

APUNTES DEL CURSO INTENSIVO

Bombas para agua potable



ORGANIZACION PANAMERICANA DE LA SALUD
Oficina Sanitaria Panamericana, Oficina Regional de la
ORGANIZACION MUNDIAL DE LA SALUD

1966

INDEXED

21088

RA
10
.A6
S4
K0,145

APUNTES DEL CURSO INTENSIVO

Bombas para agua potable



Publicación Científica No. 145

Diciembre de 1966

ORGANIZACION PANAMERICANA DE LA SALUD
Oficina Sanitaria Panamericana, Oficina Regional de la
ORGANIZACION MUNDIAL DE LA SALUD
525 Twenty-third Street, N.W.
Washington, D.C. 20037, E.U.A.

LIBRARY
PAN AMERICAN SANITARY BUREAU
WASHINGTON D. C.



SUMARIO DE MATERIAS

1	Recapitulación de conceptos básicos sobre bombas centrífugas	1
	<u>GEORGE E. BARNES</u>	
	Definiciones	1
	Principios de operación	2
	Potencia obtenida y potencia alimentada	3
	Carga teórica desarrollada a descarga nula	4
	Rendimiento teórico durante el bombeo	4
	Variación teórica de la carga en relación con la descarga	6
	Pérdidas	6
	Análisis de pérdidas	7
	Comprobación sobre análisis de pérdidas	8
	Estructura de las curvas carga-capacidad y potencia-capacidad	9
	Efecto de la variación en la velocidad sobre la carga, descarga y potencia	9
	Comportamiento relativo de impulsores de diferente diámetro en la misma carcasa	10
	Comportamiento de bombas geoméricamente semejantes	11
	Velocidad específica	11
	Uso de la velocidad específica en la selección de bombas	12
	Comportamiento real vs. ideal	13
	Influencia del ángulo de los álabes en la eficiencia	14
	Tipos de carcasa	14
	Curvas características de las bombas	15
	Bombas centrífugas, de flujo mixto y de flujo axial	17
	Cavitación	17
	Altura máxima de succión permisible	18
	Algunos aspectos de construcción de bombas	19
	Montado de bombas y previsión para el cebado	21
	Operación	22
	Pruebas	23
	Disposición múltiple de bombas	24
	Ejemplos numéricos	26
	Apéndice: Problema práctico de selección de equipo para bombeo de agua subterránea, Isaías González Manterola	33
2	Especificaciones y detalles de construcción	46
	<u>MANUEL VIEJO ZUBICARAY</u>	
	Definiciones y nomenclatura	46
	Carcasa	49
	Impulsores	53
	Anillos de desgaste	56
	Estoperos, empaques y sellos	57
	Flechas	59
	Cojinetes	60
	Bases	62
3	Pruebas	67
	<u>MANUEL VIEJO ZUBICARAY</u>	
	Pruebas	67
	Prueba hidrostática	67
	Pruebas de capacidad	68
	Cargas	69
	Medición de la velocidad	69

Potencia	70
Bombas de gran capacidad	70
Tipos de laboratorios de pruebas en fábricas	71
Sumario de datos necesarios para bombas que van a ser probadas	71
Ilustración numérica del caso de una prueba	73
4 Motores eléctricos	76
<u>ROBERTO RINCÓN G.</u>	
Generalidades	76
Corrientes alternas	85
Motores de inducción	98
Motor síncrono	114
Carcasa, cojinetes y aislamiento	122
Voltajes comerciales	127
Dispositivos de protección de arranque y parada	130
Apéndice: Sistemas de unidades, Roberto Rincón G.	131
5 Tuberías, válvulas y accesorios	135
<u>ANDRÉS LASAGA GÓMEZ</u>	
Pérdidas de energía en una conducción	135
Gradiente hidráulico	144
Esfuerzos en las tuberías y anclajes	145
Tipos y selección de válvulas	146
Uniones y juntas de conducción	147
Ejercicio de aplicación	148
6 Estaciones de bombeo	151
<u>ARNULFO PAZ SÁNCHEZ</u>	
Generalidades	151
Diseño de estaciones de bombeo (Tipos)	153
Tuberías y accesorios	157
Instalaciones de máquinas y detalles complementarios	163
7 Factores a considerar en la compra de bombas y motores	168
<u>MANUEL VIEJO ZUBICARAY</u>	
Datos esenciales requeridos	168
Datos requeridos en sistemas de abastecimiento de agua	168
8 Operación y mantenimiento	171
<u>JORGE AMEZCUA GARCÍA</u>	
Generalidades	171
Condiciones de succión	173
Cebado	178
Arranque y parada	180
Inspecciones generales y anuales	183
Almacenamiento de la bomba y de su equipo complementario	184
Lubricación y refrigeración	186
Refacciones	187
Apéndice: Montaje de equipos de bombeo del tipo de pozo profundo, Jorge Amezcua García	189
9 Dispositivos de control automático	195
<u>AURELIO FUENTES</u>	
Control automático en estaciones de captación (Pozos)	195
Control para protección del equipo de bombeo en estaciones de rebombeo	208
Control automático de estaciones de rebombeo sin cárcamo (Sistema de refuerzo)	209

	Control de velocidad en las bombas (Presión constante, gasto variable)	209
	Bombeo directo a la red (Presión constante, gasto variable)	210
10	Bombeo y almacenamiento	211
	<u>ARNULFO PAZ SÁNCHEZ</u>	
	Hidrograma y diagrama de Rippl. Aplicaciones a sistemas con bombeo	211
	Métodos para el cálculo de volúmenes de almacenamiento	213
	Sistemas de bombeo-almacenamiento. Sistemas hidroneumáticos	217
11	Golpe de ariete en estaciones de bombeo	222
	<u>GILBERTO SOTELO AVILA</u>	
	Teoría general del golpe de ariete	222
	Solución gráfica del golpe de ariete	233
	Golpe de ariete en las líneas de descarga de estaciones de bombeo	243
	Aplicaciones numéricas	264



NOTA

Un elemento primordial del programa de abastecimiento público de agua en las Américas es la adecuada preparación de ingenieros sanitarios. De ahí que la Organización Panamericana de la Salud esté siempre interesada en las actividades que tiendan a promover el adiestramiento de este personal, ya se trate de cursos, simposios o seminarios.

En 1963, y como parte de estas actividades, la Organización prestó su colaboración en la preparación de un curso intensivo sobre "Bombas de agua potable", organizado por la Universidad Nacional Autónoma de México y la Secretaría de Recursos Hidráulicos de ese país. El curso se celebró en la División del Doctorado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad entre el 9 y el 21 de diciembre de 1963, con la participación de 25 ingenieros civiles y sanitarios de experiencia en el campo del abastecimiento de agua. El curso tuvo por objeto proporcionar una serie de conocimientos básicos para la selección de bombas de agua, habiéndosele dado especial énfasis a lo relativo a especificaciones, pruebas, detalles de construcción, y también a los problemas de operación y mantenimiento que deben tomarse en cuenta en la selección del tipo de equipo que rinda el mejor servicio al menor costo posible.

Los apuntes de clase tomados durante el curso sirvieron de base para la preparación de los trabajos incluidos en esta publicación, los cuales constituyen una compilación de información esencial que podrá ser utilizada en futuros cursos sobre bombas de agua y que será de utilidad para todos los ingenieros interesados en el campo del abastecimiento de agua.

CAPITULO 1

Recapitulación de conceptos básicos sobre bombas centrífugas

GEORGE E. BARNES *

CONTENIDO

Definiciones	Velocidad específica
Principios de operación	Uso de la velocidad específica en la selección de bombas
Potencia obtenida y potencia alimentada	Comportamiento real vs. ideal
Carga teórica desarrollada a descarga nula	Influencia del ángulo de los álabes en la eficiencia
Rendimiento teórico durante el bombeo	Tipos de carcasa
Variación teórica de la carga en relación con la descarga	Curvas características de las bombas
Pérdidas	Bombas centrífugas, de flujo mixto y de flujo axial
Análisis de pérdidas	Cavitación
Comprobación sobre análisis de pérdidas	Altura máxima de succión permisible
Estructura de las curvas carga-capacidad y potencia-capacidad	Algunos aspectos de construcción de bombas
Efecto de la variación en la velocidad sobre la carga, descarga y potencia	Montado de bombas y previsión para el cebado
Comportamiento relativo de impulsores de diferente diámetro en la misma carcasa	Operación
Comportamiento de bombas geométricamente semejantes	Pruebas
	Disposición múltiple de bombas
	Ejemplos numéricos

Estos apuntes fueron hechos con el propósito de servir de guía en la selección y empleo inteligentes de los diferentes tipos de bombas centrífugas. Se recalcan los principios de su operación y conveniencia para distintas condiciones de servicio. Aun cuando los apuntes no tratan directamente sobre procedimientos para el diseño

de bombas, se cubren con cierto detalle temas de importancia para el diseñador de estas.

DEFINICIONES

Una bomba centrífuga es aquella que contiene uno o más impulsores giratorios que generan el movimiento de un fluido, principalmente debido a la acción de una fuerza centrífuga. La bomba rotatoria es la que contiene impulsores giratorios

* Profesor del Departamento de Ciencias Ambientales e Ingeniería, Escuela de Salud Pública, Universidad de Carolina del Norte, Chapel Hill, Carolina del Norte, E.U.A.

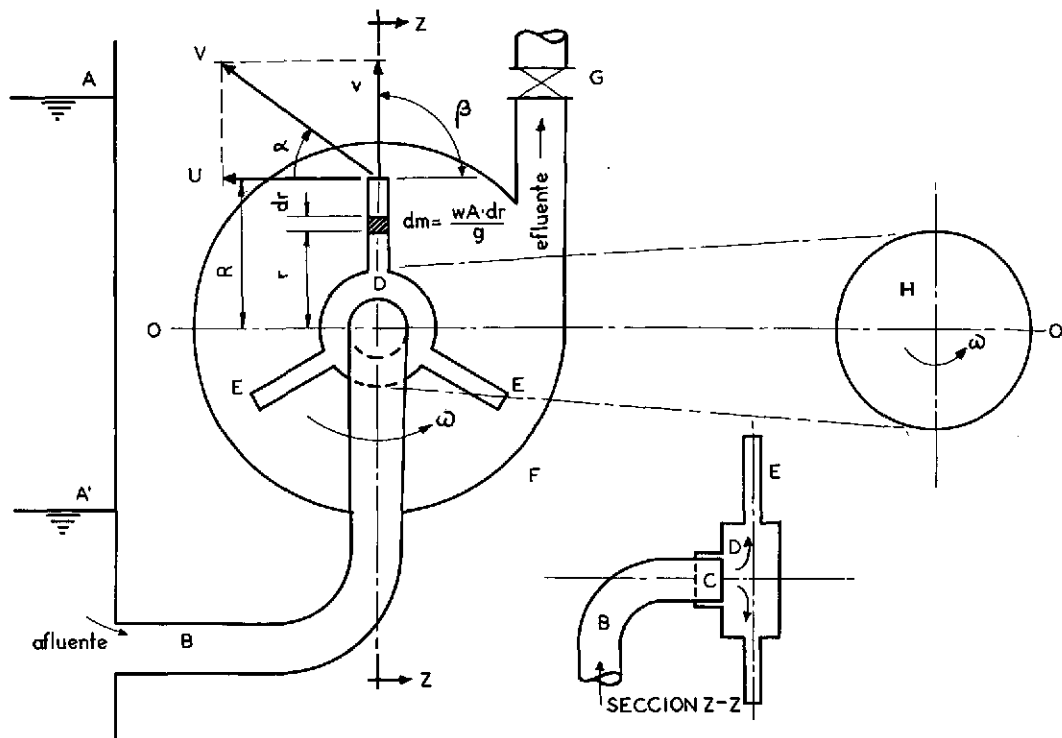


Fig. 1. Esquema para ilustrar el funcionamiento de una bomba centrífuga.

que forzan el líquido a través de la bomba por desplazamiento positivo. Uno u otro de estos dos tipos básicos de bombas es apropiado para la descarga de cualquier fluido, ya sea líquido o gas. Las que descargan líquidos suelen llamarse bombas y las que descargan gases o aire, ventiladores, fuelles y compresores. El material que a continuación se detalla se relaciona con las bombas hidráulicas de tipo centrífugo.

PRINCIPIOS DE OPERACION

La operación de una bomba centrífuga se ilustra por medio de la fig. 1, en la que, para mayor claridad, los elementos que intervienen están reducidos a una forma rudimentaria. El depósito (A) o fuente de abastecimiento, tiene una boca de salida en el tubo (B), el cual termina en el niple abierto (C). Sobre (C) está montado un enchufe o campana hueca (D),

bien ajustado para prevenir fugas, aunque puede girar libremente. A la periferia de la campana (D) se une un número de tubos huecos (E), con sus extremos abiertos, los cuales se proyectan a una distancia radial (R). La campana y los tubos constituyen el impulsor de la bomba, y la envoltura (F) alrededor del impulsor, con la válvula de descarga (G) proporciona la manera de coleccionar y regular el caudal de la bomba.

Con el agua en el depósito a un nivel superior al de los extremos de los tubos, y con la válvula de descarga abierta, el flujo correrá a través de todas las bocas debido a la acción de la carga estática; pero el impulsor no girará, ya que todas las presiones dentro de él son ejercidas radialmente. Si en cambio el impulsor es forzado a girar uniformemente por una potencia exterior (H), cada partícula de agua dentro del impulsor girará en forma de remolino en una trayectoria circunferencial ya que está sometida a una

fuerza centrífuga. Esta fuerza equivale a una carga adicional, tal como si la diferencia entre el nivel del depósito y el de la bomba fuese incrementada. La tendencia por parte del impulsor a evacuar el tubo de succión B, tiene como resultado una reducción en la presión a la entrada de aquél, incrementando así la carga efectiva de entrada al impulsor; de esta manera el caudal de entrada se mantiene igual al caudal de salida. Si la presión se redujese al cero manométrico (presión atmosférica), la carga a la entrada del impulsor sería igual a la diferencia de nivel entre la bomba y el depósito.

Al reflexionar un poco se podrá apreciar que el bombeo es posible cuando la superficie del agua en el depósito se halla a un nivel inferior al de la bomba, es decir A' en la fig. 1. Si la línea de succión es a prueba de aire y todo este es extraído del sistema, habrá una columna continua de agua entre la fuente de abastecimiento y la bomba. Se dice entonces que la bomba está cebada. Es posible, por lo tanto, reducir la presión en la entrada del impulsor hasta menos del cero manométrico (menor que la presión atmosférica). El tubo de succión se convierte entonces en una columna barométrica en la que el agua se eleva debido a la presión atmosférica que es ejercida sobre su superficie en el depósito. Esto se conoce como altura de succión, si bien se notará que la palabra succión es inapropiada. No es una absorción que se ejerce sobre el agua en el tubo de succión por parte de la bomba, sino un empuje a la entrada de dicho tubo en oposición a la presión reducida en la bomba. La presión atmosférica equivale a cerca de 34 pies (10,37 m) de carga de agua, y teóricamente la bomba podría operar cuando se localizara a una altura hasta de 34 pies sobre el curso del abastecimiento, siempre y cuando la presión a la entrada del impulsor fuera reducida al cero absoluto, es decir, a $-14,7$ lbs/pulg² manométricas. Las alturas de succión práctica son menores, por razones que se expondrán más adelante. Por lo general, deben evitarse alturas de succión mayores de alrededor de 12 pies.

Si se opera una bomba con la válvula de descarga cerrada (condición de cierre total) a velocidad constante, el flujo no es posible, pero el agua es revolucionada con el impulsor y la presión dentro de este y de la carcasa será aumentada hasta alcanzar una magnitud correspondiente a la velocidad de rotación. Cuando la válvula de descarga se abre progresivamente, el caudal aumenta desde cero hasta el punto donde el rendimiento alcanza máxima eficiencia. Si se abre la válvula aún más, el caudal aumenta, pero con una eficiencia progresivamente menor. Las relaciones entre velocidad, caudal, carga desarrollada por la bomba, y entre potencia y eficiencia de diferentes diseños, pueden establecerse teóricamente y luego corroborarse por medio de pruebas. Es decir, la teoría proporciona las relaciones básicas y las pruebas, los valores absolutos que son necesarios para la determinación de su comportamiento.

POTENCIA OBTENIDA Y POTENCIA ALIMENTADA

Para suministrar un caudal de agua Q , la bomba debe proporcionar la carga necesaria para mantener el flujo entre la fuente y la bomba, y entre esta y el punto de suministro. La carga puede considerarse como la altura a la que debería elevarse la fuente para mantener el flujo sin una bomba. Esta carga comprende: 1) la elevación estática; 2) la carga de velocidad generada por la bomba, y 3) la diferencia entre las cargas de presión inicial y terminal (si hay alguna), y por supuesto pérdidas por fricción y otras pérdidas en los sistemas de tuberías de succión y de descarga. La potencia obtenida es el producto del peso del agua descargada en la unidad de tiempo y la carga total desarrollada por la bomba, o sea:

$$P = QWH \quad (1.1)$$

Cuando Q se mide en pies³/seg, W en lbs/pie³, y H en pies, P resultará en pies · libras/seg. Expresado en caballos de potencia $P = QWH/550$. Esta se conoce como potencia en caballos de vapor (agua). Para accionar la bomba, el

motor o máquina generadora debe suministrar la potencia correspondiente al trabajo hecho por la bomba, más la potencia requerida para vencer las pérdidas dentro de la bomba misma, ya sea debido a resistencias mecánicas o hidráulicas. La potencia alimentada se mide por el momento de torsión T , aplicado a la flecha, y su velocidad de rotación ω . Si el momento de torsión está en pies·libras y la velocidad en radianes entre segundo, entonces la potencia alimentada P en pies·libras/segundo es:

$$P = T\omega \quad (1.2)$$

La eficiencia de la bomba es:

$$e = \frac{\text{Potencia obtenida}}{\text{Potencia alimentada}} = QWH/T\omega \quad (1.3)$$

CARGA TEORICA DESARROLLADA A DESCARGA NULA

Si la bomba de la fig. 1 se opera a descarga nula (con la válvula de descarga cerrada y la bomba llena de agua, pero sin escurrimiento a través de ella), de tal manera que el agua sea agitada en forma de remolino en la bomba sin ser desplazada radialmente, se producirá una presión de orden creciente debido a la fuerza centrífuga, la cual se puede calcular como sigue:

Considérese un elemento de fluido de masa dm , moviéndose en su trayectoria circular de radio r , con una velocidad periférica constante $u = \omega r$, donde ω es la velocidad angular del impulsor. Entonces $dm = \rho A \cdot dr$, donde ρ es la masa específica del fluido, A el área transversal del elemento de masa dm , y dr su longitud radial.

La fuerza centrífuga dF que actúa sobre la masa dm es:

$$\begin{aligned} dF &= dm(u^2/r) = WA \cdot dr(\omega^2 r^2)/gr \\ &= (WA\omega^2/g)r \cdot dr \end{aligned}$$

Debido a que no hay desplazamiento radial del fluido, la fuerza dF debe ser contrarrestada por una fuerza igual y opuesta que actúe sobre la masa dm . Esta fuerza será la diferencia de presión dP , que actúa sobre la cara interior y

posterior A del elemento de masa dm . Es decir:

$$\begin{aligned} dP &= dp \cdot A = dF \\ dp &= dF/A = (W\omega^2/g)r \cdot dr \end{aligned}$$

Ocurre por lo tanto un aumento en la intensidad de la presión en dirección radial, de magnitud dp , actuando sobre una distancia radial dr . El incremento total en la intensidad de la presión desde el centro de la bomba hasta la periferia del impulsor, se determina integrando dp entre los límites $r=0$ y $r=R$, el radio del impulsor.

Entonces:

$$p = \int dp = W\omega^2/g \int_{r=0}^{r=R} r \cdot dr = (W/2g)(\omega^2 R^2)$$

Si se hace que $R=U$, la velocidad del aro o cerco del impulsor, se obtendrá:

$$p = WU^2/2g$$

La carga de presión correspondiente, en pies del líquido, es $h = p/W$, que puede expresarse como:

$$h = U^2/2g$$

Es decir que, cuando no hay escurrimiento, la carga de presión en la carcasa es igual a la carga de velocidad correspondiente a la velocidad del aro o cerco del impulsor. La carga total en la carcasa es, por supuesto, la suma de la carga de presión y la carga cinética debida al desplazamiento periférico de las partículas del fluido.

Por lo tanto:

$$h_{\text{total}} = p/W + U^2/2g = 2U^2/2g = U^2/g$$

Por supuesto, el trabajo útil producido a escurrimiento nulo es cero; la eficiencia es cero y la única potencia requerida es la necesaria para vencer la resistencia al giro del impulsor cuando la energía de salida es nula.

RENDIMIENTO TEORICO DURANTE EL BOMBEO

Para desarrollar las relaciones teóricas entre carga, descarga y potencia durante el bombeo, se describirá el comportamiento de una versión simplificada de un tipo comercial de bomba, tal como se muestra en la fig. 2. Esta es una

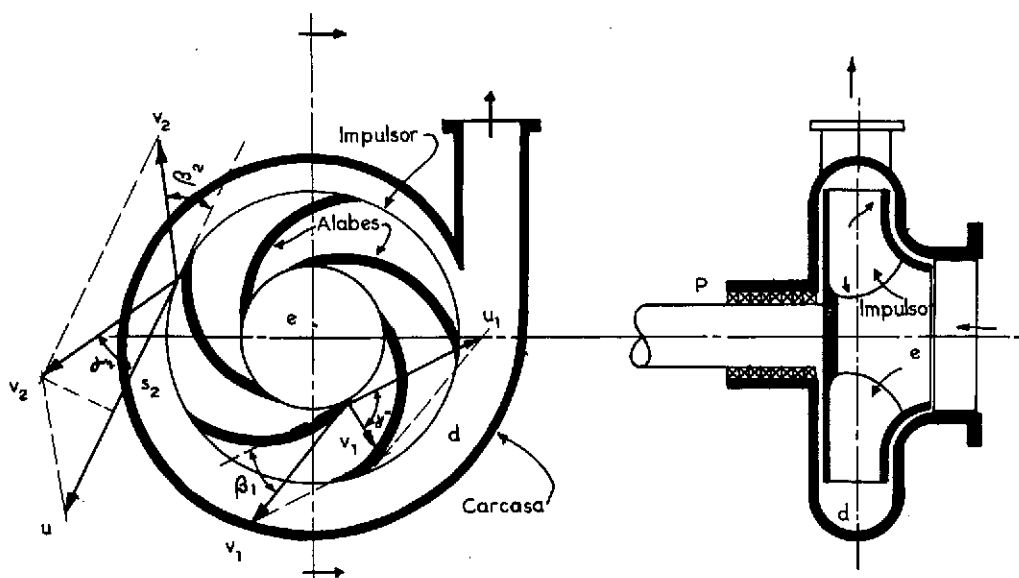


Fig. 2. Versión simplificada de un tipo comercial de bomba centrífuga.

unidad, de un solo paso, una sola succión, e impulsor encerrado.

Aquí el impulsor está construido con discos paralelos llamados aros de refuerzo, rígidamente montados sobre los álabes curvados hacia atrás.

Al operar, el agua entra al ojo e del impulsor, y la rotación la expulsa hacia afuera (en un plano perpendicular al de la flecha), entre los álabes, hacia la cámara de colección o voluta d , y de ahí al tubo de descarga. El impulsor está montado sobre el extremo de una flecha; el empaque p contribuye a que las fugas entre la carcasa y la flecha sean mínimas, debido a que el agua pasa a través del impulsor y gira al mismo tiempo.

La velocidad absoluta V estará compuesta por la velocidad v relativa al impulsor, y la velocidad u del propio impulsor. A la entrada al impulsor la velocidad absoluta V_1 es la suma vectorial de v_1 y u_1 ; a la salida, V_2 es la suma vectorial de v_2 y u_2 . La dirección de v es siempre alejándose de la flecha y considerada tangencial a la superficie de los álabes a la entrada y a la salida del impulsor. La velocidad instantánea u de cualquier punto del impulsor

es necesariamente tangencial a la trayectoria circular que describe mientras gira.

Como se muestra en los diagramas con los vectores de velocidad y su dirección indicada, se tendrá:

$$V_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos \beta_1;$$

$$V_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \beta_2$$

Los componentes radial y tangencial de los vectores son:

$$V_{r1} = v_1 \sin \beta_1; \text{ y}$$

$$V_{r2} = v_2 \sin \beta_2$$

$$V_{t1} = S_1 = V_1 \cos \beta_1 = u_1 - v_1 \cos \beta_1; \text{ y}$$

$$V_{t2} = S_2 = V_2 \cos \beta_2 = u_2 - v_2 \cos \beta_2$$

El interés principal se enfocará a las componentes de la velocidad S_1 y S_2 ; es decir, aquellas componentes que, siendo tangenciales, entran en el efecto de momento de torsión. Ahora, la masa de agua bombeada cada segundo es $M = QW/g$.

