra a la cámara de admisión cerca del tubo, puede evitarse la formación de burbujas de aire sumergiendo el extremo de salida del tubo de alimentación. Para evitar remolinos en la entrada cuando el tubo de alimentación entra en un lado de la cámara cilíndrica, puede usarse una mampara en la salida del tubo de alimentación. La Fig. 7-3 muestra diagramas útiles en el diseño de tuberías de admisión para bombas de chorro.

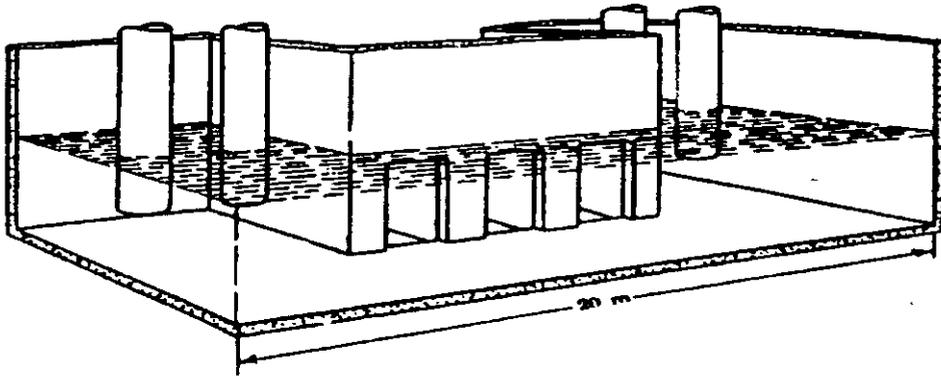
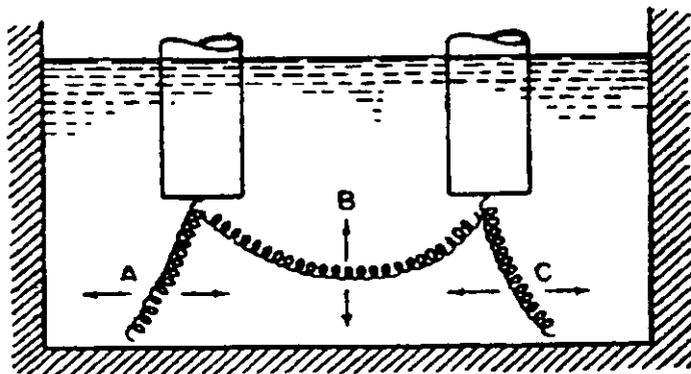


Fig. 7-6. Entrada propuesta para cuatro bombas verticales. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

Diseño de la Admisión. Se han obtenido muchos datos útiles, especialmente para bombas verticales, de las pruebas con modelos de varios diseños de admisión. Los canales que guían el agua a las bombas verticales afectan considerablemente el comportamiento de la unidad y su efectividad. Aun cuando las admisiones para instalaciones de una sola bomba son relativamente simples, los de varias las bombas requieren bastante ingenio en su diseño, particularmente cuando la capacidad en las facilidades existentes se aumenta con la inserción de más bombas en un espacio limitado. La Fig. 7-4 muestra un modelo típico de admisión provisto de veletas indicadoras del flujo. En un modelo similar (Fig. 7-5) el efecto, de la reducción de la distancia entre campanas aparece en la foto inferior. Nótese, en la foto superior, cómo el flujo es, o bien a través del fondo de la campana de admisión o en forma



cambiarlos de posición bajo las campanas. El vórtice B se eliminó completamente. El muro frontal evita que los disturbios lleguen a las bombas, mientras que los túneles con sus techos inclinados tienen la suficiente longitud para enderezar el flujo que llega a las bombas.

La Fig. 7-9 muestra una vista en planta de una instalación de bombeo resistente en la cual existían vibraciones excesivas. Los chorros que se establecían en el flujo de entrada entre las bombas creaba varios vórtices en cada lado. La Fig. 7-10 muestra la corrección adoptada. Contiene un muro de represa de proporciones adecuadas entre las bombas y la entrada, 0.75 de un diámetro de campana del centro de las bombas. Las campanas de succión se bajaron hasta dar un claro de 0.4 veces el diámetro de campana. Finalmente, se insertó otro muro entre la presa y el muro exterior, separando las bombas en celdas simétricas.

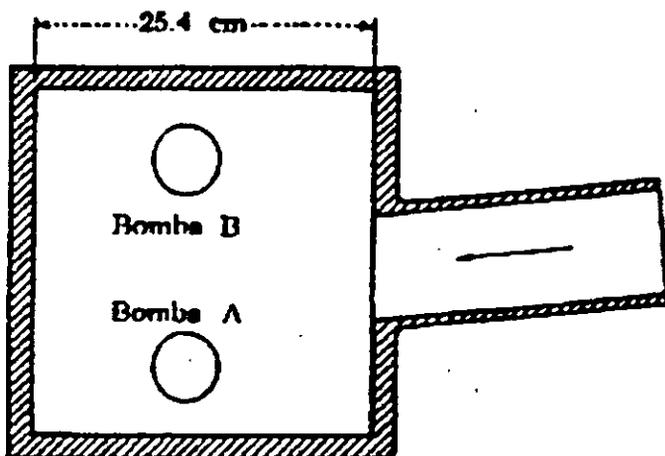


Fig. 7-9. Vista de planta de entrada de bomba que causa vibración excesiva. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

FIG. 7-7. Formación de vórtices en las entradas de la Fig. 7-6. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.)

de vórtice, según indican las posiciones de las veletas. El bajar las campanas produce un flujo uniforme radial en cada tubo de succión, según lo muestran las veletas en la fotografía inferior.

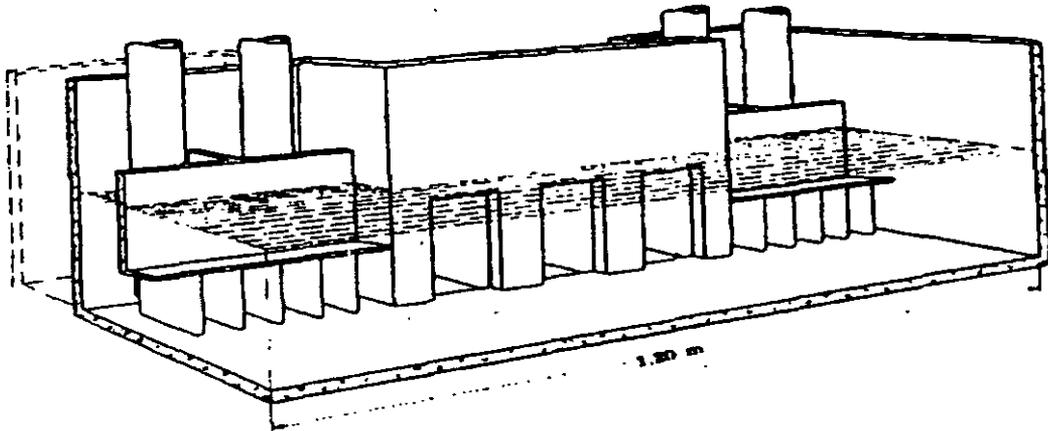


Fig. 7-8, La entrada de la Fig. 7-6 modificada después de las pruebas de modelos, (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

El flujo en el canal es el aspecto más importante en estudios de estabilidad hidráulica. Las esquinas pronunciadas, vueltas abruptas y disposiciones no simétricas ocasionan disturbios en el flujo del canal. Con bombas verticales, las pérdidas hidráulicas rara vez necesitan considerarse debido a que las velocidades de admisión son bajas. El principal problema a resolver es el de evitar la formación de remolinos y vórtices que alteren el flujo. Esto puede hacerse cambiando el diseño del canal para eliminar los disturbios o bien aislándolos en áreas donde no hagan daño.

Diseños Típicos. La Fig. 7-6 muestra una instalación propuesta para un edificio nuevo. Habrían de usarse cuatro bombas centrífugas verticales grandes, colocando dos en cada rincón de la entrada. Las pruebas de modelos mostraron inmediatamente que la gran cantidad de agua proveniente de las compuertas chocaba contra el muro frontal, creando una fuerte distorsión del flujo. La vuelta tan abrupta de 90 grados enfrente de las bombas agravaba esta condición. Las velocidades medias cerca de las bombas parecían bajas, pero la falta de guías permitía disturbios en las bombas y formaba vórtice. La Fig. 7-7 muestra los vórtices que se observaron con varias combinaciones de bombas y compuertas. Debido a los grandes claros entre campanas y la gran área detrás de ellas, los cuerpos giratorios de agua abajo de las bombas con vórtices A y C (Fig. 7-7) se movían siempre que la influencia de las compuertas que producían el disturbio, llegaba a ellos. La superficie del agua no indicaba las condiciones que se encontraban en el fondo.

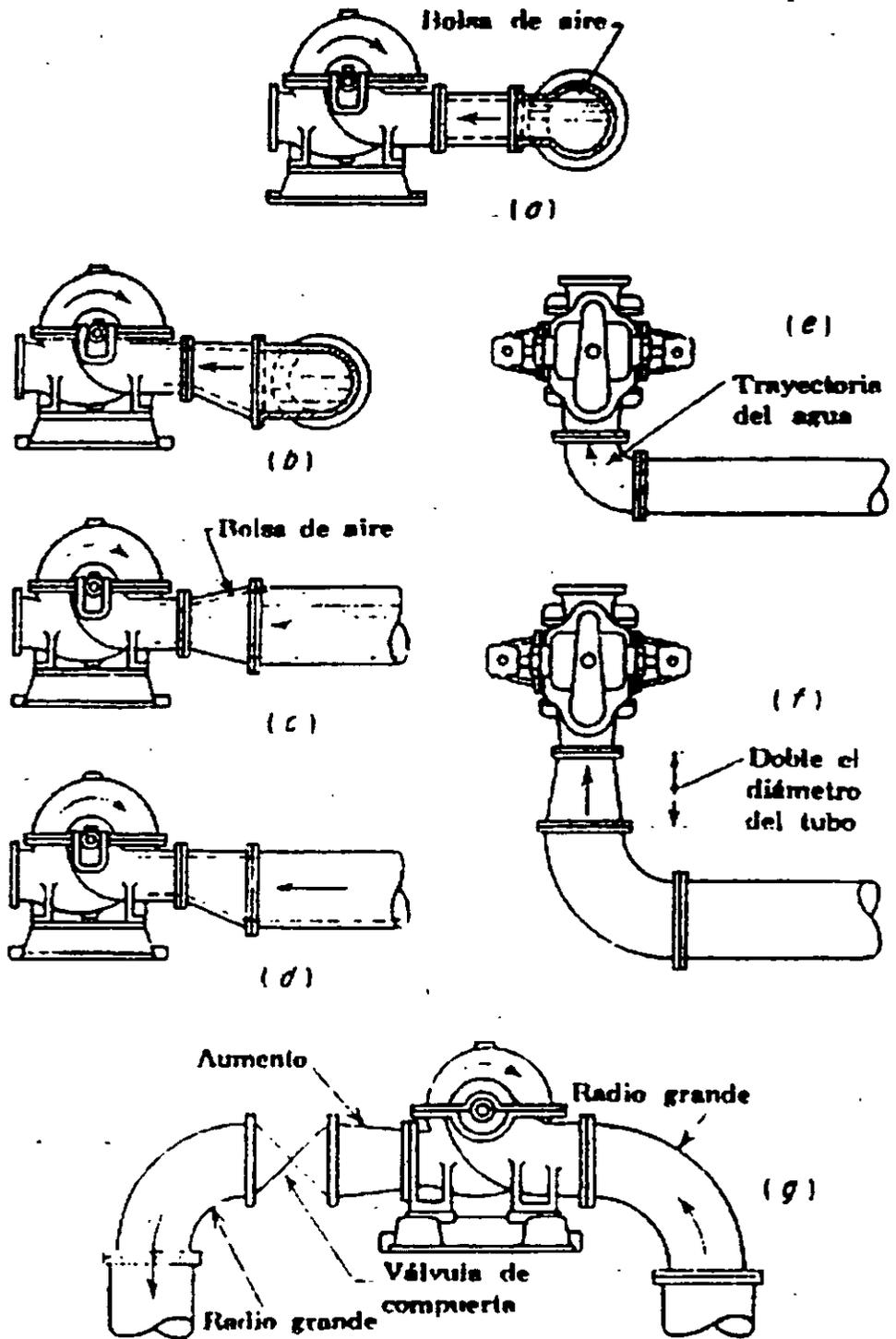
A mayores capacidades, los vórtices se hacían más pronunciados, mostrando que la trayectoria de flujo era inconveniente y necesitaba corrección. La Fig. 7-8 muestra cómo se cambió la disposición de entrada. La magnitud de los vórtices A y C se redujo sin

El claro entre las campanas y el piso para la entrada, es quizás la variable de diseño mas importante. Un claro de $G/4$ suministra la misma área de flujo que la sección transversal de la campana y es la profundidad mínima a la cual puede bajarse la campana y retener aun un flujo acelerante. La mejor región para claro de campana, $G/2$ a $G/3$, deberá usarse siempre que sea posible. La eficiencia de la bomba es mayor que con una entrada infinita.

Cuando el flujo se aproxima a la entrada en una dirección, es conveniente un muro atrás de la bomba. Esto ayuda a evitar la formación de vórtices en el agua muerta atrás de la bomba. Es una buena práctica localizar este muro posterior a $3G/4$ del centro de la bomba.

Para instalaciones de una sola bomba, el ancho del canal no es muy importante si excede o iguala a $2G$, y la bomba se encuentra en el centro del canal. Sin embargo, puesto que el espacio es generalmente costoso y un canal muy grande tiende a inducir corrientes secundarias, rara vez es conveniente exceder un ancho de $2G$. Siempre que se hace esto, debe tenerse precaución.

La longitud del canal elegido debe producir una distribución uniforme del agua inmediatamente adelante de la bomba. Como referencia puede usarse un plano a $3G/4$ enfrente del centro de la bomba. El flujo a través de este plano debe ser normal a él y sin irregularidades. Un canal con longitud de unos 2.5 a 3 veces el ancho corriente arriba del plano, elimina generalmente los disturbios del flujo. Esto hace que la longitud del canal sea alrededor de $7g$.



7-12. Sugestiones para la tubería de entrada de bombas centrifugas horizontales.

del flujo cuando éste pasa de una bomba a la siguiente. El ancho del canal debe ser tal que $W/G = 1 + 1 (4G + 8GN) / 3H$, donde W = ancho del canal; G = diámetro de la campana de succión; H = profundidad del agua, y N = número de bombas en la dirección de la corriente. Las dimensiones de esta ecuación deben estar en unidades consistentes entre sí.

El espaciamiento entre las bombas debe ser lo bastante amplio para estabilizar y redistribuir el flujo conforme pasa cada una de las bombas. Probablemente es adecuada una distancia de 2.5 a 3 veces el ancho del canal entre planos de referencia.

Dimensiones de la Tubería. Como regla general, el tubo de succión para cualquier clase de bomba nunca deberá ser de un diámetro menor que la conexión de entrada de la bomba. Si es posible, el tubo de succión debe ser dos o más tamaños mayores que la conexión de entrada de la bomba, esto asegura menos pérdidas de fricción en la columna de la línea de succión.

La Fig. 7-12 muestra algunos factores importantes que deben recordarse cuando se proyectan las líneas de succión de bombas centrífugas horizontales. No hay que hacer arreglos como los que se muestran en la Fig. 7-12a o c debido a que hay la posibilidad de que se formen bolsas de aire. Úsese de preferencia un reductor excéntrico (Fig. 7-12b). Inclínese el tubo de succión hacia arriba, hacia la bomba. Las bolsas de aire pueden formarse en los puntos más altos, haciendo que la bomba pierda cebamiento, aun citando esté provista con una válvula de pie en la línea de succión. Evitense codos de radio reducido (Fig. 7-12e) en bombas de doble succión, debido a que entrará más líquido en un lado del impulsor que en el otro. Esto puede reducir la capacidad de la bomba y su eficiencia, y puede sobrecargar la chumacera de apoyo, produciendo una falla rápida. Úsese un reductor, como se muestra en la Fig. 7-12f para bombas de doble succión. La Fig. 7-12g muestra el arreglo preferido para bombas centrífugas horizontales. Para evitar la transmisión de vibración a la carcasa de la bomba, tanto la tubería de succión como la de descarga deben estar soportadas independientemente en un piloto cercano a las bridas de entrada y salida.

Para bombas de vapor de acción directa, se emplean generalmente algunas reglas empíricas para determinar el tamaño de la tubería de succión y de descarga. Estas son:

$$d_s = \sqrt[3]{10g}$$

$$d_d = \sqrt[3]{8g}$$

$$d_s \text{ o } d_d = 28.7 \sqrt[3]{g/v}$$

donde d = al diámetro interno de la tubería de succión, cm; d_d = al diámetro interno del tubo de descarga, cm; g = con capacidad de la bomba, litros por segundo; y v = con velocidad media del líquido, m/min. Las ecuaciones (7-1) y (7-2) se usan en una velocidad del líquido en la línea de succión que no exceda a 73 m/min, y una velocidad en la línea de descarga de 91 m/min.

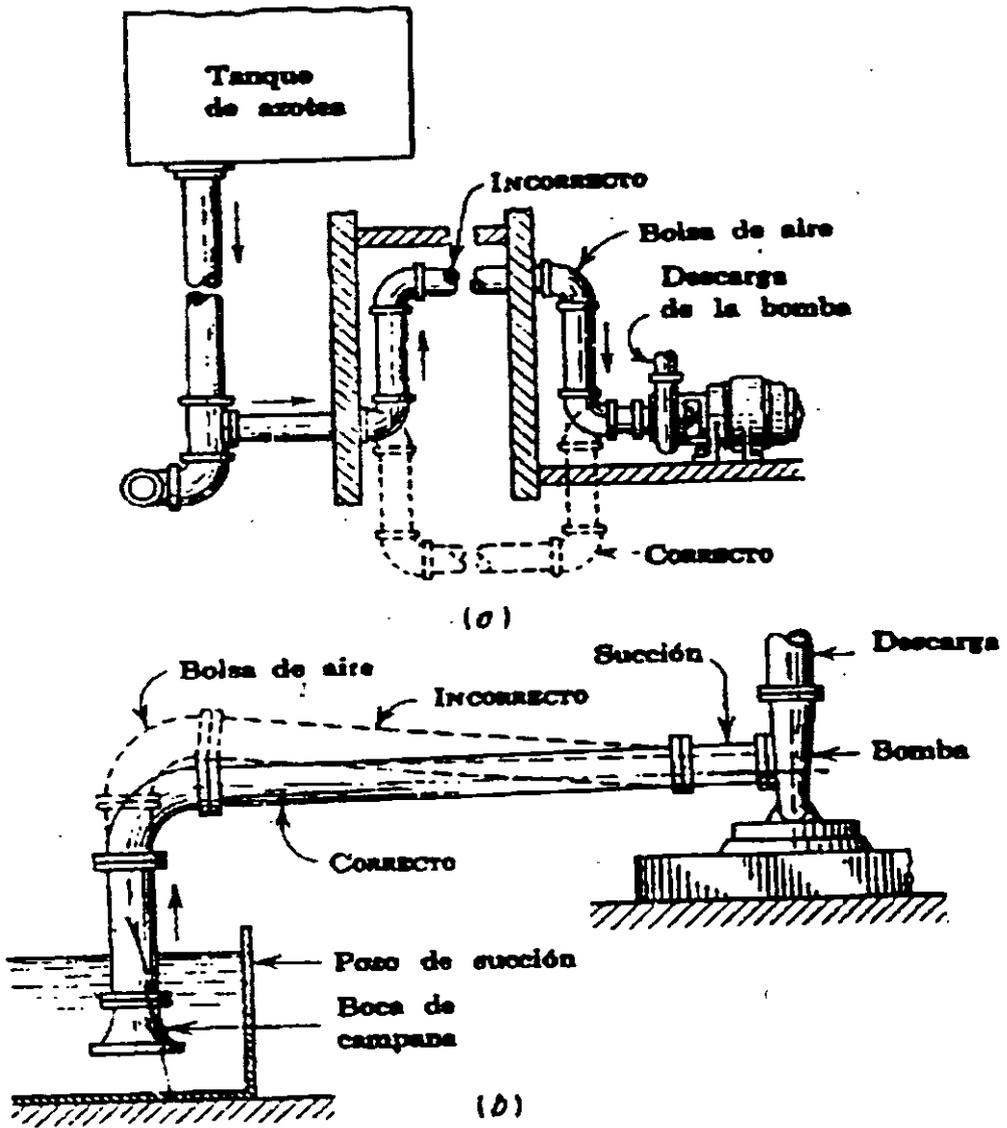


FIG. 7-13. (a) El columpio invertido en la línea de succión causaba la formación de una bolsa de aire. (b) La línea de succión debe estar inclinada hacia abajo al alejarse de la bomba.

Alternativas de Diseño. El agua puede aproximarse a la admisión de la bomba en forma axial, ya hacia arriba, ya horizontalmente o bien de arriba a abajo, distribuyéndola en forma uniforme alrededor del área entre la campana y el piso. Este último método requiere menor profundidad de excavación y es en general menos costoso. Más abajo se dan varios factores de diseño para este tipo. El diámetro de la campana de succión G (Fig. 7-11) se usa como referencia de diseño y es generalmente alrededor de dos veces el diámetro del ojo del impulsor. Una relación diferente modificaría los valores de diseño que se señalan más abajo.

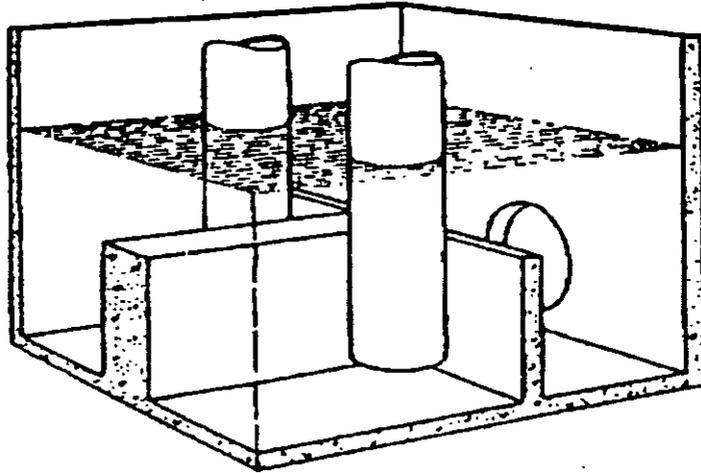


Fig. 7-10. La entrada de la fig. 7-9 después de corregirse según las pruebas de modelos. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

La importancia del tamaño de la tubería de succión se encuentra señalada en la Fig. 7-13a, que muestra una bomba alimentada por un tanque elevado y provista de una vuelta hacia arriba en la succión. Aun con el tanque de presión, la bomba no podría desarrollar su flujo normal debido a que se forma una bolsa de aire en la vuelta. El cambio de la vuelta hacia abajo, según se muestra, corrige perfectamente la falla. La Fig. 7-13b muestra el modo correcto de colocar una línea de succión larga con relación al eje de la bomba.

Velocidad del Líquido. La Fig. 7-14 contiene datos sobre las velocidades recomendables para líquidos en las líneas-

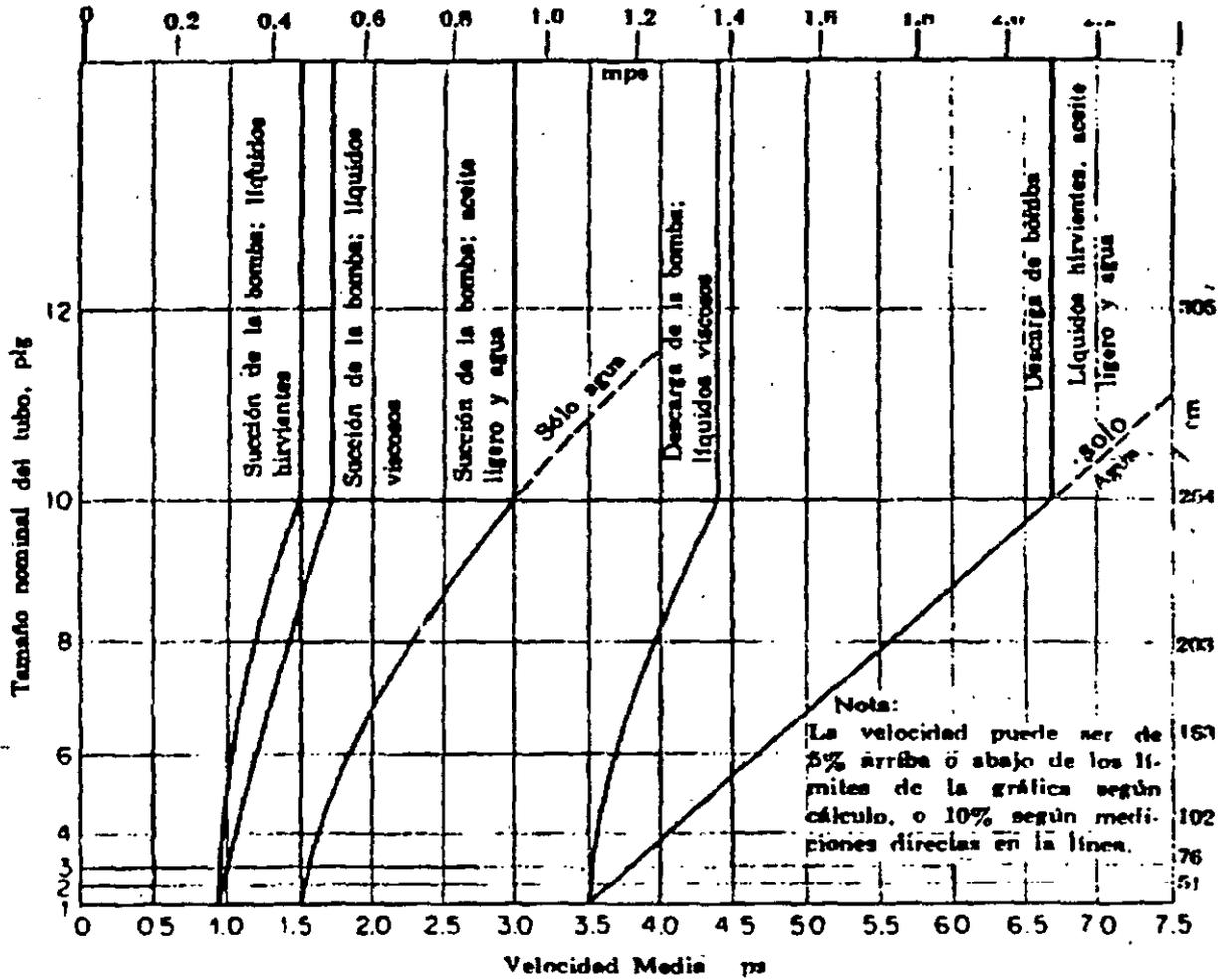


Fig. 7-14. Velocidades recomendadas de líquidos para las líneas de toma y descarga de una bomba. (Cortesía de Power).

que se casan en varios tipos de plantas de procesos industriales. Está basada sobre una extensa experiencia, puede usarse sobre todas clases de bombas en cualquier planta normal. Nótese que, una vez que el líquido se encuentra bajo presión en el lado de descarga de la bomba, pueden usarse velocidades más altas sin peligro de dificultades. 1.a Fig. 7-15a muestra el tamaño recomendado para la tubería de succión en noticias rotatorias que manejan líquidos viscoso. Los tamaños dados se basan en instalaciones donde no existe elevación estática de succión y la línea es de configuración relativamente simple.

MOTORES PARA BOMBAS

Probablemente se han usado en las bombas toda clase de motores y fuentes de potencia, con algún tipo de transmisión de potencia, cuando es necesario. Actualmente las bombas están movidas por motores eléctricos-ya sean centrífugas, rotatorias o reciprocantes. Pero también se usan turbinas de vapor, de gas e hidráulicas y motores de gasolina, diesel y gas. Hay otras fuentes de potencia con popularidad relativamente limitada como motores de aire, turbinas de expansión de aire, paletas de viento, etc.; pero su utilización está confiada generalmente a ciertas aplicaciones especializadas. Los medios para la transmisión de potencia del motor a la bomba incluyen coples flexibles, engranes, bandas planas o V, cadenas, así como acoplamientos hidráulicos y magnéticos o engranes.

MOTORES ELÉCTRICOS

Para aplicaciones estacionarias, el medio más común para mover bombas son los motores de corriente alterna (*ca*) cuando existe alguna razón para no usar motores de *ca*, usan de corriente continua (*cd*). El motor de *cd* es muy popular en servicio marino en toda clase de embarcaciones.

Características de Carga. Hay dos características importantes de la bomba por lo que respecta a la elección de motor: el par de arranque requerido en operación normal y los requisitos de velocidad. La mayor parte de las bombas centrífugas y rotatorias se mueven a velocidad constante, excepto bombas de gran tamaño en las que se puede variar la velocidad. Muchas bombas reciprocantes operan a velocidad constante, pero en algunas aplicaciones la variación de velocidad permite un ajuste fácil de la capacidad de la bomba.

Los motores eléctricos para mover bombas en Estados Unidos, * son generalmente unidades de jaula de ardilla y de arranque a voltaje pleno, aunque también se usan algunos motores de *cd*. También se usan motores de rotor devanado y síncronos. Los desarrollos más recientes en motores sellados "enlatados" y de entrefierro axial así como bombas electromagnéticas, están ejerciendo notable influencia en el diseño tanto de bombas grandes como pequeñas. En algunos motores enlatados, el flujo de agua los atraviesa completamente simplificando las conexiones de la tubería de la bomba. Los motores de entrefierro axial se reducen prácticamente al espesor de una tortilla, permitiendo una fácil instalación y mantenimiento. Ambos tipos son a prueba de escapes, un factor muy importante en aplicaciones de procesos.

Motores de Corriente Alterna. Los motores de inducción de rotor devanado ofrecen cuatro ventajas: (1) control de velocidad con variaciones de velocidad hasta del 50 por ciento de la plena, a 40 por ciento del caballaje normal, (2) alto par de arranque con bajos kva en cargas pesadas; (3) alta disipación de calor en el reóstato de un arranque, que permite grandes pérdidas por deslizamiento durante el arranque sin que el motor peligre; (4) cargas de tipo amortiguada por la operación de alto deslizamiento, lo que da

un efecto de volante muy deseable en las cargas pico. Los motores de rotor devanado se usan frecuentemente cuando se requiere la operación periódica para velocidad reducida.

Los motores síncronos modernos son unidades de doble propósito: son un medio eficiente para mover las bombas y al mismo tiempo suministran un modo práctico para mejorar el factor de potencia de una planta. Un motor síncrono se puede aplicar a cualquier carga que pueda moverse satisfactoriamente por un motor de jaula de ardilla diseño B de NEMA. Otras cargas para las cuales están particularmente bien adaptado el motor síncrono son las que requieren un kva bajo de arranque, para controlarle a velocidad variable en donde se permite un acoplamiento de deslizamiento. A 3600 rpm, pueden usarse motores síncronos para cargas de 2000 a 5000 hp. Arriba de este caballaje son los motores de elección. A 1800 rpm es dudoso el que los motores síncronos tengan ventajas arriba de 1000 hp. En tamaños más pequeños se pueden usar para mejorar el factor de potencia de la planta.

En la región de 500 a 1200 rpm, cualquier motor diseñado para servicio continuo y de 700 hp y arriba, pueden perfectamente bien ser síncronos. De 200 a 700 hp en esta velocidad, la elección depende del valor de la mejora del factor potencia, costo de energía y el número de horas de operación. Debido a su baja eficiencia y a su factor de potencia, los motores de inducción no representan la mejor elección para operaciones abajo de 500 rpm. Los motores síncronos se construyen para operar a factor de potencia unitario o adelantado y con buenas eficiencias, a velocidades tan bajas como 72 rpm. Para conexión directa en tamaños de 200 hp para arriba y velocidad de 500 rpm o menores, el motor síncrono será más adecuado para bombas recíprocas grandes. La Fig. 8-1 muestra las regiones de velocidad y potencia típicas par empleo de motores de inducción y síncronos.

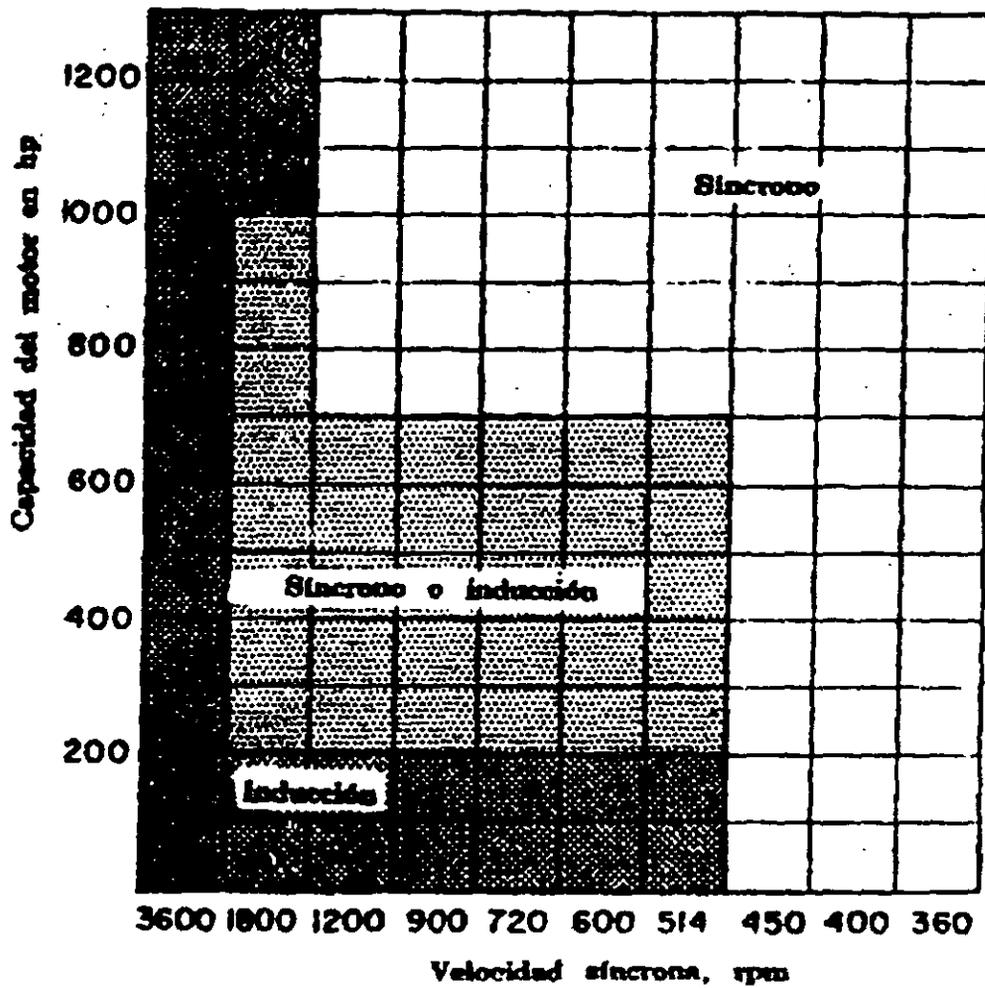


Fig. Regiones de aplicación para varios motores de c-a.

Los motores síncronos verticales de flecha hueca se usan para algunas bombas de pozo profundo. Las características eléctricas de estas unidades son las mismas que para movi-

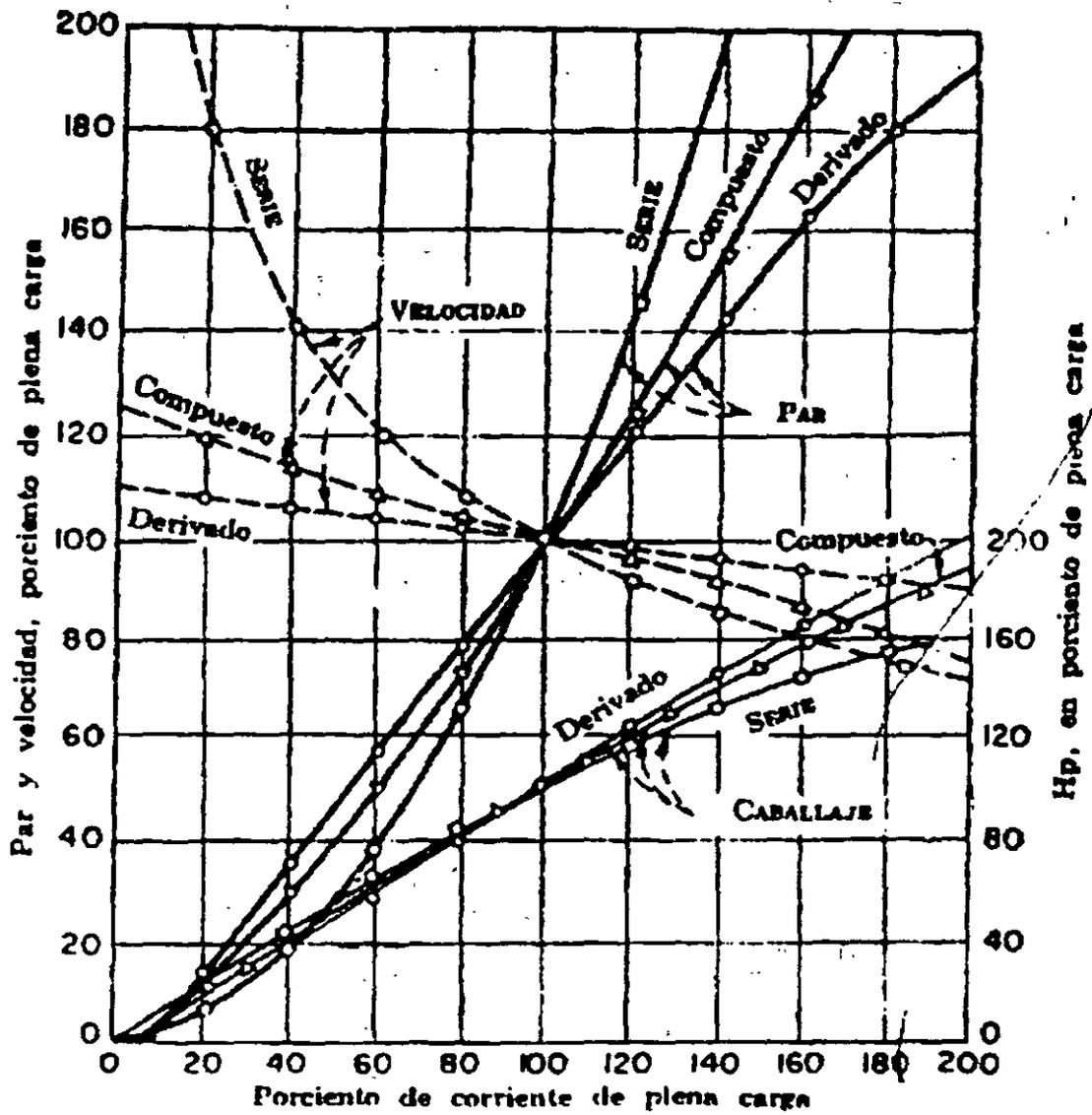


Fig. 8-2 Características de velocidad, par y potencia de motores de c-d.

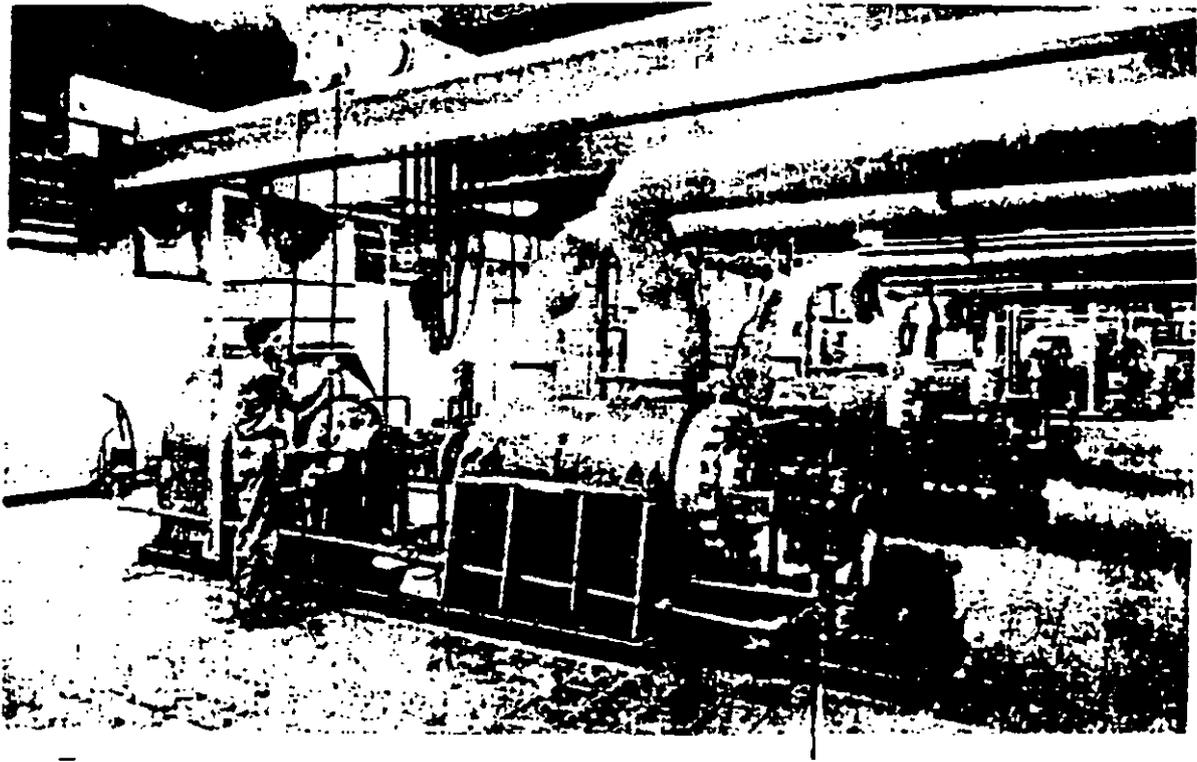


Fig. 8-3 Motor con ventilación forzada que mueve a una bomba de alimentación de caldera.

miento horizontal pero las características mecánicas son algo diferentes. Los requisitos de protección contra sobrevelocidad o rotación en sentido contrario para el motor pueden ser mayores que lo normal. Por ejemplo, cuando el motor se detiene, el líquido en la tubería de descarga puede regresarse del tubo, produciendo una inversión de la rotación del motor. Para evitar esto, generalmente se usa un acoplamiento de trinquete u otro medio. Esto evita la inversión del motor o limita la velocidad de inversión a un valor seguro. Se usa éste también con otros tipos de motores.

Para aplicaciones de bajo caballaje con bombas pequeñas, el motor monofásico de inducción del tipo capacitador resulta muy apropiado para muchas aplicaciones. Todas las unidades monofásicas, salvo el tipo universal, deben contener algún aditamento auxiliar para desarrollar un buen par de arranques. Los tipos básicos de motores monofásicos incluyen el de polos desplazados, universales, fases divididas, capacitor, arranque de repulsión y sincronicos. Con excepción del universal, del sincrónico y algunas formas de los diseños de repulsión, todos operan como motores de inducción.

Motores de Corriente Continua. El motor de *cd* se usa cuando un motor de *ca* no es satisfactorio. Los motores de *cd* son productos de alto precio, especialmente en los tamaños mayores. Pero presentan la ventaja de fácil ajuste en su velocidad y control efectivo y simple de par, así como la de su aceleración y su desaceleración. Aún con las

limitaciones del conmutador, pueden y de hecho lo hacen manejar ciclos de trabajo particularmente difíciles. Como regla empírica se puede considerar el tamaño económico máximo de un motor de *cd* aquél en que el producto del caballaje por velocidad sea menos de 1.5 millones. Desde el punto de vista de tensión, se usan 250 volts para unidades de 500 hp, 600 volts para 600 a 1000 hp, y 700 o 900 volts arriba de 1000 hp

La Fig. 8-2 muestra las características de velocidad, par y caballaje de los tres tipos de motores de *cd*: serie, paralelo y compuesto. Muchas bombas centrífugas operan a 1800 o 3600 rpm; ambas velocidades representan valores de equipo sincrónico de ca. Con motores de *cd*, pueden obtenerse cualquier valor intermedio, mayor o menor de velocidad, si se usan controles adecuados. Sin embargo, es mejor operar el motor a su velocidad normal. Esta puede variar de 50 rpm para motores de 1000 a 8000 hp a 3,500 rpm para motores de 1.5 a 40 hp.

Carcasas. El tipo de carcasa especificado para un motor que mueva una bomba es particularmente importante debido a que las bombas se colocan en una gran diversidad de lugares: intemperie, interior, en minas, cuartos de bombeos de barcos, etc. Las carcasas típicas que se usan con bombas incluyen las de a prueba de goteo, a prueba de salpicaduras,

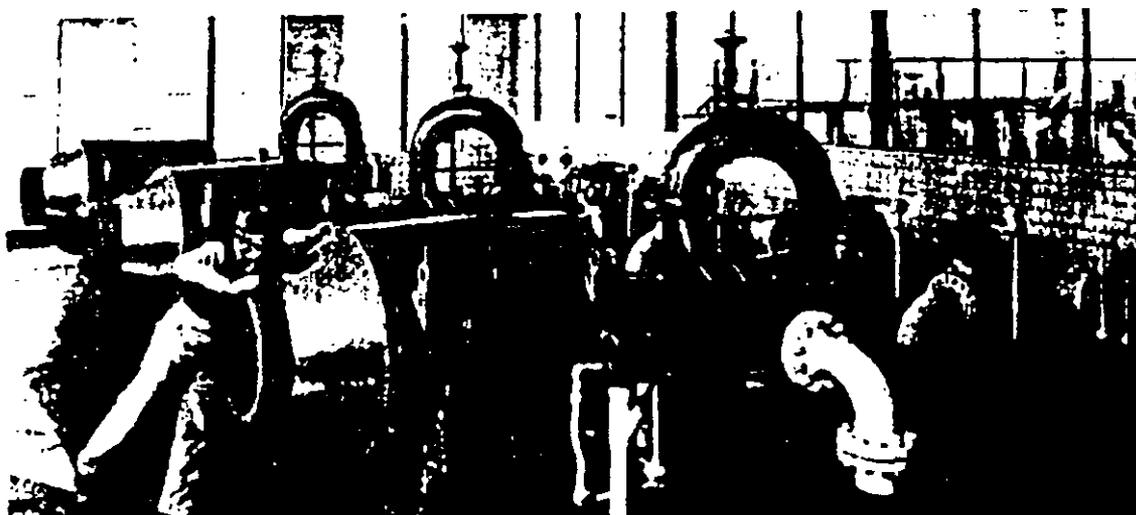


Fig. 8-4. Motores autoventilados en estación de bombeo de tubería. (cortesía de Standard Oil Co. (N.J.))

ventiladas por tubo, protegidas de intemperie, etc. Para una lista completa de carcasa que se pueden obtener en los motores hasta 200 hp, véase la publicación MG-1-1955 de NEMA. Los motores ventilados por tubería tienen un ventilador exterior como se muestra en la Fig. 8-3, mientras que en la Fig. 8-4 se muestran unidades autoventiladas en una estación de bombeo para una línea de tubería. En todos los motores ventilados es importante que el aire esté libre de gases o polvos peligrosos.

Auxiliares Integrales. Los fabricantes de motores actualmente incorporan las unidades de transmisión de potencia en las corazas de muchos motores. Típicos entre éstos son el motorreductor (Fig. 8-5) y el motor de transmisión hidráulica. La popularidad del motorreductor se apoya en el hecho de que el costo y el tamaño de los motores eléctricos aumentan considerablemente conforme disminuye la velocidad para

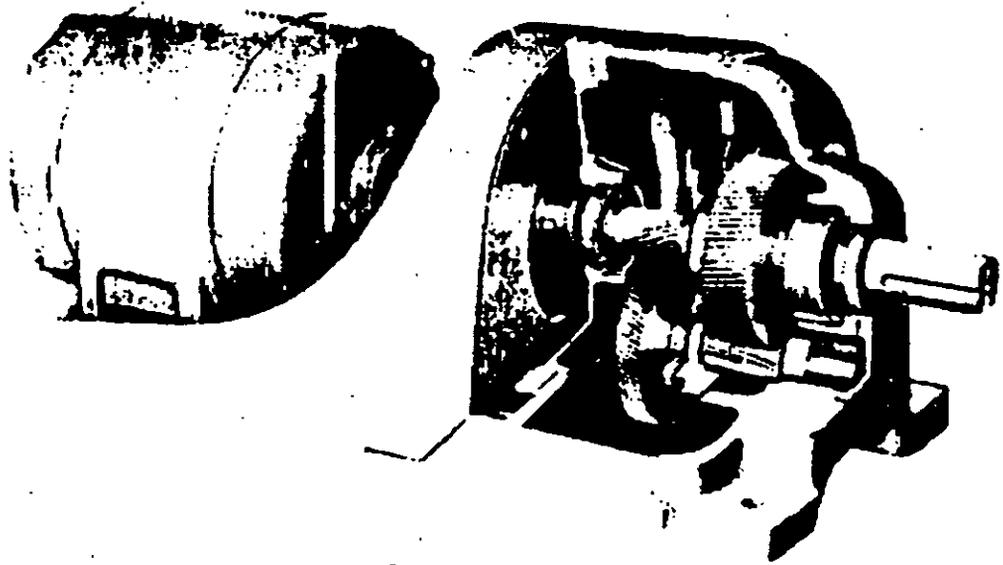
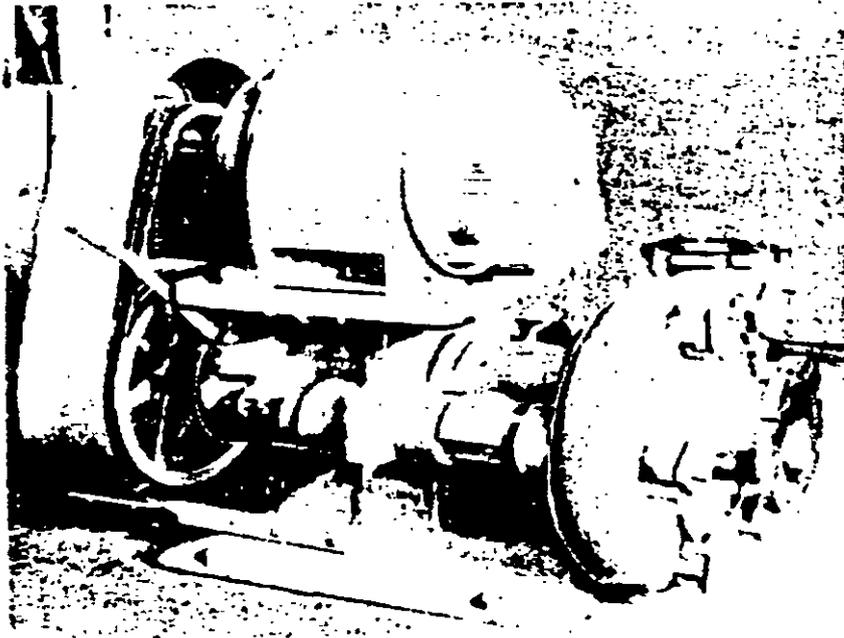


Fig. 8-5. Motorreductor doble. (Cortesía de la Link-Belt Co.)

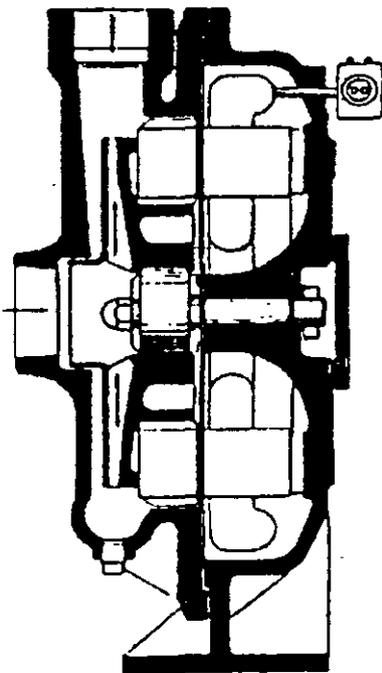
un caballaje dado. Generalmente es más económico el obtener velocidades de motor bajas con el uso de motores normales de 1750 rpm, reduciendo su velocidad de salida por algún medio. Entre 1/6 y 200 caballos, se diseñan muchos motorreductores para velocidades, de salidas de 5.7 a 780 rpm. Cuando la velocidad de la bomba es de 900, 1200 o 1800 rpm síncronos, puede usarse un motor con 8, 6 o 4 polos, respectivamente, sin reductor de velocidad. En la región de 700 a 900 rpm, sin embargo, muchos ingenieros prefieren el motor de 1800 rpm en combinación con bandas planas o V. A 700 rpm o menos, la práctica común es usar una transmisión por cadena, por banda, por reductor de engranes separados o bien la práctica que se está haciendo popular, de usar el motorreductor. Los motores de velocidad variable acoplados por engranes o bandas para muchas velocidades de salidas diferentes, son también populares.

Requisitos del Par. Para obtener los requisitos de par de arranque y de operación de una bomba en particular, hay que consultar al fabricante. El par de arranque varía generalmente en forma considerable de un tipo de bomba a otro. Con bombas centrífugas típicas el par de arranque es de 15 a 20 por ciento del par de operación normal. Las bombas rotatorias y reciprocantes tienen pares de arranque mayores hasta 150 por ciento cuando no están provistas de una desviación,

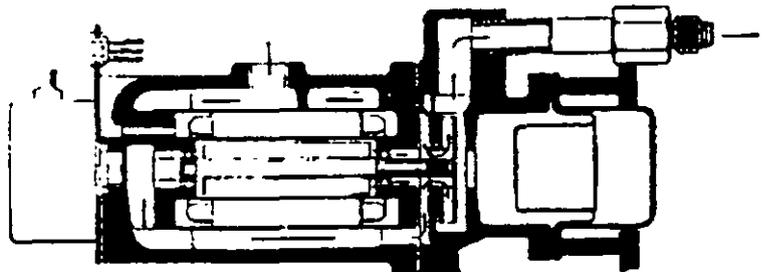
Conexión al Motor. El motor, turbina o máquina de combustión puede acoplarse directamente a la bomba por medio de un cople flexible (Fig. 1-14), cople del tipo espacial.



(a)



(b)



(c)

Fig. 8-6 (a) Bomba para manejo de cenizas movida por banda, por un motor en montaje elevado, de 50 hp. (Cortesía de American Brake Shoe Co.) (b) Bomba de motor con claro axial. (c) Bomba de aeronáutica de motor enlatado.

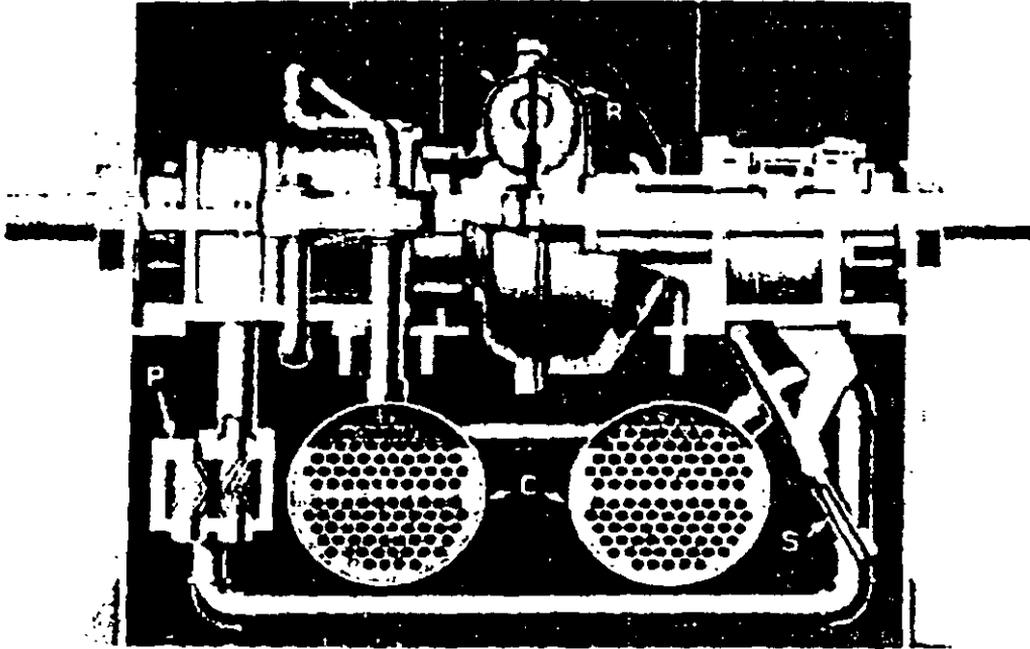


Fig. 8-7 Transmisión hidráulica para paliación de bomba (Cortesía de American Blower Corp.)

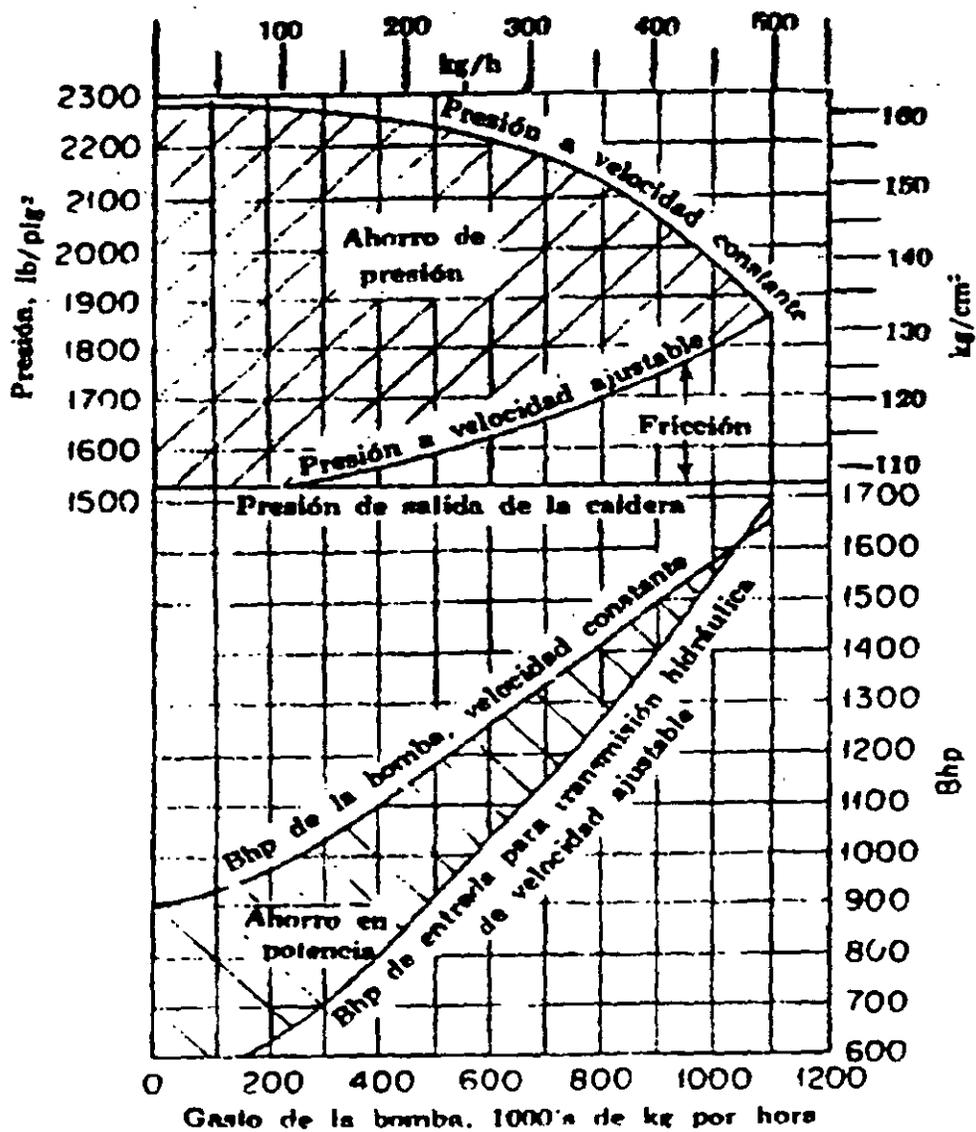


Fig. 8-8 Ahorro en presión y potencia con transmisión hidráulica para una bomba de alimentación de caldera. (Cortesía de American Blower Corp.).

3.-SUMINISTRO DE AGUA.

Fuentes de Agua Dentro de la Tierra. El agua que se bombea de pozos abajo de la superficie de la tierra suministra alrededor del 60 por ciento de la cantidad total que se usa diariamente en la Cd. de México. El resto viene de fuentes de superficie. En plantas industriales, alrededor del 13.5 por ciento del agua que se usa viene de pozos, 19.8 por ciento viene de suministros públicos de agua y el 66.7 por ciento viene de fuentes de superficie. El agua salada constituye alrededor del 21.3 por ciento de las tomas de aguas industriales. El 32.6 por ciento del total del agua industrial se recircula para usarse de nuevo. Puesto que las bombas de diseño algo especializados se usan para pozos de agua, los suministros de agua subterráneos se discutirán primero.

Pozos Profundos. Las bombas del tipo difusor de varios pasos (Fig. 17-1 y 1-22), se usan mucho para servicio de pozo profundo. Las unidades de este diseño general se llaman comúnmente *bombas turbinas verticales*. No deben confundirse con bombas de turbina regenerativas.

Las bombas turbinas verticales pueden ser lubricadas por aceite o por agua. Cuando se tienen chumaceras lubricadas con aceite se usa un tubo de cubierta de flecha. El líquido manejado por la bomba sirve como lubricante en las bombas lubricadas por agua (Fig. 17-1). En estas no se necesita cubreflecha, por lo que se conoce como *bomba de flecha descubierta*. Las bombas turbinas verticales pueden ser movidas por motores eléctricos, turbinas de vapor o máquinas de gasolina o diesel. Las bombas lubricadas por agua se usan cuando se requiere agua absolutamente libre de aceite o cuando algunos cuerpos reguladores deciden que hay una probabilidad remota que el aceite que se usa para lubricación pueda contaminar el agua bombeada. Hay, sin embargo, defensores oficiales de ambos tipos de construcción.

Las bombas turbinas verticales de pozo profundo se fabrican comúnmente para pozos perforados de 153 mm de diámetro y mayores. En muchas áreas el diámetro más económico para un pozo perforado es de 30 mm, pero los tamaños intermedios son populares en instalaciones industriales y municipalidades pequeñas. Se han construido bombas de hasta 760 mm de diámetro y las hay disponibles en el mercado. Además de agua, estas bombas pueden manejar aceite, líquidos volátiles, químicos, etc.

Las bombas de varios pasos para servicio de pozo profundo desarrollan columnas de más de 460 metros y manejan gastos hasta de 1900 lps. El número de pasos elegido depende de la columna que deba desarrollarse siendo la elevación de presión uniforme en cada paso. Las bombas de alta columna pueden tener 20 o mas pasos, pero la mayor parte de las unidades que se usan hoy en día tienen generalmente menos.

Los impulsores son generalmente cerrados o semiabiertos. Los difusores (Fig. 17-1), se extienden hacia arriba en los tazones de la bomba. Para las condiciones promedio del agua, los materiales que se usan para el impulsor incluyen bronce, fierro de fundición gris de grano fino, hierro de alto níquel y hierro esmaltado con porcelana. Los tazones

revestidos con porcelana también se fabrican pero no se usan extensamente debido que el impulsor está sujeto a mayor acción de corte que los tazones. Nótese que el ademe del pozo no es parte de la bomba.

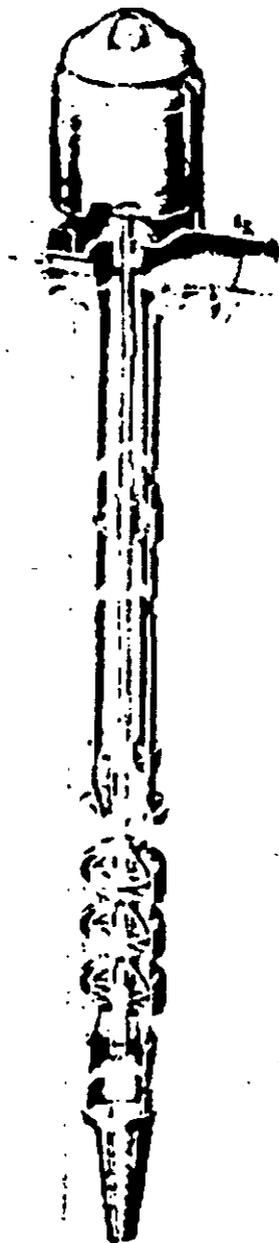


Fig. 17-1 Bomba turbina vertical para pozo profundo y poco lubricada por agua, de tres pasos, movida por motor eléctrico. (Cortesía de Johnston Pump Co.)