A la entrada, la componente tangencial de la cantidad de movimiento de la masa es MS_1 , equivalente a una fuerza que actúa en la dirección de rotación y que produce un momento de torsión o efecto par motor MS_1r_1 . De modo

similar, a la salida del impulsor, la componente tangencial de la cantidad de movimiento de la masa es MS_2 , que produce un momento de torsión o par motor MS_2R . La diferencia de estos dos momentos de torsión representa el momento resultante de la acción del impulsor sobre el agua; es decir, el momento de torsión suministrado por el impulsor será:

$$T = M(S_2R - S_1r_1)$$

El trabajo realizado por el impulsor sobre el agua es el momento de torsión multiplicado por el desplazamiento angular a través del cual es aplicado el momento. En una revolución completa, el trabajo será:

$$W = 2\pi T = 2\pi M(S_2R - S_1r_1)$$

La potencia suministrada es la razón de producir trabajo. La potencia suministrada por el impulsor es el trabajo por revolución multiplicado por el número de revoluciones por unidad de tiempo. Si N es el número de revoluciones por minuto, la potencia es:

$$P = (2\pi N/60) T; \text{ y como } 2\pi N/60 = \omega$$

$$P = \omega T = M(S_2R\omega - S_1r_1\omega); \text{ pero } \omega r = u$$

$$\therefore P = M(S_2u_2 - S_1u_1)$$

Como se indicó anteriormente, la potencia aplicada a 100% de eficiencia es:

$$P = QWH$$

Por consiguiente, en teoría, la carga desarrollada por la bomba es:

$$H = P/QW = M(S_2u_2 - S_1u_1)/QW, \text{ y sustituyendo } 1/g \text{ por } M/QW, H = (1/g)(S_2u_2 - S_1u_1)$$

H es máxima cuando $S_1u_1 = 0$, es decir, cuando el impulsor se diseña de manera tal que el agua entra en dirección radial, por lo que $S_1 = 0$. Esto se cumple sustancialmente en los diseños en general, y las expresiones anteriores se reducen simplemente a:

$$P = M(S_2u_2)$$

$$H = (1/g)(S_2u_2)$$

Estas dos ecuaciones son las expresiones básicas para describir el comportamiento de una bomba centrífuga. La importancia de estas relaciones resultará más evidente conforme avancemos en la discusión.

VARIACION TEORICA DE LA CARGA EN RELACION CON LA DESCARGA

Una característica sobresaliente de una bomba es la relación entre carga y descarga (la curva carga-capacidad). De las ecuaciones y diagramas de vectores presentados anteriormente, se obtendrá:

$$H = (u_2/g)(S_2) = (u_2/g)(u_2 - v_2 \cos \beta_2)$$

La velocidad v_2 a través de la bomba varía directamente con Q . Por consiguiente, a velocidad fija, H aumentará o disminuirá de acuerdo con la magnitud de la cantidad $(-v_2 \cos \beta_2)$.

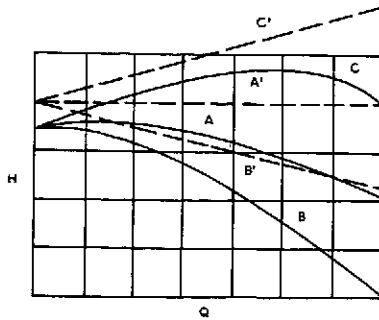
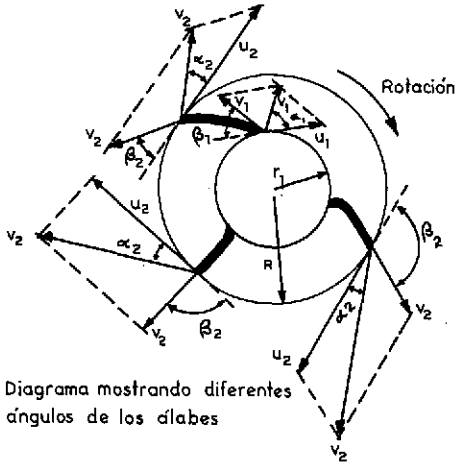
Si los álabes del impulsor de la bomba son radiales ($\beta_2 = 90^\circ$), H teóricamente no varía con Q , debido a que $-v_2 \cos \beta_2 = 0$. Si el impulsor tiene los álabes inclinados hacia adelante en la dirección de rotación, H aumenta con Q porque $\beta_2 < 90^\circ$, su coseno es negativo, y el término $-v_2 \cos \beta_2$ aumenta con Q .

De la misma manera, conforme Q aumenta, la carga decrece cuando el impulsor tiene los álabes inclinados hacia atrás.

Las curvas teóricas carga-capacidad para los tres tipos de impulsor se muestran como líneas rectas en la fig. 3. Las curvas que se mostrarían en las pruebas serían probablemente como arcos curvos hacia abajo tales como A, B, y C.

PERDIDAS

Una bomba no es 100% eficiente debido a las pérdidas de energía, las cuales pueden ser clasificadas como: 1) pérdidas mecánicas, incluyendo la fricción en la chumacera, y la fricción del disco o arrastre entre el impulsor y la carcasa ocasionada por la viscosidad del agua; 2) pérdidas por recirculación debidas a la pequeña cantidad de potencia gastada en el paso inevitable de algo de agua a la bomba, de la zona de alta presión en el lado de la descarga del impulsor a través de los espacios libres entre el impulsor y la carcasa, hacia la zona de baja presión en el centro de la bomba, y 3) pérdidas hidráulicas, incluyendo a) fricción por escurri-



A', B' y C' son curvas teóricas
 A, B y C son curvas de prueba para:
 $\beta_2 = 90^\circ$
 $\beta_2 < 90^\circ$
 $\beta_2 > 90^\circ$
 respectivamente

Diagrama mostrando diferentes ángulos de los álaves

Fig. 3. Características carga-capacidad de bombas centrífugas.

miento del fluido a través de los espacios libres del impulsor, b) fricción del fluido en la carcasa y c) pérdidas por impacto a la entrada y salida del impulsor, debido al cambio brusco de velocidad o condiciones de escurrimiento de estos puntos. Si e_m es la eficiencia mecánica, e_r la eficiencia de recirculación, y e_h la hidráulica, la eficiencia total será:

$$e = e_m \times e_r \times e_h = QWH/T\omega$$

Si la bomba es operada por una máquina generadora (motor, máquina o turbina), cuya eficiencia es e_p , la eficiencia de la unidad de bombeo es:

$$e_u = e_p \times e$$

ANÁLISIS DE PERDIDAS

Para tener un conocimiento apropiado del comportamiento de una bomba, es necesario considerar la naturaleza y variación de estas pérdidas de energía, aunque el análisis viene a ser simplemente una aproximación.

a) *Pérdidas mecánicas.* Las pérdidas mecánicas dependen del tipo de chumacera utilizado para sujetar la flecha, de la fricción entre la flecha y el empaque, y también del desgaste y el arrastre entre las partes fijas y móviles causado por la película del fluido en los espacios libres entre la carcasa y el impulsor. Estas pér-

didadas no deben ser menores que un mínimo irreducible; están más o menos fijadas por las características del diseño, aun cuando se incrementan hasta cierto grado con la velocidad. En bombas grandes, las pérdidas mecánicas alcanzan una proporción menor de la potencia total alimentada que en las bombas pequeñas; por consiguiente las unidades de bombas grandes pueden ser más eficientes que las unidades pequeñas, particularmente a altas velocidades.

b) *Pérdidas por recirculación.* Si la descarga de la bomba es Q , el caudal a través del impulsor es $Q + Q_r$, donde Q_r es una pequeña porción del bombeo total que vuelve a circular dentro de la carcasa, retornando desde el lado de la descarga bajo alta presión, a través de los espacios libres entre el impulsor y la carcasa, hacia el ojo del impulsor donde la presión es baja. Por consiguiente, el impulsor está bombeando más agua que la recibida. La potencia alimentada es proporcional a $Q + Q_r$ y la potencia obtenida es proporcional a Q ; de aquí que la llamada "eficiencia de recirculación" es:

$$e_r = Q/(Q + Q_r)$$

Los espacios libres son muy pequeños y la eficiencia volumétrica es generalmente bastante aproximada al 100 por ciento. Por consiguiente, para discusiones posteriores de pérdidas, se considerarán despreciables aquellas que resulten únicamente de la recirculación.

c) *Pérdidas hidráulicas.* La carga desarrollada por la bomba es menor que la suministrada al agua por el impulsor en una magnitud correspondiente a la pérdida de carga por fricción e impacto. Si H_i es la carga aplicada, H_o es la carga obtenida y h_1 la pérdida de carga, entonces:

$$H_o = H_i - h_1$$

Las pérdidas en el impulsor y la carcasa corresponden a la "fricción en la tubería", al desplazarse el agua a través de los pasajes. Estas pérdidas dinámicas son proporcionales al cuadrado de la velocidad, muy aproximadamente, y pueden ser expresadas como $h_f = k_1 h_{v_2}$ donde k_1 es una constante y h_{v_2} la carga de velocidad correspondiente a v_2 .

La pérdida por impacto en la entrada y salida del impulsor se produce por el cambio brusco de velocidad en estos puntos, especialmente en la periferia del impulsor, donde el agua, al ser arrojada hacia afuera a alta velocidad, es retenida repentinamente al entrar a la voluta, y la energía cinética es en gran parte convertida en energía de presión. La expresión de la pérdida por impacto corresponde a la pérdida a través de un ensanchamiento repentino en un tubo, y es $h_a = k_2 (V_2 - V_3)^2 / 2g$, donde V_3 es la velocidad en la voluta.

Adoptando las expresiones anteriores para pérdidas en el impulsor y por impacto, la carga H_o desarrollada por la bomba puede expresarse:

$$H_o = H_i - h_f - h_a$$

$$\begin{aligned} H_o &= \frac{S_2 u_2}{g} - k_1 \frac{v_2^2}{2g} - k_2 \frac{(V_2 - V_3)^2}{2g} \\ &= \frac{(u_2 - v_2 \cos \beta_2) u_2}{g} - \frac{k_1 v_2^2}{2g} - \frac{k_2 (V_2 - V_3)^2}{2g} \\ &= \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 v_2 \cos \beta_2}{g} - \frac{k_1 v_2^2 + k_2 (V_2 - V_3)^2}{2g} \end{aligned}$$

Debido a que u es proporcional a la velocidad N , y las velocidades v_2 , V_2 y V_3 son proporcionales al caudal Q , la expresión anterior puede tomar la forma $H_o = C_1 N^2 - C_2 NQ - C_3 Q^2$, donde C_1 , C_2 y C_3 son factores de diseño que dependen de las dimensiones de la bomba, y N y Q son la velocidad y el caudal expresados en unidades apropiadas.

COMPROBACION SOBRE ANALISIS DE PERDIDAS

La validez de la ecuación desarrollada anteriormente y el razonamiento que condujo a su deducción, pueden demostrarse con los resultados de pruebas prácticas. Por ejemplo, los resultados de pruebas efectuadas en bombas de 5" * con impulsor de 14 $\frac{3}{4}$ ", se dan en el cuadro 1.

CUADRO 1—Resultados obtenidos en los puntos de máxima eficiencia en las curvas carga-capacidad para diferentes velocidades

Prueba No.	N (rpm)	Q (gpm)	Carga por prueba (pies)	Carga calculada (pies)
1	800	540	40	
2	1.000	650	63	
3	1.200	775	96	
4	1.400	890	128	128,9
5	1.600	1.020	168	168,5
6	1.800	1.160	211	210,0
7	2.000	1.275	262	262,5

Tomando los valores de las tres primeras pruebas, se tendrá:

- 1) $40 = C_1 (800)^2 - C_2 (800 \times 540) - C_3 (540)^2$
- 2) $63 = C_1 (1.000)^2 - C_2 (1.000 \times 650) - C_3 (650)^2$
- 3) $96 = C_1 (1.200)^2 - C_2 (1.200 \times 775) - C_3 (775)^2$

y resolviendo las ecuaciones anteriores:

$$C_1 = 0,42, C_2 = 0,66, C_3 = 33,0$$

La carga estimada para la prueba 4 sería entonces:

$$4) H_o = 0,42 (1.400)^2 - 0,66 (1.400 \times 890) - 33,0 (890)^2$$

= 128,9 pies que es un valor bastante aproximado al de 128 pies que se obtuvo con la prueba, como se puede apreciar en el cuadro anterior.

Utilizando las mismas constantes, puede obtenerse una aproximación bastante razonable entre los valores de H_o calculados, y los valores observados para las condiciones de las pruebas 5, 6 y 7.

* El tamaño de una bomba centrífuga se determina por el diámetro de la boquilla de descarga, y no tiene relación con el diámetro del impulsor.

ESTRUCTURA DE LAS CURVAS CARGA-CAPACIDAD Y POTENCIA-CAPACIDAD

La fig. 4 muestra la interdependencia de algunas de las variables incluidas en el análisis anterior. El diagrama superior muestra la relación entre carga y descarga, y el diagrama inferior la relación entre potencia y descarga, ambas para una velocidad fija.

En el diagrama de la parte superior, la curva más alta muestra la carga correspondiente a la potencia alimentada a 100% de eficiencia. Como se ha probado anteriormente, esta es u^2/g bajo condición de cierre total. La carga decrece conforme aumenta la descarga. Parte de esta carga se utiliza en el trabajo de recirculación, parte en la turbulencia, y parte en las pérdidas por fricción o impacto, de tal manera que la curva inferior, siendo la carga útil remanente, representa la carga correspondiente a los caballos vapor (agua), o potencia obtenida. La turbulencia es máxima a carga nula, cuando el agua se revuelve entre el impulsor y la carcasa con el flujo nulo. La turbulencia disminuye a medida que el flujo aumenta, pero las pérdidas hidráulicas se hacen mayores, siendo aproximadamente proporcionales a Q^2 . En algún valor de Q , dependiendo del diseño, la razón de pérdidas a carga desarrollada es mínima, obteniéndose así máxima eficiencia. Los valores de la capacidad de carga correspondiente al punto de máxima

eficiencia representan la capacidad nominal de la bomba. Es obvio que si la eficiencia es una consideración importante, la bomba deberá ser operada lo más aproximadamente posible a su capacidad nominal.

En el diagrama inferior la curva de la parte alta representa la potencia alimentada a la flecha para diferentes caudales. Las pérdidas mecánicas incluyen desgastes en los baleros y fricción en los discos, consumiendo parte de la potencia alimentada. Otra parte de la potencia alimentada se pierde en la recirculación. Finalmente, también se disipa algo a cierre total o casi total, o en pérdidas hidráulicas cuando los caudales son mayores. Nuevamente el punto de máxima eficiencia se alcanza cuando la razón de pérdidas a potencia aplicada es mínima; o en otras palabras, cuando la razón caballos vapor (agua) a potencia aplicada ($T\omega/550$) sea máxima. Esto por supuesto corresponde a la capacidad nominal de la bomba.

EFFECTO DE LA VARIACION EN LA VELOCIDAD SOBRE LA CARGA, DESCARGA Y POTENCIA

Una bomba opera con máxima eficiencia cuando el vector V_2 tiene una magnitud y dirección definidas, con una componente radial adecuada para la descarga del flujo desde el impulsor a la carcasa, y una orientación tal que

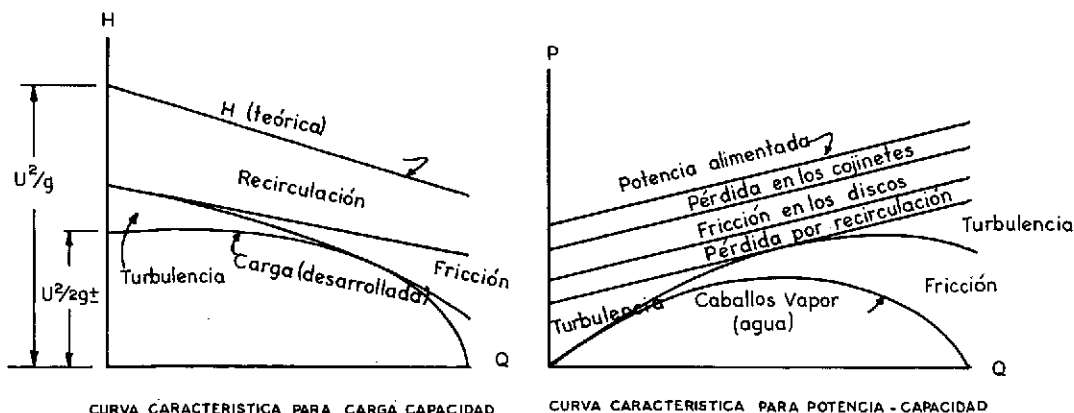


Fig. 4. Curvas características carga-capacidad y potencia-capacidad.

las pérdidas por impacto se mantengan bajas. En la fig. 2 se puede ver que la dirección de V_2 es afectada por cambios en la velocidad (la cual se refleja en la magnitud de u_2) o por cambios en la descarga (que afectan v_2).

Para una buena eficiencia, la dirección de V_2 debería de mantenerse constante, independientemente de la velocidad y capacidad. Por consiguiente, un cambio en la velocidad debe ir acompañado por un cambio correspondiente en la descarga, manteniendo el diagrama de vectores geoméricamente semejante para todas las velocidades. Esto se conoce como operación homóloga. Bajo condiciones homólogas, por consiguiente, podemos esperar que sustancialmente se cumplan las siguientes relaciones:

- H varía con $S_2 u_2$, o con N^2
- Q varía con $v_2 a_2$, donde a_2 es el área de los pasajes de agua a través del impulsor, medida normal al flujo.
- Q por consiguiente varía con N
- P varía con QH , o con N^3

Por ejemplo, en las pruebas citadas en el tema anterior, se presentaron condiciones homólogas porque todos los valores fueron obtenidos en condiciones de máxima eficiencia.

Cuando $N = 1,400$ rpm, el caudal Q era 890 gpm y la carga H fue de 128 pies ¿qué carga y descarga podría esperarse entonces para las otras velocidades mostradas?

El cuadro 2 compara los valores computados con los valores obtenidos en las pruebas.

CUADRO 2—Comparación de los valores computados con los valores obtenidos en las pruebas

Prueba No.	Valores de N	Carga desarrollada (pies)		Descarga (gpm)	
		Calculada	Valor de la prueba	Calculada	Valor de la prueba
		$H = 128$ $(N/1,400)^2$		$Q = 890$ $(N/1,400)$	
1	800	42	40	510	540
2	1,000	65	63	640	650
3	1,200	94	96	760	775
5	1,600	167	168	1,020	1,020
6	1,800	211	211	1,150	1,160
7	2,000	264	262	1,270	1,265

COMPORTAMIENTO RELATIVO DE IMPULSORES DE DIFERENTE DIAMETRO EN LA MISMA CARCASA

El fabricante puede ahorrar en modelos y otros gastos ajustando una bomba de un diseño y tamaño determinados con tamaños alternados de impulsor que varíen ligeramente de diámetro, logrando de esta manera que una misma unidad sirva para fluctuaciones más amplias de la relación carga-capacidad. Esto puede lograrse sin alterar mayormente la eficiencia.

Si se mantiene la velocidad fija, un aumento en el diámetro del impulsor aumentará la circunferencia y la velocidad periférica proporcionalmente, aun cuando para pequeñas diferencias del diámetro la longitud de las diagonales de los aros de refuerzo del impulsor no cambiará. Por consiguiente, u_2 , y v_2 , que es proporcional a u_2 , deben aumentar con D . Además, a_2 , que es función de la circunferencia del impulsor, aumentará directamente con D . Por lo tanto, las siguientes relaciones deben cumplirse:

- H varía con $S_2 u_2$, o con D^2
- Q varía con $v_2 a_2$, o con D^2
- P varía con QH , o con D^4

Hasta ahora, en las pruebas citadas en que el diámetro del impulsor era de $14\frac{3}{4}$ " , la carga y descarga pudieron haberse cambiado para una velocidad dada si se hubiera sustituido el impulsor por uno de 14" de diámetro. Tomando los valores de la prueba No. 1, por ejemplo, los resultados serían aproximadamente los siguientes:

$$Q = 40(14/14,75)^2 = 36 \text{ pies}$$

$$H_p = 540(14/14,75)^2 = 485 \text{ gpm}$$

Se pueden hacer cálculos suficientemente precisos con base en la variación directa de Q con D , cuando las diferencias en el diámetro de los impulsores son pequeñas, de tal manera que el cambio en la circunferencia puede despreciarse. En tales casos P variaría con D^4 .

COMPORTAMIENTO DE BOMBAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES

Un fabricante puede producir cierto tipo de bomba bien diseñada en una serie de tamaños, donde las dimensiones interiores guardan una cierta proporción de escala. Estas bombas son por lo tanto geoméricamente semejantes, y algunas veces se les llama unidades homólogas. Sus eficiencias serán muy parecidas si se operan en condiciones homólogas, a velocidades y caudales tales que la relación $u_2: v_2: V_2$ se mantenga constante.

Cuando se operan las bombas homólogas de esta manera, es posible clasificar toda la serie basándose en las pruebas realizadas en un solo tamaño, o en un pequeño número de tamaños típicos. El comportamiento puede compararse utilizando el siguiente razonamiento:

$$H = (1/g) (S_2 u_2) = \left(\frac{1}{g}\right) (u_2 - v_2 \cos \beta_2) u_2$$

$$= \frac{u_2^2 - u_2 v_2 \cos \beta_2}{g}$$

$$V_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \beta_2$$

combinando estas dos ecuaciones para eliminar, $u_2 v_2 \cos \beta_2$,

$$H = V_2^2/2g + u_2^2/2g - v_2^2/2g$$

Pero para una operación homóloga con un determinado diseño, todas las velocidades son proporcionales a u_2 , y por lo tanto $H = (\text{constante}) u_2^2$, donde la constante es característica del diseño. Llamemos a esta constante con el propósito de eliminar otras constantes de las próximas derivaciones:

$$\frac{1}{(\Delta\pi)^2}$$

Entonces Δ se hace un símbolo, o constante, que refleja las características del diseño. Así:

$$H = u^2 / (\Delta\pi)^2$$

$$= (\pi DN)^2 / (\Delta\pi)^2 \quad y$$

$$\Delta = DN / (H)^{1/2}$$

Finalmente, tenemos las siguientes relaciones, todas importantes entre velocidad y diámetro, y entre carga, descarga y potencia, para bombas

geoméricamente semejantes operadas en condiciones homólogas.

Q varía con $v_2 a_2$, donde v_2 varía con u_2 y por lo tanto con DN , y a_2 varía con D^2 (ambos, el perímetro y ancho del impulsor incrementándose con D). Todo esto conduce a lo siguiente:

$$H \propto N^2 D^2$$

$$Q \propto N D^3$$

$$P \propto Q H \propto N^5 D^5$$

VELOCIDAD ESPECIFICA

Las características del comportamiento de las bombas pueden compararse directamente, como en la práctica común con las turbinas hidráulicas, por medio de un solo índice llamado velocidad específica N_s . En bombas, la velocidad específica se define como la velocidad que la bomba tendría si fuera reducida geoméricamente, de tal manera que desarrollaría una carga de un pie al descargar un caudal de un galón por minuto.

Esta definición no es particularmente ilustrativa, aunque adecuada; es quizá más conveniente pensar en la velocidad específica, simplemente como un número obtenido al utilizar las cantidades N , Q y H que corresponden a una bomba dada cuando se opera a máxima eficiencia, y su significado depende de la manera como se derivó la expresión para N_s .

$$\text{Hagamos } Q = KND^3, \text{ donde } D \text{ (ver la sección anterior)} = \Delta(H)^{1/2}/N$$

Eliminando D , para hacer la relación independiente del tamaño

$$Q = K\Delta^3 H^{3/2}/N^2, \text{ donde } \sqrt{K\Delta^3} \text{ es la característica del diseño que llamaremos velocidad específica } N_s$$

Por lo tanto:

$$N_s = NQ^{1/3}/H^{1/2}$$

La velocidad específica se calcula entonces para una bomba de un diseño dado, utilizando aquellos valores de N , Q y H correspondientes a la capacidad nominal de la bomba; es decir, aquellos valores obtenidos en las pruebas en el

punto de máxima eficiencia a la velocidad establecida.

Para bombas de tamaño pequeño o mediano, se acostumbra expresar la descarga en gpm, mientras que para bombas muy grandes la descarga se expresa con frecuencia en pies cúbicos por segundo, y algunas veces en mgd. Esto provoca alguna confusión en el valor numérico de N_s , a menos que se fijen con claridad las unidades escogidas. En estas notas, N_s será calculada siempre con Q en gpm.

Debido a que la eficiencia máxima connota una cierta forma del diagrama de vectores formado por v_2 , u_2 y V_2 , que se mantiene constante cuando se opera en condiciones homólogas, el término velocidad específica connota a su vez la correlación apropiada entre N , Q y H para operación a máxima eficiencia, independientemente del tamaño de la bomba, o de los valores absolutos de N , Q o H .

Más exactamente, la velocidad específica es un índice del tipo de impulsor con los detalles de la bomba que le son accesorios.