Bomba de Motor Sumergido. En este diseño (Fig. 17-2), una bomba centrífuga del tipo difusor, vertical, se monta directamente sobre un motor de pequeño diámetro que opera sumergido en el agua del pozo en todo tiempo. La tubería de descarga llamada también

tubo de columna o elevador, soporta el peso de la bomba y el motor. Los motores usados con bombas de este tipo, se diseñan para gran

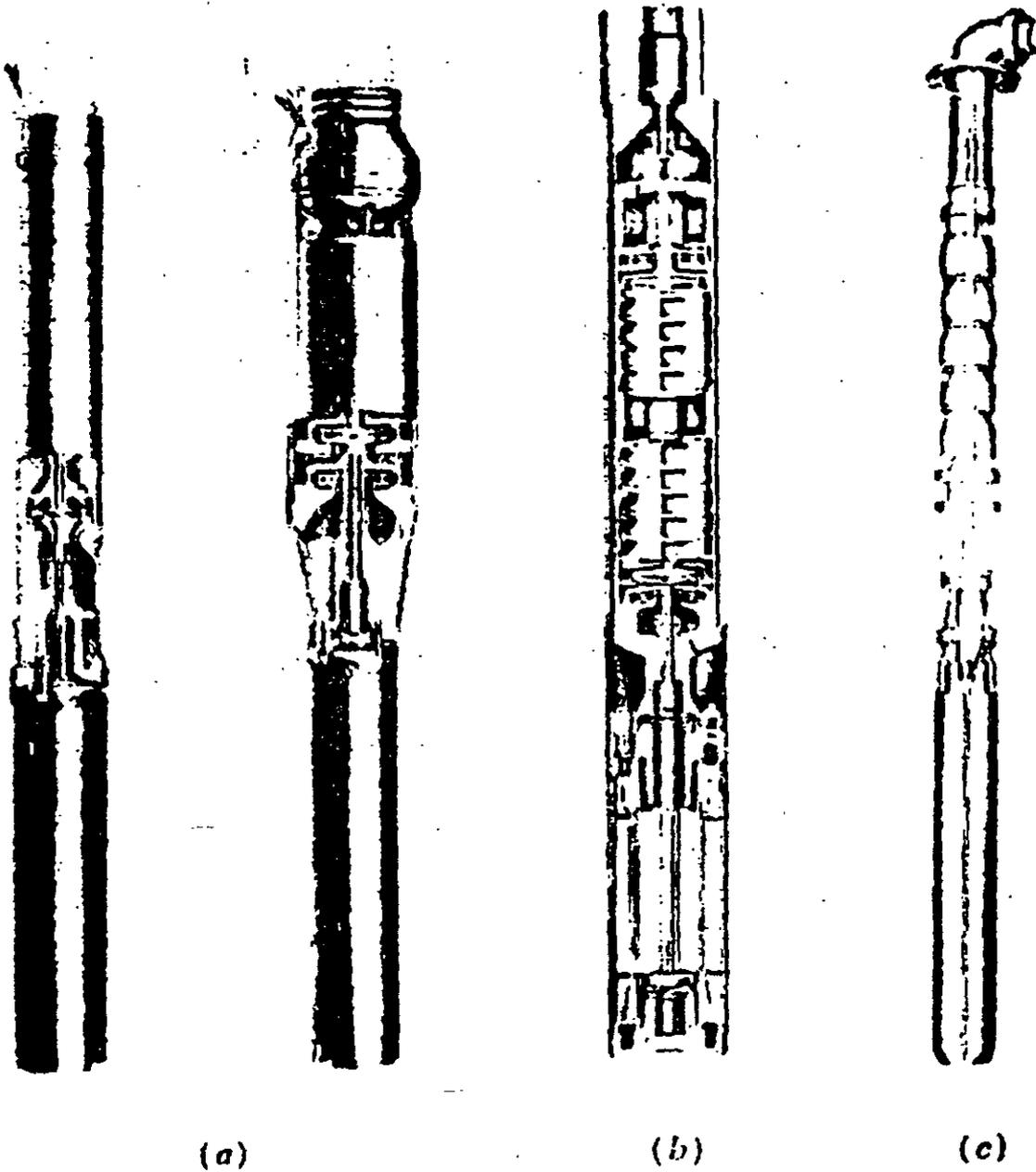


Fig. 17-2. (a) y (b) Bombas de pozo profundo pequeñas, de motor sumergible. (Cortesía de The Deming Co.). (c) Bomba grande de motor sumergible. (Cortesía de Byron Jackson Co.).

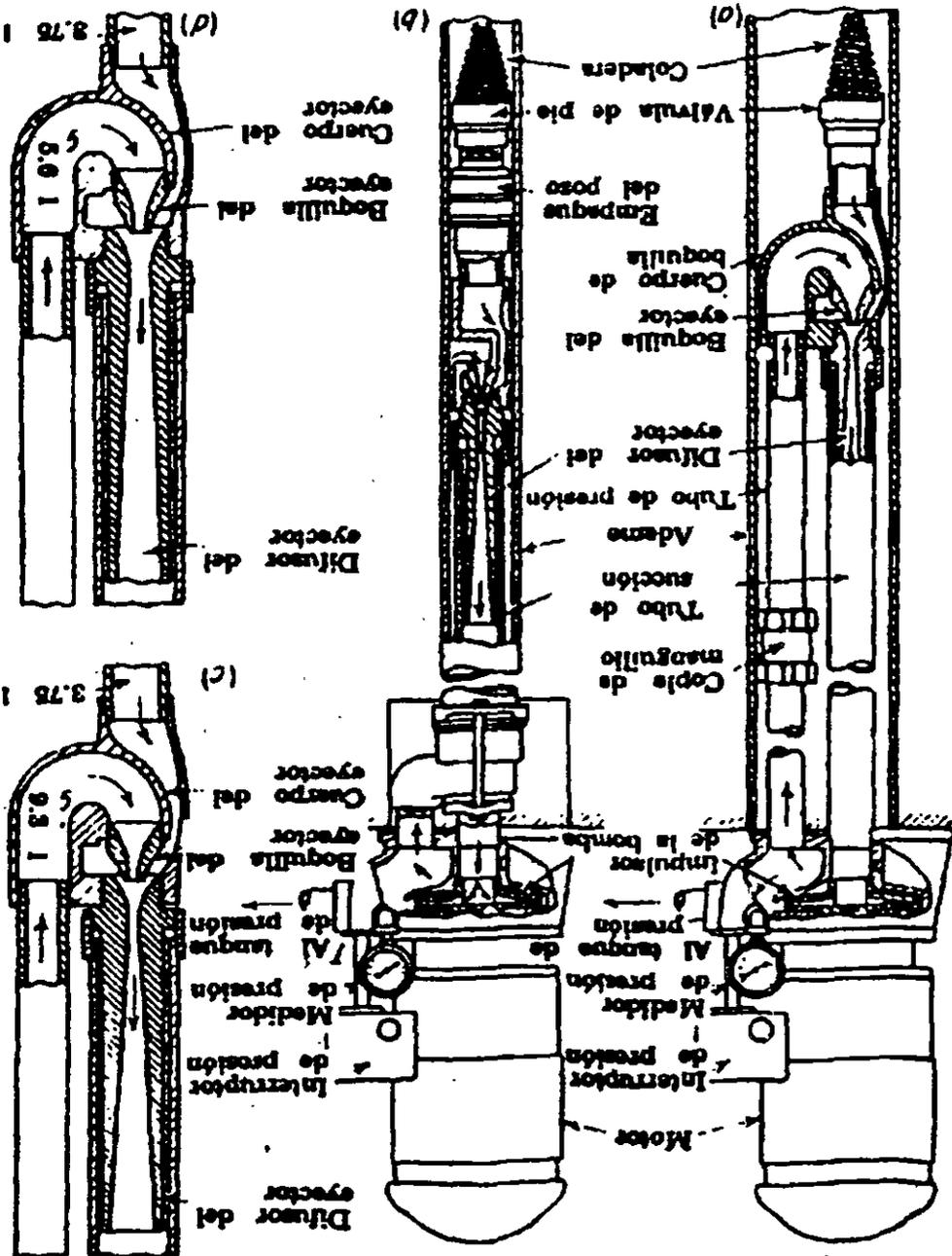
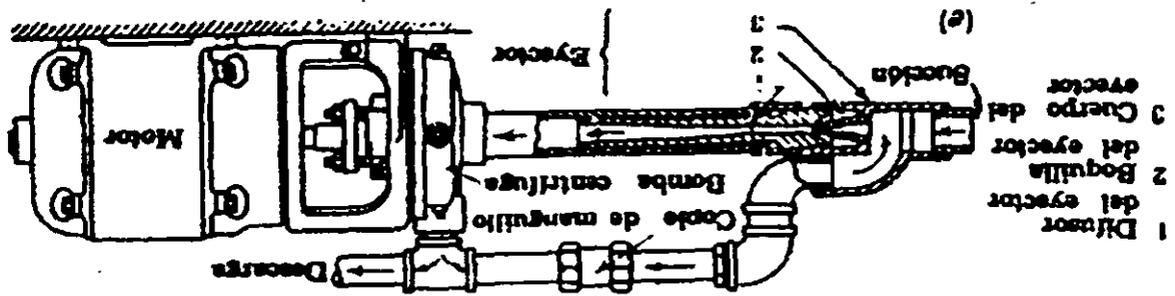


Fig. 17-3 tipos de bombas de eyector (a) De dos tubos (b) De un tubo. (c) Alta columna, baja capacidad. (d) Baja columna, alta capacidad. (e) Eyector conectado cerca de a bomba de una curva HQ de inclinación pronunciada. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

servicio sin atención. En caso de una falla en el motor, debe extraerse toda la bomba del pozo. Esto es una desventaja en pozos extremadamente profundos.

Muchas bombas de motor sumergido se construyen para columnas de hasta 3660 metros y capacidades de 25 lps a temperaturas del líquido de 132° C. Algunas bombas mayores de este tipo tienen más de 300 pasos. Muchas bombas de motor sumergido de varios diseños se usan a la fecha tanto para pozos poco profundos como profundos, especialmente cuando el pozo está chueco. Con todas las bombas de este tipo, es necesario una conexión de lubricación entre el motor y la superficie, así como un cable de energía.

Bombas de Eyector. Éstas (Fig. 17-3 y 7-3), combinan una bomba centrífuga de un solo paso en la parte superior del pozo con una boquilla de chorro o eyector localizada en la pantalla de succión del pozo. Una parte del agua descargada por la bomba fluye hacia abajo y a través del eyector, en donde coopera para mejorar el flujo que va a la bomba, subiendo por el tubo de descarga.

Para pozos de poca profundidad, con una elevación de menos de 7.60 metros, el eyector se coloca generalmente sobre la superficie, en la carcasa de la bomba, en lugar del pozo. Esto permite un mantenimiento más fácil. Para profundidades mayores el eyector se encuentra en el pozo y la bomba, que puede ser horizontal o vertical, en la superficie.

Las bombas de eyector están más adecuadas para elevación de 7.60 metros o más con capacidades hasta 3.16 lps de descarga neta (=capacidad de la bomba-cantidad usada en el chorro). Son comunes las elevaciones hasta 38 metros, y algunas bombas operan con elevaciones de 45.7 metros. En general la eficiencia de una bomba de eyector en elevaciones altas es reducida; hay otros diseños mejores para servicio de columnas altas.

Bombas de Rotor Helicoidal. Estas se asemejan a las bombas turbinas lubricadas por agua, excepto en el extremo líquido y su conexión a la flecha. En lugar de un impulsor la bomba está provista con un rotor helicoidal que opera en un estator bihelicoidal (Fig. 17-4). El agua atrapada en las depresiones del estator se desplaza positivamente por el contacto móvil continuamente hacia arriba del estator con el rotor. Un tubo de transmisión flexible arriba del rotor amortigua los efectos de los movimientos del rotor y el estator.



Fig. 17-4. Bomba de pozo profundo de rotor helicoidal. (Cortesía de Peerless Pump División, Food Machinery and Chemical Corp.).

Las unidades de este tipo se diseñan para pozos profundos y capacidades de 32 a 210 1ps y columnas hasta de 305 metros. Se usan pozos perforados con diámetros interiores de 10 centímetros o más.

Bombas Reciprocantes. Se usan a la fecha relativamente pocas bombas reciprocantes en pozos industriales ya que los varios tipos de bombas centrífugas obtenibles se adaptan mejor a este servicio. La Fig. 17-5 muestra las componentes de una bomba

reciprocante moderna para el suministro de agua. La cabeza de bombeo (Fig. 17-5a), puede usarse con muchos tipos de extremos líquidos, algunos de los cuales se muestran en la Fig. 17-5b. El extremo líquido de doble acción se localiza en el pozo, por debajo de la superficie del agua. Las bombas de pozo reciprocantes se construyen en capacidades de 19 lps y columnas de alrededor de 240 metros de agua.

Fuentes Superficiales de Agua. El suministro de agua de fuentes superficie cubre las dos terceras partes del agua que se usa en la industria. Las *bombas turbinas verticales de acoplamiento estrecho* (Fig. 17-6) encuentran muchas aplicaciones actualmente en este servicio. Éstas se asemejan a las bombas turbinas verticales descritas al principio de este capítulo pero generalmente están diseñadas para instalaciones más reducidas. Estas unidades se usan para bombeo de lagos, ríos, lagunas, pozos, suministros etc. En donde se requiere un gasto de pequeño a mediano con presión alta. Las capacidades en una línea llegan hasta 1390 lps columnas hasta 456 metros.

Para gastos medianos a grandes y a presión mediana, se usan frecuentemente bombas de flujo mixto verticales (Fig. 1-23). Esta se construye para operar a velocidades de alrededor de 400 t 1750 rpm para entregar 32 a 6300 lps

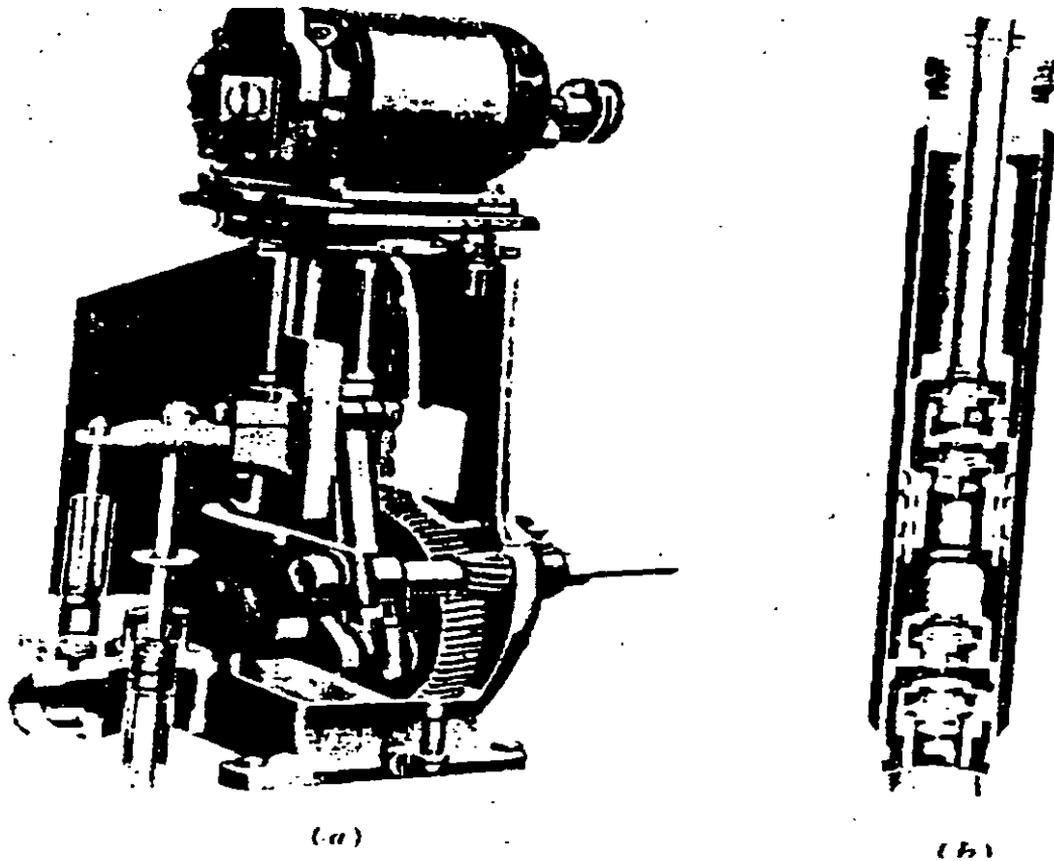


Fig. 17-5 (a) Cabeza de bomben. (b) Cilindro de doble acción (Cortesía de The Deming Co.).

columnas de 6.1 a 30 metros. Este tipo, generalmente tiene una velocidad específica de entre 143 y 307, es ideal para manejar agua de superficies, de ríos, lagos y otras fuentes. Está excepcionalmente bien adaptada para las aplicaciones que requieren una capacidad demasiado grande para la bomba de turbina vertical y una presión demasiado alta para la bomba de impulsor. Esta llena pues el espacio entre la turbina vertical y la bomba de impulsores.

Las bombas de impulsores manejan gastos de más cae 12600 lt/seg y columnas de 0.3 a unos 1,5 metros. La velocidad específica es superior a 307. Ver Cap. 7 para discusión de tomas de bombas.

Bombas de Aplicación General. Estas son frecuentemente bombas centrífugas del tipo voluta con aditamentos de bronce de un solo paso horizontales, diseñadas para manejar líquidos limpios, y fríos a temperaturas ambiente o moderadas. Encuentran gran número de aplicaciones en suministros de agua, particularmente para aguas de superficie.

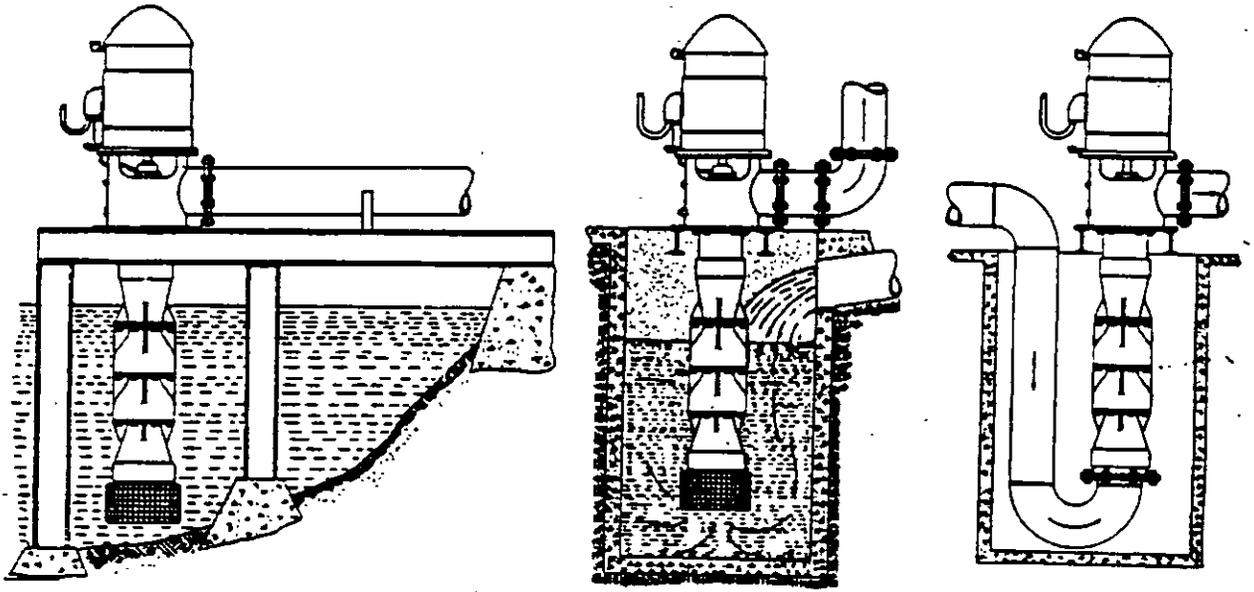


Fig. 17-6 Instalación típicas de bombas turbinas verticales directamente acopladas para agua de salida, sumidero abierto y servicio de elevación (Cortesía de A. O. Smith Corp.).

Las bombas centrifugas de acoplamiento estrecho montadas en el extremo y del tipo de cuna para suministros de agua y servicios generales aumentan en popularidad. Este

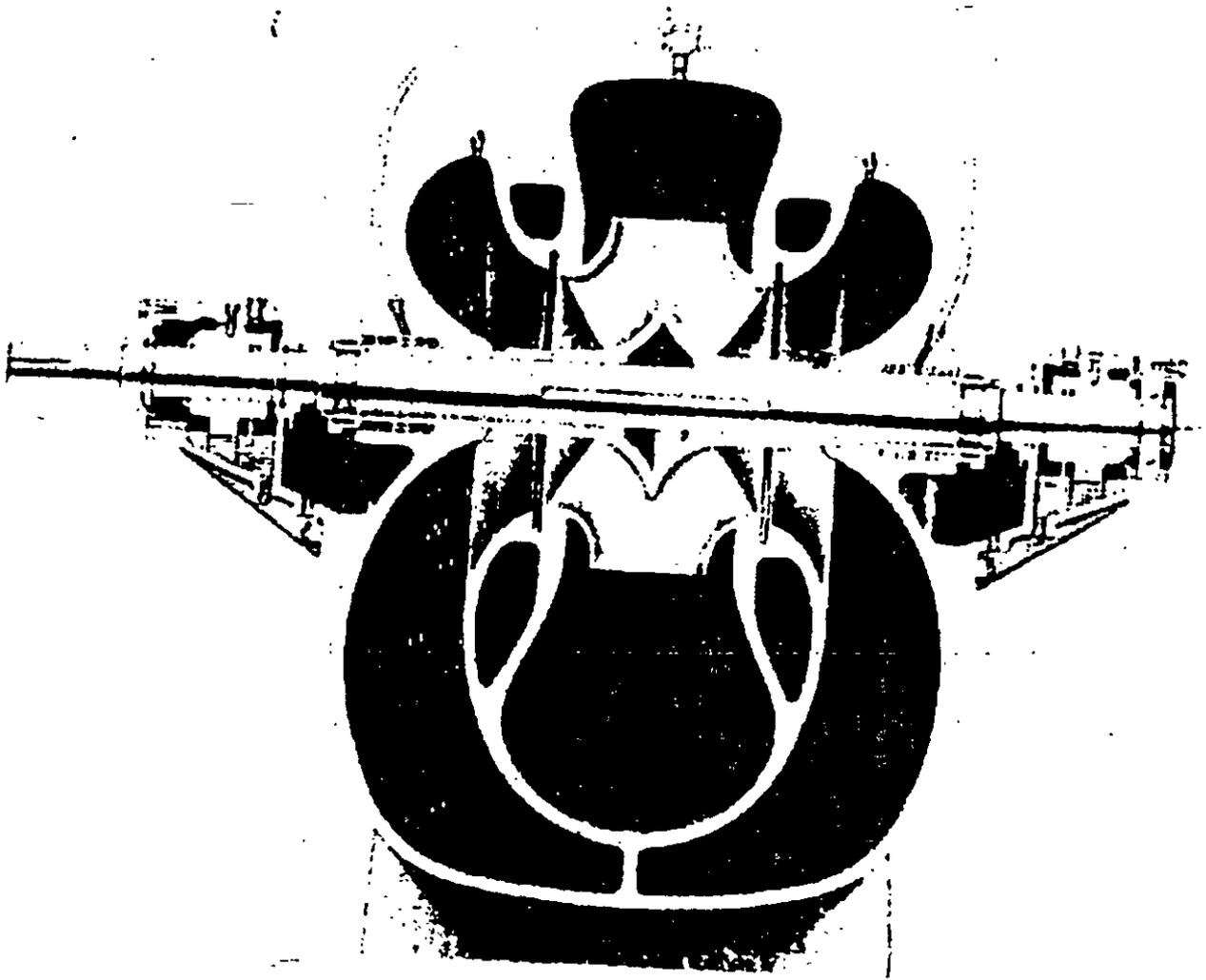


Fig. 17-7 Bomba voluta de servicio general de un paso, doble toma.
(Cortesía de Economy Pump, Inc.).

diseño (Fig. 17-8), permite la separación completa del extremo líquido de la bomba y de las chumaceras, permite mantenimiento fácil sin intervenir la tubería y usa solamente una caja de empaque o sello mecánico. Estas unidades son generalmente el tipo de voluta de un solo paso, pero también existen unidades del tipo voluta de dos pasos. Las capacidades ascienden a 177 lps, columnas a 175 metros. En la Fig. 19-1 se muestra otro diseño popular.

4.-ECONOMIA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO.

La evaluación de las consideraciones hidráulicas en un sistema de bombeo para recibir más atención que los diversos factores económicos que son parte inseparable en todo problema de bombeo. Desde el punto de vista del usuario de una bomba, ambos factores son de primordial importancia: Éste desea la presión y capacidad requerida al mínimo costo por litro de líquido bombeado. Una vez que se ha elegido un tipo y clase adecuados de una bomba para una aplicación dada, el ingeniero se encuentra con que debe tomar todavía varias decisiones. Estas se relacionan con el costo inicial de la bomba y su monto, costos de instalación y operación, vida estimada de la unidad, su costo probable de mantenimiento, el "costo" del dinero invertido en la bomba, la recuperación de la inversión y el valor posible de salvamento, si existe, de la bomba y su motor.

Muchos de estos factores están cubiertos en términos generales en textos de economía de ingeniería. Sin embargo, su aplicación a los problemas de bombeo no se puede cubrir con demasiado detalle en la mayor parte de los textos de economía de ingeniería debido a que deben discutirse tantos conceptos básicos. En este libro, los conceptos básicos se tocaron sólo ligeramente, haciendo mayor énfasis sobre el uso de los análisis económicos en los problemas de bombeo prácticos.

COMPARACION DE DIFERENTES SOLUCIONES

Si bien no todas las instalaciones de bombeo pueden usar mas de una clase de instalación para manejar el líquido, muchas sí pueden hacerlo. Como resultado, frecuentemente es posible y necesario el considerar más de una clase o tipo de bomba, disposición de tubería y motor. El objetivo que se persigue en cualquier comparación de este tipo es asegurarse el mínimo costo anual por litro de líquido bombeado, tomando en consideración todos los demás factores, como confiabilidad, facilidad del mantenimiento y reparación, y flexibilidad. A veces los factores llamados intangibles pueden alterar la balanza de las unidades que dan el costo anual más bajo en favor de las que lo arrojan mayor. La evaluación de los intangibles puede discutirse solamente en términos generales, ya que cada instalación tiene sus características peculiares que solamente se pueden juzgar por la experiencia. Muchos de éstos se discuten en los siguientes ejemplos.

Ejemplo: Se han propuesto dos diagramas (Fig. 10-1) para dotar de agua una planta industrial. El diagrama A usa dos bombas turbinas verticales en paralelo y que descargan en tuberías existentes de asbesto cemento de 15.2 cm. Se habrá de usar motor eléctrico o diesel para ambas bombas. El diagrama B (Fig. 10-1) tiene cuatro bombas, en dos-pasos. En cada diagrama, todas las bombas operan continuamente durante el día, cuando la planta requiere 22.7 1ps de agua. En la noche, solamente la mitad de las bombas instaladas operan suministrando alrededor de 11.3 lps a la planta. ¿Cuál diagrama es mejor? ¿Cuáles son las pérdidas de la tubería durante el flujo máximo cuando sólo opera una bomba? ¿Qué equipo auxiliar habrá de instalarse?

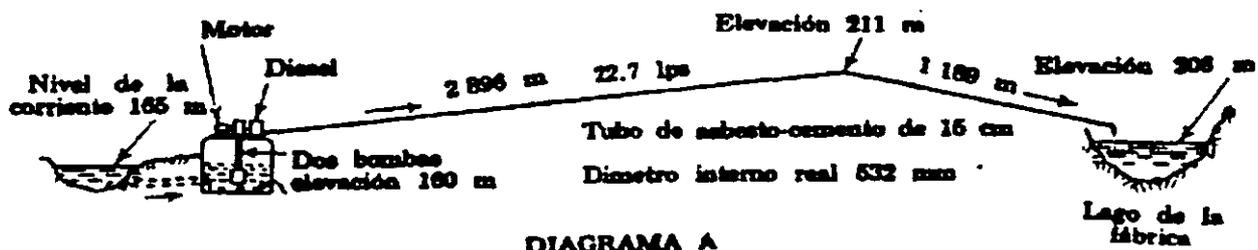


DIAGRAMA A

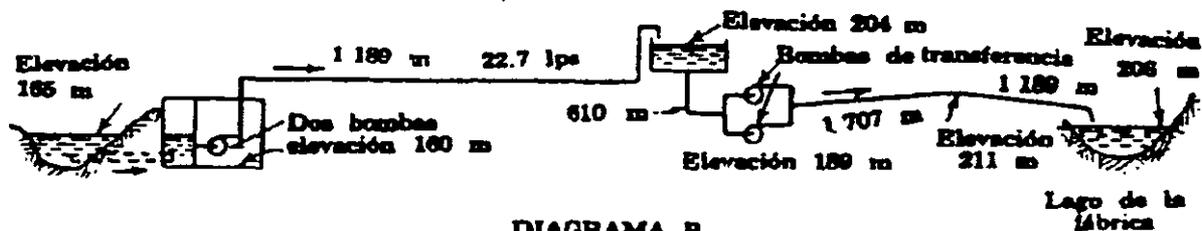


DIAGRAMA B

Fig. 10-1 Diagrama de bombeo propuesto

Solución: Puesto que el tubo de alimentación entre las bombas y la planta existe ya, no es necesario hacer una comparación de las pérdidas en las líneas para varios tamaños. Sin embargo, si el tamaño del tubo no estuviera ya fijo, habrían de seleccionarse varios tamaños analizando las pérdidas en cada uno de ellos para determinar el mejor para la instalación. El segundo ejemplo en este capítulo contiene una solución que abarca varios tamaños de tubo y los métodos que se usan y pueden aplicarse aquí si se considerara que el tubo no estuviera ya determinado.

1. con líneas tan largas (Fig. 10-1) debe estudiarse el fenómeno de ariete, para ver que el tubo sea adecuado para las presiones de choque que pueden presentarse. Ver Capítulo 7 para la discusión de ariete. En algunas plantas la clase de tubo necesario para aguantar las presiones de choques del ariete es mucho más pesada que para la presión de operación normal. Pueden ser necesarios superiores de impulsos u otro equipo.
2. aun cuando la clase de tubo este fija, vale la pena notar que una línea de 1 189 m. de larga de una elevación de 211 m. al lago de la fábrica (Fig. 10.1) puede ser de material más ligero que para la de 2 896 m. entre las bombas y el punto más alto. Esto debido a que el agua circula libremente del punto más alto y su presión es menor que en cualquier punto del tramo de 2 896 m. Puesto que hay una caída de 5 m. ($=211 - 206$) entre el punto más alto y el lago, puede ser deseable el que la fricción del tubo sea la suficiente para que la línea esté llena de agua con todos los gastos previsibles. Igualmente debe existir una presión positiva ligera a la elevación de 211 m. o sea el punto más alto. Esta presión se necesita para eliminar el aire del tubo en el punto más alto. Desde el punto de vista de fricción, una velocidad económica no debe ser tan grande que barra el aire de la tubería. El equipo de evacuación automático, no es aconsejable en este punto de la línea debido a que complicaría la instalación. En su lugar, habría que considerar válvulas de alivio o de purga automática que serían más baratas y más económicas.
3. con la línea llena de agua y sin gasto, el vacío máximo que podría existir a una elevación de 211 m. es de 5 m. de agua, la distancia vertical entre el punto más alto y el lago. El tubo de asbesto cemento no se afecta cuando se sujeta a este vacío. Algunos tipos y clases de tubo pueden chuparse cuando trabajan en vacío: de tal manera que deben estudiarse todas las condiciones antes de instalar la línea. Hay la posibilidad en esta instalación de separar la columna de agua en el punto más alto cuando se para una bomba o cuando falla la alimentación de potencia. De tal manera que se necesitarán seguros de vacío (tipo automático) para admitir aire cuando la presión de la línea desciende de la atmosférica en el punto más alto, además de las válvulas de alivio.
4. calcúlense las pérdidas de fricción para varios gastos entre 0 y 31.5 lps, tomando datos de los Capítulos 4 y 6. Trácese curvas de estas pérdidas (Fig. 10-2).

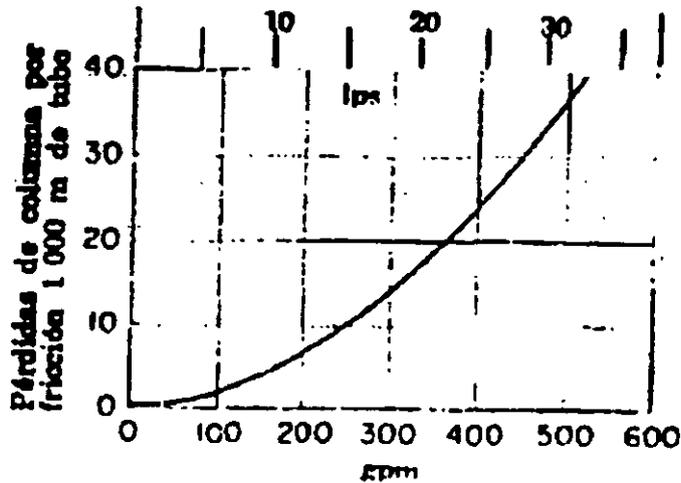


Fig. 10-2 Perdida de fricción en tuberías. (Cortesía de Worthington Corp.).