Se calcula siempre como para una unidad, de una sola succión y un solo paso. Una bomba de doble succión es aquella que tiene dos impulsores de una succión unidos espalda con espalda, y el valor de N_s es el calculado para cada mitad del impulsor, cada una entregando la mitad de la descarga total del doble impulsor. Para una unidad de dos pasos (dos impulsores en la misma flecha en serie) a cada impulsor se le acredita el manejo de la descarga total, pero desarrollando únicamente la mitad de la carga total; y de esta manera N_s se puede computar

CUADRO 3—Tipo de unidad de bombeo

N_s			
Succión	Número de impulsores	No. de pasos	Q es Q total y H es H total
Individual	1	1	NQ^3/H^4
"	n	1	$N(Q/n)^3 H^4$
"	n	n	$NQ^3 (H/n)^4$
Doble	1	1	$N(Q/2)^3 H^4$
"	n	1	$N(Q/2n)^3 H^4$
"	n	n	$N(Q/2)^3 (H/n)^4$

fácilmente para diferentes arreglos de impulsores, como se ve en el cuadro 3.

USO DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA
EN LA SELECCION DE BOMBAS

Como un ejemplo de la utilización de la velocidad específica en la selección de bombas, conviene considerar los siguientes casos:

Ejemplo 1. Se desea seleccionar una bomba para entregar un caudal de 740 gpm contra una carga de 300 pies, operando a 1.750 rpm. Se desea una bomba de doble succión.

Para una unidad de un solo paso, la N_s requerida será:

$$N_s = 1750(740/2)^3 / (300)^4 = 467$$

Si se escoge una bomba de dos pasos:

$$N_s = 1750(740/2)^3 / (300/2)^4 = 785$$

Considérese la bomba cuyo comportamiento fue tabulado al comienzo del tema "Comprobación sobre análisis de pérdidas" (véase pág. 8). Esta es una unidad de doble succión y un solo paso, y su velocidad específica es:

$$N_s = \text{digamos } 1.800 (1160/2)^3 / (211)^4 = 785$$

Si *dos* de estas bombas se conectan en serie, de tal manera que formen una unidad de pasos múltiples (cada una proporcionando la mitad de la carga), la velocidad específica de la unidad será la misma para cada paso, por ejemplo, 785. Hidráulicamente, este arreglo sería satisfactorio (eficiente).

Habiéndose decidido que la bomba es de diseño adecuado, y aplicable a los servicios requeridos, se determinará ahora el tamaño apropiado (a partir de las relaciones generales dadas al final de la última sección, pág. 11). HaN^2D^2

$$\frac{211}{(1.800 \times 14,75)^2} = \frac{150}{(1.750 \times D)^2} \text{ de donde } D = 12,8''$$

Como comprobación:

$$H = 211 (1.750 \times 12,8)^2 / (1.800 \times 14,75)^2$$

$$= 150 \text{ pies por paso}$$

$$Q = 1.160 (1.750) (12,8)^3 / (1.800) (14,75)^3$$

$$= 740 \text{ gpm}$$

Ejemplo 2. Supongamos que en el caso anterior se permitiese operar a 3.600 rpm en lugar de 1.750 rpm. Nuevamente con una unidad de doble succión, la N_s requerida sería:

$$N_s = 3.600 (740/2)^3 / (300)^3 \\ = 960 \text{ para una unidad de un solo paso.}$$

Esto, desde luego, ni siquiera se aproxima a la N_s para la unidad propuesta. Intentar utilizar tal unidad para el trabajo asignado resultaría un arreglo insuficiente. Es decir, para desarrollar una carga de 300 pies, el diámetro de la unidad debería ser:

$$D = \sqrt{\frac{300}{211}} \times \frac{1.800}{3.600} \times 14,75 = 8,8 \text{ pulgadas}$$

mientras que para entregar un caudal de 740 gpm, el diámetro debería ser:

$$D = 14,75 \sqrt[3]{\frac{1.800 \times 740}{3.600 \times 1.160}} = 10,1 \text{ pulgadas}$$

Consecuentemente, el tamaño del impulsor debería tener 10,1 pulgadas (gobernado por la capacidad), y este es excesivo para la carga requerida. Tal impulsor desarrollaría, de hecho, una carga de:

$$H = 211 \left[\frac{3.600 \times 10,1}{1.800 \times 14,75} \right] = 396 \text{ pies}$$

Resulta obvio que una bomba calibrada a 740 gpm bajo una carga de 396 pies, descargaría un caudal mayor de 740 gpm bajo una carga de 300 pies, y debería ser operada con la válvula de descarga estrangulada para controlar la descarga. Esta estrangulación disiparía carga desarrollada (la diferencia entre 396 y 300 pies), que sería desperdicio de potencia. Todo esto podría haberse concluido de la disparidad entre la N_s requerida de 960, y la N_s de 785 para la unidad bajo consideración.

En pocas palabras, sería necesario seleccionar una bomba de diseño diferente, tal como refleja N_s , si se desea una operación eficiente.

COMPORTAMIENTO REAL VS. IDEAL

Admitiendo que no hay escurrimiento en la bomba y que todas las partículas son orientadas por el impulsor en trayectorias circulares de

radio constante en condiciones de descarga nula, se comprobó que la carga para escurrimiento nulo (carga de presión) es U_2^2/g y que la carga total, incluyendo la energía cinética del fluido revolvente, es $2U_2^2/2g$, o sea U_2^2/g (véase fig. 4). En realidad, con la salida de la bomba cerrada, parte del caudal pasa a la voluta por acción del impulsor y retorna al ojo de este a través de los espacios libres. Del mismo modo, si el impulsor no es de tipo cerrado, sin duda alguna existe paso de fluido de la parte anterior del álabe hacia su parte posterior en torno a la extremidad del álabe.

Por pequeño que sea el escurrimiento a través del impulsor, el agua abandonará el impulsor con una carga de velocidad $V_2^2/2g$. Parte de esta carga será convertida en carga de presión, la cual será un poco mayor que $U_2^2/2g$. Pero si existe escurrimiento, también habrá pérdidas, que a su vez tienden a reducir la carga cuando el escurrimiento es nulo, a menos de $U_2^2/2g$. El resultado neto será una carga con escurrimiento nulo mayor o menor que $U_2^2/2g$, dependiendo de si la ganancia en carga de presión es mayor o menor que las pérdidas. Se encuentra que la carga real con escurrimiento nulo puede variar desde 0,85 a 1,15 $U_2^2/2g$, dependiendo de las características de cada bomba probada.

Discrepancias similares entre el comportamiento ideal y el real también puede esperarse cuando la bomba está entregando fluido al sistema de descarga.

Si se abre la válvula de descarga, la carga transmitida al agua por el impulsor sería teóricamente:

$$H = \frac{(u_2^2 - v_2^2)}{2g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Parte del primer término, y parte del segundo, constituirán la carga total realmente desarrollada. El grado de conversión que se logra es una medida de la eficiencia hidráulica de la máquina. Algunos de los factores que afectan la eficiencia se discuten en los párrafos subsecuentes.

INFLUENCIA DEL ANGULO DE LOS ALABES EN LA EFICIENCIA

La eficiencia hidráulica de la bomba puede ser expresada como:

$$\begin{aligned} e_h = H_o/H_1 &= \frac{2S_2u_2 - k_1v_2^2 - k_2(V_2 - V_3)^2}{2S_2u_2} \\ &= 1 - \frac{k_1v_2^2 + k_2(V_2 - V_3)^2}{2u_2(v_2 + v_2 \cos \beta_2)} \end{aligned}$$

Para velocidad y descarga constantes, u_2 , v_2 y V_3 permanecerán constantes en la ecuación anterior. El segundo término de la expresión que representa la relación de pérdidas a potencia aplicada, modificará su valor con β_2 . Si se hace β_2 menor (curvando los álabes más pronunciadamente), la inspección de la fig. 3 mostrará que V_2 disminuirá, al mismo tiempo que $\cos \beta_2$ aumenta. Por consiguiente, el numerador del segundo término decrecerá, mientras que el denominador y la eficiencia aumentará. Esto se verifica prácticamente por medio de pruebas.

Esta ganancia indicada en eficiencia es de algún modo contrarrestada por el hecho de que la carga desarrollada se reduce al mismo tiempo; para mantener la misma descarga con la carga original, es necesario aumentar la velocidad, y esto, a su vez, significa velocidades mayores dentro del impulsor, de manera que el factor k_1 se incrementa. Lo anterior se aclarará al estudiar la fig. 3. Para una disminución de β_2 corresponden, igualmente, disminuciones en V_2 y u_2 ; por lo tanto, S_2 decrece. Entonces $S_2 u_2$, o sea la carga desarrollada por el impulsor, disminuye, y por consiguiente, si la carga debe permanecer constante, u_2 debe ser aumentada.

En la práctica, el valor de β_2 varía desde 20° aproximadamente para bombas de carga pequeña, hasta 35° a 90° para bombas de gran carga. Se puede notar que el ángulo del álabe es tan sólo una aproximación de la dirección tomada por el agua, a excepción del caso hipotético de un número infinito de álabes, y que los factores k permitan tomar en cuenta no solamente pérdidas, sino también otras diferencias entre el comportamiento teórico y el real.

Aun cuando es posible obtener altas eficiencias con valores pequeños de β_2 , otros factores

pueden establecer valores óptimos para β_2 como ha sido indicado.

TIPOS DE CARCASA

La función primaria de la bomba centrífuga es crear presión en la línea de descarga. La presión desarrollada depende principalmente de la conversión efectiva de V_2 en carga de presión. En esto, no solamente el impulsor sino también la carcasa, tiene su papel. La dirección y magnitud de V_2 son influenciadas por el diseño del impulsor y tienen una relación directa con las pérdidas por impacto. Si la carcasa proporciona un ensanchamiento gradual desde el punto de arranque hasta el orificio de salida, es posible una recuperación mayor de carga de velocidad.

Hasta ahora, únicamente se ha mencionado la carcasa de tipo voluta. Otros tipos son la concéntrica, la carcasa con cámara de vórtice y la carcasa de vórtice con álabes guía. La carcasa concéntrica es barata, pero ineficiente. La cámara de vórtice es un pasaje anular, concéntrico con el impulsor sobrepuesto por la voluta proporcionando una reducción un poco más gradual en V_2 antes de alcanzar la voluta. Cuando está equipado con álabes direccionales, la turbulencia se reduce aún más para valores convenientes de carga-capacidad. La cámara de vórtice, con o sin álabes directores, aparece con mayor frecuencia en los diseños primitivos (véase la fig. 5).

Todos estos dispositivos están dirigidos hacia la recuperación de la carga de velocidad. La carcasa de voluta sencilla ha sustituido en gran parte los tipos más elaborados y costosos, pues se ha descubierto que con un trazado apropiado del interior de la carcasa, puede asegurarse una buena eficiencia para variaciones considerables en las condiciones de operación. También se han logrado mejores diseños en los últimos años para el paso del agua entre el orificio de succión y el impulsor, para unidades de succión simple o doble.

Finalmente, la eficiencia puede, por lo general, hacerse mayor cuando las velocidades pue-

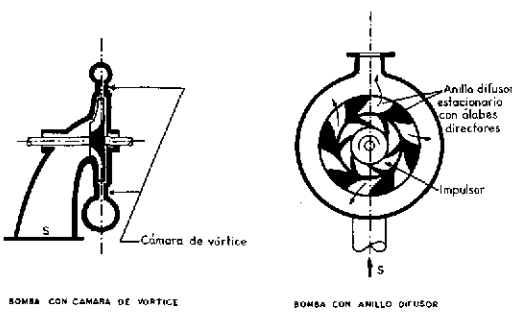


Fig. 5. Características de carcasas distintas.

den mantenerse relativamente bajas; de modo que bombas de baja altura manométrica y de doble succión a menudo pueden ser más eficientes que otros tipos de bombas.

CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS

Para mostrar el comportamiento de las bombas bajo condiciones variables, "curvas características", como las que se muestran en las figs. 6

y 7, se obtienen a partir de pruebas u otros datos, demostrando la relación carga-velocidad para distintas velocidades de rotación. Sobre las anteriores están superpuestas curvas de potencia al freno y eficiencia. La fig. 6 muestra curvas para una sola bomba de un solo paso y doble succión (la misma descrita en la pág. 8). Una línea discontinua ha sido trazada a través de los puntos de máxima eficiencia. La ecuación de esta línea (pág. 8) sería:

$$H_e = C_1 N^2 - C_2 NQ - C_3 Q^2$$

La fig. 7 muestra curvas para una bomba de succión simple y un solo paso del mismo tamaño y capacidad. Se notará que la bomba en la fig. 6 presenta una característica relativamente "aplastada" (siendo la carga relativamente constante para límites amplios de descarga), una característica deseable para muchos tipos de servicio. La bomba en la fig. 7, por otra parte, muestra una característica relativamente "inclinada", variando la carga más rápidamente con las variaciones en la descarga. Esta también es

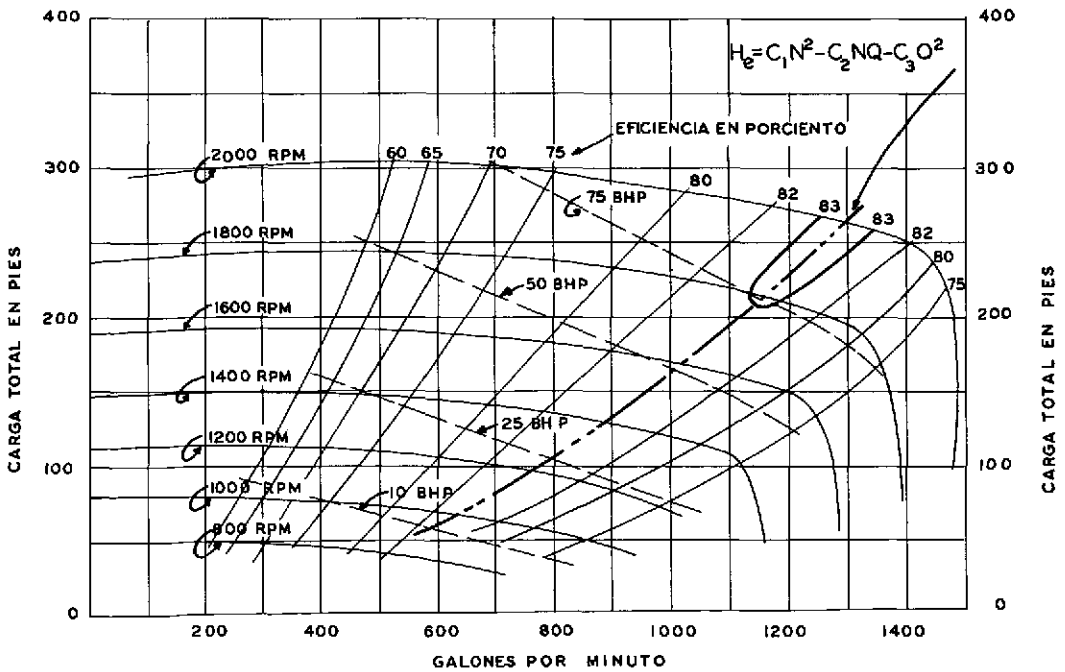
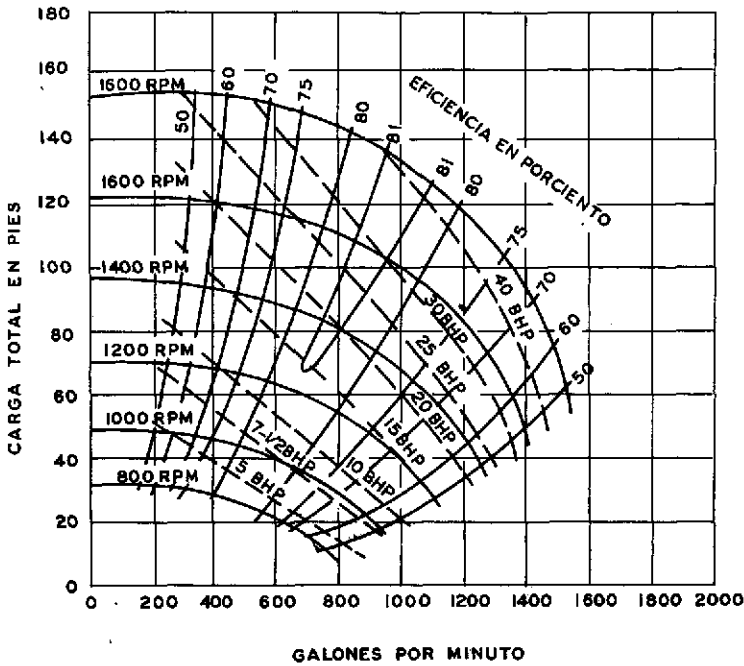


Fig. 6. Curvas características de una bomba centrífuga.



BOMBA DE 5"-SUCCION
SIMPLE - UN SOLO PASO

Fig. 7. Curvas características de una bomba centrífuga.

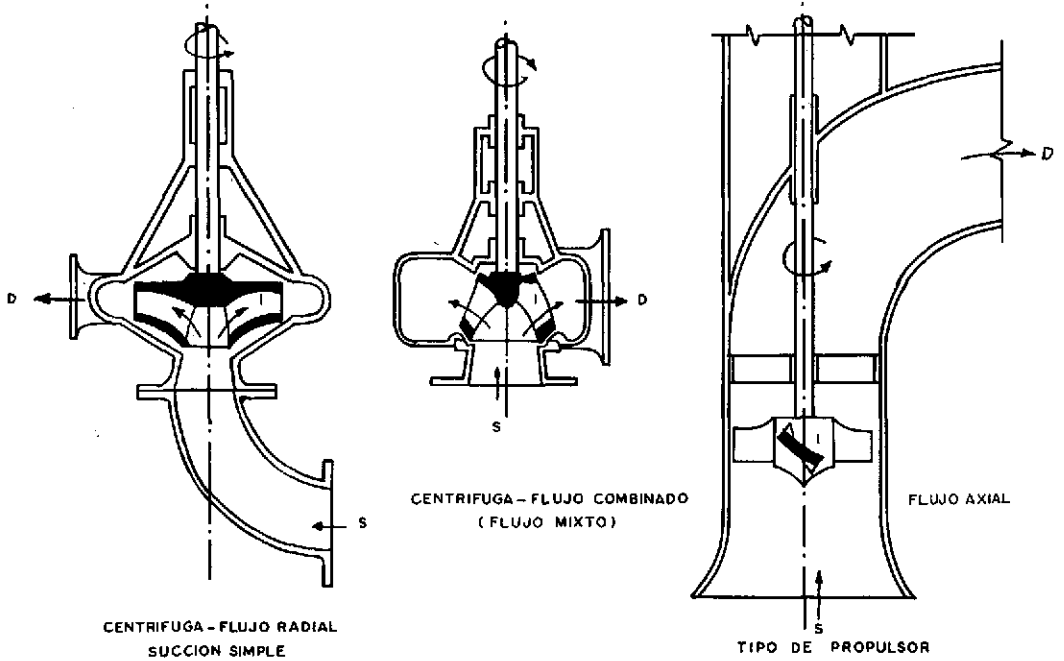


Fig. 8. Tipos de bombas centrífugas.

una característica deseable para algunas aplicaciones. Una característica "aplastada" o "inclinada" se puede obtener con succión simple o doble.

El grado de inclinación de la curva característica es algunas veces un factor muy importante en la selección de bombas cuando estas son utilizadas en múltiple. Bombas en paralelo que envían caudal al mismo cabezal colector de la descarga pueden "robarse" entre sí bajo ciertas circunstancias; para pequeñas variaciones en la carga podría significar cambios considerables en los caudales de descarga individuales. Esta tendencia es menor cuando las bombas tienen características más inclinadas. El grado de inclinación para una curva característica es algunas veces establecido como la relación de la carga al 50% de la capacidad nominal y la carga al 85%, lo que proporciona una medida de comparación suficientemente útil, aun cuando sea arbitraria.

Curvas características como las anteriores se obtienen de los fabricantes y pueden ser reestablecidas por el consumidor con pruebas en la unidad instalada para verificar la eficiencia garantizada. Es de esperarse que las bombas individuales varíen ligeramente de una unidad a otra, aunque exteriormente sean idénticas. El Instituto de Hidráulica (Hydraulic Institute) (una asociación sindical de fabricantes de bombas de alta calidad), recomienda curvas basadas en alturas de succión de 15 pies (4,5 m). Si las condiciones de instalación resultan en alturas de succión mayores o menores, las curvas de pruebas de los fabricantes pueden diferir un poco.

BOMBAS CENTRÍFUGAS, DE FLUJO MIXTO Y DE FLUJO AXIAL

El Instituto de Hidráulica clasifica las bombas centrífugas en tres categorías (véase la fig. 8):

a) *Bomba centrífuga*: una bomba en que la presión se desarrolla principalmente por la

acción de la fuerza centrífuga. Las bombas de este tipo con impulsores de entrada simple, usualmente tienen una velocidad específica menor de 4.200; y con impulsores de doble succión una velocidad específica menor de 6.000. En las bombas de esta clase el líquido entra al impulsor por el centro, y escurre radialmente hacia la periferia.

b) *Bomba de flujo mixto*: una bomba en la que la carga se desarrolla en parte por fuerza centrífuga y en parte por el impulso de los álabes sobre el líquido. Este tipo de bomba tiene impulsor de entrada simple, y el flujo entra axialmente y descarga en dirección axial y radial, generalmente en el interior de una carcasa de tipo voluta. Bombas de este tipo usualmente tienen una velocidad específica de 4.200 a 9.000.

c) *Bomba de flujo axial*: una bomba de este tipo, algunas veces llamada bomba de hélice, desarrolla la mayor parte de su carga por la acción propulsora o impelente de las aspas sobre el líquido. Tiene un impulsor de entrada simple y el flujo entra axialmente y descarga casi axialmente en una caja guía. Bombas de este tipo usualmente tienen una velocidad específica de más de 9.000.

La fig. 8 muestra dibujos simplificados de los tres distintos tipos. Se notará que el modelo de hélice, o de escurrimiento axial, no encuadra en la definición que se dio anteriormente (véase pág. 1) de una bomba centrífuga típica. Sin embargo, se aproxima más al tipo centrífugo que a cualquier otro tipo básico. En ciertos casos la bomba centrífuga se presta a necesidades de cargas elevadas y capacidad moderada, el tipo de hélice se presta a necesidades de cargas pequeñas y gran capacidad. El tipo de flujo mixto, apropiado para cargas moderadas y gran capacidad, es quizás adaptable para límites de aplicación más amplios que los otros dos.

CAVITACION

Cuando un líquido, como el agua, escurre a través de una máquina o conducto a una presión tan baja que ocasione la vaporización de aquél,

puede producirse cavitación. Se entiende por cavitación la formación de hendiduras en la superficie límite, sea esta de metal u otro material, de lo que resulta un rápido deterioro. En máquinas, una caída en la eficiencia, o vibración excesiva y deformaciones, pueden dar lugar a reparaciones frecuentes, o a la sustitución de alguna o varias de sus partes constitutivas.

El fenómeno de la cavitación—si bien no se comprende totalmente aunque se ha tratado de explicar en diversas ocasiones con base en acción química, electrolítica y mecánica—se atribuye actualmente, en general, a esfuerzos mecánicos ocasionados por las explosiones virtuales o aplastamiento de las partículas de fluido, que ocurren por la vaporización repentina y condensación en un flujo turbulento, cuando la presión está próxima a la presión de vapor. La cavitación se manifiesta particularmente en zonas donde se producen cambios bruscos de la dirección del flujo y en zonas de excesiva turbulencia. Bajas presiones pueden ocurrir en las proximidades de las protuberancias de la superficie límite o donde existan desajustes entre partes contiguas. Esto puede causar desperfectos aunque la presión promedio en la región sea elevada; la situación se empeora bastante si la presión promedio es aproximada o igual a la presión de vapor. Por consiguiente, la mejor manera de evitar la cavitación es con un trazo continuo de los lugares de paso del agua donde sea posible y manteniendo presiones superiores a la presión de vapor en todos los puntos. Para altas velocidades específicas y grandes alturas de succión, el problema puede ser de importancia crítica en el diseño, sea de la bomba o de la instalación.

Imagínese una bomba centrífuga en operación, y que una válvula en el lado de la succión se cierra lentamente. Esto introduce una carga adicional de succión y reduce la presión a la entrada de la bomba. Si la válvula se cierra a un grado tal que la bomba sufra "inanición", o falta de alimentación, esto es, que no pueda mantener su cebado sin dificultad, el agua se vaporizará y el vapor se relicuará. La acción irregular produce un ruido que se oye como pequeñas gotas que martillan violentamente so-

bre las paredes de la bomba y de la tubería. Esta es la condición que produce la cavitación; la misma condición ocurrirá con alturas de succión excesivas en cualquier circunstancia. La condición descrita es extrema; en condiciones menos extremas el daño puede ocurrir con el tiempo aunque la causa sea menos aparente.

ALTURA MAXIMA DE SUCCION PERMISIBLE

Supóngase que una bomba trabaja contra una carga total H de la que la carga de succión H_s es una parte. Si la bomba está más arriba que el manantial (altura de succión), H_s será la suma de la altura de succión estática, Z_s , la carga de velocidad en la tubería de succión $h_{v,s}$, y las pérdidas de carga por fricción en la succión, $h_{f,s}$. Llamemos H_a a la presión atmosférica y H_p a la presión de vapor de agua. Entonces la presión barométrica H_b , que es la altura a la cual el agua puede ser elevada en un barómetro, es:

$$H_b = H_a - H_p$$

Si la altura de succión es el máximo teórico, $H_s = H_b$; pero prácticamente, la altura de succión debería ser siempre sustancialmente menor que H_b (para evitar presiones iguales o aproximadas a la del vapor), de suerte que la carga de presión absoluta en el lado de la succión de la bomba será: $\frac{p}{w} = H_b - H_s$, donde $\frac{p}{w}$ es sustancialmente mayor que el cero absoluto.

Existirá algún valor de $\frac{p}{w}$ debajo del cual ocurrirá cavitación. Llamemos a este valor la presión crítica, expresada como una razón σ de la carga total H , de modo que, por definición:

$$\sigma H = \frac{p}{w} \text{ crítica}$$

Entonces se puede escribir:

$$\sigma H = (H_b - H_s), \text{ y finalmente:}$$

$$\sigma H = (H_b - H_s)/H, \text{ que se conoce como la fórmula de Thoma.}$$

Una fórmula teórica para sigma ha sido desarrollada *

* Wislicenus, Watson y Karassik: "Cavitation Characteristics of Centrifugal Pumps Described by Similarity Considerations". *Transactions of the American Society of Metallurgic Engineers*. 1939.

$\sigma = 0,0535(N_s/1000)^{1/3}$, donde N_s está en unidades de gpm.

Si esta se combina con la fórmula para la velocidad específica, se tendrá: *

$$N = \frac{8.990(H_b - H_s)^{3/2}}{Q^{1/2}} \text{ donde } Q \text{ está en gpm.}$$

Estas fórmulas concuerdan bien con los valores determinados en experimentos.

El Instituto de Hidráulica ha publicado gráficas que muestran los límites de la velocidad específica para bombas de succión simple o doble, las cuales dan alturas de succión permisibles para distintas cargas totales. Este criterio debe seguirse si se desea un buen rendimiento, sin peligro de cavitación. Una de estas gráficas está reproducida en la fig. 9.

Se pensará que estos valores no pueden ser valores absolutos; si ocurre o no cavitación a una presión dada dependerá en gran parte del diseño de la bomba y de la mano de obra en la fabricación. Esto es verdad. Las curvas

muestran valores que son correctos para bombas bien diseñadas, con curvaturas y pasos armónicos y superficies lisas muy bien acabadas, cuando son operadas entre límites de aproximadamente 40% de la capacidad nominal y el punto de ruptura (bien arriba de 100% de la capacidad nominal) en la curva carga-capacidad.

Fuera de estos límites, es muy posible que ocurra cavitación. Las curvas no se pueden aplicar a bombas de diseño inferior o baja calidad de mano de obra.

ALGUNOS ASPECTOS DE CONSTRUCCION DE BOMBAS

Es necesario conocer algo sobre materiales y construcción de bombas, así como saber distinguir entre malos y buenos aspectos de diseño, si se desea especificar, seleccionar y utilizar bombas para distintos tipos de servicio inteligentemente. El usuario en perspectiva debe establecer y exponer claramente al fabricante las condiciones normales de servicio y también los cambios en las condiciones de servicio, esto es, los límites de capacidad y cargas bajo los que ha de operar la bomba, incluyendo altura de succión normal y máxima. El punto en el que se espera máxima eficiencia (usualmente condiciones promedio de operación) debe conocerse. Algunas veces se exigen eficiencias mínimas, y en ocasiones se ofrecen premios para eficiencias mayores que el mínimo requerido. Por otra parte, la eficiencia puede no ser la consideración gobernante para el servicio pretendido.

Existe mercado de consumo para bombas baratas, así como también para máquinas de alta calidad, y no se pueden escribir especificaciones para bombas en general, pues necesariamente estas incluirían algunas características que no serían deseables, o que no justificasen el costo, para todos los tipos de aplicaciones.

No obstante, como un ejemplo típico de buena construcción de bombas, para condiciones de operación continua con agua clara y para un periodo de vida prolongado, se presenta una bomba de doble succión que se ilustra en la fig. 10. Sus características principales son:

* Davis, C. D.: *Handbook of Applied Hydraulics*, Sección 14 del capítulo "Hydraulic Machinery". Nueva York: McGraw-Hill, 1942. 1.084 págs.

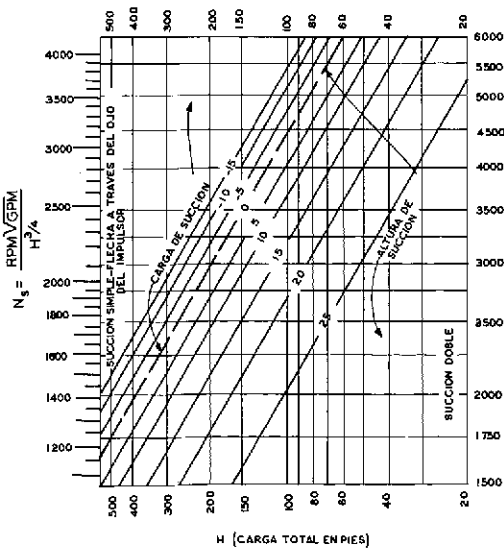


Fig. 9. Límites superiores de velocidad específica para bombas de un solo paso (bombeando agua clara al nivel del mar a 85° F).

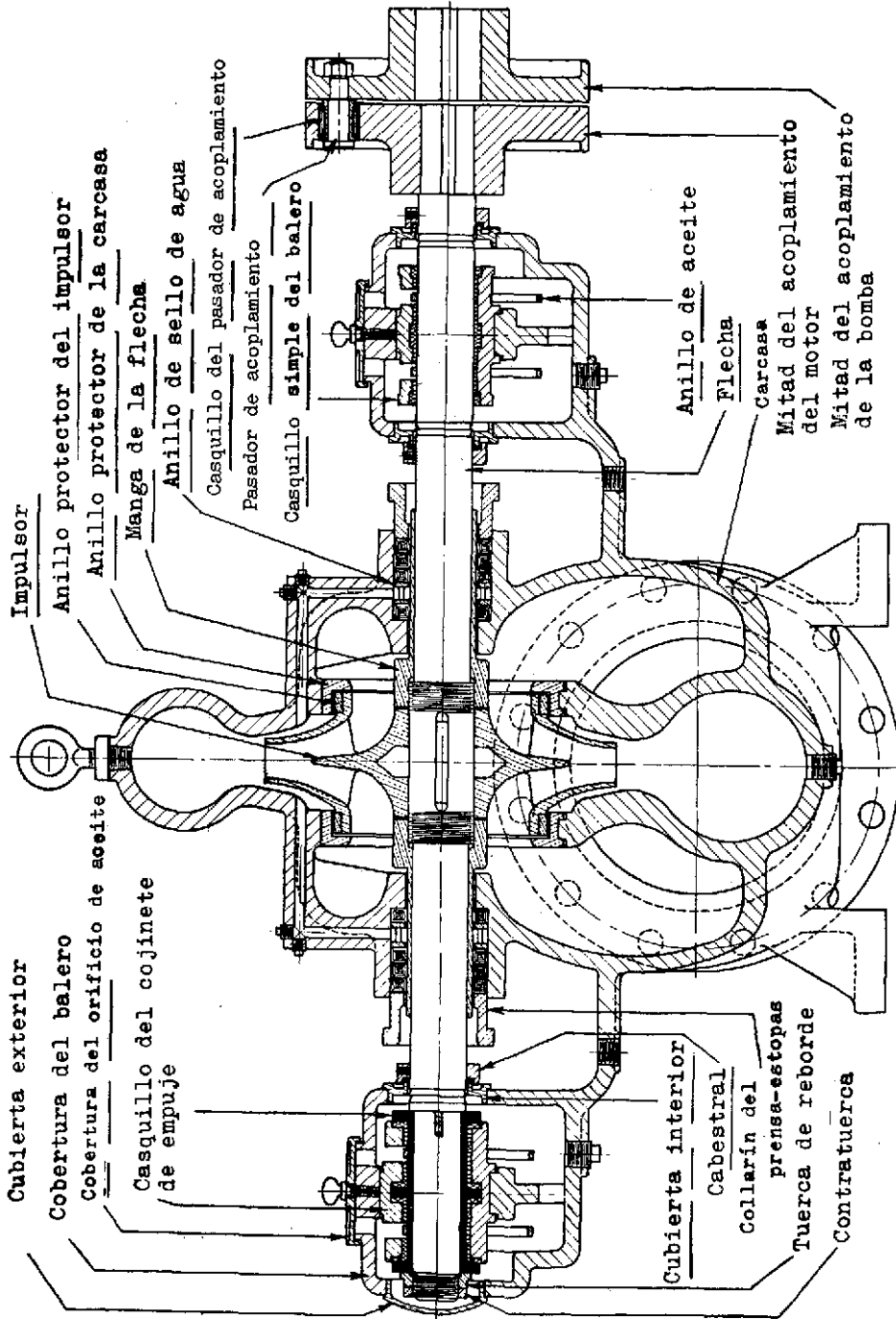


Fig. 10. Bomba de doble succión para condiciones de operación continua y período de vida prolongado.

La carcasa está partida por un plano horizontal con las caras adecuadamente maquinadas y encabilladas para ser ajustadas entre sí con pernos. Está hecha de hierro fundido o una aleación de hierro fundido conveniente. Las toberas de succión y descarga son fundidas íntegramente con la mitad inferior de la carcasa, permitiendo así remover la mitad superior con sus tapas de cojinetes, de manera que el elemento giratorio completo puede ser removido para inspección o reparaciones sin afectar ninguna de las conexiones de la tubería.

La superficie interior de todos los pasos de agua deberá ser razonablemente lisa, pero sin pulir.

El impulsor es de bronce, pulido, y del tipo encerrado de doble succión (en bombas pequeñas algunas veces succión sencilla hidráulicamente balanceada), hidráulica y mecánicamente balanceado, y conectado a la flecha por medio de cuñas u otros dispositivos adecuados.

Los anillos desgastables removibles son colocados tanto en la carcasa de la bomba como en el impulsor (con frecuencia en uno solamente). Los anillos de desgaste de la carcasa son de hierro fundido o de bronce, y los del impulsor son de bronce, atornillados o fijados de alguna otra manera efectiva al impulsor para seguridad y facilidad de repuesto.

La flecha forjada, maquinada y torneada precisamente a las dimensiones adecuadas; se protege contra corrosión y desgaste por medio de mangas de flecha de bronce, conectadas rígidamente.

Los cojinetes pueden ser de metal Babbitt o antifricción, o cojinetes de bolas del tipo de hilera sencilla o doble con ranuras profundas, que resisten los esfuerzos axiales y radiales; con envolturas a prueba de polvo, fijados adecuadamente con cuñas y sujetados con grapas u otros medios que permitan acceso y reparación. Para los cojinetes de metal Babbitt, la lubricación es por medio de anillos de aceite que flotan libremente sumergidos parcialmente en pozos de aceite.

Las estoperas, o cajas de empaquetadura, se

hallan localizadas a cada lado del impulsor, son de profundidad regulable y tienen un número adecuado de anillos de empaque impregnados de lubricante, con una purga de linterna dispuesta de manera de obtener un sello de agua del lado de descarga del impulsor.

La base, o plancha de asiento, es del tipo de caja rígida para soportar la bomba y el motor, con moldura colectora de goteo y conexión de tubería al dren. Los acoplamientos son del tipo de pasador y casquillos de hule (conexión flexible), mecánicamente balanceados.

Los accesorios que debe proporcionar el fabricante de la bomba, deben incluir los acoplamientos, válvulas de purga de aire arriba de la carcasa de la bomba para extraer el aire durante el cebado, llaves o herramientas especiales necesarias para la bomba, y algunas veces manómetros del tipo Bourdon adecuados a los límites de operación de las presiones durante la succión y descarga.

Las unidades de pasos múltiples pueden obtenerse con características comparables a las que se acaban de mencionar.

MONTADO DE BOMBAS Y PREVISION PARA EL CEBADO

Una bomba operará satisfactoriamente sólo con montado apropiado y conexiones de tubería correctas. Debe ser anclada a una base sólida, nivelada con cuñas de acero y cementada en el sitio. Los orificios de succión y de descarga de una bomba, de ordinario proveen un paso de agua cuya sección transversal es por lo menos igual a la del impulsor, pero son de menor tamaño que el necesario para la tubería de succión y descarga a la que está conectada la bomba. Las velocidades en la tubería de descarga entre la bomba y la tubería maestra o colector principal pueden ser del orden de 10 a 20 pies por segundo (pps); pero en la tubería de succión, las velocidades no deben ser mayores de 3 a 8 pps, cuanto más baja mejor, dentro de límites razonables, particularmente cuando la bomba esté sujeta a altura de succión. Para

conectar con esta tubería deben usarse aditamentos graduados (reductores), después de la bomba. En la descarga puede emplearse un reductor recto o un codo reductor, proporcionando una recuperación adicional de la carga de velocidad. En el lado de la succión, es preferible un reductor recto, de modo que el agua no ejerza un empuje lateral en la entrada, ni entre al impulsor con velocidades no balanceadas. Debe colocarse una válvula de retención junto al reductor en el lado de la descarga, si la carga excede aproximadamente 50 pies, para proteger la bomba de la sobrepresión o golpe de ariete en la línea, y para evitar rotación invertida en caso de escurrimiento en sentido contrario. Una válvula de compuerta más allá de la válvula de retención, proporciona regulación en la descarga, y para cierre total de la tubería maestra si la bomba se detiene o se desmantela. Si la bomba está bajo carga de succión positiva (bomba abajo del manantial), también se necesitará una válvula de compuerta en el lado de succión para desaguar la unidad en caso de necesidad.

Si la bomba es accionada por un motor de velocidad variable, sea una turbina a vapor o motor a gas, una válvula de alivio de presión se coloca en la línea de descarga para evitar exceso de presión si la bomba se opera a velocidades más altas que las de diseño.

Todas las tuberías de conexión y válvulas deben ser suspendidas o soportadas separadamente, y alineadas de manera que ningún peso o esfuerzo actúe sobre la carcasa de la bomba.

Hay que prestar atención especial a la disposición de la tubería de succión, que debe ser corta y recta, con el menor número posible de cambios de dirección. Ningún punto en la corona superior de la tubería de succión debe quedar más alto que el punto superior de la abertura de succión en la bomba; la tubería debe ser horizontal o ligeramente inclinada en dirección a la bomba, para eliminar todas las bolsas de aire. Esto puede implicar el uso de reductores excéntricos. Cuando la bomba trabaja con altura de succión positiva, una válvula de

pie (de columpio vertical u horizontal) se instala en la entrada de la tubería de succión con el fin de mantener el cebado. Esta válvula debe protegerse por medio de una criba gruesa de hierro fundido u otro material para evitar la penetración de material sólido. La entrada de succión debe quedar bien sumergida, de lo contrario puede haber penetración de aire o formación de un vórtice sobre la misma.

Se necesitan dispositivos de cebado si la bomba está situada arriba del manantial, pues no operará a menos que la línea de succión y la bomba estén llenas de agua. La bomba puede ser cebada con ayuda de una línea auxiliar de cebado, conectada a una fuente independiente (segura), tal como un tanque elevado que se conserve lleno para esta finalidad. Durante el cebado, la bomba no debe estar funcionando, y las llaves de desagüe se mantendrán abiertas para permitir el escape de aire. Otros dispositivos de cebado incluyen eyectores operados con chorro de vapor o agua, para sacar todo el aire de la línea de succión y de la bomba.

Conviene consultar boletines del Instituto de Hidráulica y la Junta Nacional de Aseguradores contra el Fuego (National Board of Fire Underwriters) para detalles adicionales relativos a la instalación de bombas centrífugas.

Finalmente, siempre que sea razonablemente posible hacerlo, las bombas centrífugas deben ser instaladas a un nivel inferior al de la fuente, para evitar la necesidad de dispositivos de cebado, a no ser las válvulas de aire en la bomba.

OPERACION

Una bomba centrífuga debe comenzar a trabajar con la válvula de descarga cerrada, de modo que no existan cargas dinámicas en la tubería de descarga hasta que la bomba haya alcanzado la velocidad máxima. Después del arranque, la válvula de descarga se abre ligeramente para verificar si la unidad está cebada, y después puede abrirse lentamente hasta alcanzar la posición deseada. Antes de parar la bomba, debe

cerrarse nuevamente la válvula de descarga. La bomba no debe trabajar por mucho tiempo con la descarga cerrada y, naturalmente, nunca se la hará funcionar estando seca.

Todas las bombas centrífugas deben dejar pasar un poco de agua a través de los estoperos cuando están funcionando, pues así se lubrica el empaque, lográndose un mínimo de desgaste en las camisas de la flecha. Este pequeño goteo se recoge en la moldura colectora de la plancha de base y se desvía a un dren.

La fig. 11 ilustra algunas características de la instalación correcta de una bomba.

PRUEBAS

Los factores más importantes que afectan la operación de una bomba, y que deben determinarse por medio de pruebas son: 1) las condiciones de succión, 2) la carga total, 3) la velocidad, 4) el caudal, y 5) la temperatura y

densidad del fluido. Estos factores deben ser señalados o conocidos para interpretar correctamente la prueba. Las curvas características de los fabricantes están frecuentemente basadas en 15 pies de altura de succión, y en el bombeo de agua clara a 68°F. Para pruebas de aceptación, ninguna válvula en el lado de succión debe ser estrangulada; la carga total y la velocidad deben corresponder a las condiciones de servicio deseadas; y la carga, caudal y potencia aplicada deben ser medidas por métodos aceptables.

a) *Medida de la carga.* La carga total contra la cual está trabajando la bomba es la diferencia entre la altura de descarga y la altura de succión.

$$H_t = H_d - H_s, \text{ donde } H_d \text{ y } H_s \text{ son positivos si las presiones correspondientes son positivas.}$$

La altura de succión es la altura estática de succión z_s , menos la carga de velocidad en la succión h_{v_s} , menos las pérdidas de carga en la

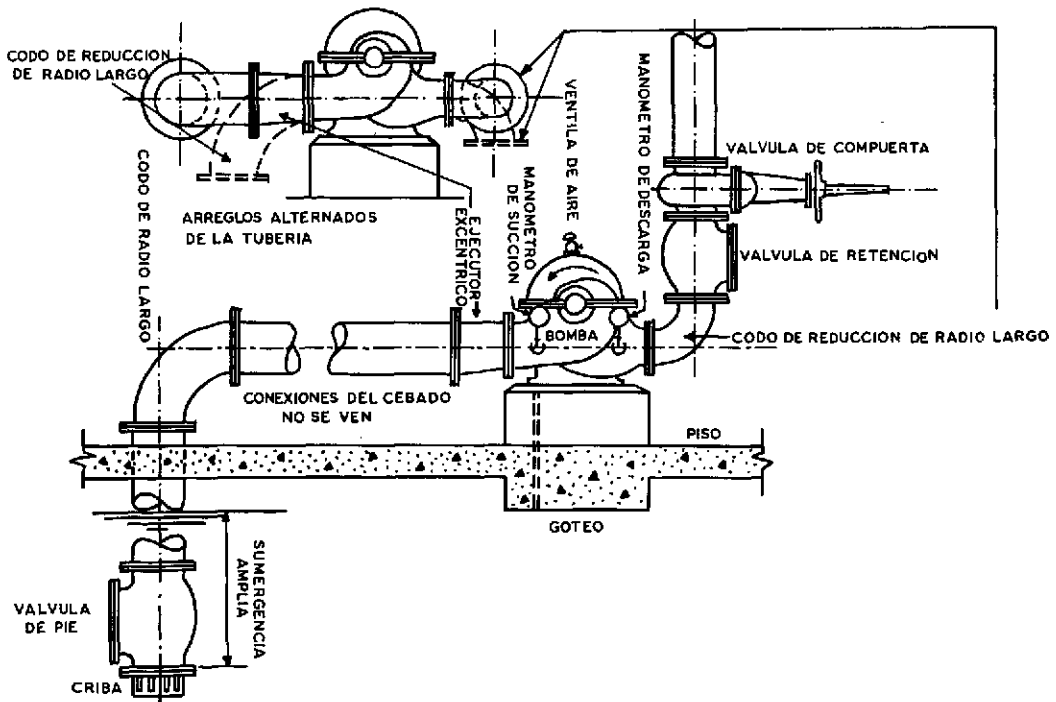


Fig. 11. Instalación típica de una bomba.

tubería de succión (entrada, válvulas, codos y fricción).

$H_s = z_s - h_{v_s} - h_f$, donde z_s es positivo cuando el manantial está arriba de la bomba.

La altura de descarga es la altura estática de descarga, más las pérdidas por fricción y otras pérdidas en el lado de descarga de la bomba.

$$H_d = z_d + (h_{v_d} - h_{v_s}) + h_f$$

En las pruebas, las cargas en la descarga y en la succión de la bomba deben registrarse con manómetros, y estos, naturalmente, muestran la relación $\frac{p}{W}$. Lo que se desea conocer es el ascenso de la línea de energía en la bomba, y no el ascenso en la línea de carga, que es la diferencia en las lecturas de los manómetros. Por consiguiente, debe hacerse una corrección en las lecturas manométricas en una cantidad correspondiente a la carga de velocidad.

Es decir:

$$H_s = (p/W)_s + h_{v_s} \text{ y}$$

$$H_d = (p/W)_d + h_{v_d} \text{ y}$$

$$H_t = H_d - H_s = \Delta(p/W) + \Delta h_v$$

Esto es, la carga desarrollada por la bomba aparece en la prueba como la diferencia de las lecturas de los manómetros en la descarga y en la succión, más la diferencia (si existe) entre las cargas de velocidad en la descarga y en la succión. Si los manómetros no son instalados en la línea horizontal que pasa por el centro de la bomba, las lecturas deben ser corregidas adecuadamente.

b) *Medida de caudal.* El caudal de prueba puede ser medido por un dispositivo adecuado (ya sea un orificio o medidor Venturi, un vertedero, etc.). Las medidas directas por volumen o peso son preferibles si las condiciones lo permiten a medidas indirectas realizadas en los dispositivos mencionados.

c) *Medida de velocidad.* La velocidad de rotación de la flecha de la bomba se mide con un tacómetro. Se encontrará que por lo general la velocidad no es absolutamente constante, por lo que deben tomarse una serie de lecturas y obtener su promedio.

d) *Medida de la potencia aplicada.* Las bombas centrífugas son unidades de alta velocidad comúnmente impulsadas por motores a gas, turbinas a vapor o motores eléctricos. Cuando son impulsadas por motor, la potencia aplicada a la unidad de bombeo como un todo e_u (véase pág. 6), puede ser medida con instrumentos eléctricos, pero se debe conocer la eficiencia del motor si se desea determinar la eficiencia de la bomba. Es preferible medir directamente la potencia aplicada a la flecha de la bomba, con un dinamómetro eléctrico o mecánico. El primero comprende un motor con campo flotante libre, arreglado de tal manera que el momento de torsión o par motor sea registrado en escalas. Un tipo común del último consiste en una flecha delgada entre el motor y la bomba que sufre una torsión apreciable bajo la carga de trabajo (esta flecha está precalibrada de manera que el par motor correspondiente a una distorsión angular dada, es conocido); y un dispositivo para tomar lecturas de la distorsión angular cuando la flecha está girando, con un estroboscopio. La velocidad de la flecha, medida con un tacómetro, multiplicada por el par motor, da la potencia aplicada a la bomba.

DISPOSICION MULTIPLE DE BOMBAS

Así como a la curva carga-capacidad de la bomba se la conoce como "curva característica de la bomba", igualmente a la curva carga-demanda del sistema de distribución alimentado por la bomba o asociación de bombas, se le suele llamar "característica de servicio". La característica de servicio muestra la carga total para distintas demandas.

Como se muestra en la fig. 12, la característica de servicio consiste en componentes fijas y variables. Se requiere una carga mínima en todos los puntos del sistema donde se va a sacar agua para consumo; la carga en las bombas no puede ser menor que ella y es la componente fija de la característica de servicio. A esta, en la estación de bombeo, debe agregarse las pérdidas asociadas al caudal bombeado; esta compo-

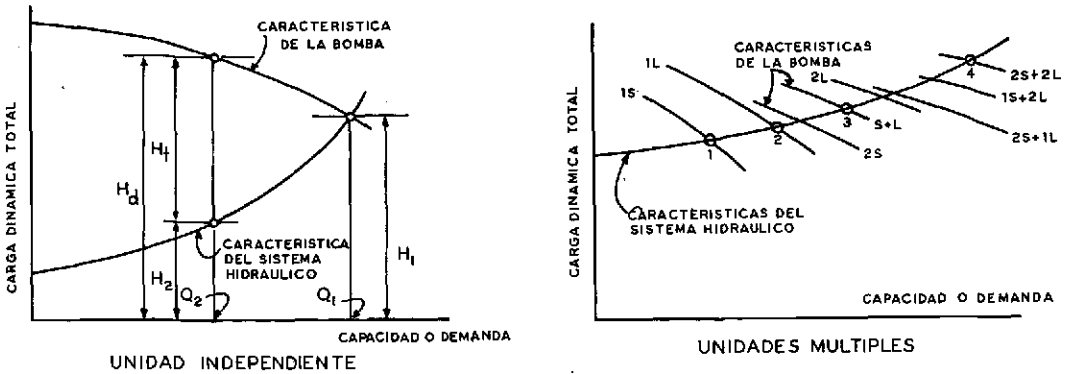


Fig. 12. Características de una bomba vs. características del sistema hidráulico.

nente varía aproximadamente con el cuadrado de Q . La carga contra la que la bomba va a operar es por lo tanto:

$$H = C + kQ^2, \text{ donde } C \text{ y } k \text{ son constantes para el sistema.}$$

Si la característica de la bomba y la característica del sistema hidráulico son dibujadas a la misma escala, su intersección muestra donde debe ocurrir el bombeo, es decir, donde la carga H_1 y el caudal Q_1 son iguales para la bomba y el sistema hidráulico. Q_1 es también el caudal máximo que la bomba puede alimentar al sistema hidráulico a la velocidad fija correspondiente a su curva característica. Si la demanda fuera variable e igual a la capacidad nominal de la bomba, entonces la bomba estaría operando a máxima eficiencia en condiciones de servicio, y se tendría la situación ideal. Sin embargo, si las condiciones de demanda varían con el tiempo, y si sólo existe una bomba en la línea, entonces la bomba debe ser estrangulada para cualquier caudal menor Q_2 . Pues cuando la demanda es Q_2 , la carga total en el sistema es H_2 , mientras que la bomba desarrolla la carga H_d , que es mayor que H_2 , en la cantidad H_t . La válvula de descarga debe cerrarse parcialmente en este caso, de manera de crear esta carga adicional H_t .