- Se proponen dos bombas de 11.4 lps, para operar contra la columna resultante de un gasto de 22.7 lps. Conforme la capacidad desarrollada a través de cualquier tubo es aquella a la que la columna del sistema es igual a la desarrollada por la o las bombas, el operar una sola bomba da solamente 11.3 lps si la columna es toda estática. Pero puesto que la columna de este sistema es parte estática y parte fricción, la operación de una sola bomba da capacidad aumentada y columna reducida (punto A, Fig. 10-3): La capacidad en el punto A depende de la forma de la curva HQ de la bomba y la curva de columna del sistema. Si la columna del sistema es principalmente estática y con poca fricción, la columna en A es un poco menor que la correspondiente a operación de dos bombas, mientras que la capacidad es un poco mayor que el valor nominal.

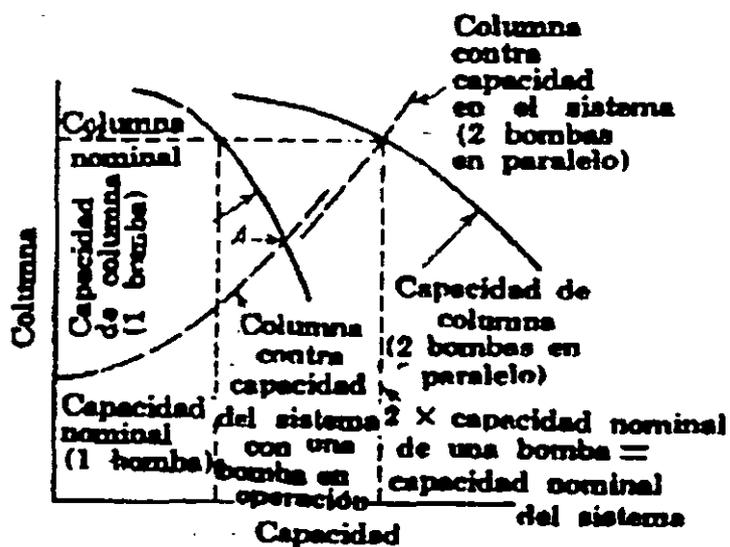


Fig. 10-3 Curvas características. (cortesía de Worthington Corp.).

Con una componente de fricción alta, como la fig. 10-3 y según lo señala el primer diagrama, la columna en a es considerablemente menor que la nominal y la capacidad es considerablemente mayor. Si la mayor parte del bombeo se hace con una sola bomba, es deseable una bomba que tenga su mejoreficiencia en A. Esto no puede obtenerse con una bomba centrífuga a menos que sea aceptable un diseño que dé una capacidad cercana a la obtenible con operación de dos bombas.

Si la mayor parte de la operación se hace con dos bombas, es preferibles una unidad con la mejor eficiencia en la columna nominal. La operación simple de un diseño de esta naturaleza a columna reducida puede causar complicaciones debido a las condiciones de succión. La operación de dos bombas es normal en esta instalación durante el día. La operación de una bomba es necesaria la mayor parte de la noche. De manera que es deseable una alta frecuencia tanto en A como en la columna deseada.

6. Supóngase que la elevación de 165 m. es el nivel normal del agua y que no hay pérdidas en el conducto que alimenta el pozo de succión. Encuéntrese el gradiente hidráulico en el punto más alto, elevación 211 m. para ver si existiera un sifón con el flujo mínimo de 11.3 lps. Las pérdidas en 1 189 m. con el tubo de 132 mm. De DI a 11.3 lps. Es de $1\ 189 (5.55)/1\ 000 = 6.59$, usando los datos de la Fig. 10-2. Si agrega una pérdida de descarga de .03 m. en el lado d ela fabrica de una pérdida total de 6.7 m. del punto más alto al lago. Puesto que la caída en elevación es de 5 m. habría $6.7 - 5 = 1.71$ m. de columna positiva (1.68 m. de presión, .03 m. de columna de velocidad) en el punto más alto con un flujo de 11.3 lps. De manera que a menos que haya una curva en el perfil de 1 189 m. de línea no hay peligro de que opere como sifón o de que el tubo se encuentre lleno solo parcialmente.

En segunda hay que investigar las condiciones de succión de las bombas de transferencia en el diagrama B. Esto se hace para asegurar de que el diagrama no tiene condiciones de succión imposibles, debidos a pérdidas de fricción en la línea de 610 m. del tanque de reserva a las bombas de transferencia, las pérdidas con flujo de 22.7 lps son $610(20)/1\ 000 = 12.2$ m. con datos de la fig. 10-2. La columna de succión estática es de 15 m. de manera que habrá 2.8 m. de columna de suscción positiva en la entrada de la estación. Así, que con algo de fricción en la tubería de succión a las bombas individuales existiría una columna de succión positiva. No se presentan condiciones de succión adversa.

7. La elevación estática en el diagrama es de 40.8 m. longitud de tubería 4 080 m. El diagrama B tiene la misma elevación estática en dos pasos y 4 694 m. de tubo. Inmediatamente se ve que el diagrama B usa 610 m más de tubo, desde luego parece que el diagrama A es mejor, puesto que ahorra 610 m. de tubo, una segunda estación de bombeo con su línea de transmisión y el costo del tanque de

reserva tiene suficiente capacidad, las bombas para la estación de alimentación pueden elegirse para consumo promedio diario o semanal y operar casi 24 horas por día 5 o 7 días de la semana. (2) No se necesita movimiento diesel de reserva si el tanque es lo bastante grande debido a que se puede tomar agua de allí en casos en que la energía falle. El costo del equipo es más bajo. (3) La presión en la tubería cerca de la estación de alimentación es mucho más baja en el diagrama B que en el A, permitiendo el uso de tubo más ligero y menos costoso. (4) Como las columnas son menores, las bombas elegidas pueden ser un tipo más eficiente.

En vista de los hechos señalados es aconsejable el investigar los méritos y costos netos de operación de ambos diagramas antes de decidirse a usar uno de ellos. Las bombas de turbinas verticales se considerarán para el diagrama A mientras que para el B se estudiarán bombas centrífugas horizontales. Un análisis apropiado incluye el estudio de ambos tipos para ambos diagramas. Así también, cualquier otro equipo de bombeo posible.

- Basándose en los valores de fricción de la Fig. 10-2 y una columna estática de 40.8 m. la columna del sistema, menos las pérdidas de tubería de la estación para el diagrama A aparecen en la Fig. 10-4. La columna del sistema para la Primera estación.

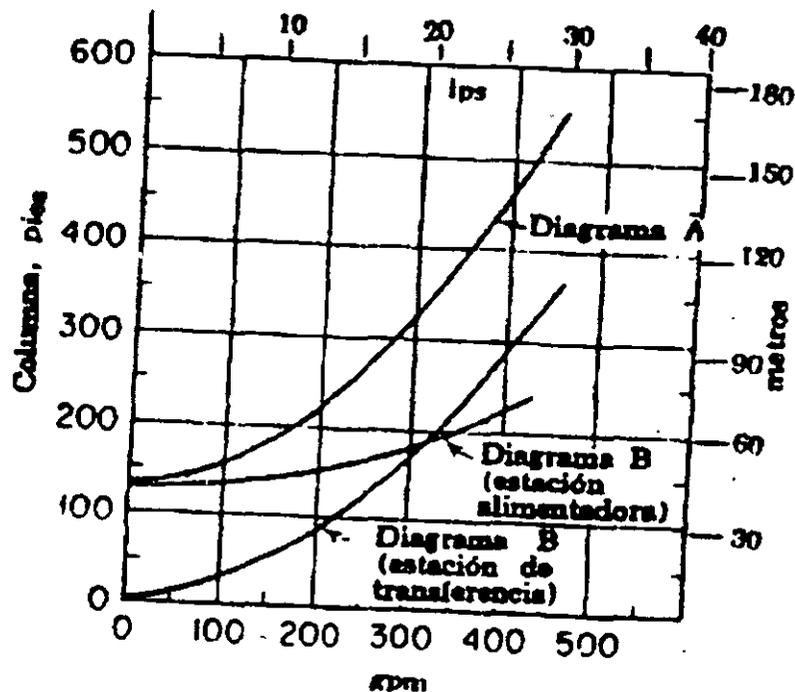


Fig. 10.4 Pérdidas de columna para dos casos (Cortesía de Worthington Corp.).



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS INSTITUCIONALES

MANEJO DE AGUA POTABLE, AGUAS NEGRAS Y DE TRATAMIENTO

Del 08 al 12 de octubre de 2001

ANEXO

Ing. Martiniano Aguilar Rodríguez
D.G.C.O.H.
Octubre /2001

SELECCIÓN DE BOMBAS.

Probablemente el mayor problema con que se encuentra un ingeniero al diseñar un sistema de bombeo es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna y detalles de la bomba bombas que habrán de usarse en un sistema. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que generalmente es difícil estrechar la elección a una unidad específica. Este capítulo tiene objetivo el reducir muchas de las dificultades que se encuentran en la selección de la bomba. Al usar los métodos presentados aquí, el ingeniero puede comenzar con las condiciones hidráulicas que deberá llenar, procediendo, por, medio de unos cuantos pasos simples, a la bomba más adecuada para las condiciones del líquido. Luego, usando una análisis económico, tal como se discute en el Capítulo 10, puede llegar a la unidad más económica para su planta.

Métodos de Selección. Las bombas se eligen generalmente por uno de tres métodos: (1) el cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes; de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación; (2) el comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y graficas de características, o (3) se usa una combinación de estos dos métodos para llegar a la selección final.

Selección del Fabricante. Este método se usa para bombas grandes en aplicaciones con condiciones poco usuales y en casos en que el ingeniero no tenga tiempo o no se desee efectuar él mismo la elección de la bomba. Aun cuando esto parece relevar al ingeniero de mucha de la responsabilidad de la elección de la bomba, de hecho no es así. Las recomendaciones, y ofertas deben evaluarse y compararse, y para hacer esto, se requiere un conocimiento completo del problema

Tabla 9-1. compendio de Datos Esenciales que se Requieren en la Selección de Bombas Centrifugas *

- | | | | |
|---|---|-----|---|
| 1 | numero de unidades requeridas | 5 | Condiciones de descarga.
a. ¿Cuál es la columna estática? ¿Es constante o variable
b. ¿Cuál es la columna de fricción?
c. ¿Cuál es la presión de descarga máxima contra la que habrá de trabajar la bomba. |
| 2 | naturaleza del liquido que habra de bombearse.
Es el liquido
a. ¿Agua fresca o salda Acida o alcalina, aceite, gasolina, lodo o pulpa de papel?
b. Frío o caliente y si es caliente ¿a que temperatura? ¿Cual es la presion de vapor del liquido a la temperatura de bombeo?
c. ¿Cual es su densidad?
d. ¿Es viscoso o no?
e. ¿Limpio y libre de matenas extrañas o sucio y abrasivo? En este ultimo caso... ¿cuál es el tamaño y naturaleza de los sólidos y son estos abrasivos? Si el liquido es de naturaleza pulposa ¿cual es la consistencia, expresada ya sea en porcentaje o en kg/m ³ de liquido? ¿Cuál es el material en suspension?
f. ¿Cuál es el análisis químico, No pH, etc? ¿Cuáles son las vanaciones permisibles, en este análisis? En caso de ser corrosivo ¿Cuál ha sido la experiencia pasada, tanto con | 6. | Columna total.
Vanaciones en los puntos 4 y 5 causara vanaciones en la columna total. |
| | | 7 | ¿Es el servicio continuo o intermitente? |
| | | 8. | ¿Se habrá de instalar la bomba en posición horizontal o vertical? En este último caso. |
| | | 9 | ¿Qué tipo de potencia se tiene disponible para mover la bomba y cuáles son las características de ésta? |
| | | 10. | ¿Qué limitaciones de espacio, peso o transporte habrán de encontrarse? |

- materiales satisfactorios como no satisfactorios?
3. Capacidad.
¿Cuál es la capacidad requerida así como la cantidad máxima y mínima de líquido que habrá de desarrollar la bomba?
 4. Condiciones de succión
Existe:
 - a. ¿Una elevación de succión?
 - b. ¿O una columna de succión?
 - c. ¿Cuál es la longitud y el diámetro del tubo de succión?

11. Localización de instalación.
 - a. Localización geográfica
 - b. Elevación sobre el nivel del mar
 - c. Instalación interior o a la intemperie.
 - d. Variación de las temperaturas ambientales.
12. ¿Existen algunos requisitos o preferencias marcadas con respecto o diseño, construcción o características de las bombas.

* Cortesía de Worthington Corp.

de bombeo, los méritos relativos de varios diseños, y la economía de la instalación.

Datos para el Fabricante. La Tabla 9-1 agrupa los datos esenciales requeridos por cualquier fabricante de bombas antes de que pueda preparar una recomendación y una oferta. Muchos tienen formas que puede llenar el ingeniero sin pedir una recomendación. Estos pueden ser sumamente útiles debido a que ayudan a evitar la omisión de datos importantes.

Cuando se suministran datos a un fabricante, debe tenerse extremo cuidado de ver que se den todos los datos concernientes a la instalación. Los datos, cuando no están completos, pueden conducir a una recomendación inadecuada o errónea debido a que el ingeniero que elige la unidad puede hacer suposiciones falsas. De esta manera, el ingeniero de la planta que pide una recomendación para una bomba o una oferta tiene una responsabilidad decidida ante el fabricante y si no se le presta suficiente atención a esto, el ingeniero no tiene derecho a esperar obtener la bomba adecuada.

Propuesta. La mayor parte de los fabricantes combinan su recomendación y proposición en un solo documento que se llama una propuesta. La propuesta usual contiene la siguiente información: número de modelo de la bomba, clase, tipo, construcción, detalles y materiales tipo de motor para el que se ha diseñado la bomba, curvas de operación con tabulaciones, peso unitario, precio, tiempo de entrega de la bomba después de recibida la orden, y disposiciones o acuerdos legales con respecto a planos, garantías, instalación de la unidad, fecha de embarque, condiciones de pago, impuestos, seguros, transportes, etc. Incluido con la propuesta típica viene una ilustración de la bomba y un catálogo. Si la bomba debe construirse especialmente para el comprador puede no incluirse el catálogo debido a que el fabricante puede no tener boletines disponibles.

Para evaluar una propuesta es necesario revisar todos los pasos hechos al elegir una bomba para un determinado grupo de condiciones hidráulicas. Estos pasos, vienen dados en detalle más adelante

Cálculos en la Elección de una Bomba. Básicamente hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba sea grande o pequeña, centrífuga, recíproca o rotatoria. Estos

pasos son: (1) un diagrama de la disposición de bomba y tuberías, (2) determinar la capacidad, (3) calcular la columna total, (4) estudiar las condiciones del líquido, (5) elegir la clase y el tipo. Por conveniencia en estimaciones rápidas estos cinco pasos se conocen como tamaño, clase y mejor compra.

Diagrama Esquemático: El diagrama debe basarse sobre la aplicación real. Generalmente son satisfactorios los diagramas simples de una sola línea (Figs. 4-3 y 4-4). Hay que mostrar todas las tuberías, accesorios, válvulas, equipo y otras unidades del sistema. Márquese la longitud de los tramos de tubería en el diagrama. Hay que asegurarse que se incluyan todas las elevaciones verticales. Cuando la tubería es compleja, generalmente es útil un dibujo isométrico.

Capacidad: Las condiciones de la aplicación fijan la capacidad requerida. Por ejemplo, el máximo flujo de vapor de la salida de una turbina, así como las condiciones del vapor, determinan la mínima cantidad de agua de enfriamiento necesaria a una temperatura dada. Los cambios de estación, factor de seguridad deseado, etc., influyen en la capacidad elegida. Los datos del Capítulo 5 y otros capítulos posteriores que cubren aplicaciones específicas, son útiles para determinar la capacidad de bombeo requerida para una combinación determinada de condiciones.

Cálculo de la Columna Total: úsense los datos del Capítulo 4 para calcular la columna de la bomba. Como una comprobación, es conveniente someter un diagrama completo del sistema al fabricante cuando se pide una propuesta. En esta forma sus ingenieros pueden también calcular la columna total de la bomba verificando el cálculo efectuado por el cliente. Esta es una forma adicional de asegurar una selección más exacta de la bomba.

Estudio de las Condiciones del Líquido: La densidad del líquido, temperatura, presión de vapor, viscosidad, características químicas, etc., deben considerarse muy cuidadosamente. Véase el Capítulo 6 para una discusión de estos factores y su efecto en la operación de la bomba.

Elección de Clase y Tipo: El estudio del diagrama indica qué tamaño (capacidad y columna) de bomba se necesita. Esto da la primera clave por lo que respecta a la clase de bomba más adecuada. Por ejemplo, cuando se requiere un servicio de columna elevada y pequeña capacidad, la Tabla 1-1 muestra que probablemente una bomba reciprocante sea adecuada. Al revisar las características del líquido se encuentran otros índices acerca de la clase, debido a que las condiciones excepcionalmente severas pueden eliminar una u otra clase desde el principio. La economía (Capítulo 10) dicta que la elección de la bomba debe ser aquella que suministra el costo mínimo por litro bombeado a lo largo de toda la vida útil de la unidad.

Entre los factores de operación que requieren reconocimiento especial cuando se decida la clase especial de la bomba, están incluidos; el tipo de servicio (continuo o intermitente), preferencias; acerca de la velocidad de operación (las bombas de alta velocidad pueden ser más baratas), cargas futuras anticipadas y su efecto sobre la

columna de la bomba, posibilidad de operar en paralelo o en serie con otras bombas y muchas otras condiciones peculiares a una aplicación dada. Estos factores requieren tanto estudio como los básicos de columna y capacidad debido a que son igualmente importantes.

Una vez que se conocen la clase y el tipo, puede comprobarse una tabla de características (Tabla 1-2) o curva de característica (Fig- 1-11) para determinar si hay una bomba adecuada para el fabricante en Particular cuya unidad se pretende comprar. Esto supone, naturalmente, que se tiene a la mano un juego completo de boletines y otros datos. Cuando las condiciones, hidráulicas requeridas se encuentran entre dos modelos normales, es práctica común el elegir el tamaño inmediato mayor de la bomba, a menos que haya alguna razón para requerir una columna y capacidad exactas de la unidad. Cuando un fabricante no tiene la clase y tipo particulares de bomba, o una unidad que llene precisamente las condiciones hidráulicas, hay que referirse a los datos de uno o más fabricantes adicionales. Un hecho importante que hay que recordar es que algunas bombas se fabrican especialmente para una aplicación o planta determinada. Bajo estas condiciones el fabricante de la bomba desarrolla la mayor parte de los pasos que se han señalado arriba, basando su diseño sobre los datos suministrados por el ingeniero de la planta.

Demanda de Potencia: La Potencia requerida para mover cualquier clase o tipo de bomba puede calculase de

$$P = fhs / 7620e$$

donde P = demanda la potencia, hp; f = gasto, en lps; h = =columna total de la bomba, ni de líquido; s= densidad del líquido; e = eficiencia de la bomba, expresada en decimales. Esta ecuación es adecuada para todos los líquidos con una viscosidad igual a la del agua. Para viscosidades distintas úsese la Fig. 9-1 o los factores de corrección dados en el Capítulo 6.

Ejemplo: ¿Qué demanda de potencia se requiere para entregar 126 lps de gasolina con una densidad de 0.75 si la columna total es de 15.2 m y la eficiencia de la bomba 70 por ciento?

Solución: $P = (12.6) (15.2) (0.75) / 7620 (0.70) = 2.7$ hp. Para usar la Fig. 9-1 éntrese con la columna total y proyéctese horizontalmente hasta el gasto en lps, y luego verticalmente hacia abajo a la línea de índice. Desde este punto sigase paralelo a la línea inclinada hasta que se intersecta la proyección horizontal de la escala de viscosidad. Proyéctese verticalmente para leer la demanda requerida de potencia.

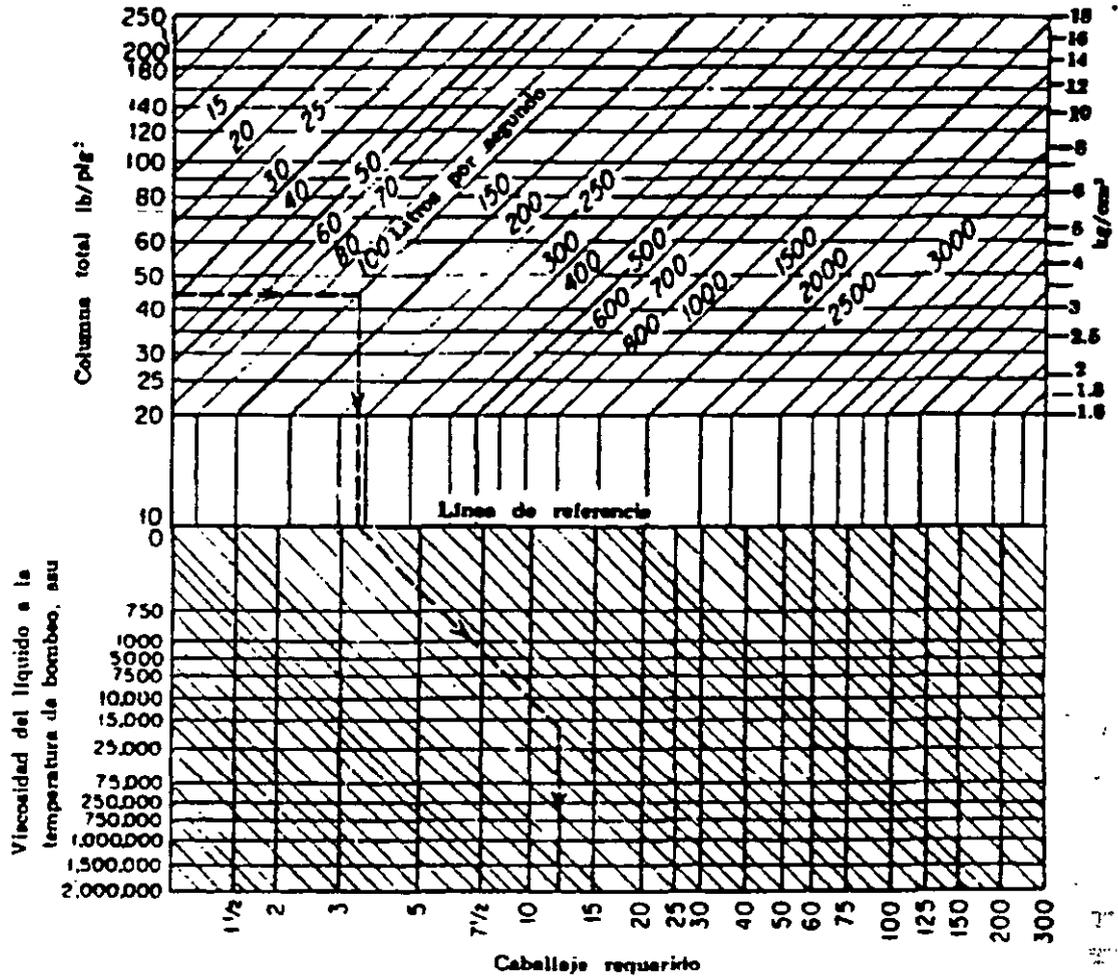


Fig. 9-1. Grafica de caballaje para bombas. (Cortesía de Viking Pump Co.)

Cambio de Características. El alterar la velocidad o diámetro del impulsor de una bomba centrífuga altera las características de la unidad. Existen tres reglas para relacionar el comportamiento de la bomba con el cambio de velocidad y tres para el cambio de diámetro. Con un impulsor de diámetro constante (1) la capacidad de la bomba varía directamente con la velocidad, (2) la columna varía con el cuadrado de la velocidad, (3) la potencia requerida varía con el cubo de la velocidad. A velocidad constante, (1) la capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor, (2) la columna varía con el cuadrado del diámetro del impulsor, (3) la potencia varía con el cubo del diámetro del impulsor. Estas reglas son reales aproximadamente para todos los tipos de bombas centrífugas. Un ejemplo ilustrará en seguida su uso,

Ejemplo: Una bomba que entrega 31.5 lps a 1 150 rpm y 15.2 m columna requiere 10 hp. ¿Cuál será la capacidad, columna y potencia requerida en la unidad si su velocidad se aumenta a 1 750 rpm?

Solución: La nueva capacidad es la misma que la relación de velocidad. o $(1\ 150/1\ 750) = (31.5/x\ \text{lps})$ y $x = 48\ \text{lps}$. La nueva columna se encuentra en la relación de los cuadrados de las velocidades o $(1\ 150)^2 / (1\ 750)^2 = (15.2) / (y\ \text{m})$ y: $y = 35.3\ \text{m}$. El nuevo caballaje esta en relacion directa con los cubos de las velocidades o $(1\ 150)^3 / (1\ 750)^3 = (10) / (z\ \text{hp})$ o $z = 35.2\ \text{hp}$.

Las reglas para el diámetro del impulsor se usan del mismo modo. Calculando el comportamiento de la bomba en un buen número de puntos a lo largo de su curva característica, puede dibujarse una nueva familia de curvas. -Estas coincidirán bastante exactamente con las curvas de pruebas reales.

Coples Flexibles. Para elegir un cople flexible para una bomba tiene que conocerse, la potencia que debe transmitir así como la velocidad de la rotación, el *factor de servicios aplicable*. Este último punto compensa las cargas por choques y otras variaciones en la potencia de entrada. Los coples vienen generalmente clasificados en caballos por 100 rpm, determinados de:

$$C = 100(pf) / s$$

Donde C= capacidad del cople, en hp por 100 rpm; P = entrada de potencia a la bomba en caballos; F = factor de servicio del cople; S = velocidad del cople, rpm, los factores de servicios varían de un fabricante de coples a otro y según el motor que se usa para la bomba. Por ejemplo, un fabricante usa los siguientes factores de servicio: bombas centrífugas movidas por turbinas, 1.25; bombas centrífugas movidas por motor, 1.5; bombas duplex y triplex movidas por motor, 3.5; bombas centrífugas movidas por motor de combustión interna, 3.0; bombas duplex y triplex movidas por motor de combustión interna, 5.5.

Ejemplo: ¿Qué capacidad de cople deberá elegirse para una bomba triplex movida por motor de combustión interna y clasificada como 600 hp a 1 100 rpm?

Solución $C = 100 (600) (5.5) / 1\ 100 = 300\ \text{hp por } 100\ \text{rpm}$. Cuando se elige un cople hay que asegurarse que se usa el factor de servicio correcto porque los valores varían de un fabricante a otro.

Velocidad Especifica. Es una práctica común recomendable el comprobar la velocidad especifica de una bomba propuesta para asegurarse que se encuentra dentro de los limites normales para el tipo de bomba elegido.

Ejemplo: ¿Cuál es la velocidad especifica de una bomba horizontal de tres pasos centrífuga de 1 750 rpm, que maneja 56.8 lps si la columna total desarrollada es de 91.4 m?

Solución: La velocidad especifica $N_s = 1/60 (\text{lps}) (\text{rpm}) / h^{0.75}$, donde h = columna por paso, en m de líquido $N_s = 1/60 (56.8) (1\ 750) / (91.4)^{0.75} = 56.02$. De la Fig. 1-7 puede

verse que una bomba centrífuga típica tiene una eficiencia de alrededor de 82 por ciento a esta velocidad específica y a esta capacidad.

Columna de Succión Positiva Neta. La curva del Instituto de Hidráulica para cspn en bomba de condensado puede usarse más allá de su región gráfica siempre y cuando para una cspn definida, el producto $(\text{rpm}) \cdot (\sqrt{V \text{ lps}})$ sea constante.

Ejemplo: Una bomba de condensado de 1 150 rpm tiene una capacidad de 22.7 lps a 0.61 m de cspn. ¿Cuál será su capacidad a 3 450 rpm?

Solución: Usando la relación anterior, $(1\ 150 \sqrt{22.7}) = (3\ 450)$

$(\sqrt{V \times \text{lps}})$, $0 \times = 2.5 \text{ lps}$. Esta relación es bastante exacta para las curvas del Instituto hidráulico para bombas de agua caliente, cuando la velocidad se encuentra dentro de ± 25 por ciento de los valores de la gráfica.

Pérdidas de Fricción. Para interpolar en las tablas de fricción de tuberías se requiere el uso de una relación cuadrática simple. Los resultados que se obtienen son aproximados.

Ejemplo: Las pérdidas de fricción por 100 m en tubo de 15.2 cm es de 0.34 kg/cm² cuando el flujo es de 75.7 lps. ¿Cuál es la pérdida para 101 lps?

Solución: Las pérdidas a mayor flujo son $(101/75.7)^2(0.34) = 0.62 \text{ kg/cm}^2$.

Bombas Horizontales Contra Verticales. Esta consideración es cada vez de mayor importancia debido a que las bombas verticales se han hecho muy populares y sus diseños son muy variados. Desde el punto de vista del espacio ocupado en el piso, cspn requerida, cebamiento y flexibilidad en el cambio del ciclo de la bomba, las bombas verticales pueden ser preferibles a las horizontales. Pero cuando se necesita espacio vertical y hay que considerar efectos de corrosión, abrasión y facilidad de mantenimiento, son preferibles las bombas horizontales. Un estudio comparativo de numerosas instalaciones típicas de bombas verticales del tipo turbina y acopladas estrechamente muestran que la relación del área del piso de las primeras a las segundas es de alrededor de 1.5 en capacidades hasta de 30 lps. Con una carcasa dividida de doble succión, la relación es de alrededor de 3.1. La relación de alturas de las bombas está invertida, debido a que la bomba de turbina vertical es mucho más alta, y los valores son en este caso de 3.4 y 1.9, respectivamente. Hay, naturalmente, alguna variación en estos valores de un diseño a otro.

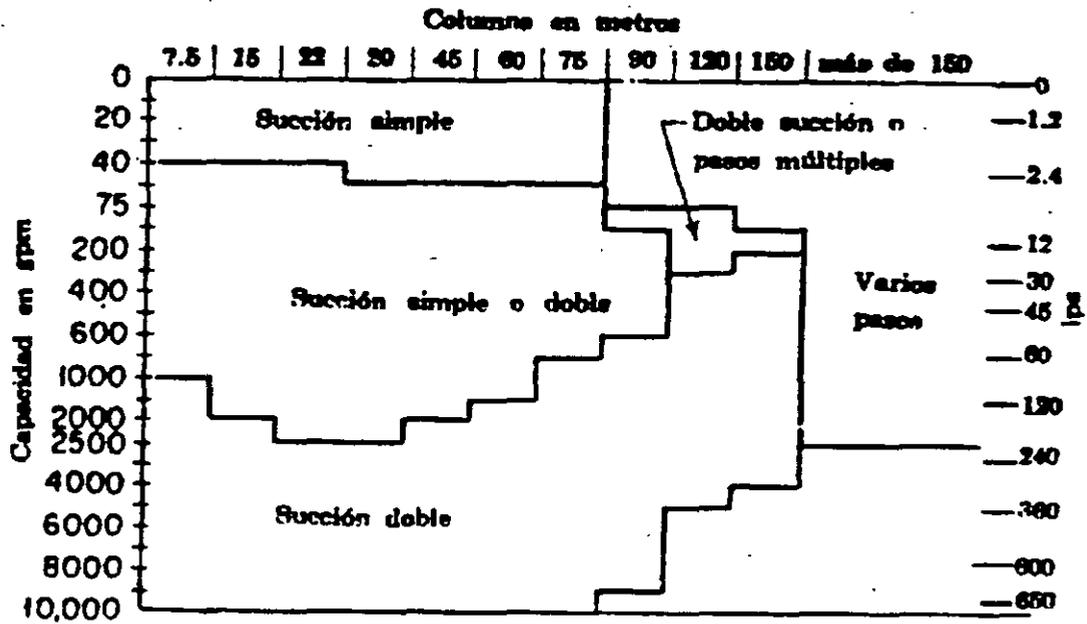


Fig. 9-2- Regiones aproximadas de columna y capacidad para bombas centrífugas (succión simple y doble). (Cortesía de Allis-Chalmers Mfg. Co.)

Diseños de Succión Simple Contra Doble. La Fig. 9-2 muestra las regiones aproximadas en las que se usan bombas de succión simple y doble. Muestra también las regiones generales para aplicación de bombas de uno y varios pasos.