Puesto que H_t representa la carga desarrollada por la bomba que es disipada en forma de trabajo inútil, la eficiencia total para el caudal Q_2 es

H_2/H_d multiplicado por la eficiencia de la unidad de bombeo.

Si la demanda es variable, frecuentemente conviene poner dos o más unidades de bombeo de igual capacidad o de capacidades distintas en la línea, de manera que determinadas unidades puedan ser puestas en servicio a fin de satisfacer las condiciones. Algunas veces, una o más unidades de velocidad variable pueden ser utilizadas, sea individualmente o en paralelo con unidades de velocidad constante. La selección correcta del número y características de las unidades implica un estudio de ingeniería económica, donde los costos deben ser balanceados con economía en gastos de energía. El operador debe ser capaz de satisfacer las condiciones de servicio con facilidad y economía razonables.

La fig. 12 ilustra cómo un número de bombas de velocidad constante pueden satisfacer demandas variables presentes y futuras. Para la demanda presente, se utilizan dos tamaños, que se llamarán grande (L) y pequeño (S). Para la demanda futura, se espera que estas unidades sean duplicadas. La curva característica (S + L) se obtiene simplemente sumando la curva S a la curva L, etc. Así se pueden considerar ocho combinaciones posibles de capacidades de las bombas, utilizando una o dos bombas pequeñas y una o dos bombas grandes, de la siguiente manera:

Bombas en la línea	Punto	Demanda
1S	1	mínimo actual
1L	2	normal actual
1S y 1L	3	máximo actual
2S		caudales intermedios
2S y 1L		caudales intermedios alternativos
2L		caudales intermedios alternativos
2L y 1S		caudales intermedios alternativos
2S y 2L	4	máximo futuro

De este modo sería posible bombear eficientemente una amplia variación de caudales, tanto presentes como futuros. Si las bombas son operadas en paralelo, como se describió, deberían presentar características razonablemente inclinadas, y no aplastadas, por razones expuestas en la sección "Curvas características de las bombas" (pág. 15).

Naturalmente, la utilización de unidades múltiples tiene además la ventaja de que el servicio puede mantenerse aun cuando una o más unidades estén fuera de servicio para fines de reparación.

EJEMPLOS NUMERICOS

Ejemplo 1

Se desea bombear un caudal de agua de 30 litros por segundo, contra una carga dinámica total de 50 m. Determinése la potencia requerida en caballos de vapor.

$$\text{Caballos de vapor} = CV = \frac{QH}{75} \text{ ó,}$$

$$HP = \frac{GH}{3,960}$$

donde:

- CV = Caballos de vapor
- Q = Gasto en litros por segundo
- H = Altura de bombeo en metros
- HP = Caballos
- G = Gasto en galones por minuto
- H = Altura de bombeo en pies

solución:

Sistema métrico de unidades

$$CV = \frac{30 \left(\frac{\text{lbs}}{\text{seg}} \right) \times 50 (\text{m}) \times 1 \frac{\text{kg}}{\text{lt}}}{75 \frac{\text{kg.m}}{\text{seg}} / \text{caballo}} = 20$$

Sistema inglés de unidades

$$CV = \frac{GH}{3,960}$$

$$= \frac{\left(30 \frac{\text{lbs}}{\text{seg}} \times 60 \frac{\text{seg}}{\text{min}} \times \frac{\text{gal}}{3,785 \text{ lbs}} \right) \left(50 \text{ m} \times 3,28 \frac{\text{pies}}{\text{m}} \right)}{33,000 \frac{\text{lbs} \times \text{pies}}{\text{min}} \times \frac{\text{gal}}{8,33 \text{ lbs}}}$$

$$= \frac{1,800}{3,78} \times 164,0$$

$$= \frac{295,200}{3,960} = 20$$

Ejemplo 2

Se desea bombear un caudal de agua de dos pies cúbicos/seg por medio de la instalación que se indica en la fig. 13. La bomba es de un solo paso y su velocidad N es de 1.760 rpm, determínese:

- a) La carga dinámica total
- b) Lecturas manométricas (en lbs/pulg²) en los puntos A, B y C.
- c) ¿Cuál sería la velocidad apropiada para una bomba de dos pasos, bajo las mismas condiciones?

Cálculo de las pérdidas de carga

Las pérdidas de carga locales pueden calcularse por dos métodos:

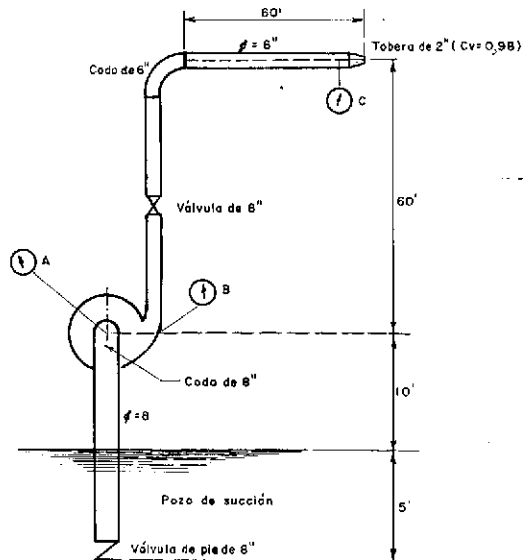


Fig. 13. Ejemplo numérico 2.

I) Empleándose la expresión general:

$$h_r = k \frac{V^2}{2g}$$

II) Trabajando con longitudes equivalentes de tuberías capaces de producir pérdidas idénticas a las locales

Para el problema propuesto se utilizará el método I. Calculemos las cargas de velocidad:

$$h_{v8} = V_8^2/2g$$

$$V_8 = 2,0/0,349 = 5,73 \text{ pies/seg.} \cdot h_{v8} = 0,51 \text{ pies}$$

$$V_6 = 2,0/0,196 = 10,2 \text{ pies/seg.} \cdot h_{v6} = 1,62 \text{ pies}$$

$$V_2 = 2,0/0,022 = 91,6 \text{ pies/seg.} \cdot h_{v2} = 130,5 \text{ pies}$$

Los valores de k se obtienen de cuadros como por ejemplo el cuadro 32 (a) y (b) del "Pipe Friction Manual" del Instituto de Hidráulica.

Es posible, pues, organizar el cuadro siguiente:

$$\therefore \left(\frac{P}{\omega}\right)_B = 207,0 \text{ pies (89,6 psi)}$$

$$\text{Presión en C: } \left(\frac{P}{\omega}\right)_C = 130,5 - 1,62 + 5,2 = 134,1 \text{ pies (58,0 psi)}$$

c) Velocidad de una bomba con dos pasos

$$N_s = \frac{NV\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1750\sqrt{2} \times 448,8}{(221,65)^{\frac{3}{4}}} = 905$$

$$\text{Velocidad necesaria} = N = \frac{905 (111)^{\frac{3}{4}}}{30} = 1.020 \text{ rpm}$$

Ejemplo 3

Analizar los datos de las pruebas realizadas en una bomba con doble succión de 3 pulgadas y un solo paso, cuya capacidad nominal es de 400 gpm bajo una carga de 110 pies. La poten-

Locales	Pérdidas de carga			Σh_r
	K	$V^2/2g$	h_r	
1) Entrada a la tubería 8"	0,50	0,51	0,26	$\Sigma h_r = 1,45 \text{ pies}$
2) Válvula de pie 8"	0,80	0,51	0,41	
3) Codo 8"	0,25	0,51	0,13	
4) 12 pies de tubería 8"	—	—	0,65	
5) Válvula de compuerta 6"	0,10	1,62	0,16	$\Sigma h_r = 19,70 \text{ pies}$
6) Codo 6"	0,30	1,62	0,48	
7) 120 pies de tubería 6"	—	—	13,86	
8) Tobera 2" (*)	—	—	5,20	

Las pérdidas totales son de: $1,45 + 19,70 = 21,15 \text{ pies}$

(*) La pérdida en la tobera de 2" se calculó con la fórmula:

$$h_r = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1\right) (h_{v2} - h_{v6})$$

a) Cálculo de la carga dinámica total:

$$H = \Delta z + \Delta h_v + \Delta p/\omega + \text{pérdidas}$$

$\Delta z =$ Desnivel geométrico en el bombeo

$\Delta h_v =$ Carga de velocidad a la salida de la tobera

$\Delta p/\omega =$ Carga de presión a la salida de la tobera

Así:

$$H = 70 + 130,5 + 0 + 21,15 = 221,65 \text{ pies}$$

b) Lecturas manométricas:

$$\text{Presión en A: } \left(\frac{P}{\omega}\right)_A = -10 - 0,51 - 1,45 = 11,96 \text{ pies (-5,18 psi)}$$

Presión en B; Aplicando el teorema de Bernoulli en los puntos B y C se obtiene:

$$10 + \left(\frac{P}{\omega}\right)_B + 1,62 = 70 + 0 + \left(\frac{V_2^2 - V_6^2}{2g}\right) + \text{pérdidas en la descarga}$$

cia al freno es de 14,5 caballos, siendo la eficiencia de 75 por ciento.

Instrucciones para trazar las curvas características de la bomba para $N = 1.750 \text{ rpm}$:

- 1) Calcúlense las correcciones en las lecturas de descarga. Es necesario aplicar una corrección debido a que el centro del manómetro se encontraba a 8 pulgadas arriba del centro de la bomba.
- 2) Calcúlense las correcciones en las lecturas de succión. De la misma manera es necesario corregir las cargas de succión indicadas, pues el manómetro estaba a 4 pulgadas arriba del centro de la bomba.
- 3) Conviértanse las cargas y caudales indicados

CUADRO 4—Datos de las pruebas—Lecturas en los manómetros

Prueba No.	RPM (N)	Par motor (torque) (pies × libras)	Succión (pies)	Descarga (pies)	Caudal (gpm)
1	1.755	41,0	-9,0	87,5	335
2	1.770	39,0	-8,0	93,0	302
3	1.764	38,0	-7,4	96,0	277
4	1.775	36,5	-6,9	99,0	249
5	1.766	33,6	-6,0	103,5	200
6	1.770	30,5	-5,4	107,0	148
7	1.767	27,0	-4,9	108,0	100
8	1.780	24,5	-4,3	110,0	55
9	1.773	21,3	-4,0	110,0	0

por la prueba en cargas y caudales equivalentes para $N = 1.750$ rpm.

- 4) Trácese las curvas de potencia, carga y rendimiento referidas a los caudales correspondientes para $N = 1.750$ rpm.

Teniendo en cuenta las instrucciones 1 y 2 se puede construir el siguiente cuadro:

Con los valores del segundo cuadro se pueden trazar las curvas de la instrucción 4.

Ejemplo 4

Un ingeniero especifica las características de una bomba centrífuga, que deberá suministrar

Prueba No.	RPM (N)	Par motor (torque) (pies. libras)	Lecturas corregidas		Caudal (gpm)	Pérdidas (pies)	Carga dinámica total (pies)	Potencia (HP)
			succión (pies)	descarga (pies)				
1	1.755	41,0	-8,7	88,2	335	1,1	98,0	13,7
2	1.770	39,0	-7,7	93,7	302	0,9	102,3	13,1
3	1.764	38,0	-7,1	96,7	277	0,8	104,6	12,7
4	1.775	36,5	-6,6	99,7	249	0,6	106,9	12,3
5	1.766	33,6	-5,7	104,2	200	0,4	110,3	11,3
6	1.770	30,5	-5,1	107,7	148	0,2	113,0	10,3
7	1.767	27,0	-4,6	108,7	100	0,1	113,4	9,1
8	1.780	24,5	-4,0	110,7	55	0,0	114,7	8,3
9	1.773	21,3	-3,7	110,7	0	0,0	114,4	7,2

Tomando en cuenta la instrucción 3, se puede elaborar el siguiente cuadro:

un caudal de 1.000 galones por minuto. La carga dinámica total es de 250 pies y el régimen

Carga dinámica total (pies)	Caudal (gpm)	Potencia al freno (HP)	Potencia agua (HP)	Rendimiento (%)
97,1	334	13,6	8,2	60,2
99,7	298	12,6	7,5	59,2
102,9	275	12,4	7,1	57,4
103,9	246	11,8	6,4	54,6
108,3	198	11,0	5,4	49,2
110,3	146	10,0	4,1	40,5
111,2	99	8,8	2,8	31,4
110,8	54	7,9	1,5	19,2
111,5	0	6,9	0	0

de funcionamiento fue establecido para 1.750 rpm. Para este caso un fabricante ofrece un tipo de bomba que asegura satisfacer las condiciones del problema. Tiene un impulsor de 12 pulgadas, suministra 2.000 gpm contra una carga de 240 pies a 1.200 rpm, en el punto de rendimiento máximo. Esta bomba es de succión simple y dos etapas.

- a) ¿Ofrece el fabricante un modelo adecuado al caso?
- b) ¿Qué diámetro del impulsor sería recomendado para el caso presente con este tipo de bomba?
- a) Velocidad específica de la bomba ofrecida (succión simple dos etapas):

$$N_s = \frac{1.200 (2.000)^{3/4}}{(2,40)^{3/4}} = 1.480$$

Velocidad específica necesaria, considerando una bomba de succión simple y dos etapas:

$$N_s = \frac{1.750 (1.000)^{3/4}}{(250/2)^{3/4}} = 1.480$$

Se ve entonces que el modelo ofrecido es adecuado, pues su velocidad específica coincide con la deseada.

- b) El tamaño correcto a fijar (en términos del diámetro del impulsor) es:
Utilizando la fórmula $H = KN^2 D^2$ tenemos:

$$\frac{250/2}{240/2} = \frac{1.750 \times D^2}{1.200 \times 12} \therefore D = 8,4''$$

Utilizando la fórmula $Q = KND^3$ resulta:

$$\frac{1.000}{2.000} = \frac{1.750}{1.200} \frac{D^3}{12} \therefore D = 8,4''$$

que coincide con lo anterior.

Ejemplo 5

Una bomba centrífuga de doble succión debe suministrar 900 galones por minuto (2,0 pies cúbicos por segundo) a un tanque elevado, como se indica en la fig. 14. El régimen de operación de la bomba es de 1.750 rpm.

Las pérdidas de carga en la tubería de succión (incluyendo las locales) equivalen a 25 pies de una tubería de 8 pulgadas; las pérdidas en

la tubería de descarga (incluyendo las locales) son equivalentes a 240 pies de tubería de 6 pulgadas (considérese $f=0,030$).

- a) ¿Cuál debe ser la carga total desarrollada por la bomba?
- b) ¿Cuál sería la potencia, en HP, para un rendimiento de 90 por ciento?
- c) ¿Cual sería la carga de presión, en pies, en la succión de la bomba?
- d) Si para un buen rendimiento, la velocidad específica debe estar entre 900 y 1.350 ¿será recomendable una bomba de una etapa, o una de dos etapas?

Tenemos:

$$V_0 = 2,0/0,196 = 10,2 \text{ pies/segundo} \therefore h_{v0} = 1,6 \text{ pies}$$

$$V_8 = 2,0/0,349 = 7,7 \text{ pies/segundo} \therefore h_{v8} = 0,5 \text{ pies}$$

- a) Carga total = altura de elevación (z) + pérdida en la entrada (0,5 h_{v8}) + h_{f0} + h_{f8} + pérdida en la salida.

$$\text{Altura de elevación (15 + 165)} = 180,0 \text{ pies}$$

$$h_e = \text{pérdida en la entrada} = 0,5 \times 0,5 = 0,3 \text{ pies}$$

$$h_{fs} = \frac{f L_s}{D} \frac{V_s^2}{2g} = \frac{0,030 \times 25}{2/3} (0,5) = 0,6 \text{ pies}$$

$$h_{fd} = \frac{f L_d}{D} \frac{V_d^2}{2g} = \frac{0,030 \times 240}{1/2} (1,6) = 23,4 \text{ pies}$$

$$\text{pérdida en la salida} = h_{v0} = 1,6 \text{ pies}$$

$$\text{carga total} = 205,9 \text{ pies}$$

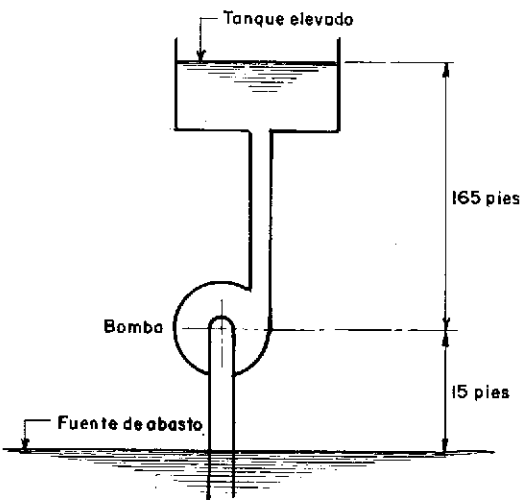


Fig. 14. Ejemplo numérico 5.

$$b) \text{ potencia} = \frac{\omega QH}{550} = \frac{62,4 \times 2 \times 205,9}{550 \times 0,9} = 52 \text{ HP}$$

$$c) \left(\frac{p}{\omega}\right) \text{ succión} = -h_e - h_{rs} - h_{vrs} - 15 \\ = 0,3 - 0,6 - 0,5 - 15 \\ = -16,4 \text{ pies}$$

d) Para una etapa

$$N_s = \frac{1.750 (900/2)^{1/2}}{(206)^{3/4}} = 690$$

Para dos etapas

$$N_s = \frac{1.750 (900/2)^{1/2}}{(206/2)^{3/4}} = 1.150$$

Por consiguiente la bomba deberá ser de dos etapas.

Ejemplo 6

Si la bomba de la fig. 15 se pone en marcha cuando el nivel del agua en el lago y en el pozo es el mismo ¿cuál será el abatimiento máximo en el pozo?

Para resolver este problema se considerarán pequeños incrementos de tiempo, referidos al comienzo del funcionamiento de la bomba. Inicialmente ocurrirá un descenso continuo del nivel del agua en el pozo, debido a la deficiencia de alimentación del pozo con agua del lago. Habrá un instante en el cual el desnivel que existe entre el lago y el pozo dará origen a un caudal de alimentación mayor que el efluente del pozo (caudal de bombeo). En este momento el nivel del agua en el pozo

comienza a subir, estableciéndose eventualmente una condición de equilibrio entre afluente y efluente, esto es, una estabilización del nivel del agua en el pozo.

El cuadro 2 permite visualizar las variaciones del nivel del agua en el pozo. Con los datos de ese cuadro fue posible construir las curvas de la fig. 16, que indica el abatimiento máximo en el pozo.

Considerando que $f = ma$ (fuerza = masa aceleración) se tiene:

$$(\omega h_1 A - \omega h_2 A) = \left(\frac{\omega AL}{g}\right) \frac{\Delta V}{T}$$

donde:

ω = peso específico del agua = 62,4 libras/pie cúbico

h_1 = carga actuante sobre la tubería en el lago

A = área de la tubería

h_2 = carga actuante sobre la tubería en el pozo

L = longitud de la tubería

g = aceleración de la gravedad = 32,2 pies/seg²

ΔV = variación del volumen de agua en el pozo

ΔT = intervalo de tiempo considerado

Así:

$$\Delta V = \left(\frac{g}{L}\right) (h_1 - h_2) \Delta T = \frac{32,2}{2.000} (h_1 - h_2) \Delta T$$

$$\Delta V = 0,016 (\Delta h) \Delta T$$

Si se consideran las pérdidas de carga en la tubería se tiene:

$$\Delta V = 0,016 (\Delta h - \Delta h_r) \Delta T$$

siendo Δh_r el factor de amortiguamiento debido a la fricción.

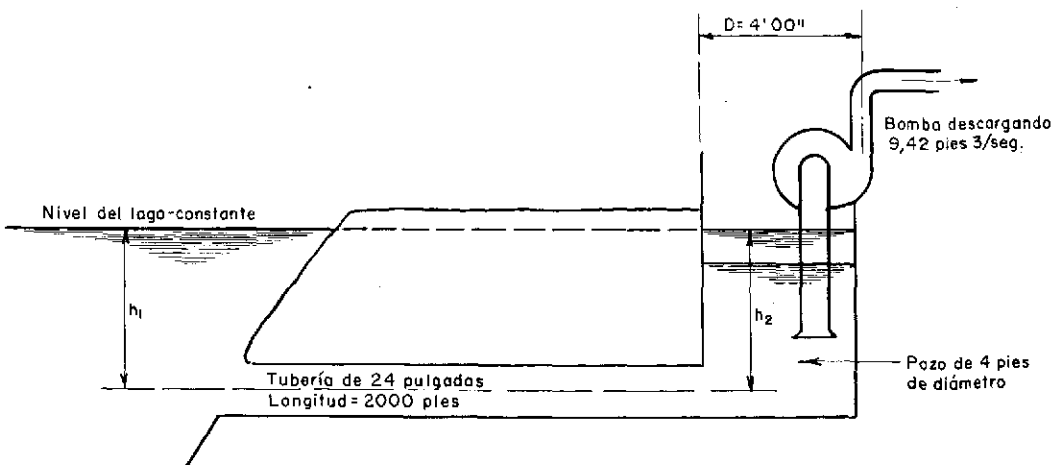


Fig. 15. Ejemplo numérico 6.

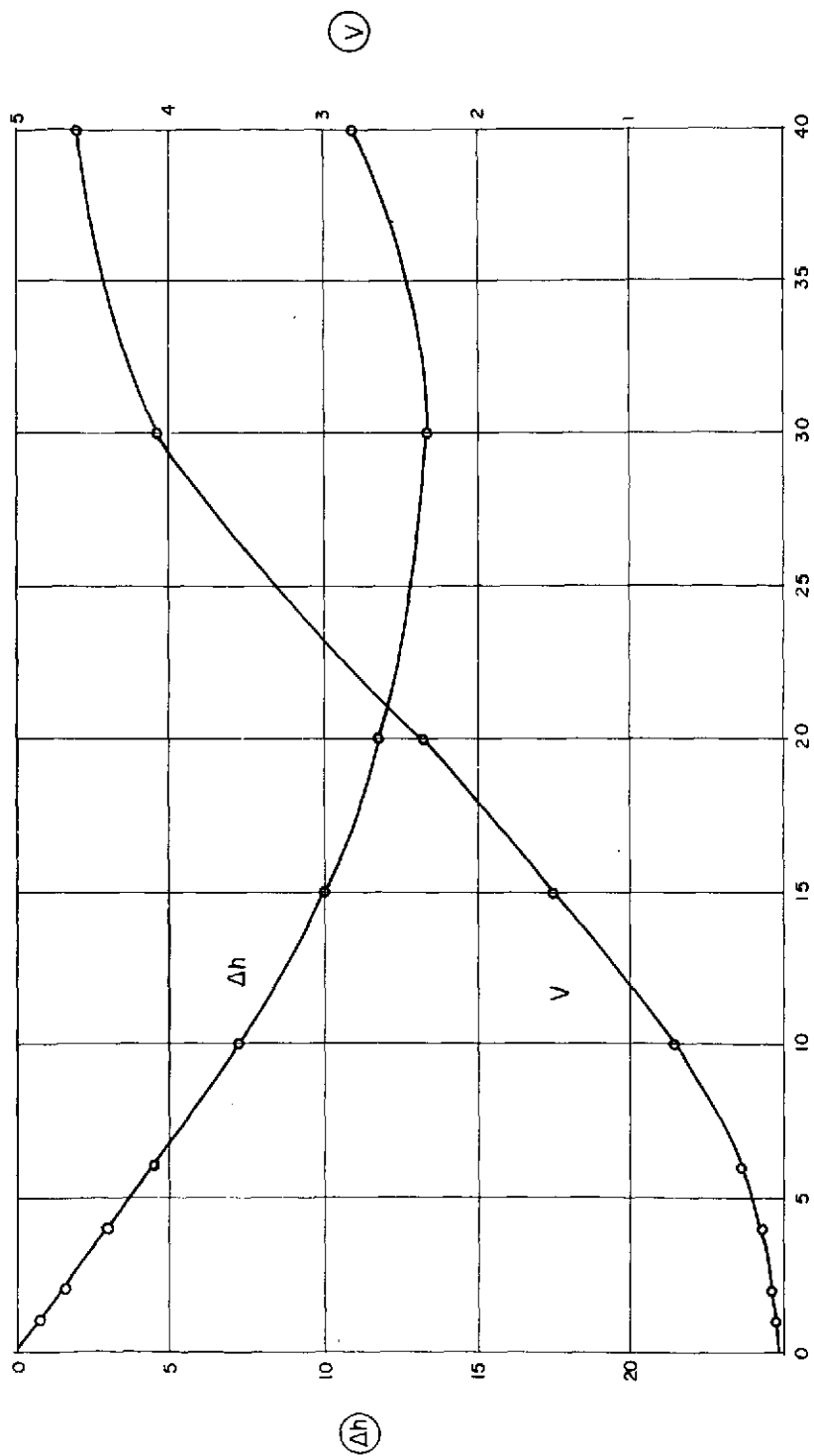


Fig. 16. Ejemplo numérico 6.

CUADRO 5—Variaciones del nivel de agua en el pozo.

Tiempo a partir de la iniciación del funcionamiento de la bomba (segs) (1)	Intervalo de tiempo considerado (segs) (2)	Afluente al pozo de succión * (cfs) (3)	Efluente del pozo de succión (cfs) (4)	$Q = (4) - (3)$ (cfs) (5)	Abatimiento del nivel en el pozo h_u (pies) † (6)	h (pies) (7)	Pérdida de carga en la tubería h_f (pies) § (8)	h -hr (pies) (9)	V (pies cúbicos) (10)
1	—	0	9,42	9,42	0,75	0,75	0	0,75	0,012
—	1	—	—	—	—	—	—	—	—
2	—	0,04	9,42	9,38	0,74	1,49	0	1,49	0,024
—	2	—	—	—	—	—	—	—	—
4	—	0,23	18,84	18,61	1,48	2,97	0	2,97	0,096
—	2	—	—	—	—	—	—	—	—
6	—	0,83	18,84	18,01	1,43	4,40	0	4,40	0,142
—	4	—	—	—	—	—	—	—	—
10	—	3,44	37,68	34,24	2,72	7,12	0,03	7,09	0,457
—	5	—	—	—	—	—	—	—	—
15	—	11,5	47,10	35,6	2,84	9,96	0,27	9,69	0,781
—	5	—	—	—	—	—	—	—	—
20	—	23,7	47,10	23,4	1,86	11,82	1,05	10,77	0,866
—	10	—	—	—	—	—	—	—	—
30	—	74,4	94,2	19,8	1,58	13,40	2,80	10,60	1,71
—	10	—	—	—	—	—	—	—	—
40	—	128,0	94,2	-33,8	-2,69	10,71	7,45	3,26	0,52

* En la tubería de 24 pulgadas; conociendo (h_1 --- h_2) se calcula el caudal.

† Como el pozo es cilíndrico, $h = \frac{4 \left(\frac{\text{Efluente-Afluente}}{\text{Intervalo de tiempo}} \right)}{3,14 \times (\text{Diámetro})^2}$

§ En la tubería de 24 pulgadas; conociendo el afluente al pozo se calcula la pérdida de carga.

Problema práctico de selección de equipo para bombeo de agua subterránea

ISAIAS GONZALEZ MANTEROLA *

El formulario denominado "Hoja de Selección", es un modelo empleado en la Secretaría de Recursos Hidráulicos de México con el objeto de que los ingenieros puedan ordenar con más facilidad los datos necesarios para la selección de un equipo de bombeo para pozo profundo.

Una vez llenada la Hoja de Selección, se prepara la "Orden para dotación de equipo de bombeo permanente", que da una idea de la cotización del equipo.

La Hoja de Selección está dividida en siete partes:

- 1) Longitud de la columna
- 2) Pérdidas por fricción hidráulica
- 3) Carga dinámica
- 4) Equipo de bombeo
 - 4.1 Cuerpo impelente
 - 4.2 Motor
 - 4.3 Cabezal de descarga
 - 4.4 Columna
 - 4.5 Cuerpo de la bomba
- 5) Tuberías de succión y descarga
- 6) Colador
- 7) Tubería de aire

Los problemas de selección de equipo de bombeo para el caso de Mexicali, Baja California, merecieron un estudio especial. La razón fue la siguiente: cuando se inició la perforación de los 400 pozos de un programa de refuerzo, ya existían en explotación en el Valle de Mexicali 350 pozos particulares. Esto hizo surgir la pregunta: ¿Qué pasaría con los niveles de bombeo cuando se pusieran en operación los 750 pozos?

Para contestarla técnicamente se estimó conveniente hacer la selección de los equipos de bombeo previendo un abatimiento futuro de 18,30 metros. Este dato representa un incremento del 300% de

la sumergencia inicial, debido a la operación de los 400 pozos, que se estimó en 6,10 metros.

La selección se hizo de tal manera que al presentarse los abatimientos previstos, los equipos pudieran seguir trabajando satisfactoriamente con el solo hecho de cambiar los impulsos de las bombas. Se consideraron dos etapas además de la inicial: la primera, en la cual la sumergencia aumentaría en un 100%, y la segunda, en la cual la sumergencia alcanzaría a un 200% del valor inicial que era de 6,10 metros.

Así, pues, el problema era seleccionar un equipo tal que se pudiera bombear el mismo caudal con igual o mejor eficiencia, para sumergencias distintas.

Lo anterior obligó a seleccionar motores eléctricos, cabezales de descarga, flecha de las columnas, cabezales engranados, flechas cardánicas, motores Diesel, aparatos de control para los motores eléctricos y subestaciones con capacidades sobradas, a fin de que, en un período de cinco años de trabajo, no hubiera necesidad de cambiar ningún elemento del equipo de bombeo, excepto los impelentes.

A la fecha cabe la satisfacción de que todo lo previsto se cumplió en un 85 por ciento.

Se utilizará el modelo de Hoja de Selección de la Secretaría de Recursos Hidráulicos de México para el caso de Mexicali.

Se trata de bombear un caudal de 200 litros por segundo (3.180 galones por minuto), siendo la sumergencia en el futuro inmediato de 12,20 metros y previéndose un abatimiento del nivel de agua en el pozo hasta 18,30 metros, después de cinco años de operación.

Para completar la parte 1) de la Hoja de Selección, se utilizó la fig. 17 de la cual se obtuvo los siguientes datos:

Altura de las viguetas de acero sobre la base de concreto: 0,30 metros

Nivel de bombeo (inicial): 7,80 metros

* Departamento de Ingeniería Electromecánica, Secretaría de Recursos Hidráulicos de México.

HOJA DE SELECCION—EQUIPO DE BOMBEO PERMANENTE

COMPañIA MEXA _____ CONTRATO 667 _____ POZO ALAMO I _____
 LOCALIZACION Cta. de Terrenos y Aguas _____ FECHA Febrero 5 de 1956 _____

	Actual	Futura		Actual	Futura
1) LONGITUD COLUMNA			4) EQUIPO DE BOMBEO		
Altura viguetas	<u>0,30</u>	<u>0,30</u>	4.1) Cuerpo impelente		
Patín inferior s/ borde ademe	<u>0,00</u>	<u>0,00</u>	1) Marca	<u>U.S.</u>	
Nivel de bombeo	<u>7,80</u>	<u>7,80</u>	2) Modelo	<u>16 DHL</u>	
Sumergencia	<u>6,10</u>	<u>6,10</u>	3) Curva No.	<u>3 (Tres)</u>	
Abatimiento adicional		<u>12,20</u>	4) Impelente No.		
Suma (m)	<u>14,20</u>	<u>26,40</u>	5) Hoja No.	<u>D-1422</u>	
LONGITUD COLUMNA (m)	<u>15,25</u>	<u>27,45</u>	6) No. de impulsores	<u>1 (uno)</u>	
			7) Tipo de impulsor	<u>Semi-abierto</u>	
2) PERDIDA FRICC. HIDR.			4.2) Motor		
Columna x 0,03	<u>0,46</u>	<u>0,82</u>	1) Marca	<u>U.S.</u>	
Tubo succ. 3 x 0,028	<u>0,08</u>	<u>0,08</u>	2) HP	<u>60</u>	
Tubo desc. 6 x 0,028	<u>0,17</u>	<u>0,17</u>	3) Serie	<u>1065386</u>	
Codos	<u>0,05</u>	<u>0,05</u>	4) rpm	<u>1.760</u>	
Suma (m)	<u>0,76</u>	<u>1,12</u>	5) Eje	<u>Vertical</u>	
			6) Flecha	<u>Hueca</u>	
3) CARGA DINAMICA			4.3) Cabezal de descarga		
Sobre elevación	<u>1,00</u>	<u>1,00</u>	1) Marca	<u>U.S.</u>	
Altura eje s/base	<u>0,25</u>	<u>0,25</u>	2) Modelo (Tamaño)	<u>12 M</u>	
Base desc.s.borde	<u>0,30</u>	<u>0,30</u>	3) Serie		
Nivel bombeo	<u>7,80</u>	<u>20,00</u>	4) Nema	<u>20</u>	
Pérdida fricc. hidr.	<u>0,76</u>	<u>1,12</u>	5) Columna	<u>30,5 cm (12")</u>	
Carga de veloc. desc. (m)	<u>0,39</u>	<u>0,39</u>	6) Descarga	<u>30,5 cm (12")</u>	
	<u>10,50</u>	<u>23,06</u>	4.4) Columna		
H. aislada	<u>34,44'</u>	<u>75,64'</u>	1) Lubricación	<u>Acete</u>	
H. fut. inmediata	<u>12,20</u>		2) Longitud (m)	<u>15,25 m</u>	
Q l.p.s.	<u>200,00</u>		3) Diám. tubo (cm)	<u>30,50 (12")</u>	
Q g.p.m.	<u>3.180,00</u>		4) Diám. camisa (cm)	<u>6,35 (2 1/2")</u>	
N (eficiencia)	<u>77%</u>		5) Diám. flecha (cm)	<u>3,81 (1 1/2")</u>	
HP requerida	<u>42,26</u>		4.5) Cuerpo bomba		
HP motor	<u>60,00</u>		1) Ips	<u>200</u>	
			2) Carga total (m)	<u>12,20</u>	
			3) Tazón modelo	<u>16 DHL</u>	
			4) Diám. ext. (cm)	<u>38,74 (15 1/4")</u>	
			5) No. de impulsores	<u>1 (uno)</u>	
			6) Hoja No.	<u>D-1422</u>	
			7) Diám. impul. (cm)	<u>26,51 (10 7/16")</u>	
			8) Eficiencia	<u>77%</u>	
			5) TUBOS		
			1) Succ. ϕ cm	<u>30,5 (12")</u>	
			2) Desc. ϕ cm	<u>30,5 (12")</u>	
			6) COLADOR CONICO GALVANIZADO		
			1) Diám. (cm)	<u>30,5 (12")</u>	
			2) Long. (cm)	<u>74,93 (29 1/2")</u>	
			7) TUBO DE COBRE DIAM. 1/4		
			1) Longitud (m)	<u>15,25</u>	

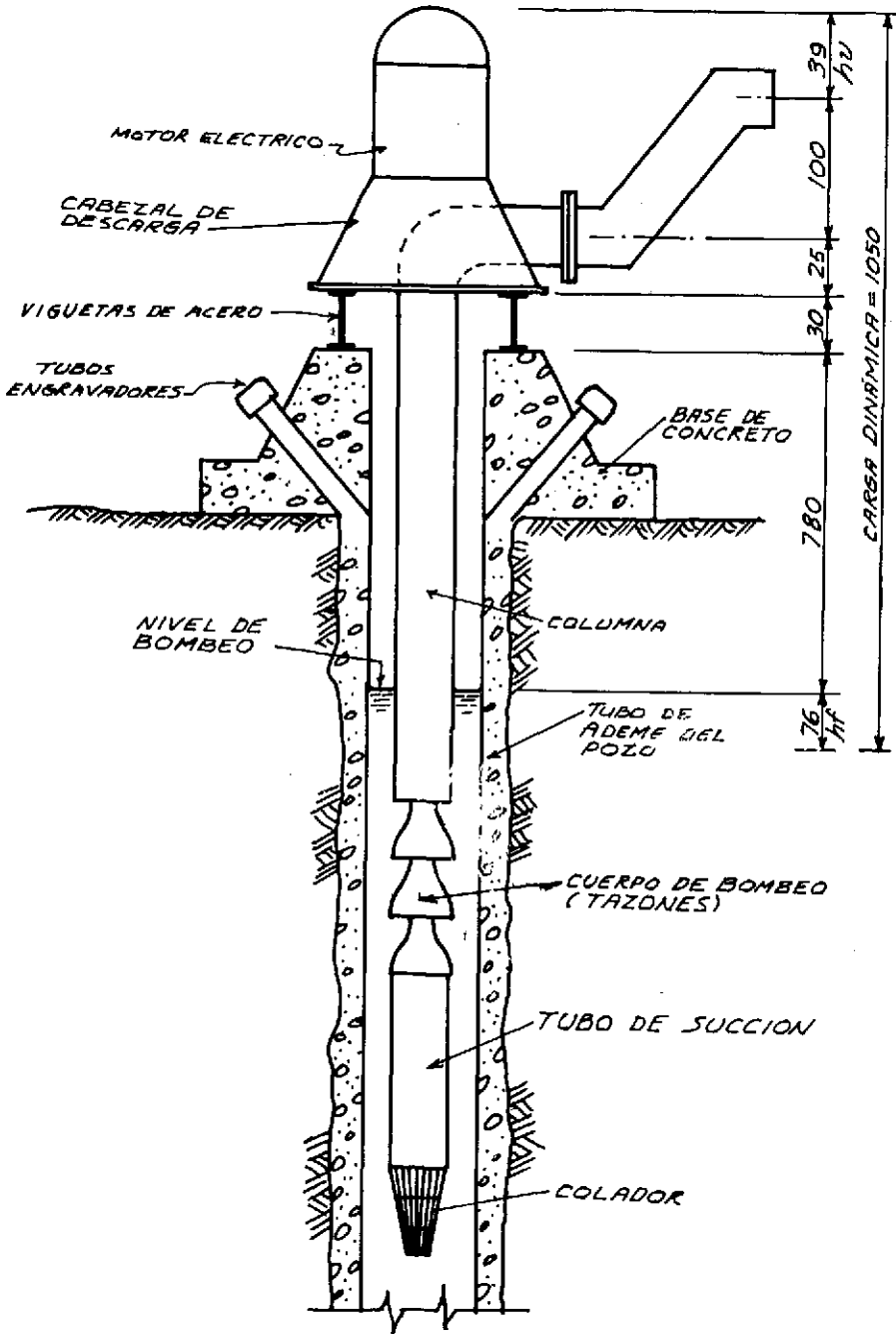


Fig. 17. Disposición del equipo de bombeo ya instalado en el pozo.

Para la etapa inicial se obtuvo una suma de 14,20 metros para la columna, que aumentaría hasta 26,40 metros en el futuro. Utilizando tramos de 3,05 metros (10 pies) de longitud para armar la columna, se llegó a los valores 15,25 metros (actual) y 27,45 metros (futuro).

La columna será lubricada por aceite a fin de proteger la flecha, haciendo que el agua con arena no entre en contacto con las chumaceras.

Determinemos en seguida las pérdidas por fricción hidráulica. Teniendo en cuenta el caudal de 200 litros por segundo y velocidades recomendadas para la columna y las tuberías de succión y descarga, se encuentra el diámetro de 12 pulgadas (30,5 cm) como el más recomendado. Adoptemos tuberías de acero sin costura.

La pérdida de carga unitaria en una tubería de acero sin costura es de 0,03 por metro, de acuerdo con la fórmula de Darcy-Weisbach.

La pérdida de carga total en la columna será de:

$$0,03 \times 15,25 = 0,46 \text{ metros (actual) y}$$

$$0,03 \times 27,45 = 0,82 \text{ metros (futuro)}$$

Para las tuberías de succión y descarga las pérdidas calculadas fueron de 0,08 metros y 0,17 metros, respectivamente. El codo existente en la tubería de descarga produce una pérdida localizada de 0,05 metros.

La suma de las pérdidas de carga es pues:

$$\text{actual: } 0,76 \text{ metros}$$

$$\text{futura: } 1,12 \text{ metros}$$

Pasemos ahora al cálculo de la carga dinámica. Con base en la figura 17, se obtendrán los siguientes datos:

Sobre elevación: 1,00 metro

Altura del eje sobre la base de la bomba: 0,25 metros

Distancia entre la base de la bomba y el borde superior de la base de concreto: 0,30 metros

Nivel de bombeo inicial: 7,80 metros

Nivel de bombeo futuro: $7,80 + 12,20 = 20,50$ metros

Calculando la carga de velocidad $v^2/2g$, encontramos 0,39 metros

Así, la carga dinámica inicial es de 10,50 metros (34,44 pies) y la futura será de 23,06 metros (75,64 pies). Se admitirá que la carga futura inmediata sea de 12,20 metros (40,0 pies)

El problema de selección de equipo de bombeo se resume en escoger una bomba que suministre inicialmente un caudal de 200 litros por segundo a una altura manométrica de 12,20 metros.

Cambiando el impulsor de la bomba será posible suministrar el mismo caudal, pero a una altura manométrica de 23,06 metros.

Disponiendo de las curvas características de bombas de diversos fabricantes, es necesario seleccionar aquella que, satisfaciendo las condiciones del problema, ofrezca un máximo de eficiencia para las distintas condiciones de funcionamiento.

En el caso presente se optó por una bomba fabricada por la U.S. Pumps, modelo 16 DHL, cuyas curvas características están reproducidas en la figura 18.

Para las condiciones iniciales de operación, esto es:

caudal: 200 litros por segundo (3.180 galones/minuto)

altura manométrica: 12,20 metros (40 pies)

la eficiencia para una etapa es de:
 $80 - 3 = 77\%$

pues, de acuerdo con indicaciones del fabricante, es necesario reducir la eficiencia indicada (80%) en 3 puntos cuando la bomba tiene nada más una etapa (véase la curva 3).

Se observa que para alturas manométricas mayores (resultantes del aumento en la sumergencia) las eficiencias de la bomba siguen siendo muy buenas.

Con el impulsor correspondiente a la curva 2, para el gasto de 200 litros por segundo se obtiene una eficiencia de

$$84 - 3 = 81\%$$

para una altura manométrica de 66 pies (20 metros). Utilizando el impulsor correspondiente a la curva 1, para el mismo gasto anterior la eficiencia es de

$$83 - 3 = 80\%$$

para una carga dinámica de 95 pies (29 metros). Pasamos a continuación al punto 4.4 de la Hoja de Selección, que se refiere a la columna. Para determinar las dimensiones de la columna se puede utilizar el Manual de la Compañía Johnston (véase cuadro 6).

De ese cuadro, con el caudal (200 litros/segundo, o sea 3.180 galones por minuto), y el coeficiente de fricción $f = \frac{3,04}{100}$, se obtienen los siguientes datos:

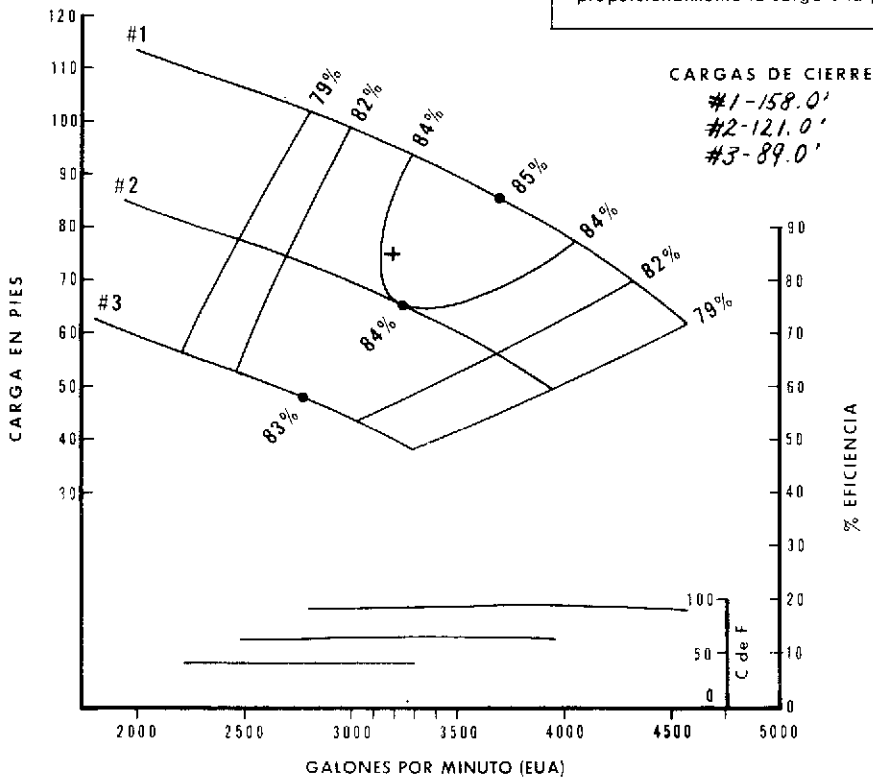
diámetro del tubo exterior de la columna:
12 pulgadas

EL RENDIMIENTO HIDRAULICO dependerá de que el agua del pozo que alimenta a la bomba sea clara, dulce, desprovista de burbujas de aire o gases, libre de detritus, sin altura de aspiración y con una temperatura no superior a 30 grados Centígrados

Nota: No se incluyen pérdidas de la columna

Cambio de eficiencia	Número de puntos	Por número de fases
DISMINUIR	3	1
"	1/2	2
"	1	3

Nota: Cualquier cambio de eficiencia altera proporcionalmente la carga o la potencia



IMPULSOR <i>Semiabierto</i>	LA EFICIENCIA INDICADA CORRESPONDE A TAZONES ESMALTADOS; REDUZCASE UN PUNTO CUANDO SE TRATE DE HIERRO FUNDIDO	<i>1 Fase - 47 5/8" longitud</i> <i>Añádase 15 1/4" por fase</i>
<i>10 1/16 x 25° Diámetro Total</i>		
UF- <i>1/4 x 2 62-2 1/16</i>	RENDIMIENTO _____ <i>12</i> FASE	
TAZONES: <i>15 1/4 diám. exterior</i>	16 DHL Bomba de turbina para pozo profundo	
<i>K = 42.0</i>	1760 R. P. M.	
Fecha: <i>-11-29-50</i> Por: <i>ER</i>	Papel de curvas N	D-1422

Fig. 18. Curvas características de la bomba seleccionada.