Empaques Contra Sellos Mecánicos. Los rápidos avances en diseño y fabricación de sellos mecánicos hacen obtenibles a estas unidades para muchos servicios de rutina. Los sellos (Fig. 9-3) tienen prácticamente cero escape y pueden usarse para horas en centrífugas y rotatorias. El ahorro de mano de obra de los sellos con respecto a los estoperos frecuentemente inclinan la balanza en favor de aquellos.

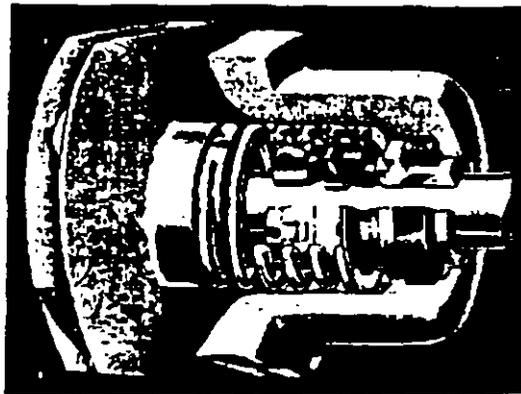


Fig. 9-3 Sello mecánico para bomba centrífuga. (Cortesía de Weinman Pump Mfg. Co.)

Índices de Diseño. Aquí hay numerosos índices misceláneos útiles para especificar y comprar bombas de todos tipos:

Líquidos Volátiles: Puede evitarse la ignición en la línea de succión de la bomba introduciendo un líquido frío de una fuente auxiliar. El control del flujo del líquido puede ser ma-

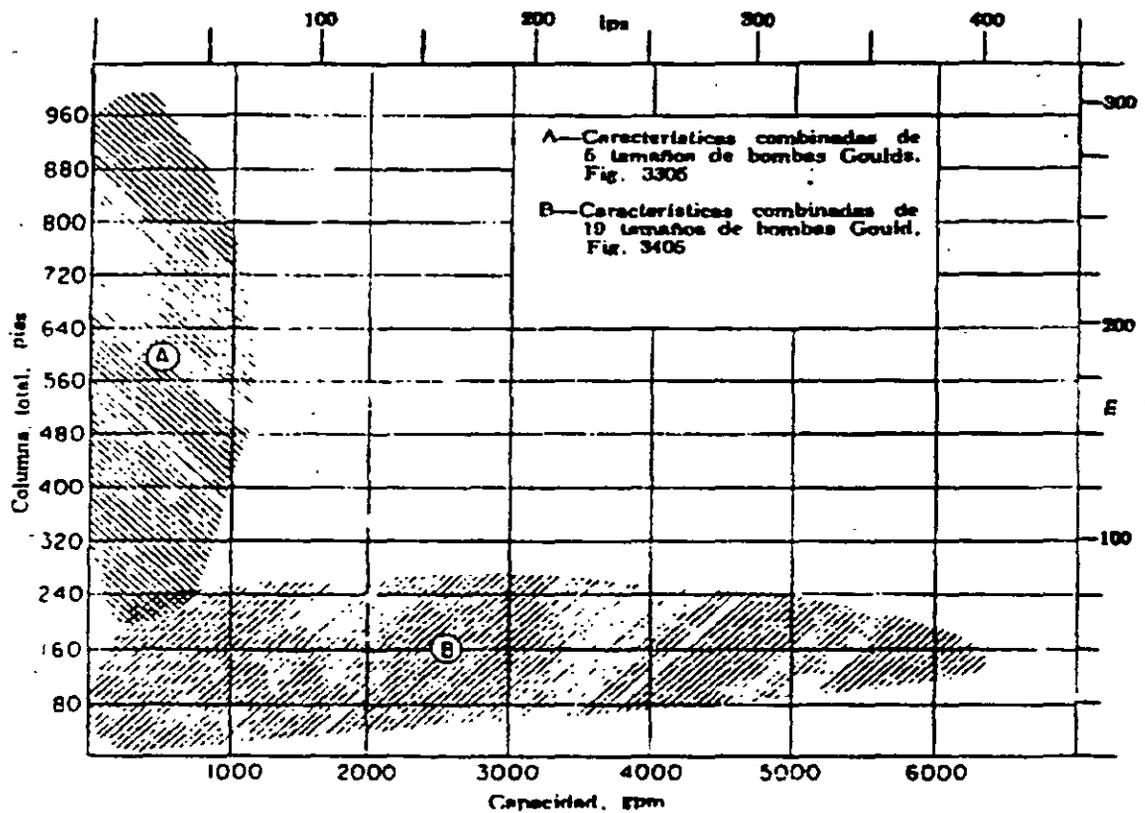


Fig. 9-6 Características de operación combinadas de dos bombas centrífugas (Cortesía de Goulds Pumps, Inc.)

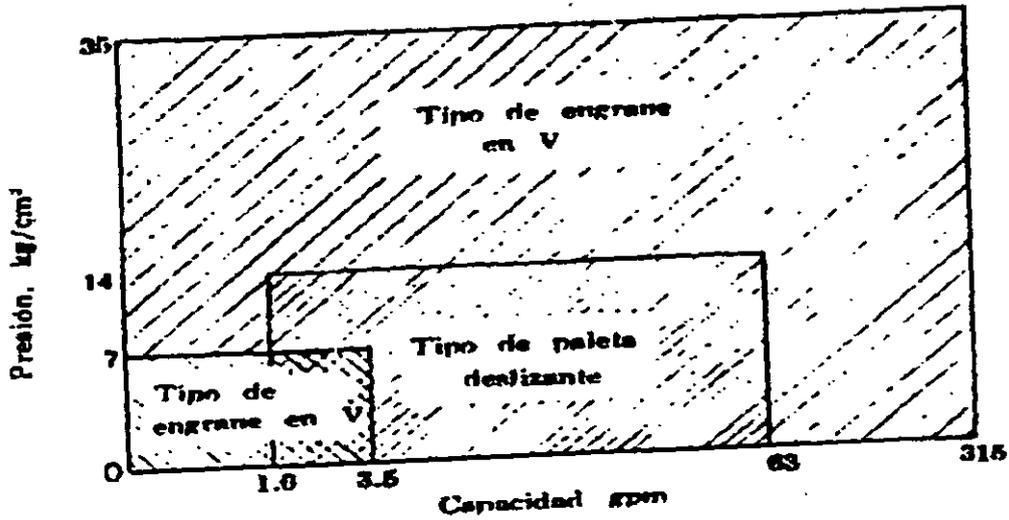


Fig. 9-7. regiones de capacidad para algunas bombas rotatorias. (Cortesía de Goulds Pumps, Inc.)

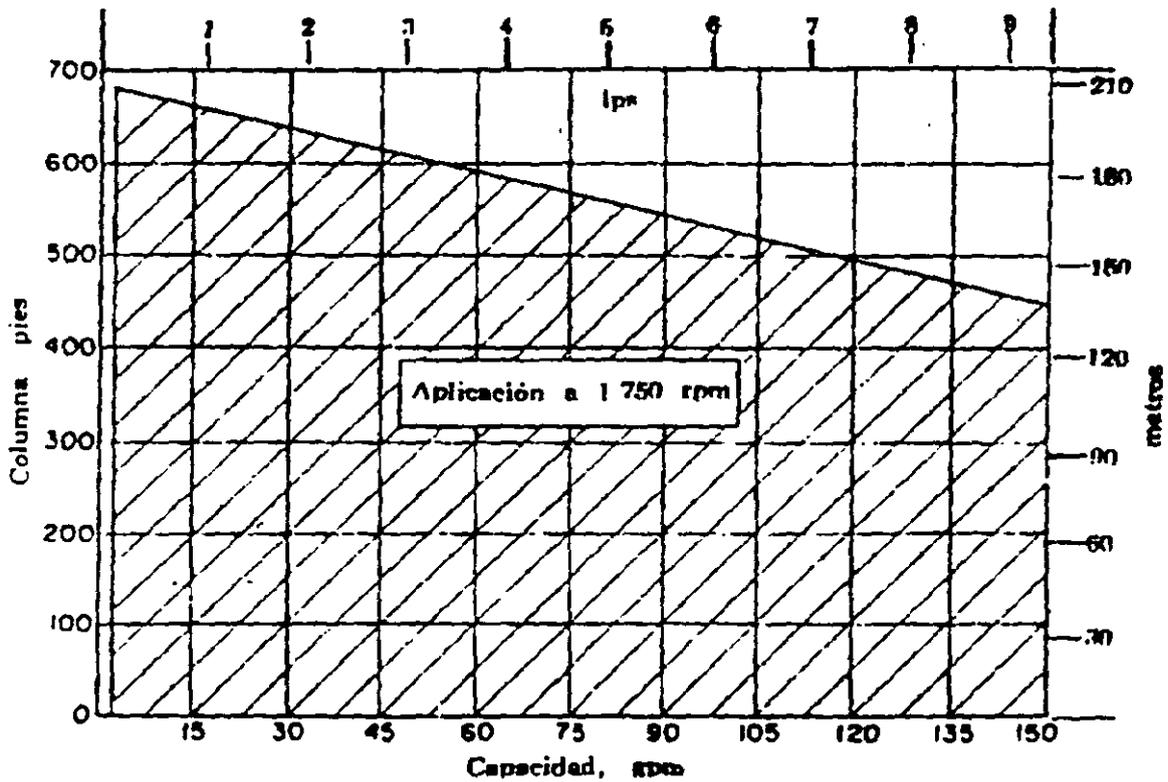


Fig. 9-8. regiones de columnas y capacidad para bombas de turbinas regenerativas de 1 750 rpm. (Cortesía de Aurora Pumps Division, The New York Air Brake, Co.)

nual o automático. Puede llevarse vapor del ojo del impulsor del primer piso al espacio del vapor del receptáculo de succión excepto cuando la bombilla de succión de la bomba está en posición vertical. Recircúlese una parte del líquido manejado de la descarga de la succión para evitar sobrecalentamiento de la bomba durante periodos de operación en baja capacidad. Citando el collarín de empaque tiene fugas permitidas para la lubricación de la flecha, compruébese que la cantidad de líquido que se pierde no sea excesivo. Cuando el líquido se inyecta en la caja de empaque, se usa generalmente una bomba con empaque externo especialmente para aceite. Hay que asegurarse que este líquido no contamina el material que maneja la bomba. Provéase un regulador de presión al sistema del sellado de la caja de empaque para aliviar unos cuantos kg/cm^2 arriba de la presión de la carcasa. Los sellos mecánicos dobles, que se usan para líquidos problemáticos, requieren también un sistema de sellado del tipo de circulación provisto de una pequeña bomba. Consultese al fabricante de los empaques para conexiones, disposición de enfriamiento y capacidad necesaria. Siempre que sea posible úsese un solo sello en lugar del tipo doble.

SISTEMAS DE TUBERÍAS.

Por conveniencia, pueden clasificarse las tuberías de bomba en tres categorías principales: succión, descarga y líneas auxiliares. Ya que en muchas instalaciones la columna que ha de desarrollarse es principalmente una función de la resistencia de la tubería, es necesario extremo cuidado para elegir las dimensiones y disposición de los tubos. Las pérdidas de fricción se han estudiado ya en anteriores capítulos. Aquí, la discusión se limita a tamaño y disposición de las tuberías. El éxito o falla de un sistema de bombeo es frecuentemente una función directa de la propiedad con que se haya elegido la tubería.

TUBERIA DE SUCCIÓN

Desde el punto de vista de importancia, la tubería de succión probablemente merece más atención que la de descarga debido a que pueden presentarse dificultades menos serias derivadas de las líneas de descarga de dimensiones no adecuadas, que las que puede producir la tubería de succión. Una cspn insuficiente, inestabilidad hidráulica, conformación de vórtices fuertes que conducen a vibración, ruidos, cavitación y desgaste excesivo de las chumaceras son sólo unas cuantas de las dificultades que causa una tubería de succión mal diseñada. Otras más pueden ser: capacidad reducida, golpe de ariete, sobrecalentamiento de la bomba y reducción en la vida de las partes.

Entrada del Tubo de Succión. La Fig. 7-1 muestra tres formas comunes de admisiones usadas para bombas industriales. Un simple tubo (Fig. 7-1a.) es adecuado solamente para instalaciones temporales porque las pérdidas de entrada son probablemente excesivas. Se prefiere (Fig. 7-1b y 7-2) una coladera con válvula de pie (pichanca integral) debido a que hay menos peligro de que entren materias extrañas al-

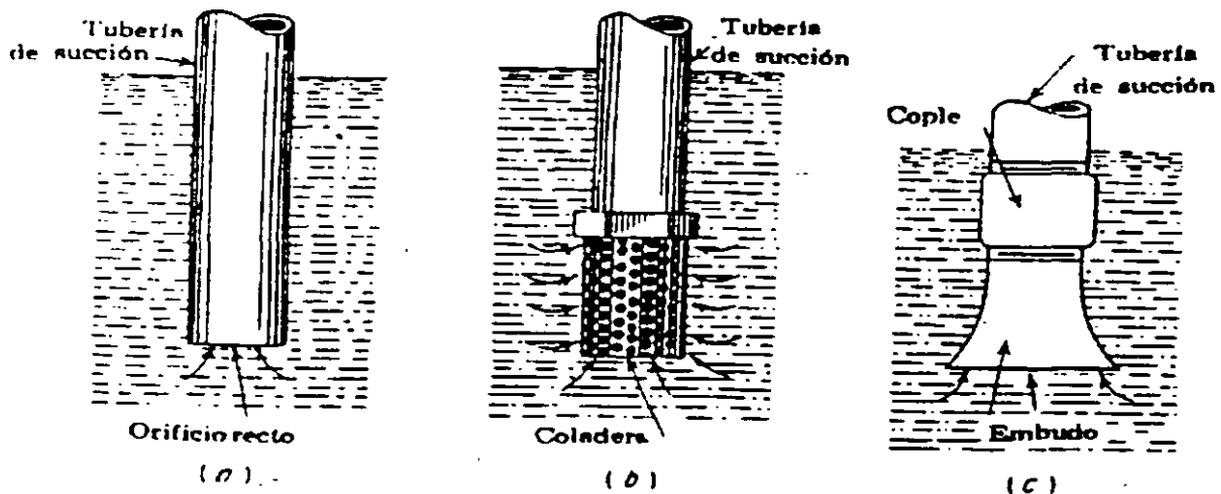


Fig. 7-1. Entradas a tuberías de succión (a) Provisional. (b) Coladera con válvula de pie integral. (c) Entrada en forma de embudo o campana.

Tubo de succión. Por otra parte, el agua retenida en el tubo de succión por la válvula de pie eliminara la necesidad de cebar la bomba después de que ha dejada de operar. Las campanas de succión (Fig. 7-1c) pueden construirse con o sin válvulas de pie u son útiles cuando deben mantenerse las perdidas de succión a un mínimo. Es una buena practica el usar-

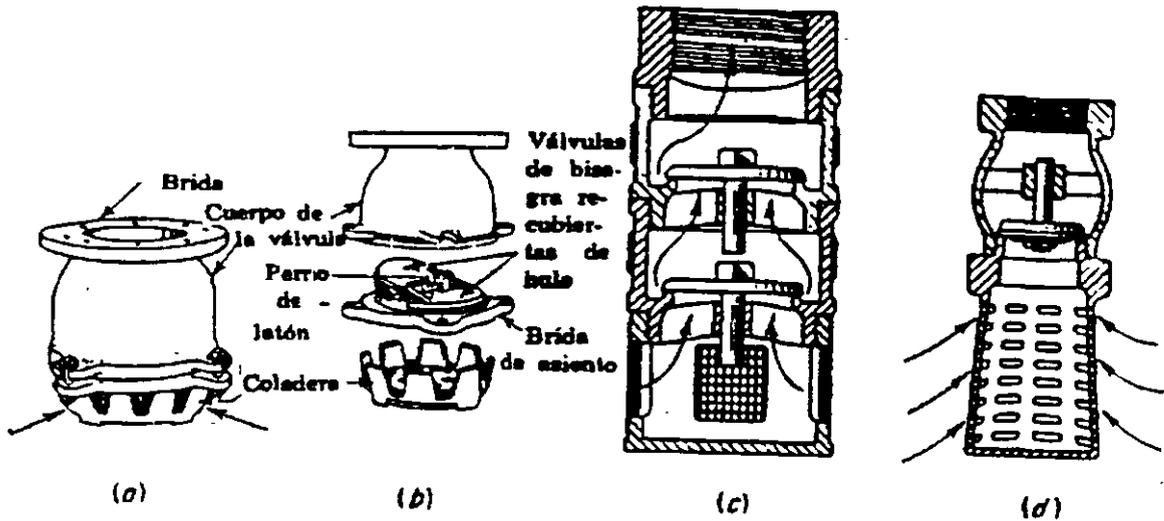
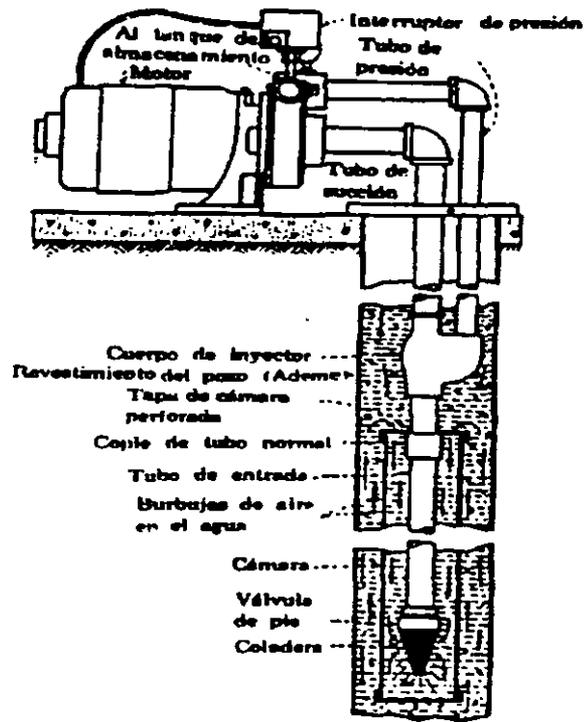
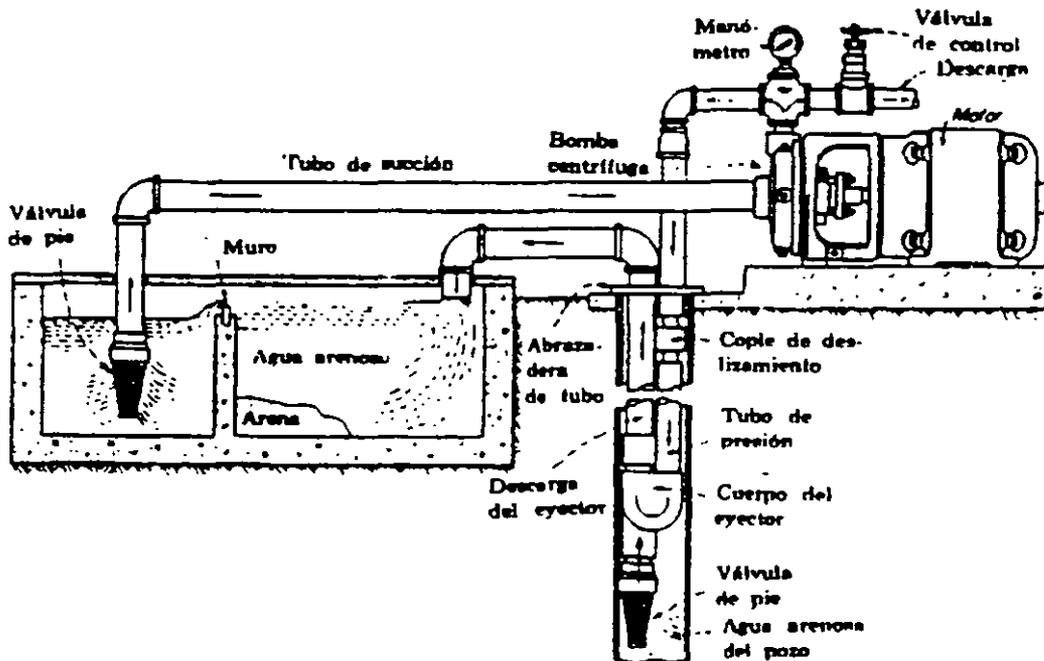


Fig. 7-2. (a) Combinación de válvula de pie y coladera. (b) Válvula desarmada. (c) coladera con dos válvulas de pie. (d) coladera con una sola válvula



(a)



(b)

Fig. 7-3 (a) Se puede evitar la entrada de burbujas de aire encerrando la válvula de pie.
(b) La cámara de asentamiento elimina la arena del agua.

una entrada de campana con una válvula de pie y una coladera siempre que sea posible para instalaciones permanentes en la mayor parte de las bombas centrífugas y reciprocantes.



Fig. 7-4. Modelo de entrada provisto de banderitas indicadores del flujo, (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

Frecuentemente se encuentran diversas dificultades cuando se usa un tubo de admisión vertical para una bomba. Con un nivel bajo en el líquido en la cámara de admisión, o con insuficiente inmersión del tubo de admisión, puede producirse un vórtice, produciéndose entrada de aire en el líquido. El

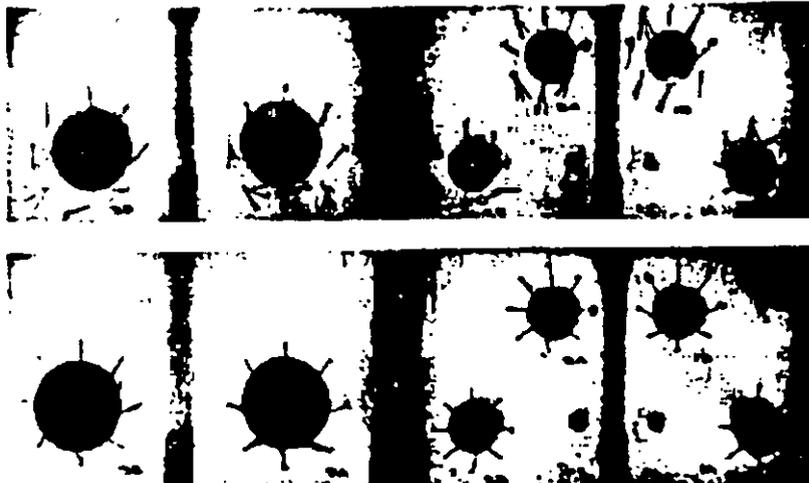


Fig. 7-5. Modelos de prueba antes y después de reducir el claro entre campanas (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

mejor remedio es el usar una admisión acampanada y de las dimensiones necesarias para mantener la velocidad del líquido en menos de 0.9 m por seg. Cuando la línea de

alimentación del líquido entra a la cámara de admisión cerca del tubo, puede evitarse la formación de burbujas de aire sumergiendo el extremo de salida del tubo de alimentación. Para evitar remolinos en la entrada cuando el tubo de alimentación entra en un lado de la cámara cilíndrica, puede usarse una mampara en la salida del tubo de alimentación. La Fig. 7-3 muestra diagramas útiles en el diseño de tuberías de admisión para bombas de chorro.

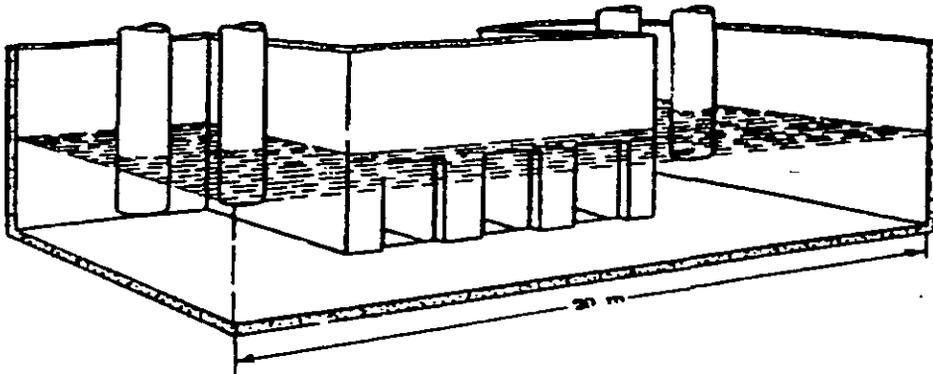
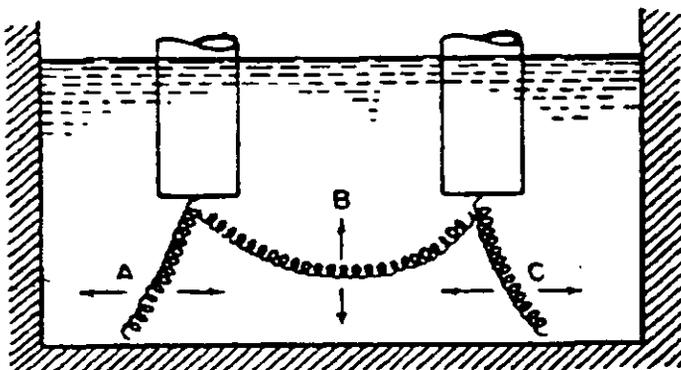


Fig. 7-6. Entrada propuesta para cuatro bombas verticales. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

Diseño de la Admisión. Se han obtenido muchos datos útiles, especialmente para bombas verticales, de las pruebas con modelos de varios diseños de admisión. Los canales que guían el agua a las bombas verticales afectan considerablemente el comportamiento de la unidad y su efectividad. Aun cuando las admisiones para instalaciones de una sola bomba son relativamente simples, los de varias las bombas requieren bastante ingenio en su diseño, particularmente cuando la capacidad en las facilidades existentes se aumenta con la inserción de más bombas en un espacio limitado. La Fig. 7-4 muestra un modelo típico de admisión provisto de veletas indicadoras del flujo. En un modelo similar (Fig. 7-5) el efecto, de la reducción de la distancia entre campanas aparece en la foto inferior. Nótese, en la foto superior, cómo el flujo es, o bien a través del fondo de la campana de admisión o en forma



cambiarlos de posición bajo las campanas. El vórtice B se eliminó completamente. El muro frontal evita que los disturbios lleguen a las bombas, mientras que los túneles con sus techos inclinados tienen la suficiente longitud para enderezar el flujo que llega a las bombas.

La Fig. 7-9 muestra una vista en planta de una instalación de bombeo resistente en la cual existían vibraciones excesivas. Los chorros que se establecían en el flujo de entrada entre las bombas creaba varios vórtices en cada lado. La Fig. 7-10 muestra la corrección adoptada. Contiene un muro de represa de proporciones adecuadas entre las bombas y la entrada, 0.75 de un diámetro de campana del centro de las bombas. Las campanas de succión se bajaron hasta dar un claro de 0.4 veces el diámetro de campana. Finalmente, se insertó otro muro entre la presa y el muro exterior, separando las bombas en celdas simétricas.

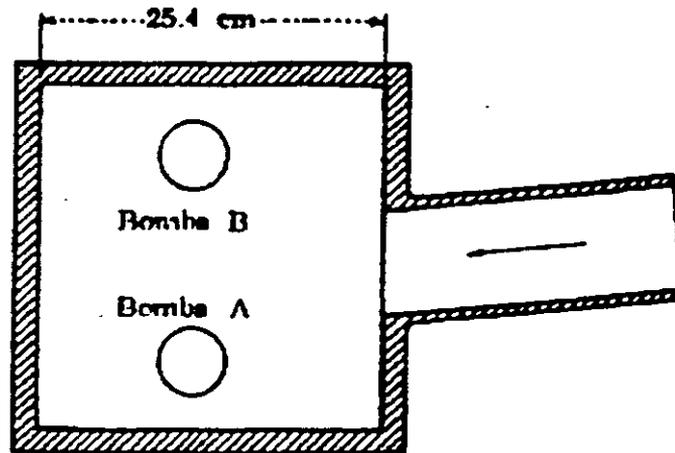


Fig. 7-9. Vista de planta de entrada de bomba que causa vibración excesiva. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

FIG, 7-7. Formación de vórtices en las entradas <je la Fig. 7-6. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.)

de vórtice, según indican las posiciones de las veletas. El bajar las campanas produce un flujo uniforme radial en cada tubo de succión, según lo muestran las veletas en la fotografía inferior.

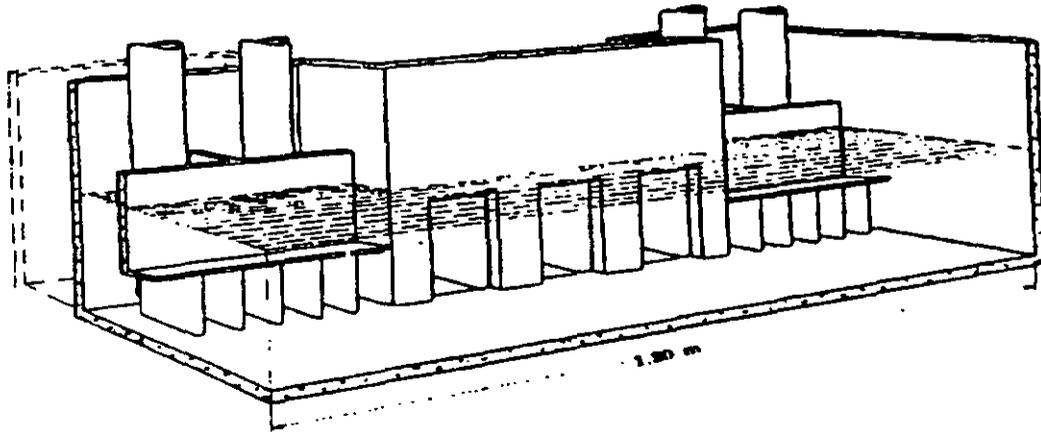


Fig. 7-8, La entrada de la Fig. 7-6 modificada después de las pruebas de modelos, (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

El flujo en el canal es el aspecto más importante en estudios de estabilidad hidráulica. Las esquinas pronunciadas, vueltas abruptas y disposiciones no simétricas ocasionan disturbios en el flujo del canal. Con bombas verticales, las pérdidas hidráulicas rara vez necesitan considerarse debido a que las velocidades de admisión son bajas. El principal problema a resolver es el de evitar la formación de remolinos y vórtices que alteren el flujo. Esto puede hacerse cambiando el diseño del canal para eliminar los disturbios o bien aislándolos en áreas donde no hagan daño.

Diseños Típicos. La Fig. 7-6 muestra una instalación propuesta para un edificio nuevo. Habrían de usarse cuatro bombas centrífugas verticales grandes, colocando dos en cada rincón de la entrada. Las pruebas de modelos mostraron inmediatamente que la gran cantidad de agua proveniente de las compuertas chocaba contra el muro frontal, creando una fuerte distorsión del flujo. La vuelta tan abrupta de 90 grados enfrente de las bombas agravaba esta condición. Las velocidades medias cerca de las bombas parecían bajas, pero la falta de guías permitía disturbios en las bombas y formaba vórtice. La Fig. 7-7 muestra los vórtices que se observaron con varias combinaciones de bombas y compuertas. Debido a los grandes claros entre campanas y la gran área detrás de ellas, los cuerpos giratorios de agua abajo de las bombas con vórtices A y C (Fig. 7-7) se movían siempre que la influencia de las compuertas que producían el disturbio, llegaba a ellos. La superficie del agua no indicaba las condiciones que se encontraban en el fondo.

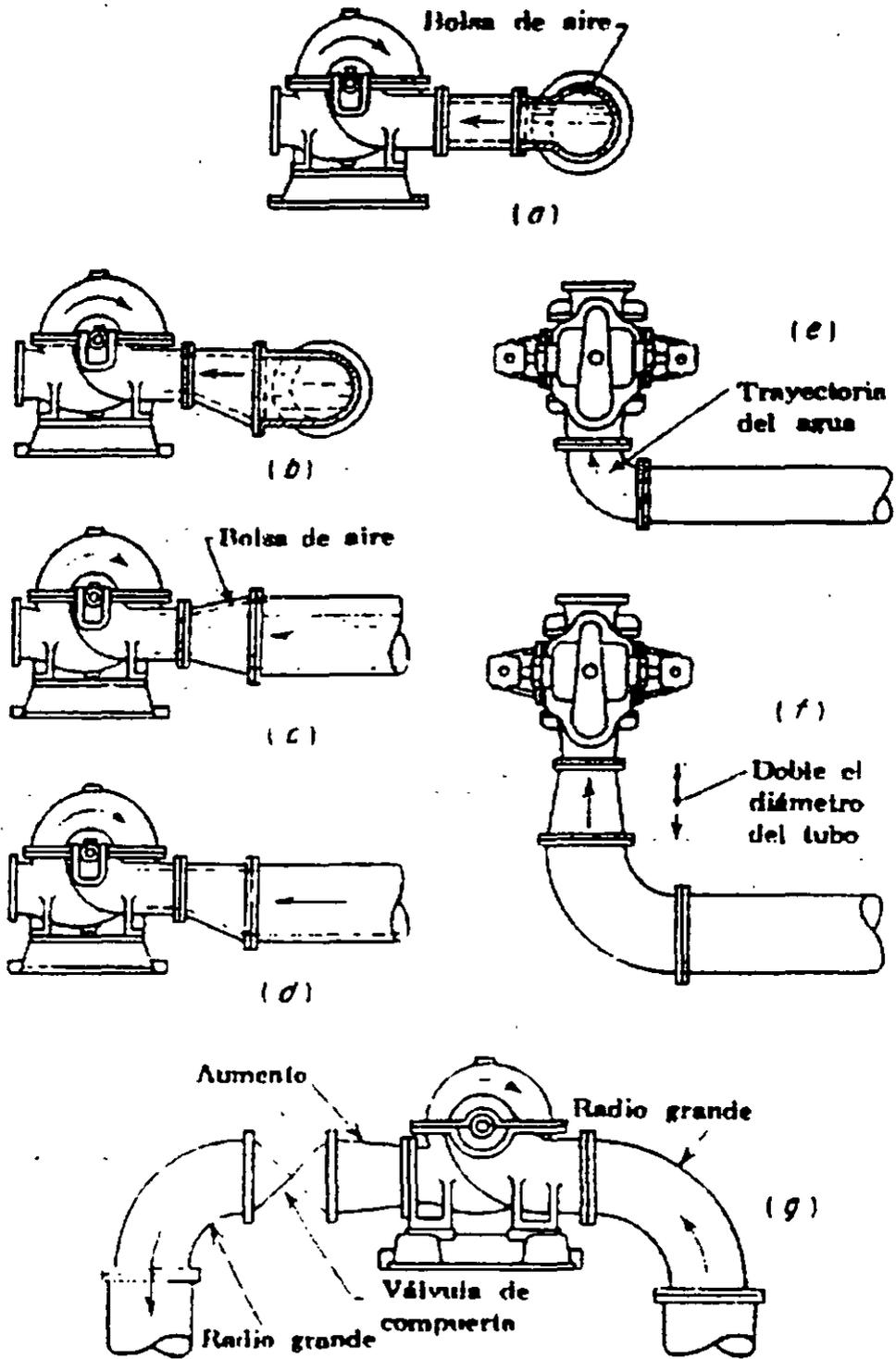
A mayores capacidades, los vórtices se hacían más pronunciados, mostrando que la trayectoria de flujo era inconveniente y necesitaba corrección. La Fig. 7-8 muestra cómo se cambió la disposición de entrada. La magnitud de los vórtices A y C se redujo sin

El claro entre las campanas y el piso para la entrada, es quizás la variable de diseño mas importante. Un claro de $G/4$ suministra la misma área de flujo que la sección transversal de la campana y es la profundidad mínima a la cual puede bajarse la campana y retener aun un flujo acelerante. La mejor región para claro de campana, $G/2$ a $G/3$, deberá usarse siempre que sea posible. La eficiencia de la bomba es mayor que con una entrada infinita.

Cuando el flujo se aproxima a la entrada en una dirección, es conveniente un muro atrás de la bomba. Esto ayuda a evitar la formación de vórtices en el agua muerta atrás de la bomba. Es una buena práctica localizar este muro posterior a $3G/4$ del centro de la bomba.

Para instalaciones de una sola bomba, el ancho del canal no es muy importante si excede o iguala a $2G$, y la bomba se encuentra en el centro del canal. Sin embargo, puesto que el espacio es generalmente costoso y un canal muy grande tiende a inducir corrientes secundarias, rara vez es conveniente exceder un ancho de $2G$. Siempre que se hace esto, debe tenerse precaución.

La longitud del canal elegido debe producir una distribución uniforme del agua inmediatamente adelante de la bomba. Como referencia puede usarse un plano a $3G/4$ enfrente del centro de la bomba. El flujo a través de este plano debe ser normal a el y sin irregularidades. Un canal con longitud de unos 2.5 a 3 veces el ancho corriente arriba del plano, elimina generalmente los disturbios del flujo. Esto hace que la longitud del canal sea alrededor de $7g$.



7-12. Sugestiones para la tubería de entrada de bombas centrífugas horizontales.

del flujo cuando éste pasa de una bomba a la siguiente. El ancho del canal debe ser tal que $W/G = 1 + 1 (4G + 8GN) / 3H$, donde W = ancho del canal; G = diámetro de la campana de succión; H = profundidad del agua, y N = número de bombas en la dirección de la corriente. Las dimensiones de esta ecuación deben estar en unidades consistentes entre sí.

El espaciamiento entre las bombas debe ser lo bastante amplio para estabilizar y redistribuir el flujo conforme pasa cada una de las bombas. Probablemente es adecuada una distancia de 2.5 a 3 veces el ancho del canal entre planos de referencia.

Dimensiones de la Tubería. Como regla general, el tubo de succión para cualquier clase de bomba nunca deberá ser de un diámetro menor que la conexión de entrada de la bomba. Si es posible, el tubo de succión debe ser dos o más tamaños mayores que la conexión de entrada de la bomba, esto asegura menos pérdidas de fricción en la columna de la línea de succión.

La Fig. 7-12 muestra algunos factores importantes que deben recordarse cuando se proyectan las líneas de succión de bombas centrífugas horizontales. No hay que hacer arreglos como los que se muestran en la Fig. 7-12a o c debido a que hay la posibilidad de que se formen bolsas de aire. Úsese de preferencia un reductor excéntrico (Fig. 7-12b). Inclínese el tubo de succión hacia arriba, hacia la bomba. Las bolsas de aire pueden formarse en los puntos mas altos, haciendo que la bomba pierda cebamiento, aun citando esté provista con una válvula de pie en la línea de succión. Evitense codos de radio reducido (Fig. 7-12e) en bombas de doble succión, debido a que entrará más líquido en un lado del impulsor que en el otro. Esto puede reducir la capacidad de la bomba y su eficiencia, y puede sobrecargar la chumacera de apoyo, produciendo una falla rápida. Úsese un reductor, como se muestra en la Fig. 7-12f para bombas de doble succión. La Fig. 7-12g muestra el arreglo preferido para bombas centrífugas horizontales. Para evitar la transmisión de vibración a la carcasa de la bomba, tanto la tubería de succión como la de descarga deben estar soportadas independientemente en un piloto cercano a las bridas de entrada y salida.

Para bombas de vapor de acción directa, se emplean generalmente algunas reglas empíricas para determinar el tamaño de la tubería de succión y de descarga. Estas son:

$$d_s = \sqrt[3]{10g}$$

$$d_d = \sqrt[3]{8g}$$

$$d_s \text{ o } d_d = 28.7 \sqrt[3]{g/v}$$

donde d = al diámetro interno de la tubería de succión, cm; d_d = al diámetro interno del tubo de descarga, cm; g = con capacidad de la bomba, litros por segundo; y v = con velocidad media del líquido, m/min. Las ecuaciones (7-1) y (7-2) se usan en una velocidad del líquido en la línea de succión que no exceda a 73 m/min, y una velocidad en la línea de descarga de 91 m/min.

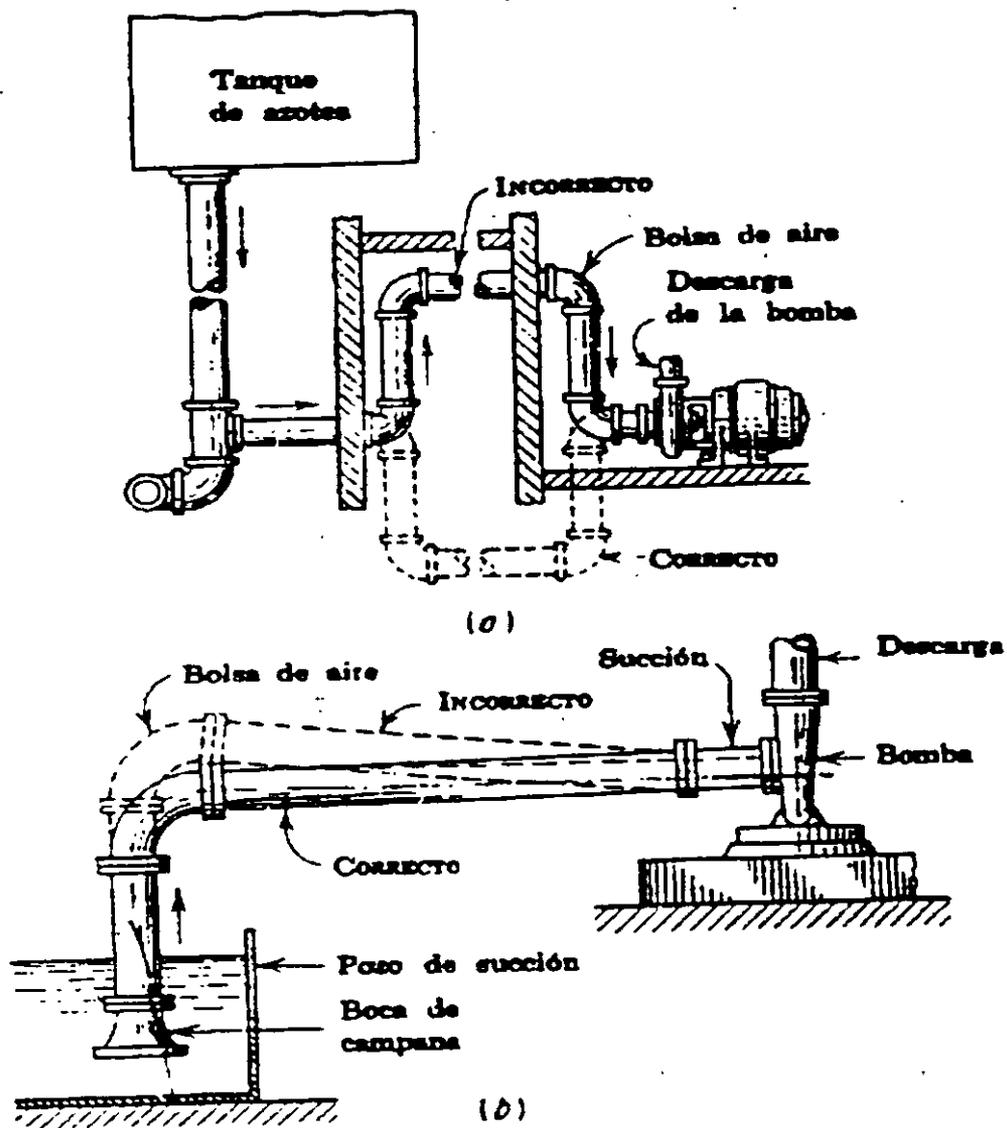


FIG 7-13. (a) El columpio invertido en la línea de succión causaba la formación de una bolsa de aire. (b) La línea de succión debe estar inclinada hacia abajo al alejarse de la bomba.

Alternativas de Diseño. El agua puede aproximarse a la admisión de la bomba en forma axial, ya hacia arriba, ya horizontalmente o bien de arriba a abajo, distribuyéndola en forma uniforme alrededor del área entre la campana y el piso. Este último método requiere menor profundidad de excavación y es en general menos costoso. Más abajo se dan varios factores de diseño para este tipo. El diámetro de la campana de succión G (Fig. 7-11) se usa como referencia de diseño y es generalmente alrededor de dos veces el diámetro del ojo del impulsor. Una relación diferente modificaria los valores de diseño que se señalan más abajo.

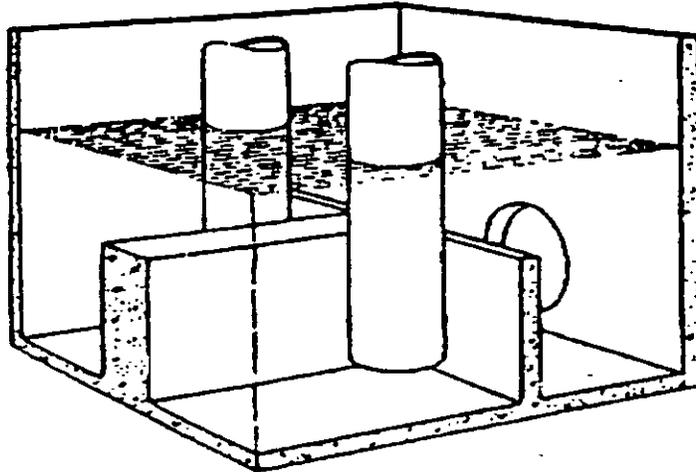


Fig. 7-10 La entrada de la fig. 7-9 después de corregirse según las pruebas de modelos. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

La importancia del tamaño de la tubería de succión se encuentra señalada en la Fig. 7-13a. que muestra una bomba alimentada por un tanque elevado y provista de una vuelta hacia arriba en la succión. Aun con el tanque de presión, la bomba no podría desarrollar su flujo normal debido a que se forma una bolsa de aire en la vuelta. El cambio de la vuelta hacia abajo, según se muestra, corrige perfectamente la falla. La Fig. 7-13b muestra el modo correcto de colocar una línea de succión larga con relación al eje de la bomba.

Velocidad del Líquido. La Fig. 7-14 contiene datos sobre las velocidades recomendables para líquidos en las líneas-

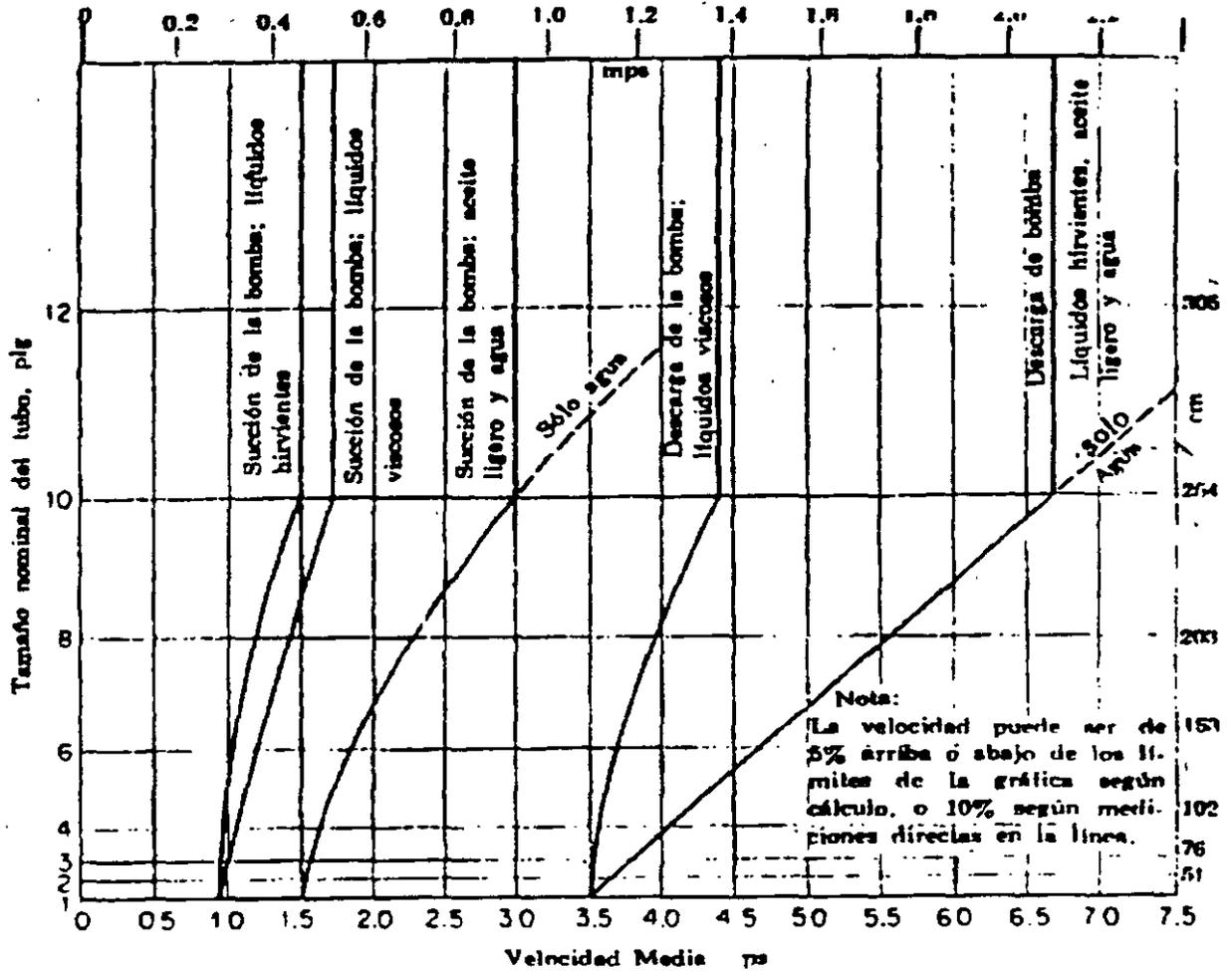


Fig. 7-14 Velocidades recomendadas de líquidos para las líneas de toma y descarga de una bomba. (Cortesía de Power).

que se casan en varios tipos de plantas de procesos industriales. Está basada sobre una extensa experiencia, puede usarse sobre todas clases de bombas en cualquier planta normal. Nótese que, una vez que el líquido se encuentra bajo presión en el lado de descarga de la bomba, pueden usarse velocidades más altas sin peligro de dificultades. 1.a Fig 7-15a muestra el tamaño recomendado para la tubería de succión en noticias rotatorias que manejan líquidos viscoso. Los tamaños dados se basan en instalaciones donde no existe elevación estática de succión y la línea es de configuración relativamente simple.

MOTORES PARA BOMBAS

Probablemente se han usado en las bombas toda clase de motores y fuentes de potencia, con algún tipo de transmisión de potencia, cuando es necesario. Actualmente las bombas están movidas por motores eléctricos-ya sean centrífugas, rotatorias o reciprocantes. Pero también se usan turbinas de vapor, de gas e hidráulicas y motores de gasolina, diesel y gas. Hay otras fuentes de potencia con popularidad relativamente limitada como motores de aire, turbinas de expansión de aire, paletas de viento, etc.; pero su utilización está confiada generalmente a ciertas aplicaciones especializadas. Los medios para la transmisión de potencia del motor a la bomba incluyen coples flexibles, engranes, bandas planas o V, cadenas, así como acoplamientos hidráulicos y magnéticos o engranes.

MOTORES ELÉCTRICOS

Para aplicaciones estacionarias, el medio más común para mover bombas son los motores de corriente alterna (*ca*) cuando existe alguna razón para no usar motores de *ca*, usan de corriente continua (*cd*). El motor de *cd* es muy popular en servicio marino en toda clase de embarcaciones.

Características de Carga. Hay dos características importantes de la bomba por lo que respecta a la elección de motor: el par de arranque requerido en operación normal y los requisitos de velocidad. La mayor parte de las bombas centrífugas y rotatorias se mueven a velocidad constante, excepto bombas de gran tamaño en las que se puede variar la velocidad. Muchas bombas reciprocantes operan a velocidad constante, pero en algunas aplicaciones la variación de velocidad permite un ajuste fácil de la capacidad de la bomba.

Los motores eléctricos para mover bombas en Estados Unidos, * son generalmente unidades de jaula de ardilla y de arranque a voltaje pleno, aunque también se usan algunos motores de *cd*. También se usan motores de rotor devanado y sincrónicos. Los desarrollos más recientes en motores sellados "enlatados" y de entrefierro axial así como bombas electromagnéticas, están ejerciendo notable influencia en el diseño tanto de bombas grandes como pequeñas. En algunos motores enlatados, el flujo de agua los atraviesa completamente simplificando las conexiones de la tubería de la bomba. Los motores de entrefierro axial se reducen prácticamente al espesor de una tortilla, permitiendo una fácil instalación y mantenimiento. Ambos tipos son a prueba de escapes, un factor muy importante en aplicaciones de procesos.

Motores de Corriente Alterna. Los motores de inducción de rotor devanado ofrecen cuatro ventajas: (1) control de velocidad con variaciones de velocidad hasta del 50 por ciento de la plena, a 40 por ciento del caballaje normal, (2) alto par de arranque con bajos kva en cargas pesadas; (3) alta disipación de calor en el reóstato de un arranque, que permite grandes pérdidas por deslizamiento durante el arranque sin que el motor peligre; (4) cargas de tipo amortiguada por la operación de alto deslizamiento, lo que da

un efecto de volante muy deseable en las cargas pico. Los motores de rotor devanado se usan frecuentemente cuando se requiere la operación periódica para velocidad reducida.

Los motores síncronos modernos son unidades de doble propósito: son un medio eficiente para mover las bombas y al mismo tiempo suministran un modo práctico para mejorar el factor de potencia de una planta. Un motor síncrono se puede aplicar a cualquier carga que pueda moverse satisfactoriamente por un motor de jaula de ardilla diseño B de NEMA. Otras cargas para las cuales están particularmente bien adaptado el motor síncrono son las que requieren un kva bajo de arranque, para controlarle a velocidad variable en donde se permite un acoplamiento de deslizamiento. A 3600 rpm, pueden usarse motores síncronos para cargas de 2000 a 5000 hp. Arriba de este caballaje son los motores de elección. A 1800 rpm es dudoso el que los motores síncronos tengan ventajas arriba de 1000 hp. En tamaños más pequeños se pueden usar para mejorar el factor de potencia de la planta.

En la región de 500 a 1200 rpm, cualquier motor diseñado para servicio continuo y de 700 hp y arriba, pueden perfectamente bien ser síncronos. De 200 a 700 hp en esta velocidad, la elección depende del valor de la mejora del factor potencia, costo de energía y el número de horas de operación. Debido a su baja eficiencia y a su factor de potencia, los motores de inducción no representan la mejor elección para operaciones abajo de 500 rpm. Los motores síncronos se construyen para operar a factor de potencia unitario o adelantado y con buenas eficiencias, a velocidades tan bajas como 72 rpm. Para conexión directa en tamaños de 200 hp para arriba y velocidad de 500 rpm o menores, el motor síncrono será más adecuado para bombas recíprocas grandes. La Fig. 8-1 muestra las regiones de velocidad y potencia típicas par empleo de motores de inducción y síncronos.

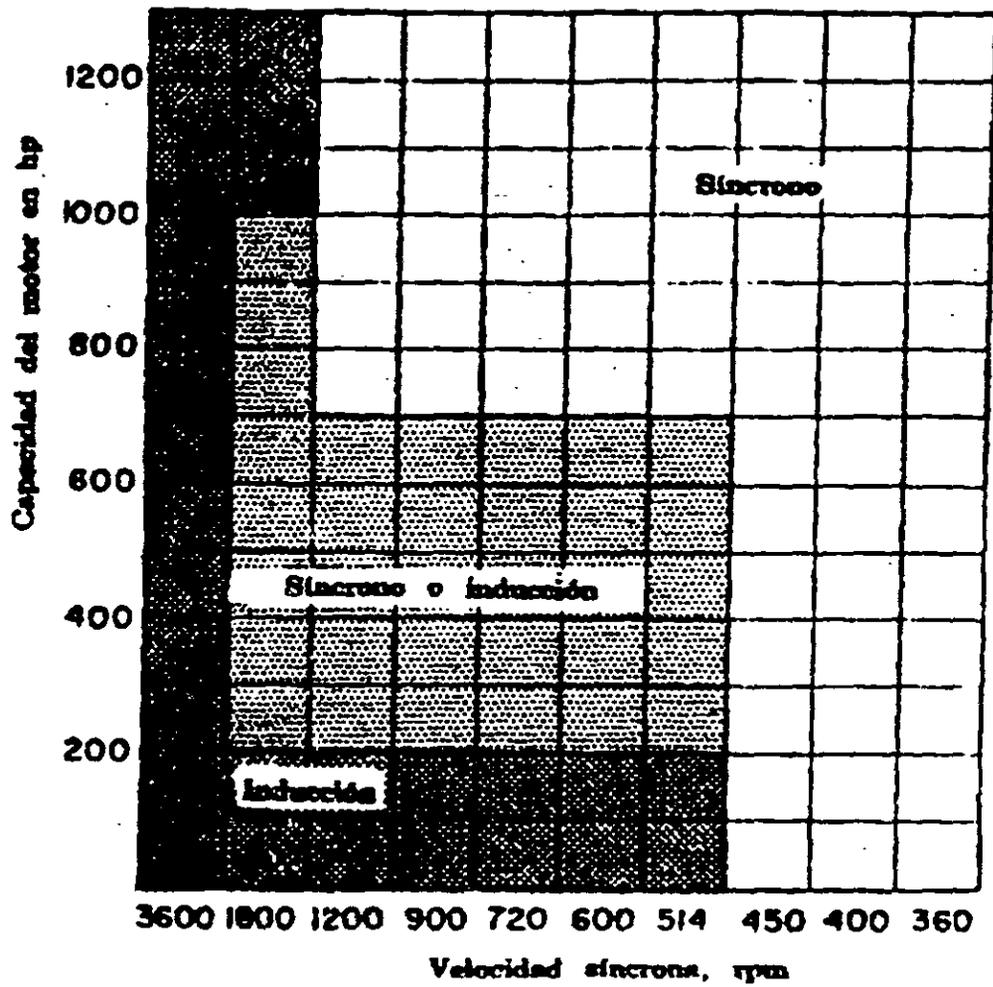


Fig. Regiones de aplicación para varios motores de c-a.

Los motores síncronos verticales de flecha hueca se usan para algunas bombas de pozo profundo. Las características eléctricas de estas unidades son las mismas que para movi-

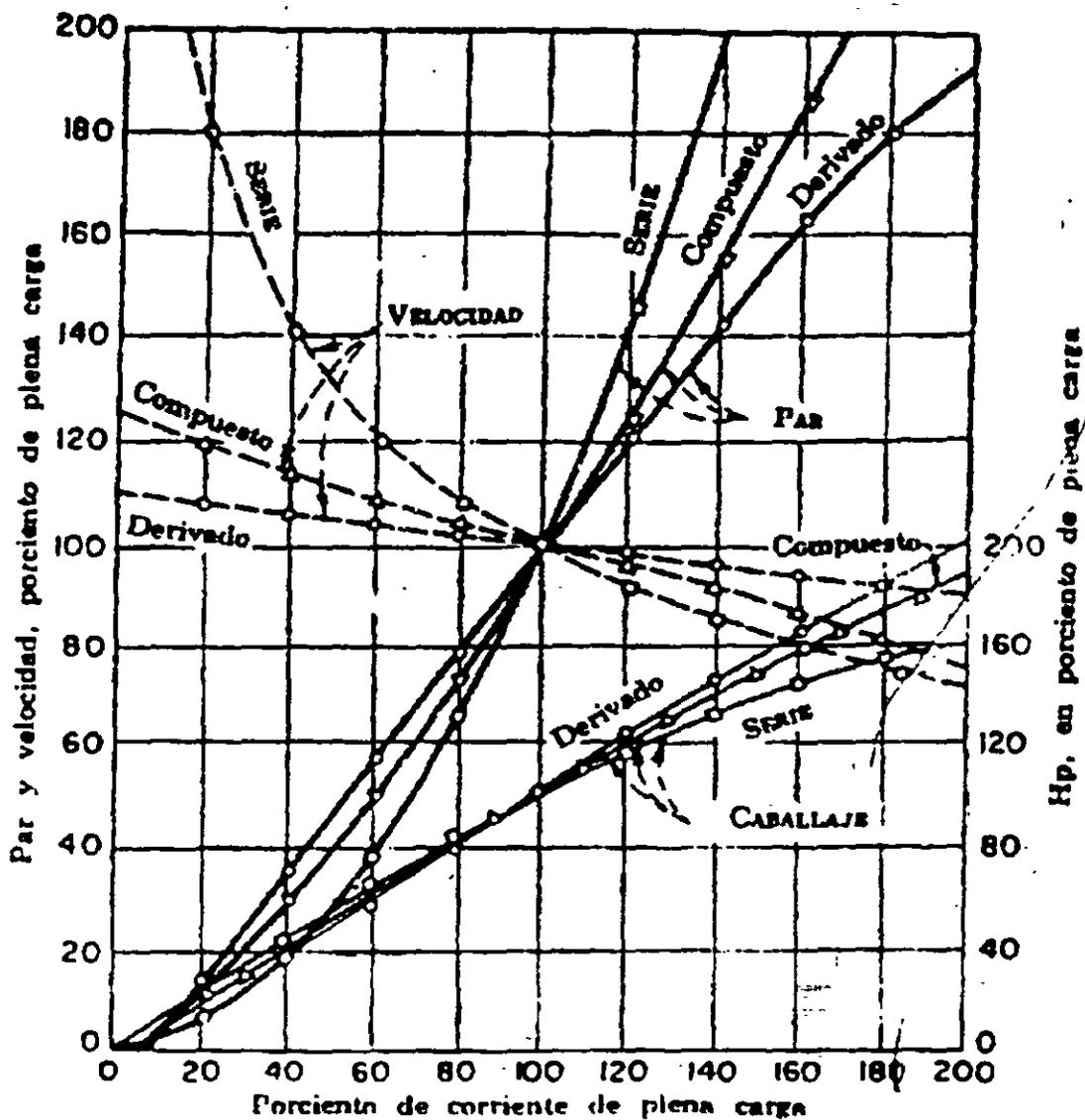


Fig. 8-2 Características de velocidad, par y potencia de motores de c-d.

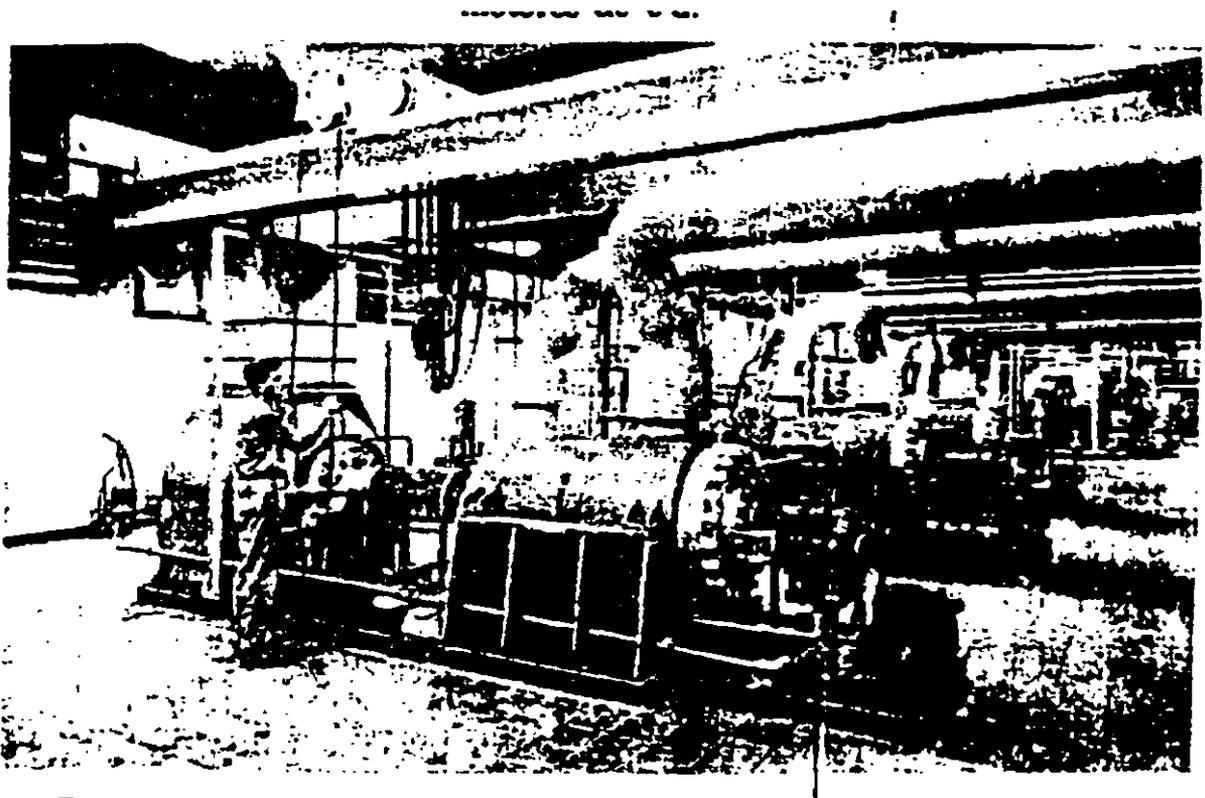


Fig. 8-3 Motor con ventilación forzada que mueve a una bomba de alimentación de caldera.

miento horizontal pero las características mecánicas son algo diferentes. Los requisitos de protección contra sobrevelocidad o rotación en sentido contrario para el motor pueden ser mayores que lo normal. Por ejemplo, cuando el motor se detiene, el líquido en la tubería de descarga puede regresarse del tubo, produciendo una inversión de la rotación del motor. Para evitar esto, generalmente se usa un acoplamiento de trinquete u otro medio. Esto evita la inversión del motor o limita la velocidad de inversión a un valor seguro. Se usa éste también con otros tipos de motores.