CUADRO 6—Tabla para determinar las dimensiones de la columna

Diám. de la columna (pulg.)	Diám. de la camisa (pulg.)	Diám. de la flecha (pulg.)	Pérdida de carga por fricción en la columna (en pies, por 100 pies de columna)												
			Capacidad de la bomba en galones por minuto												
			950	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
8	2	1 3/16	2,82	3,25	4,0	4,5	5,25	6,0	6,75	7,6	8,35	9,4	10,15		
8	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	3,42	3,85	4,77	5,35	6,27	7,2	8,12	9,1	10,02	11,2			
8	3	1 1/4	4,8	5,4	5,75	7,5	7,85	10,0	11,3						
10	2	1 3/16	,78	,85	1,01	1,18	1,33	1,6	1,75	2,03	2,19	2,5	2,78	3,05	3,28
10	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	,89	,98	1,17	1,37	1,56	1,82	2,01	2,31	2,48	2,85	3,05	3,45	3,80
10	3	1 1/4 ó 2 3/16	1,05	1,17	1,40	1,63	1,86	2,2	2,43	2,8	3,14	3,45	3,68	4,2	4,60
10	3 1/2	2 7/16	1,26	1,43	1,68	2,0	2,25	2,65	2,98	3,4	3,65	4,25	4,51	5,1	5,54
12	2	1 3/16				,41	,51	,62	,73	,8	,91	,99	1,01	1,2	1,32
12	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16			,42	,56	,61	,71	,81	,91	1,01	1,12	1,22	1,37	1,51
12	3	1 1/4 ó 2 3/16		,41	,51	,61	,72	,82	,93	1,05	1,16	1,3	1,41	1,58	1,73
12	3 1/2	2 7/16		,55	,63	,70	,82	,95	1,07	1,22	1,38	1,5	1,62	1,82	2,0
14	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16									,47	,59	,61	,72	,79
14	3	1 1/4 ó 2 3/16									,56	,60	,65	,69	,79
14	3 1/2	2 7/16							,48	,59	,62	,73	,84	,90	,98
			Capacidad de la bomba en galones por minuto												
			2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000
10	2	1 3/16	3,6	3,82	4,25	4,77	4,9	5,23	5,7	6,4	7,2	8,0	9,3	9,8	11,1
10	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	4,15	4,50	4,85	5,20	5,6	5,95	6,5	7,4	8,8	9,1	10,5	11,2	
10	3	1 1/4 ó 2 3/16	5,0	5,4	5,8	6,2	6,8	7,2	7,85	8,9	9,9	11,0			
10	3 1/2	2 7/16	6,95	6,60	7,1	7,65	8,3	8,85	9,5	10,7	11,0				
12	2	1 3/16	1,44	1,56	1,68	1,81	1,95	2,10	2,25	2,55	2,68	3,2	3,35	3,9	4,3
12	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	1,65	1,79	1,92	2,06	2,23	2,37	2,5	2,9	3,04	3,65	3,79	4,45	4,91
12	3	1 1/4 ó 2 3/16	1,88	2,03	2,2	2,44	2,7	2,79	2,97	3,35	3,57	4,2	4,42	5,11	5,7
12	3 1/2	2 7/16	2,18	2,36	2,53	2,75	2,95	3,16	3,4	3,85	4,06	4,8	5,02	5,9	6,5
14	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	,85	,93	1,0	1,09	1,17	1,26	1,35	1,52	1,71	1,9	2,12	2,33	2,55
14	3	1 1/4 ó 2 3/16	,95	1,09	1,12	1,21	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6	2,85
14	3 1/2	2 7/16	1,07	1,16	1,25	1,35	1,45	1,57	1,68	1,9	2,18	2,35	2,63	2,9	3,2
16	3	2 3/16			,57	,60	,62	,68	,73	,82	,94	1,05	1,15	1,25	1,38
16	3 1/2	2 7/16	,55	,57	,59	,64	,69	,74	,79	,9	1,01	1,12	1,25	1,37	1,52
			Capacidad de la bomba en galones por minuto												
			4200	4400	4600	4800	5000	5500	6000	6500	7000				
12	2	1 3/16	4,7	5,1	5,53	5,95	6,4	7,7	9,0	10,5	12,0				
12	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	5,4	5,8	6,3	6,8	7,4	8,9	10,3						
12	3	1 1/4 ó 2 3/16	6,2	6,7	7,3	7,9	8,5	10,2							
12	3 1/2	2 7/16	7,1	7,7	8,3	9,0	9,7	11,6							
14	2 1/2	1 1/2 ó 1 11/16	2,80	3,05	3,31	3,57	3,9	4,65	5,4	6,3	7,2				
14	3	1 1/4 ó 2 3/16	3,13	3,4	3,69	3,98	4,3	5,15	6,0	7,0	8,0				
14	3 1/2	2 7/16	3,5	3,8	4,14	4,45	4,8	5,75	6,7	7,3	8,9				
16	3	2 3/16	1,47	1,65	1,79	1,92	2,07	2,49	2,9	3,38	3,85				
16	3 1/2	2 7/16	1,67	1,82	1,97	2,12	2,28	2,75	3,2	3,73	4,25				

diámetro de la camisa de la flecha: 2 1/2 se tiene:

pulgadas

diámetro de la flecha: 1 1/2 pulgadas

$$P = \frac{200 \times 12,20}{76 \times 0,77} = 41,7 \text{ HP}$$

Con estos datos es posible calcular la potencia requerida para el equipo de bombeo.

Utilizando la fórmula:

$$P = \frac{QH}{76\eta}$$

donde:

P, es la potencia en HP

Q, es el caudal en litros por segundo

H, es la carga dinámica en metros

η, es el rendimiento del conjunto motor-bomba

A los 41,7 HP se le agrega la potencia absorbida por las chumaceras de la flecha. Esta potencia puede calcularse con auxilio de información del Manual de la Compañía Johnston (véase cuadro 7).

Fijando el régimen de trabajo de la bomba en 1.760 revoluciones por minuto, y teniendo en cuenta los diámetros de la camisa (2 1/2 pulgadas) y de la flecha (1 1/2 pulgadas), del cuadro 6 se obtiene el valor 1,4 HP, como correspondiente a las pérdidas por fricción en las chumaceras de

CUADRO 7—Tablas para calcular la potencia requerida para el equipo de bombeo

FRICCION MECANICA

La pérdida de potencia debido a fricción mecánica en la rotación del eje transmisor puede determinarse mediante el presente cuadro. El total de potencia al freno se obtiene añadiendo las pérdidas de fricción mecánica a la potencia al freno establecida en laboratorio.

Fricción mecánica en potencia al freno por 100 pies de eje transmisor

Diám. de la camisa (pulgadas)	Diám. de la flecha (pulgadas)	Revoluciones por minuto de la flecha							
		725	870	960	1160	1460	1760 ✓	2875	3450
1¼	¾	,170	,200	,255	,310	,510	,600
1½	1	,290	,345	,440	,525	,870	1,05
2	1⅜	...	,306	,400	,470	,600	,720	1,20	1,40
2½	1½	,470	,560	,630	,740	,960	1,14 ✓	1,90	2,20
2½	1⅞	,590	,700	,780	,910	1,180	1,40	2,30	...
3	1⅞	,760	,900	1,000	1,200	1,55	1,83
3	2⅜	,950	1,130	1,260	1,500	1,93	2,30
3½	2⅞	1,20	1,42	1,60	1,90	2,40	2,85

Los valores que se indican corresponden a flechas encamisadas con lubricación por aceite o agua, o a flechas sin encamisar con lubricación por agua. Para flechas encamisadas con tubo inundado multiplíquense por dos los valores dados en el cuadro.

SELECCION DE FLECHAS

Evaluación de la potencia máxima en las flechas por tamaños de motor y máximo de longitud o carga

RPM a plena carga de la bomba	Diámetro de la flecha en pulgadas							
	¾	(1)	1⅜	1½	1⅞	1⅞	2⅜	2 ⅞
3500	20 Pot. 200 Pies	40 Pot. 200 Pies	75 Pot. 200 Pies	150 Pot. 200 Pies				
2900	15 Pot. 300 Pies	30 Pot. 300 Pies	60 Pot. 300 Pies	125 Pot. 300 Pies				
<u>1760</u>	<u>10 Pot.</u> 400 Pies	20 Pot. 400 Pies	40 Pot. 400 Pies	75 Pot. 400 Pies	125 Pot. 400 Pies	150 Pot. 400 Pies	250 Pot. 400 Pies	400 Pot. 400 Pies
1460	7½ Pot. 400 Pies	20 Pot. 400 Pies	30 Pot. 400 Pies	60 Pot. 400 Pies	100 Pot. 400 Pies	150 Pot. 400 Pies	200 Pot. 400 Pies	350 Pot. 400 Pies
1160	5 Pot. 400 Pies	15 Pot. 400 Pies	25 Pot. 400 Pies	50 Pot. 400 Pies	75 Pot. 400 Pies	125 Pot. 400 Pies	150 Pot. 400 Pies	250 Pot. 400 Pies
960			20 Pot. 400 Pies	40 Pot. 400 Pies	60 Pot. 400 Pies	100 Pot. 400 Pies	150 Pot. 400 Pies	200 Pot. 400 Pies
860				30 Pot. 400 Pies	50 Pot. 400 Pies	75 Pot. 400 Pies	125 Pot. 400 Pies	200 Pot. 400 Pies

Para longitudes de flechas o cargas mayores de 400 pies consúltese con la fábrica.

la flecha. Este valor corresponde a 100 pies de longitud de la flecha. Como en el caso presente la flecha mide únicamente 15,25 metros (50 pies), la potencia absorbida será de:

$$1,14/2 = 0,57 \text{ HP}$$

Este valor se agrega a los 41,7 HP que se habían obtenido anteriormente, resultando una potencia requerida de 42,27 HP.

Para determinar el tamaño del motor eléctrico es necesario recordar lo relativo a los abatimientos futuros del manto de agua. Estos abatimientos

futuros han obligado a seleccionar motores eléctricos con capacidad sobrada en un 17% como mínimo y en un 33% como máximo.

Así que en el caso presente la capacidad del motor deberá ser de:

$$42,27 \times 1,33 = 56 \text{ HP}$$

Por esta razón se seleccionó un motor eléctrico con capacidad de 60 HP.

Para llenar el resto de la Hoja de Selección bastará tomar los datos de las Hojas D-1422 (fig. 18) y Ds-7 (fig. 19) relativas a las curvas

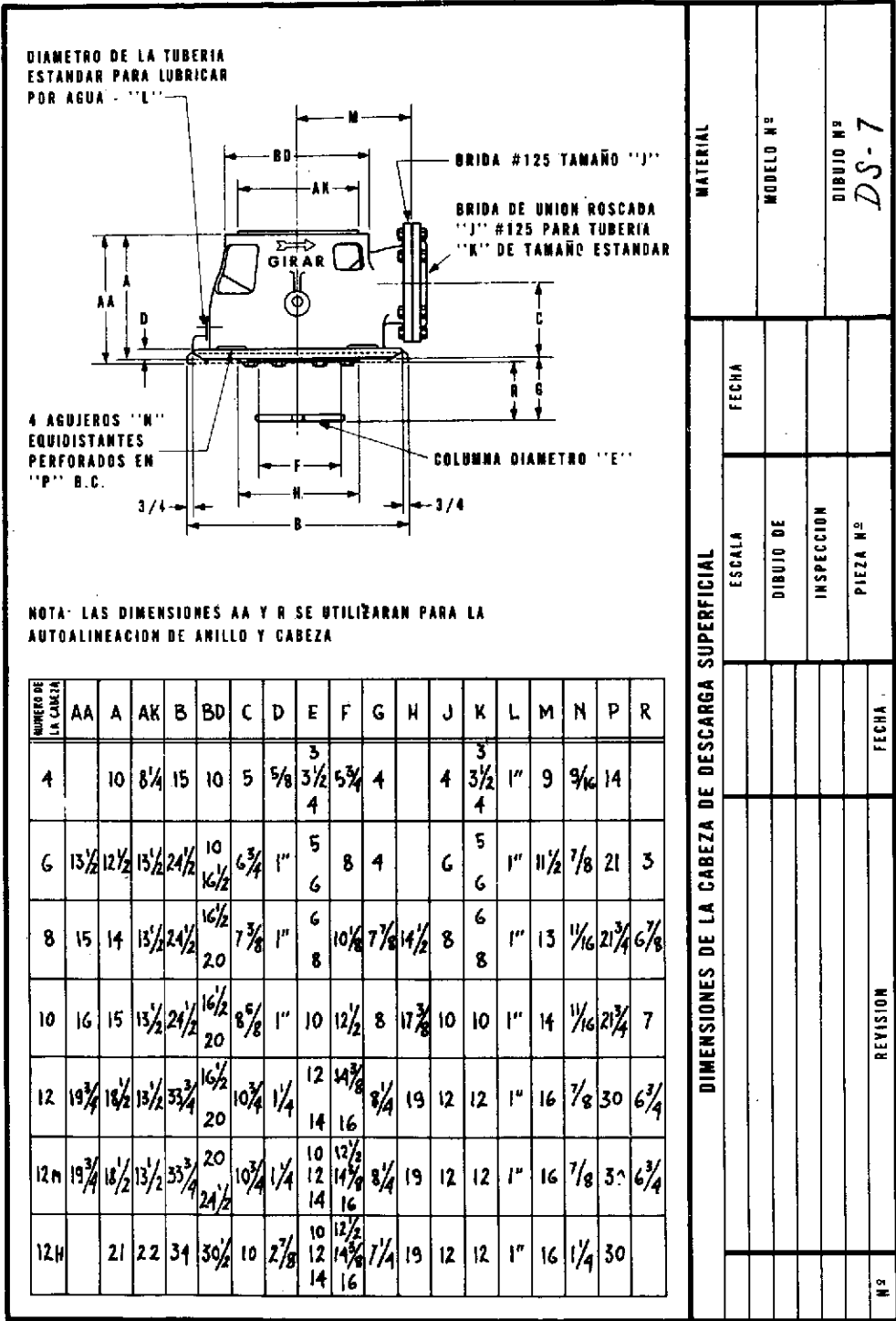


Fig. 19. Dimensiones de superficie y carga de descarga.

MATERIAL	MODELO N°		DIBUJO N°	
			DS-7	
DIMENSIONES DE LA CABEZA DE DESCARGA SUPERFICIAL	FECHA	ESCALA	DIBUJO DE	INSPECCION
				PIEZA N°
				FECHA
				REVISION
				N°

características de la bomba y a los cabezales de descarga.

Se incluyen las Ordenes para Dotación de Equipo de Bombeo utilizados por la Secretaría de Recursos Hidráulicos.

Libros de consulta

para la selección de equipos de bombeo tipo "pozo profundo de flecha"

1. Johnston Pump Company: *The Vertical Pump by Johnston*. Pasadena, California.

2. Fairbanks, Morse and Co.: *Hydraulic Handbook*. Chicago, Illinois, 1954. 255 págs.

3. Hicks, Tyler G.: *Pump Selection and Application*. Nueva York: McGraw-Hill, 1957. 432 págs.

4. Catálogo especial (con curvas características) de la Johnston Vertical Pumps.

5. Catálogo especial (con curvas características) de la Peerless Pump Division.

6. Catálogo especial (con curvas características) de la Fairbanks, Morse and Company.

7. Catálogo especial (con curvas características) de la Worthington de México, S. A.

8. Catálogo especial (con curvas características) de la U. S. Pumps, Inc.

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
IRRIGACION Y CONTROL DE RIOS
DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION
Depto. de Maquinaria

ORDEN PARA DOTACION DE EQUIPO DE BOMBEO PERMANENTE

Distrito de Riego de _____ Pozo Núm. _____

Localización _____ Contratista _____

Zona _____ Contrato Núm. _____ De fecha _____

CONCEPTO	TRABAJO	PRECIOS	
		Unitario	Total

SUMINISTRO

Suministro en el lugar de su instalación, de un equipo de bombeo, de pozo profundo, lubricado por aceite, para elevar un caudal de _____ lps a una altura total de bombeo de _____ mts, compuesto de las siguientes partes:

Equipo

- a) Motor eléctrico, vertical marca "U.S.", Westinghouse, o General Electric o ACEC, de inducción, jaula de ardilla, tipo intemperie, con capacidad de _____ HP, trifásico, 440 volts, 60 ciclos, 1.760 rpm, 40° centígrados de elevación de temperatura sobre el ambiente, flecha hueca, Coraza No. _____ (Frame).

Pza.

Motor eléctrico, vertical, marca "IEM" (opcional) de características similares al anterior, con capacidad de _____ HP. Coraza No. _____ (Frame).

Pza.

- b) Trinquete de no retroceso.

Pza.

- c) Cabezal de descarga marca " _____ ", modelo _____, tamaño _____ x _____ cm (_____ " x _____ "), motor de _____ HP y que satisfaga las especificaciones NEMA _____, para lubricación por aceite, completo con su estira funda, estopero, lubricador automático de solenoide de 440 volts, 60 ciclos, con sus conexiones, incluyendo contra-bridada para hacer la conexión del tubo de descarga con su empaque y tornillos respectivos.

Unid.

- d) Columna con longitud de _____ mts (_____ '), en tramos de 3,05 mts (10') y chumaceras cada 1,50 mts (5'), compuesta de tubo exterior sin costura (seamless), cédula 40 (_____ ") de espesor, de _____ cm (_____ ") diámetro, _____ camisa de lubricación de _____ cm (_____ ") diámetro, _____ cm (_____ ") espesor, flecha de acero clase _____ de _____ cm (_____ ") de diámetro para transmitir sin sobrecarga hasta _____ HP a 1.760 rpm, con arañas por cada 10 metros, colocadas uniformemente en la columna.

Tramo

NOTA: La longitud de la columna que se instale en cada pozo, será igual a la profundidad hasta el espejo abatido más 6,10 mts (20').

DOTACION DE EQUIPO		ORDEN NUM.	
CONCEPTO	TRABAJO	Unitario	Precios Total
e)	Cuerpo impelente marca "_____" de _____ (_____) impulsor(es), modelo _____, curva _____, ref: Hoja _____, con tazón tipo _____, de _____ cm (_____) diámetro exterior, de las siguientes características: velocidad 1.760 rpm, caudal _____ lts/seg, elevación por impulsor _____ mts (_____), elevación total _____ mts (_____) eficiencia del cuerpo impelente _____%, potencia requerida por impulsor _____ BHP, potencia total requerida _____ BHP con chumacera inferior protegida contra la entrada de arena.		Juego
f)	Tazón e impulsor adicionales.		Juego
g)	Tubo de succión, de acero, sin costura, cédula 40 (_____) de espesor, de _____ cm (_____) de diámetro, y 3,05 mts (10') de longitud, con cople de acero.		M.L.
h)	Colador de _____ cm (_____) de diámetro y _____ cm (_____) de longitud, tipo cono.		Pza.
i)	Tubo de descarga, de acero, sin costura, cédula 40 (_____) de espesor, de _____ cm (_____) de diámetro, y 3,05 mts (10') de longitud, con cople de acero.		M.L.
j)	Tubería de aire, de cobre de 6,35 mm (1/4") de diámetro y _____ mts de longitud.		M.L.
k)	Accesorios necesarios para la línea de aire, tales como manómetro de 2-1/2" diámetro, de escala adecuada, para medir altura, válvula de aire, y conexiones de bronce. NOTA: La longitud de la tubería de aire, será igual a la de la columna, cuerpo de tazones y tubo de succión.		Juego
l)	Válvula de mariposa, de _____ cm (_____) de diámetro, con brida en ambos lados, empaques y tornillos respectivos, o con rosca en ambos extremos.		Pza.
INSTALACION			
Por montaje del equipo arriba especificado incluyendo prueba de funcionamiento.			Equipo
		TOTAL	_____
FECHA _____			
RESIDENTE POZOS	RESIDENTE GRAL.		
_____	_____		
GERENTE			

S. R. H.
IRRIGACION Y CONTROL DE RIOS
 DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION
 Depto. de Maquinaria
REGISTRO DE AFORO

DTO. DE RIEGO DE _____ POZO NUM. _____
 LUGAR _____ CONTRATISTA _____
 ZONA _____ CONTRATO NUM. _____ DE FECHA _____

CARACTERISTICAS DEL POZO
 Profundidad del nivel estático _____
 Profundidad total del pozo _____
 Diámetro del ademe _____

SONDA NEUMATICA
 Altura del manómetro con respecto al borde del ademe _____
 Longitud o prof. sonda con relación al borde de ademe _____

MOTOR

Marca _____
 Modelo _____
 Tipo _____
 HP _____
 rpm _____
ACOPLAMIENTO
 Por _____

DATOS DEL EQUIPO DE AFORO BOMBA

Marca _____
 Diám. tubo de descarga _____
 Diám. orificio _____
 Long. columna _____
 Diám. columna _____
 Núm. de impulsores _____
 Tipo de impulsores _____
 Diám. de impulsores _____

Día	Hora	rpm bomba	Volts	Amp.	Orif. calibrado		Ecuadra		Ips	Nivel de bombeo en m.		Abatimiento m.	Cap. espec. Ips/ma	Observaciones
					H	ips	cm	ips		Neumático	Eléctrico			

RECUPERACION POZO

Niveles	Tiempos
m	min seg

Efectuado por _____
 El representante del contratista

_____ Aceptado por
 El representante de la S.R.H.

_____ Firmas
 _____ Nombres

NOTA: Esta misma forma se utilizará para registrar datos durante el desarrollo del pozo.

SECRETARIA DE RECURSOS HIDRAULICOS
 IRRIGACION Y CONTROL DE RIOS
 DIRECCION GENERAL DE CONSTRUCCION
 Depto. de Maquinaria
 ORDEN DE ADEME

Dto. de Riego de _____ Fecha _____
 Lugar _____ Pozo N° _____
 Zona _____ Contratista _____ De fecha _____
 Contrato N° _____

ADEME CIEGO Marca _____

Diámetro	Espesor	Profundidad de a	Longitud instalada	Cople y rosca	Soldado a tope	Observaciones

CEDAZO Marca _____ Tipo _____

Diámetro	Espesor	Profundidad de a	Longitud instalada	Tipo	Dimensiones ranura	Ranuras por metro	N° total		Arec de infiltra.		En proyecto	Observaciones
							de ranuras	Por ml	Total	Gasto		

FILTRO DE GRAVA

Volumen	Tamaño de grava Máximo Mínimo	Coefficiente de uniformidad	Observaciones

CEMENTACION

Diámetro Perforación	Espesor	Profundidad de a	Longitud	Volumen	Observaciones

TAPON DE FONDO: _____ SELLOS DE PLOMO _____
 PROFUNDIDAD _____
 ESPESOR _____
 MATERIAL _____

ORDENADO POR _____ Nombre _____
 _____ Nombre _____

CAPITULO 2

Especificaciones y detalles de construcción

MANUEL VIEJO ZUBICARAY *

CONTENIDO

Definiciones y nomenclatura
Carcasa
Impulsores
Anillos de desgaste

Estoperos, empaques y sellos
Flechas
Cojinetes
Bases

DEFINICIONES Y NOMENCLATURA

Definiciones de las partes constitutivas de una bomba. Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por esta razón existe una innumerable cantidad de piezas, las cuales han sido numeradas de 1 a 170 por el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos (Revisión de 1958).

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

- | | |
|-------------------------------------|------------------------------------|
| 1. Carcasa | 8. Anillo de desgaste del impulsor |
| A: Mitad superior | 9. Tapa de succión |
| B: Mitad inferior | 11. Tapa del estopero |
| 2. Impulsor | 13. Empaque |
| 4. Propela | 14. Camisa de flecha |
| 6. Flecha | 15. Tazón de descarga |
| 7. Anillo de desgaste de la carcasa | 16. Balero (interior) |

- | | |
|--|-------------------------------------|
| 17. Prensaestopas | 42. Cople (mitad motor) |
| 18. Balero (exterior) | 44. Cople (mitad bomba) |
| 19. Soporte de baleros | 46. Cuña del cople |
| 20. Tuerca de la camisa | 48. Buje del cople |
| 22. Tuerca del balero | 50. Tuerca del cople |
| 24. Tuerca del impulsor | 52. Perno del cople |
| 25. Anillo de desgaste de la cabeza de succión | 59. Tapa de registro |
| 27. Anillo de la tapa del estopero | 68. Collarín de la flecha |
| 29. Jaula de sello | 72. Collarín axial |
| 31. Alojamiento de balero (interior) | 78. Espaciador de balero |
| 32. Cuña del impulsor | 85. Tubo de protección de la flecha |
| 33. Alojamiento de balero (exterior) | 89. Sello |
| 35. Cuña de la propela | 91. Tazón de succión |
| 37. Tapa de balero (exterior) | 101. Tubo de columna |
| 39. Buje del balero | 103. Chumacera de conexión |
| 40. Deflector | 123. Tapa de balero |
| | 125. Graseira de copa |
| | 127. Tubería de sello |

Extremo líquido
(Todas las partes en
contacto con el líquido)

Carcasa
Cabeza de succión
Impulsor
Anillos
Camisa de flecha
Jaula de sello
Sello, etc.

* Gerente de Producción de Worthington de México, S.A.; Profesor de Máquinas Hidráulicas, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, y Profesor de Máquinas Hidráulicas, Universidad Iberoamericana.

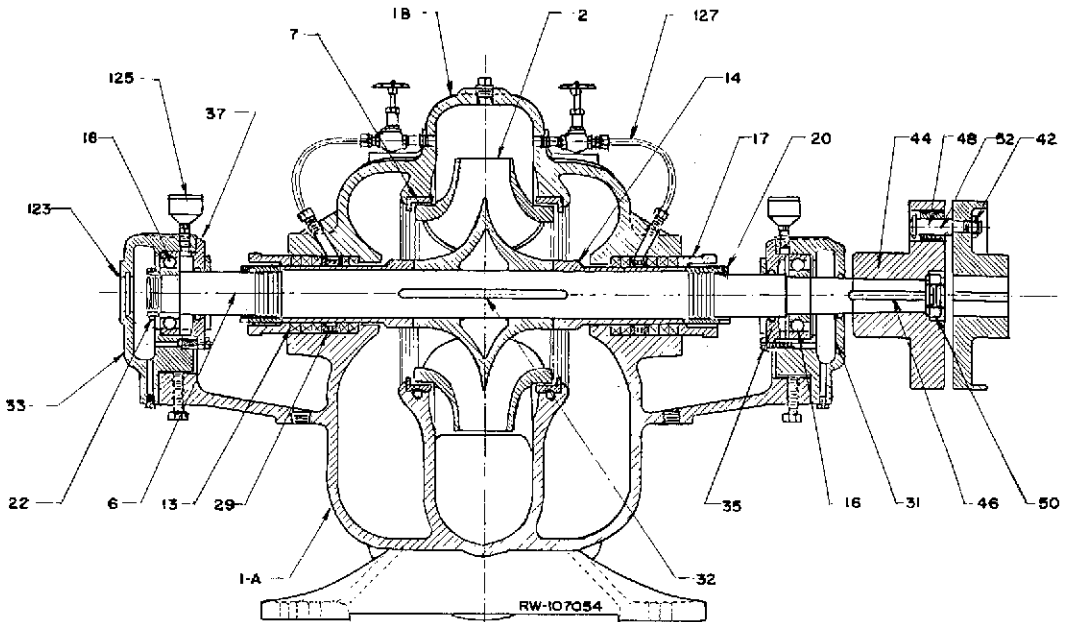
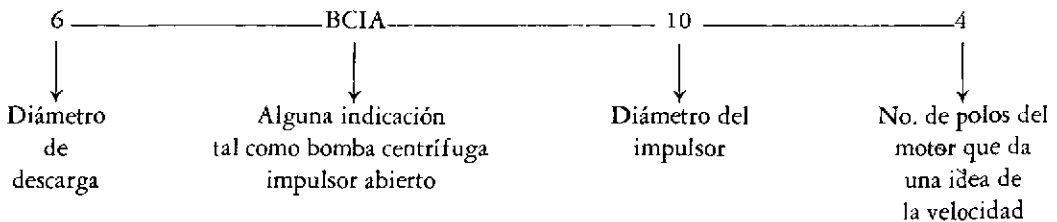


Fig. 20. Partes constitutivas de una bomba centrífuga.