Para aplicaciones de bajo caballaje con bombas pequeñas, el motor monofásico de inducción del tipo capacitador resulta muy apropiado para muchas aplicaciones. Todas las unidades monofásicas, salvo el tipo universal, deben contener algún aditamento auxiliar para desarrollar un buen par de arranques. Los tipos básicos de motores monofásicos incluyen el de polos desplazados, universales, fases divididas, capacitor, arranque de repulsión y sincrónicos. Con excepción del universal, del sincrónico y algunas formas de los diseños de repulsión, todos operan como motores de inducción.

Motores de Corriente Continua. El motor de *cd* se usa cuando un motor de *ca* no es satisfactorio. Los motores de *cd* son productos de alto precio, especialmente en los tamaños mayores. Pero presentan la ventaja de fácil ajuste en su velocidad y control efectivo y simple de par, así como la de su aceleración y su desaceleración. Aún con las

limitaciones del conmutador, pueden-y de hecho lo hacen-manejar ciclos de trabajo particularmente difíciles. Como regla empírica se puede considerar el tamaño económico máximo de un motor de *cd* aquél en que el producto del caballaje por velocidad sea menos de 1.5 misiones. Desde el punto de vista de tensión, se usan 250 volts para unidades de 500 hp, 600 volts para 600 a 1000 hp, y 700 o 900 volts arriba de 1000 hp

La Fig. 8-2 muestra las características de velocidad, par y caballaje de los tres tipos de motores de *cd*: serie, paralelo y compuesto. Muchas bombas centrífugas operan a 1800 o 3600 rpm; ambas velocidades representan valores de equipo sincrónico de ca. Con motores de *cd*, pueden obtenerse cualquier valor intermedio, mayor o menor de velocidad, si se usan controles adecuados. Sin embargo, es mejor operar el motor a su velocidad normal. Esta puede variar de 50 rpm para motores de 1000 a 8000 hp a 3,500 rpm para motores de 1.5 a 40 hp.

Carcasas. El tipo de carcasa especificado para un motor que mueva una bomba es particularmente importante debido a que las bombas se colocan en una gran diversidad de lugares: intemperie, interior, en minas, cuartos de bombeos de barcos, etc. Las carcasas típicas que se usan con bombas incluyen las de a prueba de goteo, a prueba de salpicaduras,

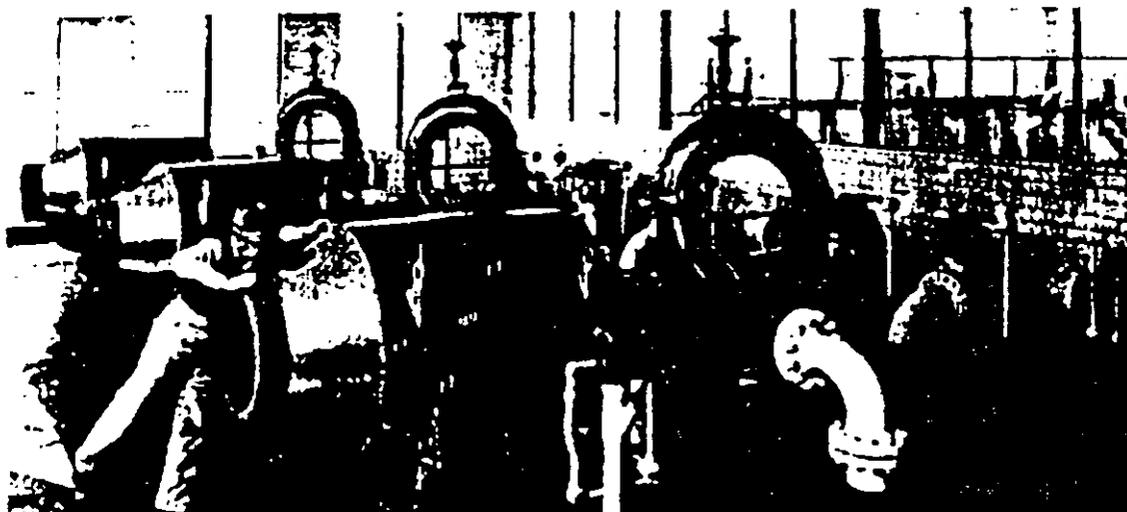


Fig. 8-4. Motores autoventilados en estación de bombeo de tubería. (cortesía de Standard Oil Co. (N.J.))

ventiladas por tubo, protegidas de intemperie, etc. Para una lista completa de carcasa que se pueden obtener en los motores hasta 200 hp, véase la publicación MG-1-1955 de NEMA. Los motores ventilados por tubería tienen un ventilador exterior como se muestra en la Fig. 8-3, mientras que en la Fig. 8-4 se muestran unidades autoventiladas en una estación de bombeo para una línea de tubería. En todos los motores ventilados es importante que el aire esté libre de gases o polvos peligrosos.

Auxiliares Integrales. Los fabricantes de motores actualmente incorporan las unidades de transmisión de potencia en las corazas de muchos motores. Típicos entre éstos son el motorreductor (Fig. 8-5) y el motor de transmisión hidráulica. La popularidad del motorreductor se apoya en el hecho de que el costo y el tamaño de los motores eléctricos aumentan considerablemente conforme disminuye la velocidad para

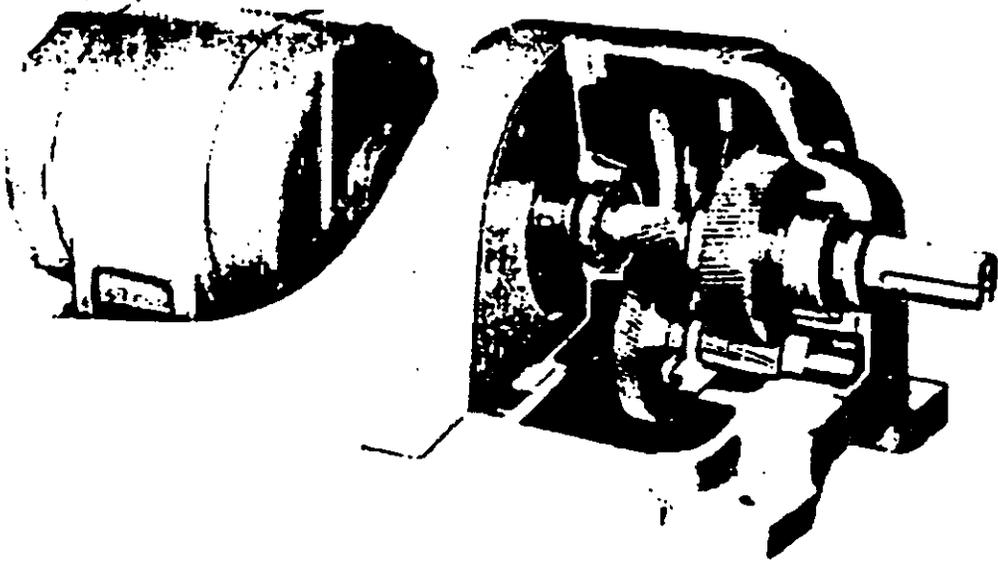
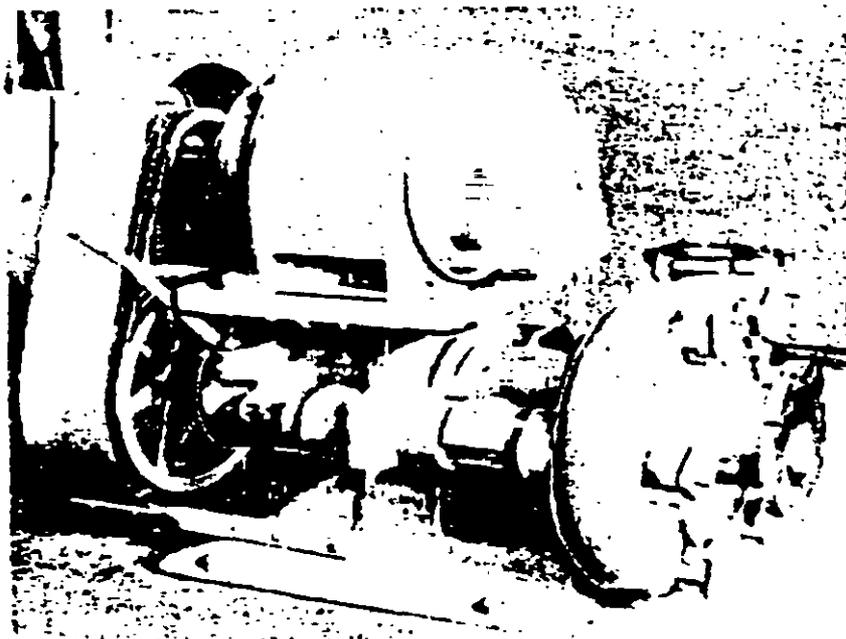


Fig. 8-5. Motorreductor doble. (Cortesía de la Link-Belt Co.)

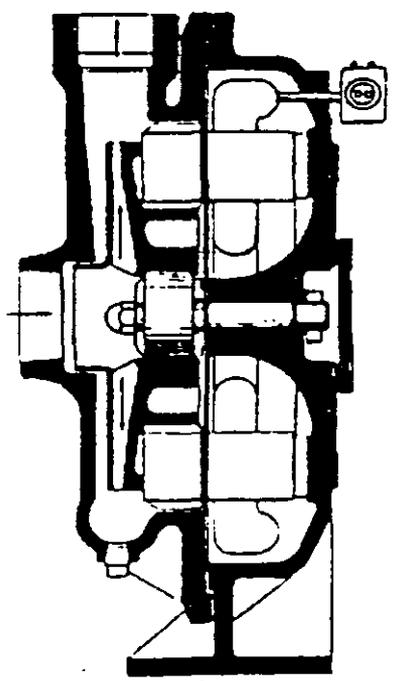
un caballaje dado. Generalmente es más económico el obtener velocidades de motor bajas con el uso de motores normales de 1750 rpm, reduciendo su velocidad de salida por algún medio. Entre 1/6 y 200 caballos, se diseñan muchos motorreductores para velocidades, de salidas de 5.7 a 780 rpm. Cuando la velocidad de la bomba es de 900, 1200 o 1800 rpm sincronicos, puede usarse un motor con 8, 6 o 4 polos, respectivamente, sin reductor de velocidad. En la región de 700 a 900 rpm, sin embargo, muchos ingenieros prefieren el motor de 1800 rpm en combinación con bandas planas o V. A 700 rpm o menos, la práctica común es usar una transmisión por cadena, por banda, por reductor de engranes separados o bien la práctica que se está haciendo popular, de usar el motorreductor. Los motores de velocidad variable acoplados por engranes o bandas para muchas velocidades de salidas diferentes, son también populares.

Requisitos del Par. Para obtener los requisitos de par de arranque y de operación de una bomba en particular, hay que consultar al fabricante. El par de arranque varía generalmente en forma considerable de un tipo de bomba a otro. Con bombas centrífugas típicas el par de arranque es de 15 a 20 por ciento del par de operación normal. Las bombas rotatorias y reciprocantes tienen pares de arranque mayores hasta 150 por ciento cuando no están provistas de una desviación,

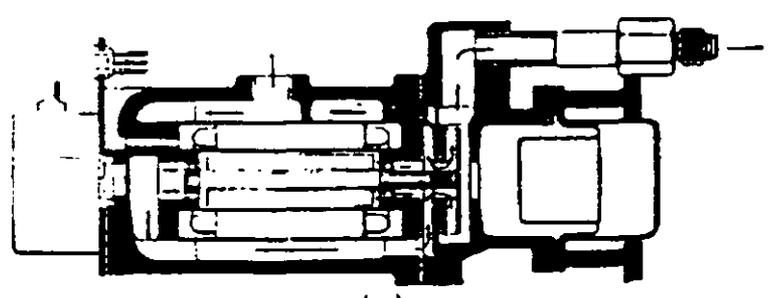
Conexión al Motor. El motor, turbina o máquina de combustión puede acoplarse directamente a la bomba por medio de un cople flexible (Fig. 1-14), cople del tipo espacial.



(a)



(b)



(c)

Fig. 8-6 (a) Bomba para manejo de cenizas movida por banda, por un motor en montaje elevado, de 50 hp. (Cortesía de American Brake Shoe Co.) (b) Bomba de motor con claro axial. (c) Bomba de aeronáutica de motor enlatado.

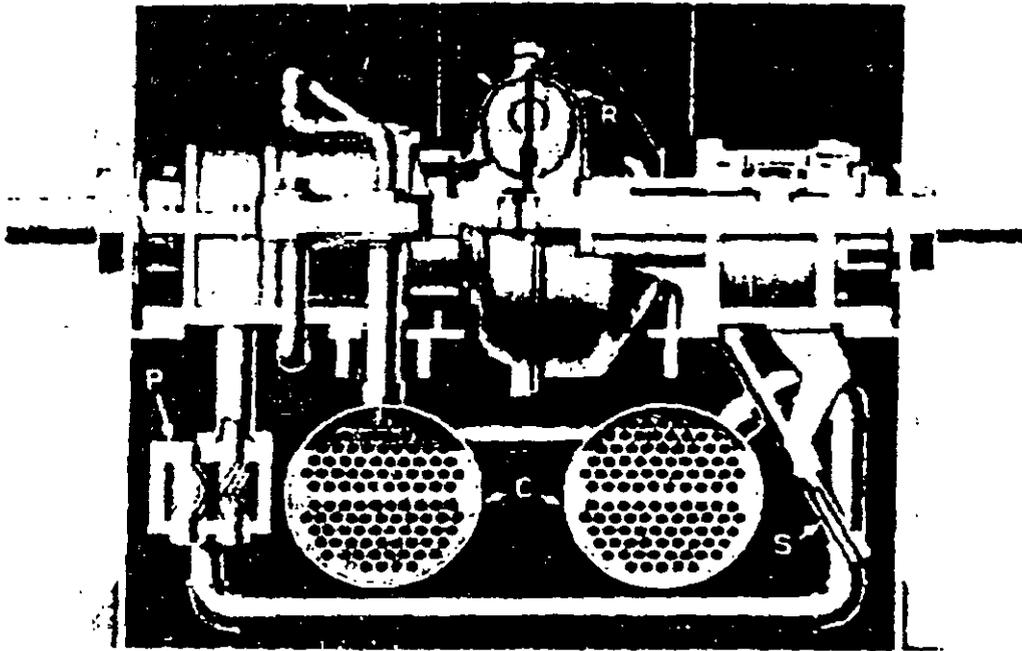


Fig. 8-7 Transmisión hidráulica para paliación de bomba (Cortesía de American Blower Corp.)

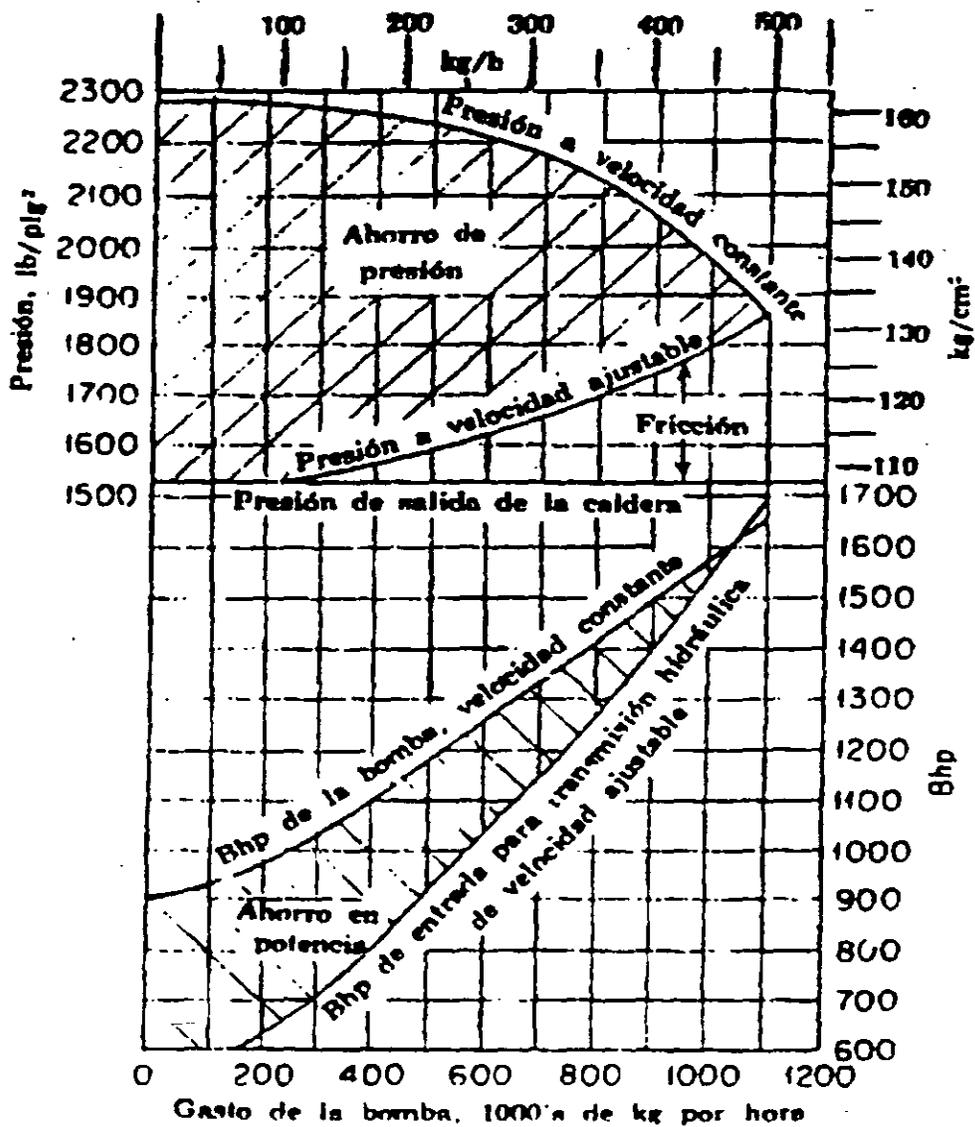


Fig. 8-8 Ahorro en presión y potencia con transmisión hidráulica para una bomba de alimentación de caldera. (Cortesía de American Blower Corp.).

3.-SUMINISTRO DE AGUA.

Fuentes de Agua Dentro de la Tierra. El agua que se bombea de pozos abajo de la superficie de la tierra suministra alrededor del 60 por ciento de la cantidad total que se usa diariamente en la Cd. de México. El resto viene de fuentes de superficie. En plantas industriales, alrededor del 13.5 por ciento del agua que se usa viene de pozos, 19.8 por ciento viene de suministros públicos de agua y el 66.7 por ciento viene de fuentes de superficie. El agua salada constituye alrededor del 21.3 por ciento de las tomas de aguas industriales. El 32.6 por ciento del total del agua industrial se recircula para usarse de nuevo. Puesto que las bombas de diseño algo especializados se usan para pozos de agua, los suministros de agua subterráneos se discutirán primero.

Pozos Profundos. Las bombas del tipo difusor de varios pasos (Fig. 17-1 y 1-22), se usan mucho para servicio de pozo profundo. Las unidades de este diseño general se llaman comúnmente *bombas turbinas verticales*. No deben confundirse con bombas de turbina regenerativas.

Las bombas turbinas verticales pueden ser lubricadas por aceite o por agua. Cuando se tienen chumaceras lubricadas con aceite se usa un tubo de cubierta de flecha. El líquido manejado por la bomba sirve como lubricante en las bombas lubricadas por agua (Fig. 17-1). En estas no se necesita cubreflecha, por lo que se conoce como *bomba de flecha descubierta*. Las bombas turbinas verticales pueden ser movidas por motores eléctricos, turbinas de vapor o máquinas de gasolina o diesel. Las bombas lubricadas por agua se usan cuando se requiere agua absolutamente libre de aceite o cuando algunos cuerpos reguladores deciden que hay una probabilidad remota que el aceite que se usa para lubricación pueda contaminar el agua bombeada. Hay, sin embargo, defensores oficiales de ambos tipos de construcción.

Las bombas turbinas verticales de pozo profundo se fabrican comúnmente para pozos perforados de 153 mm de diámetro y mayores. En muchas áreas el diámetro más económico para un pozo perforado es de 30 mm, pero los tamaños intermedios son populares en instalaciones industriales y municipalidades pequeñas. Se han construido bombas de hasta 760 mm de diámetro y las hay disponibles en el mercado. Además de agua, estas bombas pueden manejar aceite, líquidos volátiles, químicos, etc.

Las bombas de varios pasos para servicio de pozo profundo desarrollan columnas de más de 460 metros y manejan gastos hasta de 1900 lps. El número de pasos elegido depende de la columna que deba desarrollarse siendo la elevación de presión uniforme en cada paso. Las bombas de alta columna pueden tener 20 o más pasos, pero la mayor parte de las unidades que se usan hoy en día tienen generalmente menos.

Los impulsores son generalmente cerrados o semiabiertos. Los difusores (Fig. 17-1), se extienden hacia arriba en los tazones de la bomba. Para las condiciones promedio del agua, los materiales que se usan para el impulsor incluyen bronce, hierro de fundición gris de grano fino, hierro de alto níquel y hierro esmaltado con porcelana. Los tazones

revestidos con porcelana también se fabrican pero no se usan extensamente debido que el impulsor está sujeto a mayor acción de corte que los tazones. Nótese que el ademe del pozo no es parte de la bomba.

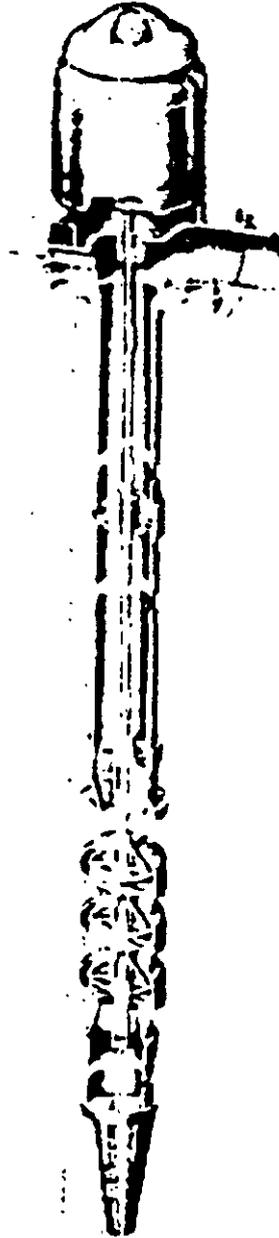


Fig. 17-1 Bomba turbina vertical para pozo profundo y poco lubricada por agua, de tres pasos, movida por motor eléctrico. (Cortesía de Johnston Pump Co.)

Bomba de Motor Sumergido En este diseño (Fig. 17-2), una bomba centrífuga del tipo difusor, vertical, se monta directamente sobre un motor de pequeño diámetro que opera sumergido en el agua del pozo en todo tiempo. La tubería de descarga llamada también

tubo de columna o elevador, soporta el peso de la bomba y el motor. Los motores usados con bombas de este tipo, se diseñan para gran

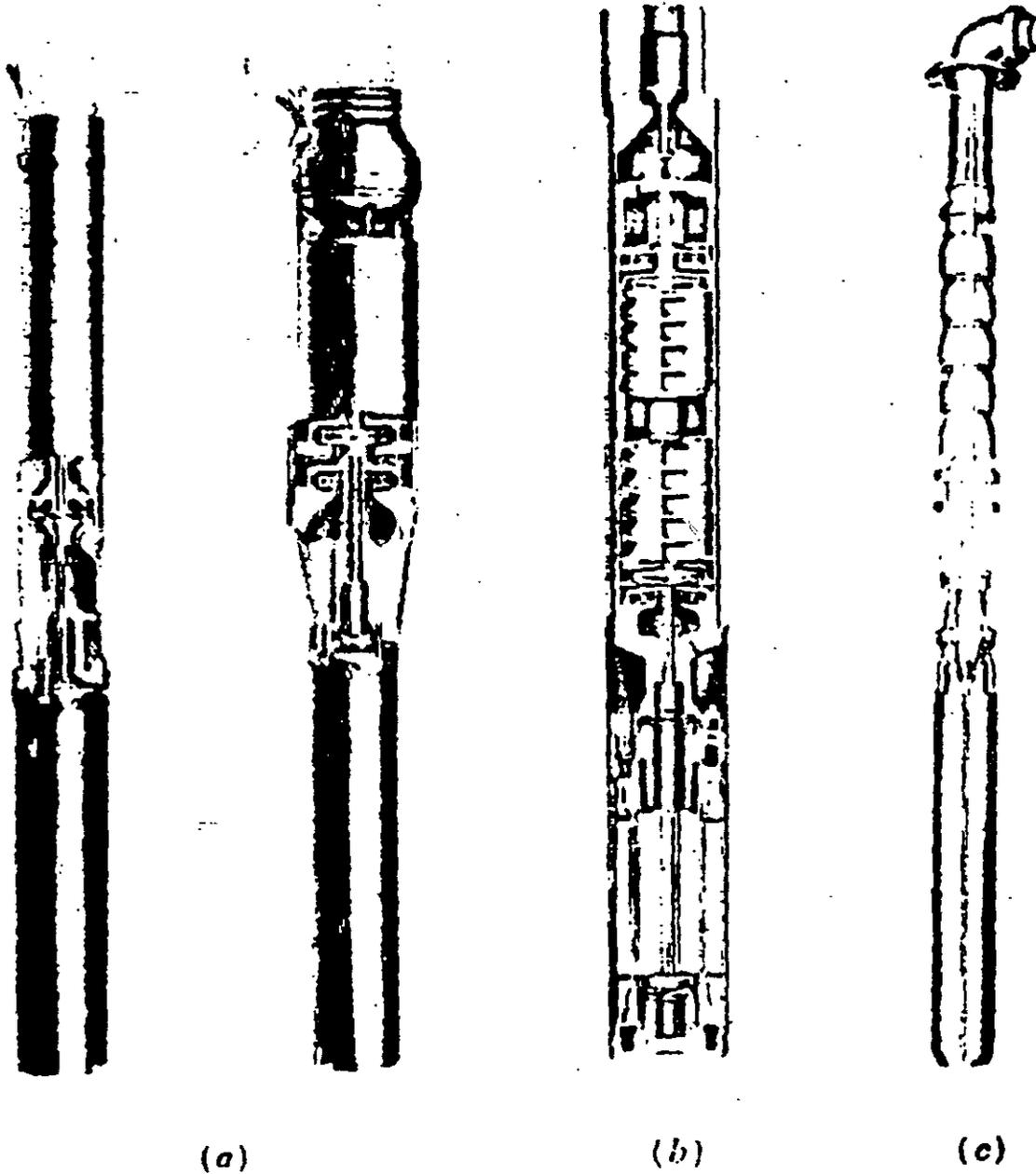


Fig. 17-2. (a) y (b) Bombas de pozo profundo pequeñas, de motor sumergible. (Cortesía de The Deming Co.). (c) Bomba grande de motor sumergible. (Cortesía de Byron Jackson Co.).

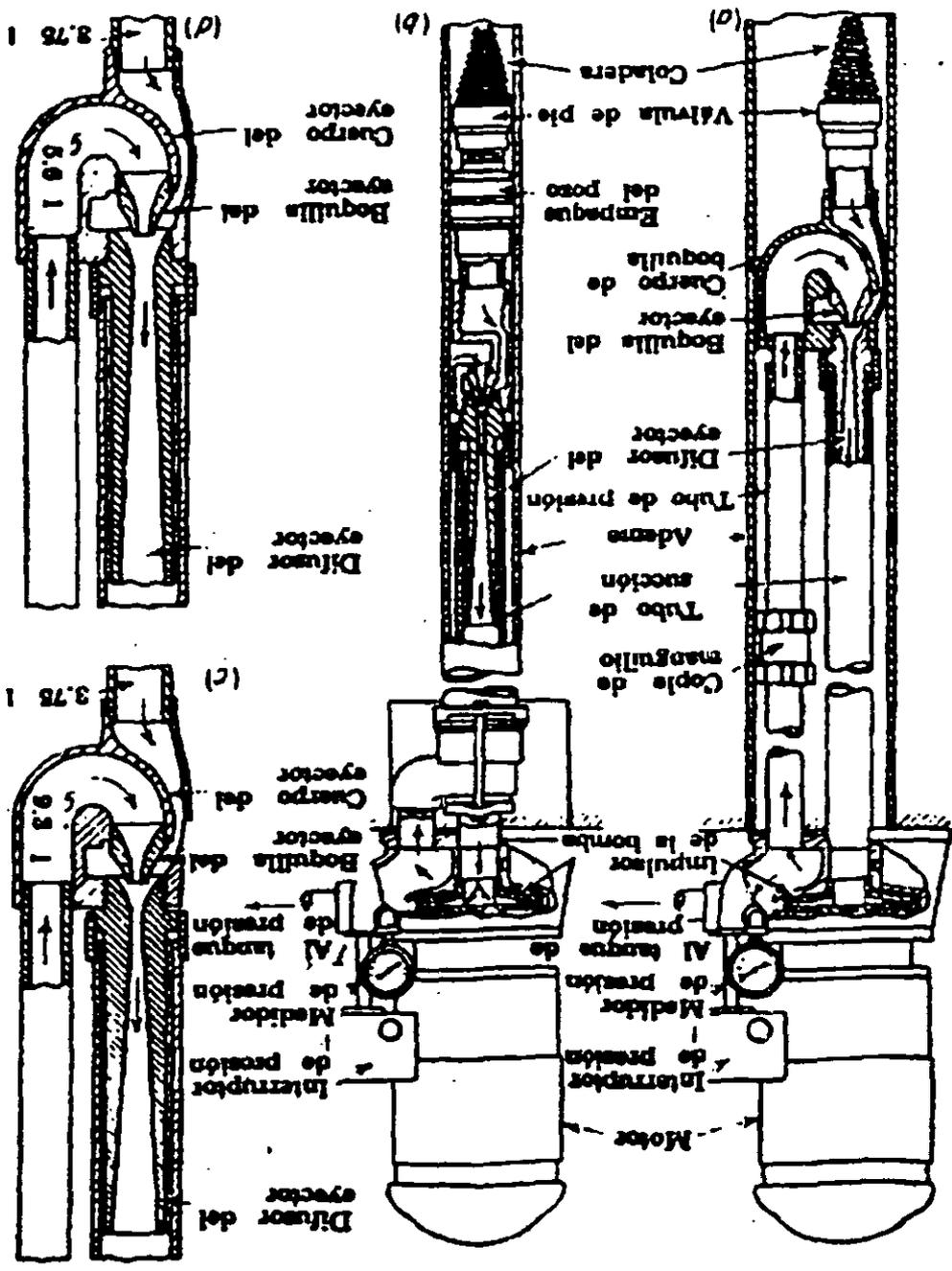
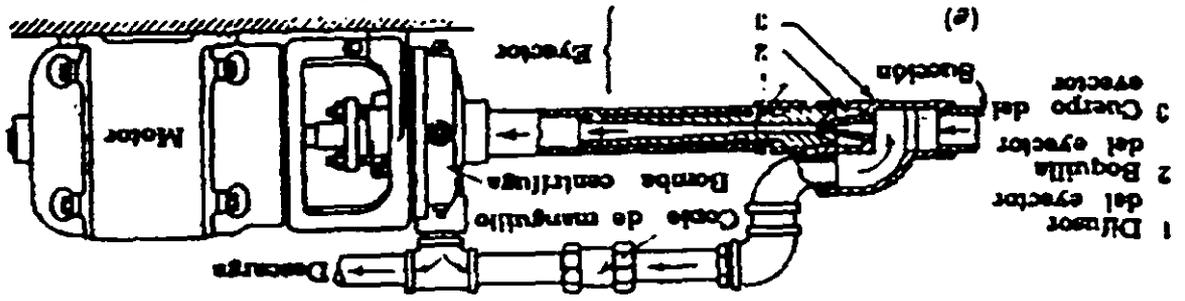


Fig. 17-3 tipos de bombas de eyector (a) De dos tubos (b) De un tubo. (c) Alta columna, baja capacidad. (d) Baja columna, alta capacidad. (e) Eyector conectado cerca de a bomba de una curva HQ de inclinación pronunciada. (Cortesía de Ingersoll-Rand Co.).

servicio sin atención. En caso de una falla en el motor, debe extraerse toda la bomba del pozo. Esto es una desventaja en pozos extremadamente profundos.

Muchas bombas de motor sumergido se construyen para columnas de hasta 3660 metros y capacidades de 25 lps a temperaturas del líquido de 132° C. Algunas bombas mayores de este tipo tienen más de 300 pasos. Muchas bombas de motor sumergido de varios diseños se usan a la fecha tanto para pozos poco profundos como profundos, especialmente cuando el pozo está chueco. Con todas las bombas de este tipo, es necesario una conexión de lubricación entre el motor y la superficie, así como un cable de energía.

Bombas de Eyector. Éstas (Fig. 17-3 y 7-3), combinan una bomba centrífuga de un solo paso en la parte superior del pozo con una boquilla de chorro o eyector localizada en la pantalla de succión del pozo. Una parte del agua descargada por la bomba fluye hacia abajo y a través del eyector, en donde coopera para mejorar el flujo que va a la bomba, subiendo por el tubo de descarga.

Para pozos de poca profundidad, con una elevación de menos de 7.60 metros, el eyector se coloca generalmente sobre la superficie, en la carcasa de la bomba, en lugar del pozo. Esto permite un mantenimiento más fácil. Para profundidades mayores el eyector se encuentra en el pozo y la bomba, que puede ser horizontal o vertical, en la superficie.

Las bombas de eyector están más adecuadas para elevación de 7.60 metros o más con capacidades hasta 3.16 lps de descarga neta (=capacidad de la bomba-cantidad usada en el chorro). Son comunes las elevaciones hasta 38 metros, y algunas bombas operan con elevaciones de 45.7 metros. En general la eficiencia de una bomba de eyector en elevaciones altas es reducida; hay otros diseños mejores para servicio de columnas altas.

Bombas de Rotor Helicoidal. Estas se asemejan a las bombas turbinas lubricadas por agua, excepto en el extremo líquido y su conexión a la flecha. En lugar de un impulsor la bomba está provista con un rotor helicoidal que opera en un estator bihelicoidal (Fig. 17-4). El agua atrapada en las depresiones del estator se desplaza positivamente por el contacto movable continuamente hacia arriba del estator con el rotor. Un tubo de transmisión flexible arriba del rotor amortigua los efectos de los movimientos del rotor y el estator.

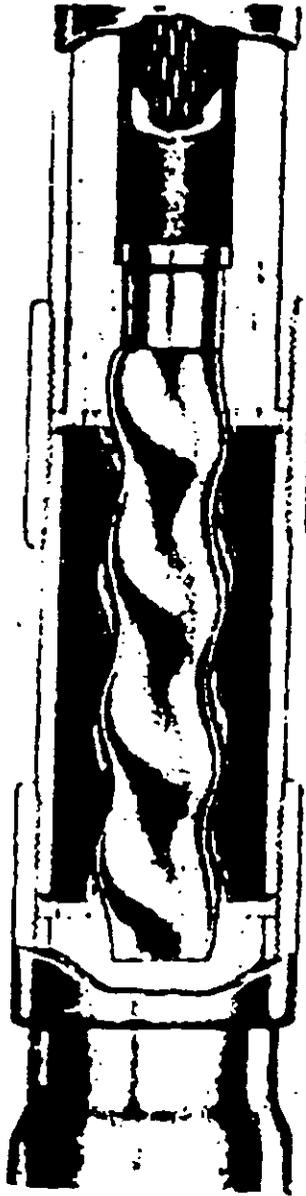


Fig. 17-4. Bomba de pozo profundo de rotor helicoidal. (Cortesía de Peerless Pump División, Food Machinery and Chemical Corp.).

Las unidades de este tipo se diseñan para pozos profundos y capacidades de 32 a 210 lps y columnas hasta de 305 metros. Se usan pozos perforados con diámetros interiores de 10 centímetros o más.

Bombas Reciprocantes. Se usan a la fecha relativamente pocas bombas reciprocantes en pozos industriales ya que los varios tipos de bombas centrífugas obtenibles se adaptan mejor a este servicio. La Fig. 17-5 muestra las componentes de una bomba

reciprocante moderna para el suministro de agua. La cabeza de bombeo (Fig. 17-5a), puede usarse con muchos tipos de extremos líquidos, algunos de los cuales se muestran en la Fig. 17-5b. El extremo líquido de doble acción se localiza en el pozo, por debajo de la superficie del agua. Las bombas de pozo reciprocantes se construyen en capacidades de 19 lps y columnas de alrededor de 240 metros de agua.

Fuentes Superficiales de Agua. El suministro de agua de fuentes superficie cubre las dos terceras partes del agua que se usa en la industria. Las *bombas turbinas verticales de acoplamiento estrecho* (Fig. 17-6) encuentran muchas aplicaciones actualmente en este servicio. Éstas se asemejan a las bombas turbinas verticales descritas al principio de este capítulo pero generalmente están diseñadas para instalaciones más reducidas. Estas unidades se usan para bombeo de lagos, ríos, lagunas, pozos, suministros etc. En donde se requiere un gasto de pequeño a mediano con presión alta. Las capacidades en una línea llegan hasta 1390 lps columnas hasta 456 metros.

Para gastos medianos a grandes y a presión mediana, se usan frecuentemente bombas de flujo mixto verticales (Fig. 1-23). Esta se construye para operar a velocidades de alrededor de 400 t 1750 rpm para entregar 32 a 6300 lps

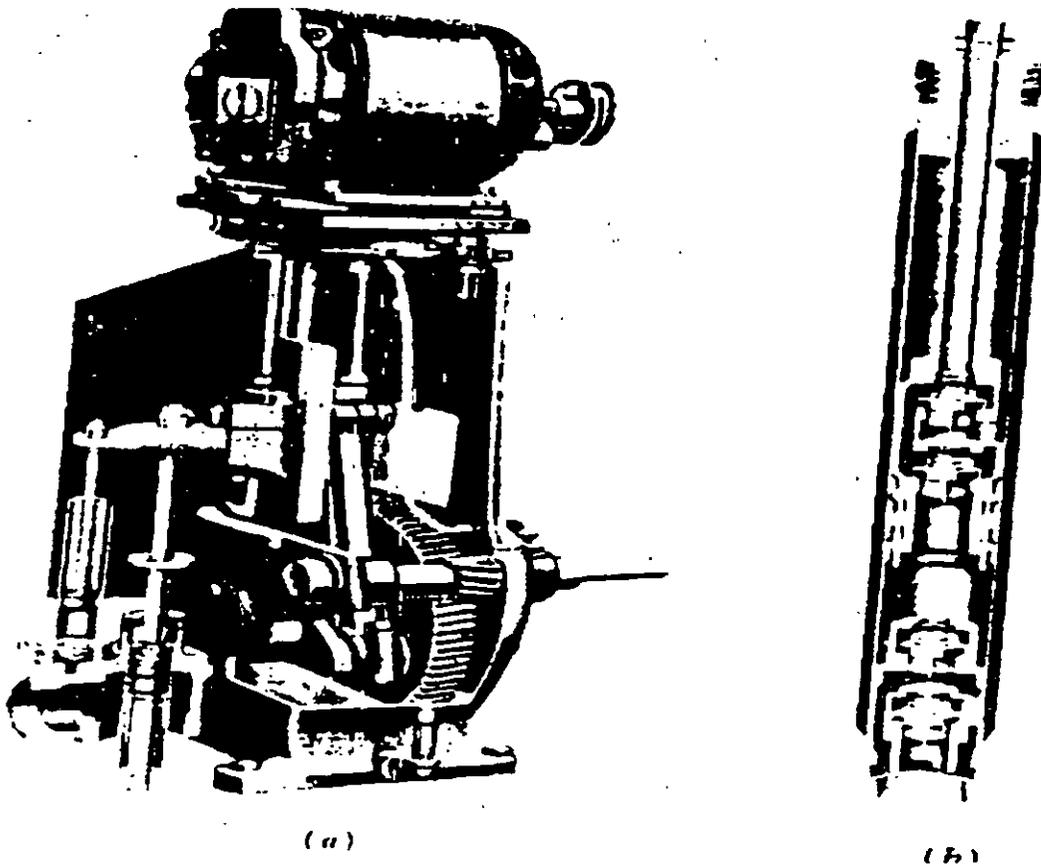


Fig. 17-5 (a) Cabeza de bombas. (b) Cilindro de doble acción (Cortesía de The Deming Co.).

columnas de 6.1 a 30 metros. Este tipo, generalmente tiene una velocidad específica de entre 143 y 307. es ideal para manejar agua de superficies, de ríos, lagos y otras fuentes. Está excepcionalmente bien adaptada para las aplicaciones que requieren una capacidad demasiado grande para la bomba de turbina vertical y una presión demasiado alta para la bomba de impulsor. Esta llena pues el espacio entre la turbina vertical y la bomba de impulsores.

Las bombas de impulsores manejan gastos de más cae 12600 lt/seg y columnas de 0.3 a unos 1.5 metros. La velocidad específica es superior a 307. Ver Cap. 7 para discusión de tomas de bombas.

Bombas de Aplicación General. Estas son frecuentemente bombas centrifugas del tipo voluta con aditamentos de bronce de un solo paso horizontales, diseñadas para manejar líquidos limpios, y fríos a temperaturas ambiente o moderadas. Encuentran gran número de aplicaciones en suministros de agua, particularmente para aguas de superficie.

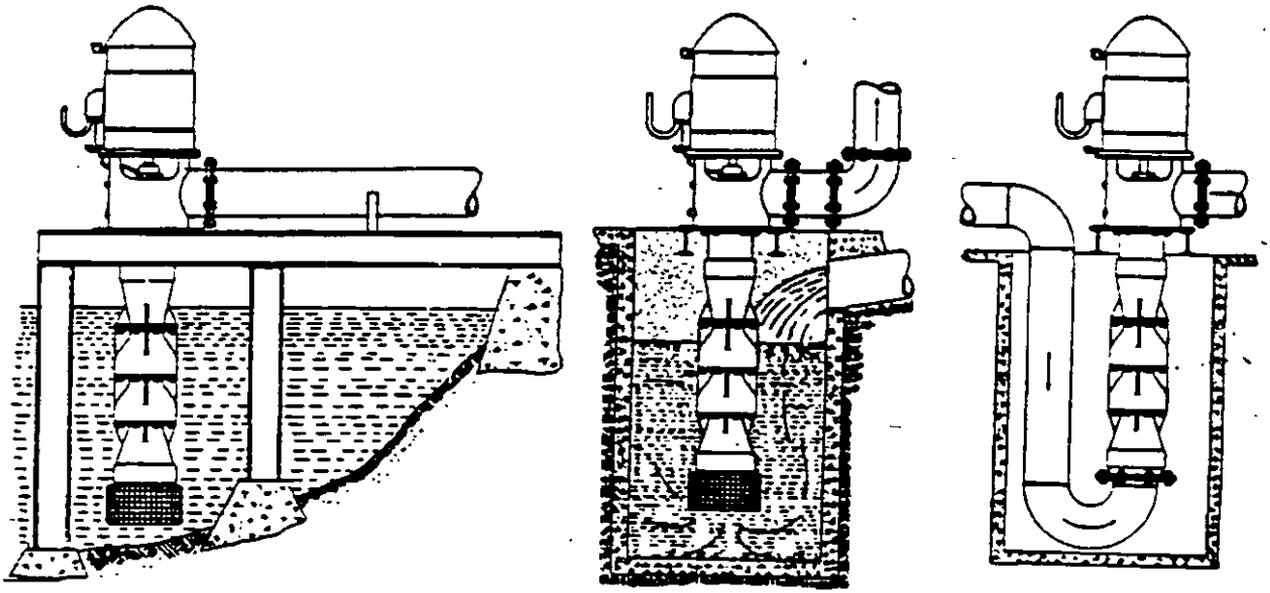


Fig. 17-6 Instalación típicas de bombas turbinas verticales directamente acopladas para agua de salida, sumidero abierto y servicio de elevación (Cortesía de A. O. Smith Corp.).

Las bombas centrífugas de acoplamiento estrecho montadas en el extremo y del tipo de cuna para suministros de agua y servicios generales aumentan en popularidad. Este

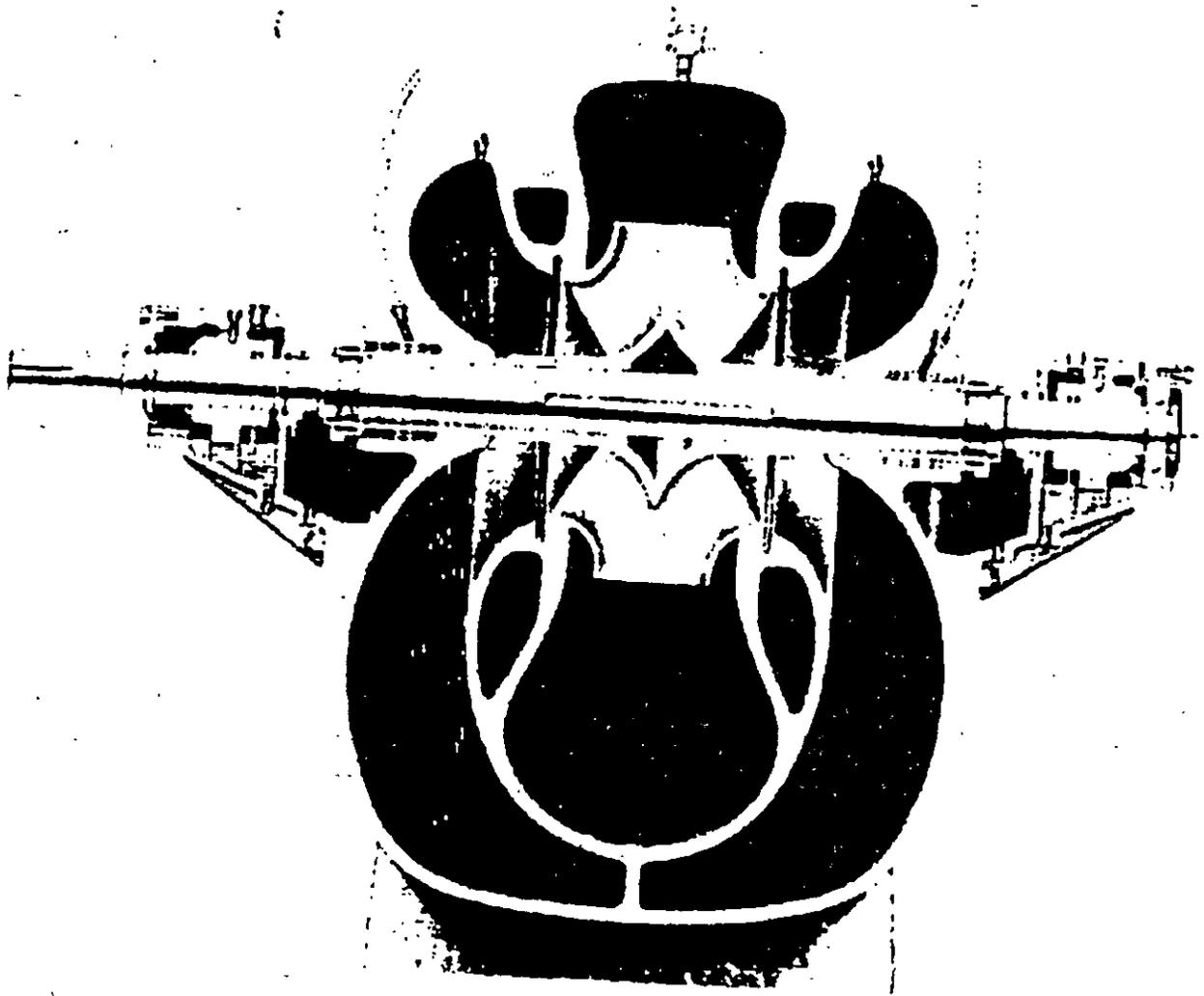


Fig. 17-7 Bomba voluta de servicio general de un paso, doble toma.
(Cortesía de Economy Pump, Inc.).

diseño (Fig. 17-8), permite la separación completa del extremo líquido de la bomba y de las chumaceras, permite mantenimiento fácil sin intervenir la tubería y usa solamente una caja de empaque o sello mecánico. Estas unidades son generalmente el tipo de voluta de un solo paso, pero también existen unidades del tipo voluta de dos pasos. Las capacidades ascienden a 177 lps. columnas a 175 metros. En la Fig. 19-1 se muestra otro diseño popular.

4.-ECONOMIA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO.

La evaluación de las consideraciones hidráulicas en un sistema de bombeo para recibir más atención que los diversos factores económicos que son parte inseparable en todo problema de bombeo. Desde el punto de vista del usuario de una bomba, ambos factores son de primordial importancia: Éste desea la presión y capacidad requerida al mínimo costo por litro de líquido bombeado. Una vez que se ha elegido un tipo y clase adecuados de una bomba para una aplicación dada, el ingeniero se encuentra con que debe tomar todavía varias decisiones. Estas se relacionan con el costo inicial de la bomba y su monto, costos de instalación y operación, vida estimada de la unidad, su costo probable de mantenimiento, el "costo" del dinero invertido en la bomba, la recuperación de la inversión y el valor posible de salvamento, si existe, de la bomba y su motor.

Muchos de estos factores están cubiertos en términos generales en textos de economía de ingeniería. Sin embargo, su aplicación a los problemas de bombeo no se puede cubrir con demasiado detalle en la mayor parte de los textos de economía de ingeniería debido a que deben discutirse tantos conceptos básicos. En este libro, los conceptos básicos se tocaron sólo ligeramente, haciendo mayor énfasis sobre el uso de los análisis económicos en los problemas de bombeo prácticos.

COMPARACION DE DIFERENTES SOLUCIONES

Si bien no todas las instalaciones de bombeo pueden usar más de una clase de instalación para manejar el líquido, muchas sí pueden hacerlo. Como resultado, frecuentemente es posible y necesario el considerar más de una clase o tipo de bomba, disposición de tubería y motor. El objetivo que se persigue en cualquier comparación de este tipo es asegurarse el mínimo costo anual por litro de líquido bombeado, tomando en consideración todos los demás factores, como confiabilidad, facilidad del mantenimiento y reparación, y flexibilidad. A veces los factores llamados intangibles pueden alterar la balanza de las unidades que dan el costo anual más bajo en favor de las que lo arrojan mayor. La evaluación de los intangibles puede discutirse solamente en términos generales, ya que cada instalación tiene sus características peculiares que solamente se pueden juzgar por la experiencia. Muchos de éstos se discuten en los siguientes ejemplos

Ejemplo: Se han propuesto dos diagramas (Fig. 10-1) para dotar de agua una planta industrial. El diagrama A usa dos bombas turbinas verticales en paralelo y que descargan en tuberías existentes de asbesto cemento de 15.2 cm. Se habrá de usar motor eléctrico o diesel para ambas bombas. El diagrama B (Fig. 10-1) tiene cuatro bombas, en dos pasos. En cada diagrama, todas las bombas operan continuamente durante el día, cuando la planta requiere 22.7 lps de agua. En la noche, solamente la mitad de las bombas instaladas operan suministrando alrededor de 11.3 lps a la planta. ¿Cuál diagrama es mejor? ¿Cuáles son las pérdidas de la tubería durante el flujo máximo cuando sólo opera una bomba? ¿Qué equipo auxiliar habrá de instalarse?

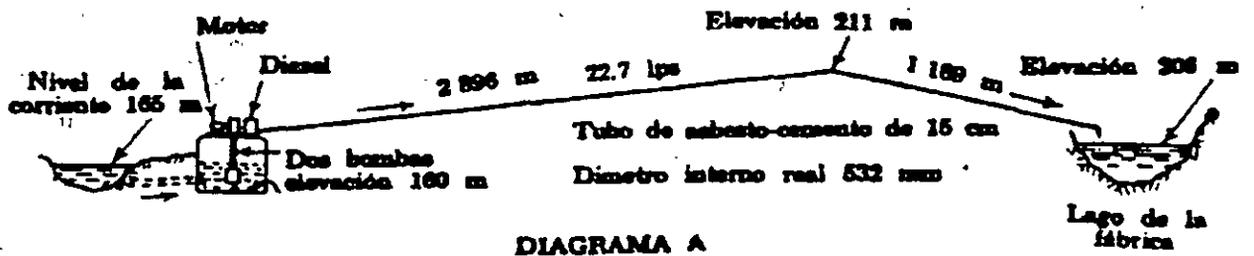


DIAGRAMA A

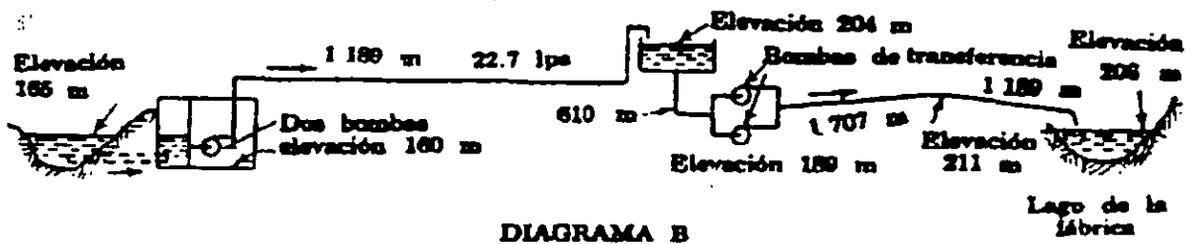


DIAGRAMA B

Fig. 10-1 Diagrama de bombeo propuesto

Solución: Puesto que el tubo de alimentación entre las bombas y la planta existe ya, no es necesario hacer una comparación de las pérdidas en las líneas para varios tamaños. Sin embargo, si el tamaño del tubo no estuviera ya fijo, habrían de seleccionarse varios tamaños analizando las pérdidas en cada uno de ellos para determinar el mejor para la instalación. El segundo ejemplo en este capítulo contiene una solución que abarca varios tamaños de tubo y los métodos que se usan y pueden aplicarse aquí si se considerara que el tubo no estuviera ya determinado.

1. con líneas tan largas (Fig. 10-1) debe estudiarse el fenómeno de ariete, para ver que el tubo sea adecuado para las presiones de choque que pueden presentarse. Ver Capítulo 7 para la discusión de ariete. En algunas plantas la clase de tipo necesario para aguantar las presiones de choques del ariete es mucho más pesada que para la presión de operación normal. Pueden ser necesarios superiores de impulsos u otro equipo.
2. aun cuando la clase de tubo este fija, vale la pena notar que una línea de 1 189 m. de larga de una elevación de 211 m. al lago de la fábrica (Fig. 10.1) puede ser de material mas ligero que para la de 2 896 m. entre las bombas y el punto mas alto. Esto debido a que el agua circula libremente del punto mas alto y su presión es menor que en cualquier punto del tramo de 2 896 m. Puesto que hay una caída de 5 m. ($=211 - 206$) entre el punto mas alto y el lago, puede ser deseable el que la fricción del tubo sea la suficiente para que la línea esté llena de agua con todos los gastos previsible. Igualmente debe existir una presión positiva ligera a la elevación de 211 m. o sea el punto más alto. Esta presión se necesita para eliminar el aire del tubo en el punto mas alto. Desde el punto de vista de fricción, una velocidad económica no debe ser tan grande que barra el aire de la tubería. El equipo de evacuación automático, no es aconsejable en este punto de la línea debido a que complicaría la instalación. En su lugar, habría que considerar válvulas de alivio o de purga automática que serían más baratos y más económicas.
3. con la línea llena de agua y sin gasto, el vacío máximo que podría existir a una elevación de 211 m es de 5 m. de agua, la distancia vertical entre el punto más alto y el lago. El tubo de asbesto cemento no se afecta cuando se sujeta a este vacío. Algunos tipos y clases de tubo pueden chuparse cuando trabajan en vacío: de tal manera que deben estudiarse todas las condiciones antes de instalar la línea. Hay la posibilidad en esta instalación de separar la columna de agua en el punto más alto cuando se para una bomba o cuando falla la alimentación de potencia. De tal manera que se necesitarán seguros de vacío (tipo automático) para admitir aire cuando la presión de la línea desciende de la atmosférica en el punto más alto, además de las válvulas de alivio.
4. calcúlense las pérdidas de fricción para varios gastos entre 0 y 31.5 lps, tomando datos de los Capítulos 4 y 6. Trácese curvas de estas pérdidas (Fig. 10-2).

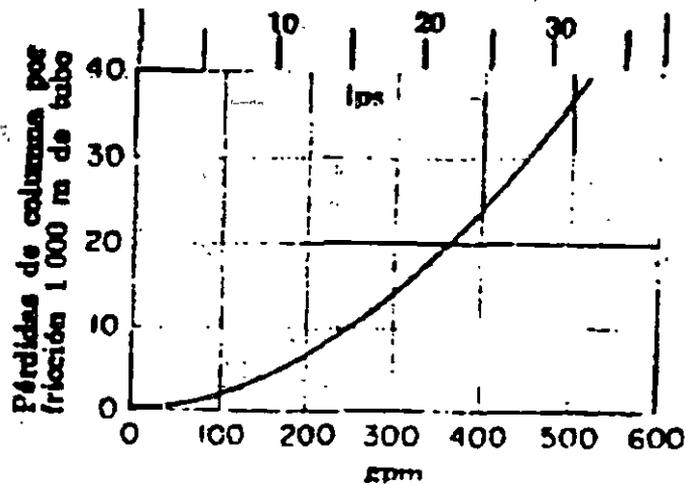


Fig. 10-2 Perdida de fricción en tuberías. (Cortesía de Worthington Corp.).

5. Se proponen dos bombas de 11.4 lps, para operar contra la columna resultante de un gasto de 22.7 lps. Conforme la capacidad desarrollada a través de cualquier tubo es aquella a la que la columna del sistema es igual a la desarrollada por la o las bombas, el operar una sola bomba da solamente 11.3 lps si la columna es toda estática. Pero puesto que la columna de este sistema es parte estática y parte fricción, la operación de una sola bomba da capacidad aumentada y columna reducida (punto A, Fig. 10-3). La capacidad en el punto A depende de la forma de la curva HQ de la bomba y la curva de columna del sistema. Si la columna del sistema es principalmente estática y con poca fricción, la columna en A es un poco menor que la correspondiente a operación de dos bombas, mientras que la capacidad es un poco mayor que el valor nominal.

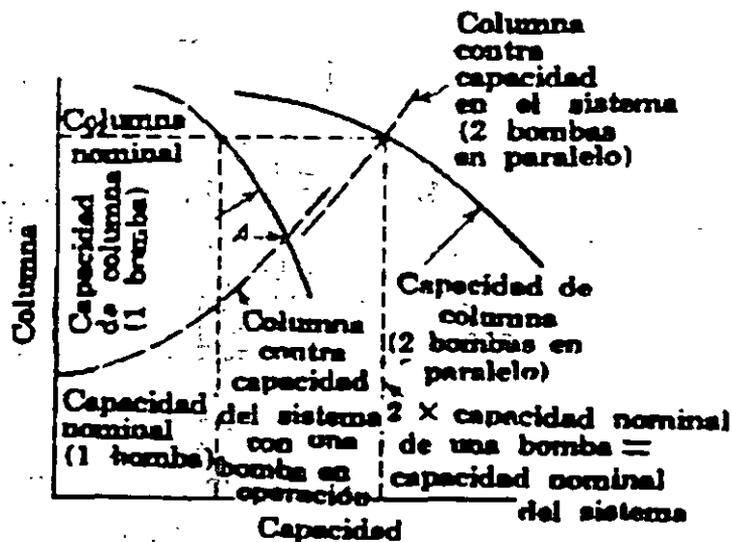


Fig. 10-3 Curvas características. (cortesía de Worthington Corp.).

Con una componente de fricción alta, como la fig. 10-3 y según lo señala el primer diagrama, la columna en a es considerablemente menor que la nominal y la capacidad es considerablemente mayor. Si la mayor parte del bombeo se hace con una sola bomba, es deseable una bomba que tenga su mejoreficiencia en A. Esto no puede obtenerse con una bomba centrífuga a menos que sea aceptable un diseño que dé una capacidad cercana a la obtenible con operación de dos bombas.

Si la mayor parte de la operación se hace con dos bombas, es preferibles una unidad con la mejor eficiencia en la columna nominal. La operación simple de un diseño de esta naturaleza a columna reducida puede causar complicaciones debido a las condiciones de succión. La operación de dos bombas es normal en esta instalación durante el día. La operación de una bomba es necesaria la mayor parte de la noche. De manera que es deseable una alta frecuencia tanto en A como en la columna deseada.

6. Supóngase que la elevación de 165 m. es el nivel normal del agua y que no hay pérdidas en el conducto que alimenta el pozo de succión. Encuéntrese el gradiente hidráulico en el punto más alto, elevación 211 m. para ver si existiera un sifón con el flujo mínimo de 11.3 lps. Las pérdidas en 1 189 m. con el tubo de 132 mm. De DI a 11.3 lps. Es de $1\ 189 (5.55)/1\ 000 = 6.59$, usando los datos de la Fig. 10-2. Si agrega una pérdida de descarga de .03 m. en el lado de la fábrica de una pérdida total de 6.7 m. del punto más alto al lago. Puesto que la caída en elevación es de 5 m. habría $6.7 - 5 = 1.71$ m. de columna positiva (1.68 m. de presión, .03 m. de columna de velocidad) en el punto más alto con un flujo de 11.3 lps. De manera que a menos que haya una curva en el perfil de 1.189 m. de línea no hay peligro de que opere como sifón o de que el tubo se encuentre lleno solo parcialmente.

En segunda hay que investigar las condiciones de succión de las bombas de transferencia en el diagrama B. Esto se hace para asegurar de que el diagrama no tiene condiciones de succión imposibles, debidos a pérdidas de fricción en la línea de 610 m. del tanqué de reserva a las bombas de transferencia, las pérdidas con flujo de 22.7 lps son $610(20)/1\ 000 = 12.2$ m. con datos de la fig. 10-2. La columna de succión estática es de 15 m. de manera que habrá 2.8 m. de columna de suscción positiva en la entrada de la estación. Así, que con algo de fricción en la tubería de succión a las bombas individuales existiría una columna de succión positiva. No se presentan condiciones de succión adversa.

7. La elevación estática en el diagrama es de 40.8 m. longitud de tubería 4 080 m. El diagrama B tiene la misma elevación estática en dos pasos y 4 694 m. de tubo. Inmediatamente se ve que el diagrama B usa 610 m más de tubo, desde luego parece que el diagrama A es mejor, puesto que ahorra 610 m. de tubo, una segunda estación de bombeo con su línea de transmisión y el costo del tanque de

reserva tiene suficiente capacidad, las bombas para la estación de alimentación pueden elegirse para consumo promedio diario o semanal y operar casi 24 horas por día 5 o 7 días de la semana. (2) No se necesita movimiento diesel de reserva si el tanque es lo bastante grande debido a que se puede tomar agua de allí en casos en que la energía falle. El costo del equipo es más bajo. (3) La presión en la tubería cerca de la estación de alimentación es mucho más baja en el diagrama B que en el A, permitiendo el uso de tubo más ligero y menos costoso. (4) Como las columnas son menores, las bombas elegidas pueden ser un tipo más eficiente.

En vista de los hechos señalados es aconsejable el investigar los méritos y costos netos de operación de ambos diagramas antes de decidirse a usar uno de ellos. Las bombas de turbinas verticales se considerarán para el diagrama A mientras que para el B se estudiarán bombas centrífugas horizontales. Un análisis apropiado incluye el estudio de ambos tipos para ambos diagramas. Así también, cualquier otro equipo de bombeo posible.

- Basándose en los valores de fricción de la Fig. 10-2 y una columna estática de 40.8 m. la columna del sistema, menos las pérdidas de tubería de la estación para el diagrama A aparecen en la Fig. 10-4. La columna del sistema para la Primera estación.

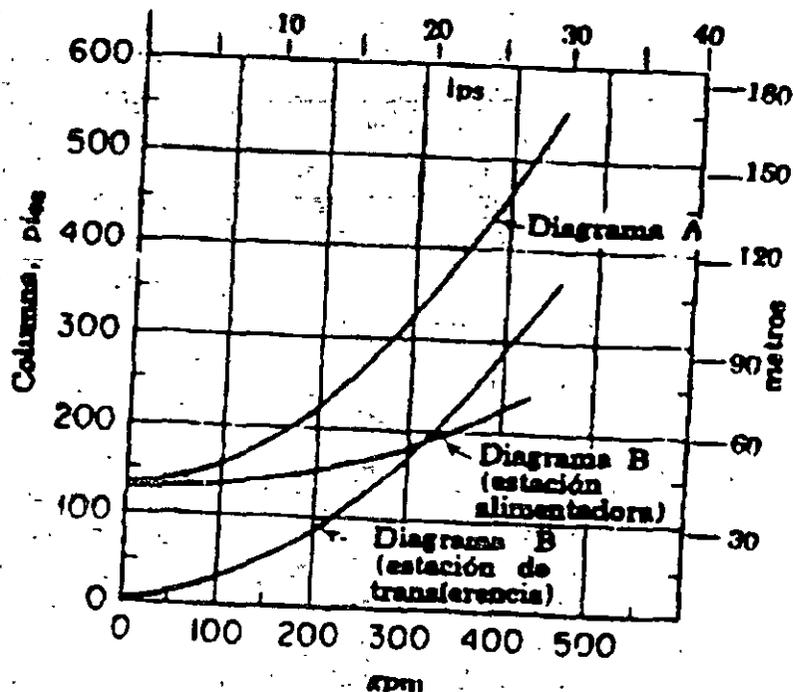


Fig. 10.4 Pérdidas de columna para dos casos (Cortesía de Worthington Corp.).