Elementos de soporte y transmisión { Soporte
 Flecha
 Baleros
 Tapas, etc.

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

Conforme a ello suelen usarse designaciones tales como la siguiente:



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

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

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

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

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

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

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

Las condiciones de servicio y la naturaleza del líquido manejado determinarán el tipo de material a ser usado.

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

Se mencionarán los materiales usados en las partes principales de una bomba horizontal según la construcción de cada uno de ellos.

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

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

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

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

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

Un factor que puede afectar la selección de

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

materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación. En los casos en que el aceite lubricante pudiese contaminar el agua se usa lubricación por agua teniéndose que usar entonces camisas de acero inoxidable y chumaceras de hule montado en soportes de chumacera de bronce.

Clasificación de las bombas por el tipo de succión. Las bombas, de acuerdo con su tipo de succión, pueden ser catalogadas en:

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

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

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

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

En las bombas de flujo mixto el flujo cambia de axial a radial. Son bombas para gastos intermedios y la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial.

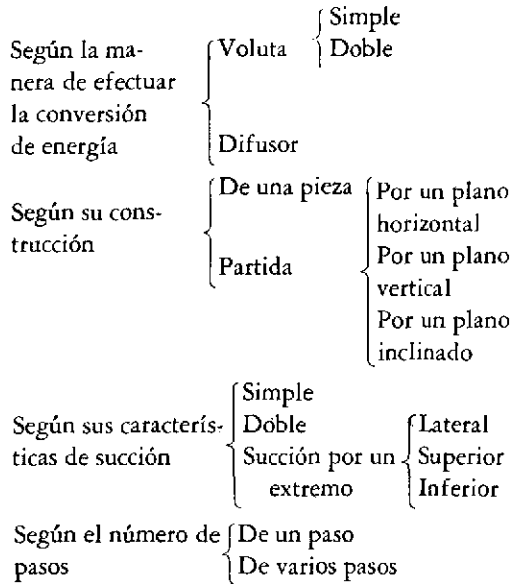
En las bombas de flujo axial llamadas de pro-pela el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica.

CARCASA

Función. La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo

mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Tipos



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

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

La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, diámetro del impulsor,

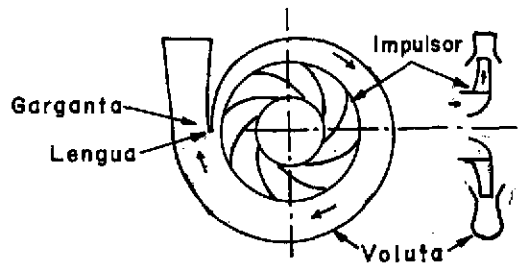


Fig. 21. Carcasa tipo voluta.

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

Esta variante se usa solamente en bombas grandes.

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

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

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

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

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

Las carcasas que están partidas por un plano horizontal tienen la gran ventaja que pueden ser inspeccionadas las partes internas sin tener que quitar las tuberías, y son designadas como

bombas de caja partida. Son usadas para abastecimiento de agua en grandes cantidades.

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

Según sus características de succión las carcasas pueden ser de simple o doble succión, correspondiendo a las características del impulsor que succionará el agua por uno o ambos extremos.

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

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

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

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

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

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

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

El diseño se hace partiendo de las condiciones hidráulicas que se pretenden cubrir y mediante los conocimientos obtenidos del diseño hidrodinámico.

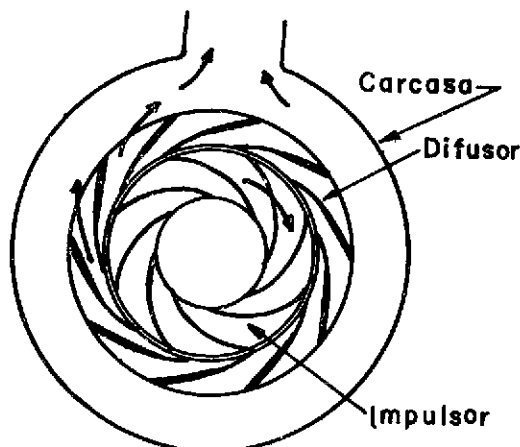


Fig. 22. Carcasa tipo difusor.

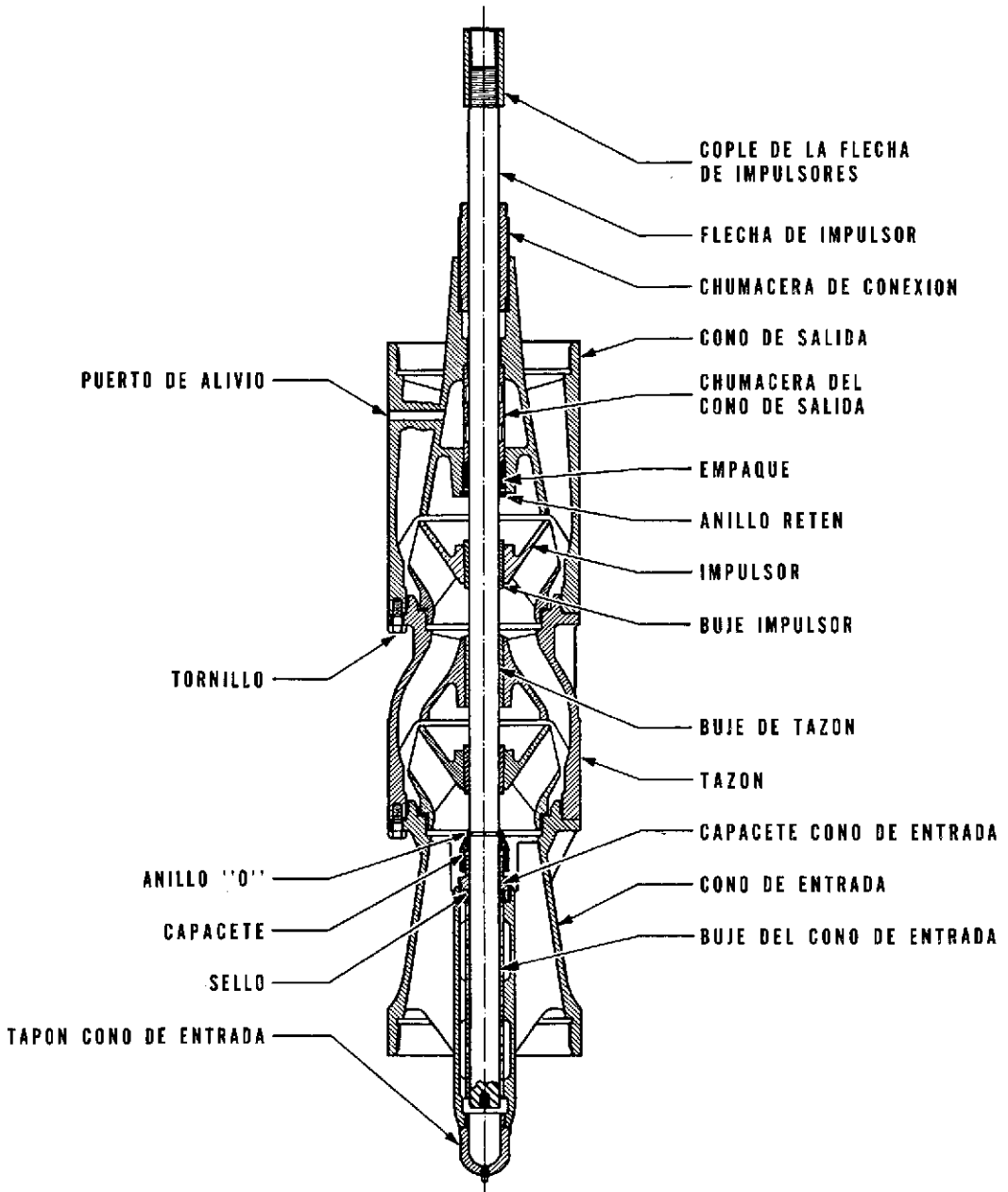


Fig. 23. Corte seccional de una bomba de pozo profundo.

námico, así como de las experiencias obtenidas en diseños anteriores mediante los cuales se fijan constantes de diseño que facilitan el trabajo del proyectista.

Es sabido que la complejidad del flujo en una

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

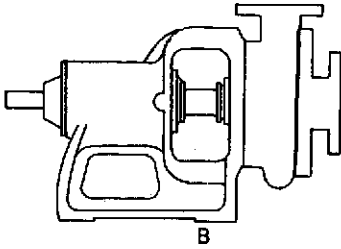


Fig. 24. Carcasa partida por un plano vertical.

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

Los modelos suelen hacerse en madera o en aluminio. Si la madera es buena y desflemada que asegure que no habrá deformaciones, se prefiere por su fácil trabajo y menor costo. Cuando la madera no cumple dichas condiciones, como es el caso en México, es necesario hacer un modelo maestro en madera y el modelo definitivo de trabajo en aluminio, ya que este no se tuerce, es ligero y resiste mucho más, aun cuando, por supuesto, es mucho más caro.

Al hacer los modelos debe tenerse en cuenta la contracción que sufrirá el material al ser fundido y por tanto el modelo deberá ser más

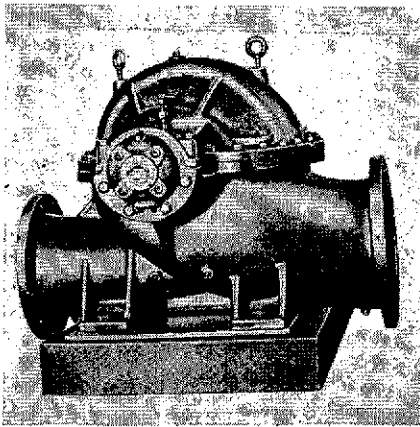


Fig. 25. Carcasa partida por un plano horizontal.

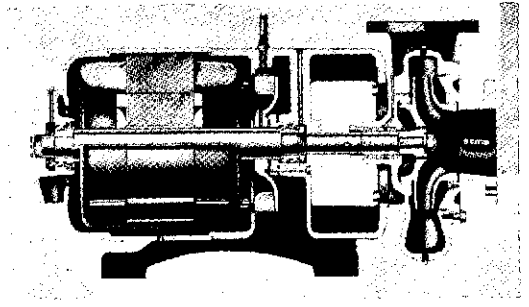


Fig. 26. Succión lateral. Descarga por arriba.

grande. La contracción de los metales usados es la siguiente:

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

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

Raras veces se usan carcasas de fierro para presiones mayores de 1.000 lb/pulg² y temperaturas superiores a 350°F.

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

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

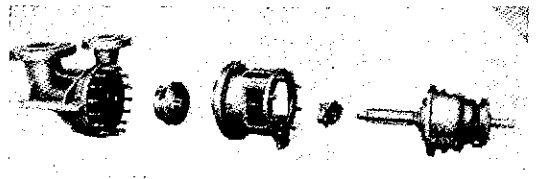


Fig. 27. Succión por arriba. Descarga por arriba.

las demás partes constitutivas de la bomba que se verá a continuación.

IMPULSORES

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

Los impulsores se clasifican según:

Tipo de succión	{ Simple succión Doble succión
Forma de las aspas	{ Aspas curvas radiales Aspas tipo Francis Aspas para flujo mixto Aspas tipo propela
Dirección del flujo	{ Radial Mixto Axial
Construcción mecánica	{ Abierto Semi-abierto Cerrado
Velocidad específica	{ Baja Media Alta

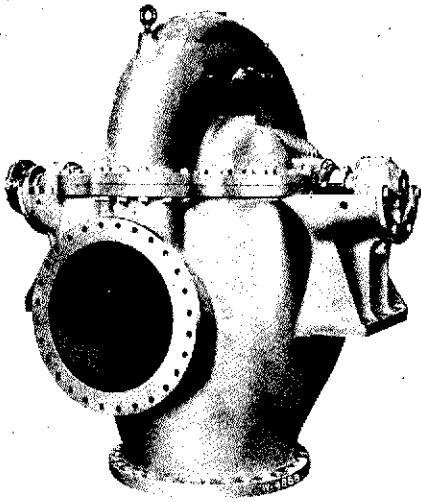


Fig. 28. Succión por abajo. Descarga lateral.

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

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

Para el maquinado de carcasas se necesitan talleres dotados con tornos, mandriladoras, taladros, etc., y deben ser sujetos a una inspección rigurosa para un buen ajuste en el ensamble con

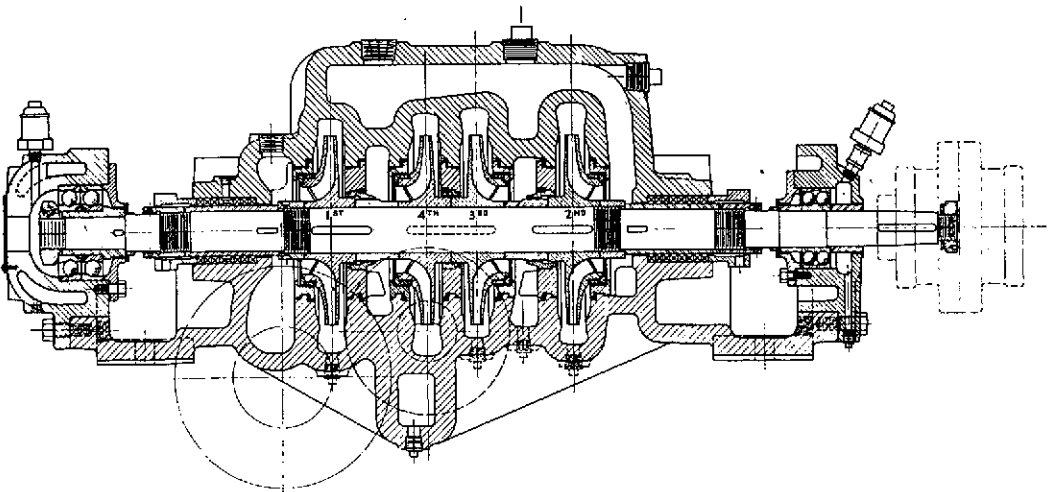


Fig. 29. Bomba de cuatro pasos con impulsores opuestos.

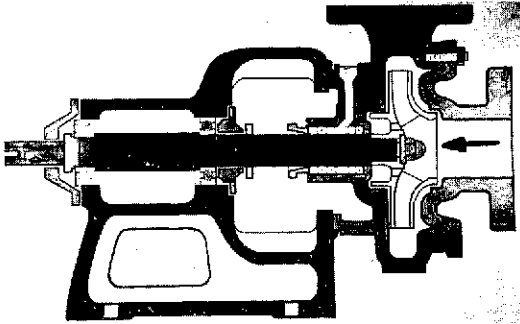


Fig. 30. Impulsor de simple succión.

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

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

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

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

En cuanto a la *forma de las aspas* hemos visto

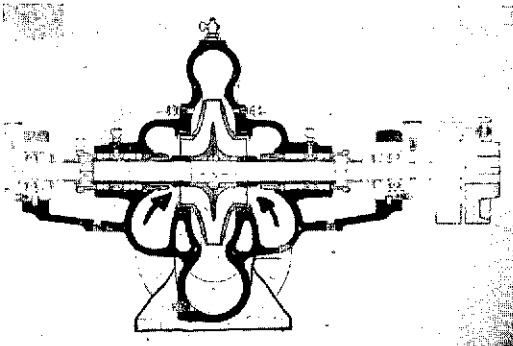


Fig. 31. Impulsor de doble succión.

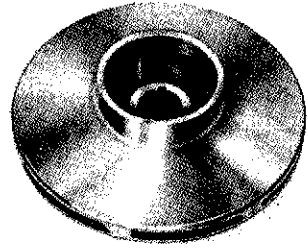


Fig. 32. Impulsor de aspas curvas radiales.

cuatro grupos que se ilustran en las figuras 32, 33 y 34, explicándose al mismo tiempo su tipo de flujo y velocidad específicos.

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

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

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

Por último, tenemos los impulsores tipo pro-pela, de flujo completamente axial para gastos

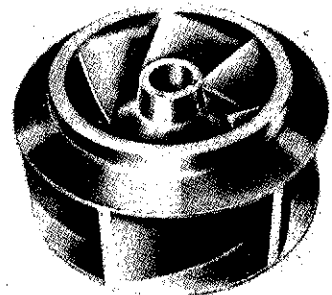


Fig. 33. Impulsor tipo Francis.



Fig. 34. Impulsor de doble flujo.

altísimos y cargas reducidas, que vienen a ser los de máxima velocidad específica. Tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande.

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

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

Un impulsor abierto es aquel en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos. Si estos impulsores son grandes en diámetro, resultan muy débiles, por lo cual, aun cuando en realidad son semi-abiertos, lo que se conoce como impulsores abiertos, llevan un plato en la parte posterior que les da resistencia (fig. 38).

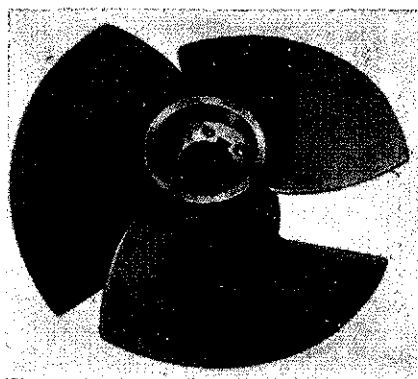


Fig. 36. Impulsor axial.

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

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

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

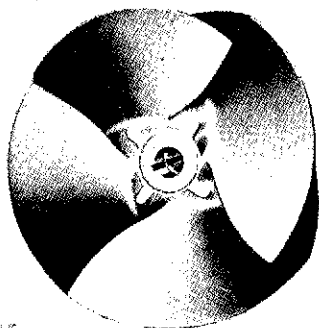


Fig. 35. Impulsor mixto.

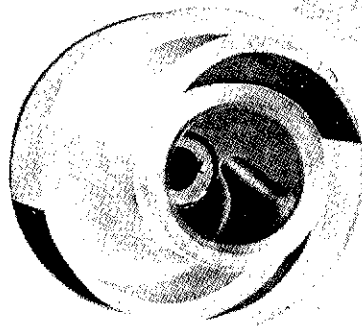


Fig. 37. Impulsor tipo inatascable.

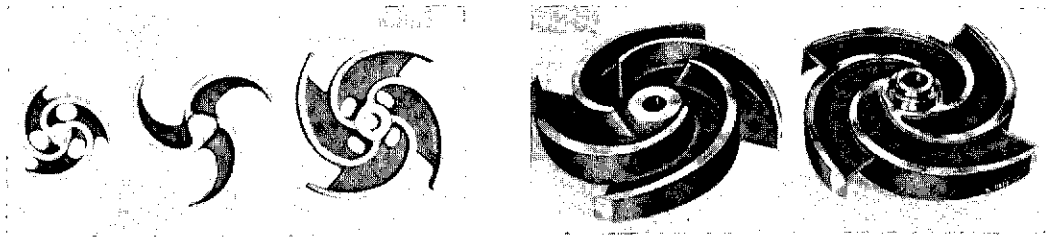


Fig. 38. Impulsores abiertos.

ANILLOS DE DESGASTE

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

Existen diversos tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado. Estos inclu-

yen: a) anillos planos; b) anillos en forma de L, y c) anillos de laberinto, de los cuales se pueden ver interesantes ilustraciones en la figura 40.

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

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

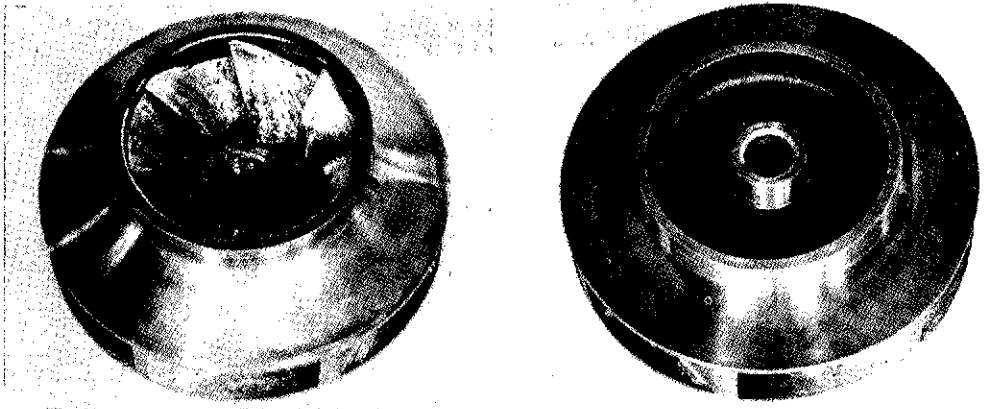


Fig. 39. Parte anterior y posterior de un impulsor cerrado.

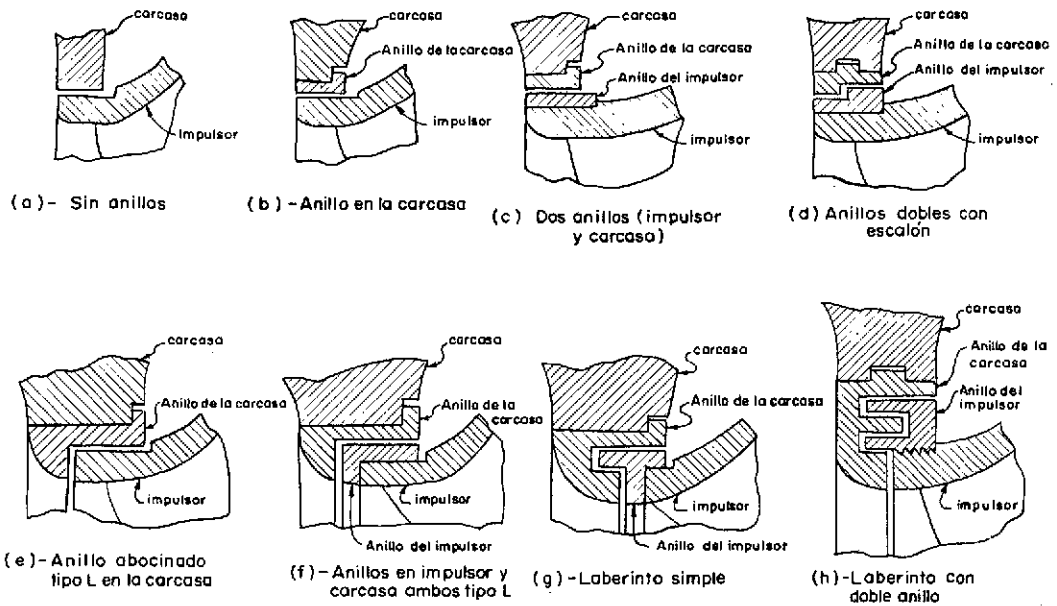


Fig. 40. Diferentes tipos de anillos de desgaste.

ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS

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

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

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

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

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

Ello se logra mediante la introducción de una

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

La presión de los empaques se efectúa por medio del *prensaestopos*, una pieza metálica que se mueve por medio de tornillos. La disposición de los elementos citados se muestra en la figura 41.

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

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

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

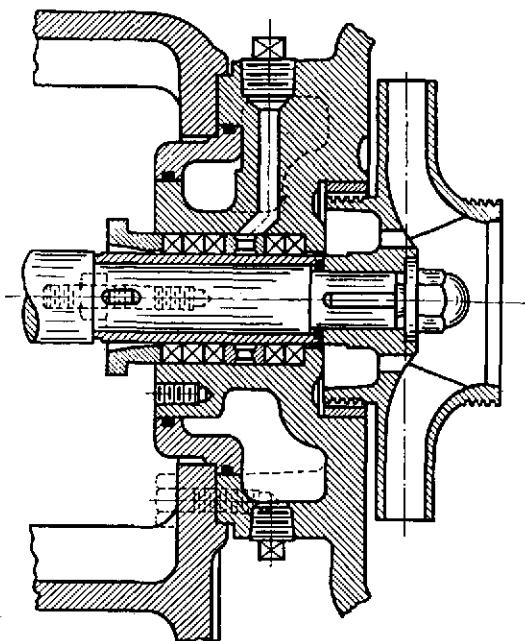
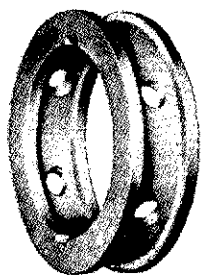


Fig. 41. Jaula de sello.

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

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

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

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

Sin embargo, hay ocasiones en que se desea que no se produzca ninguna fuga, o bien el líquido ataca a los empaques haciendo que su cambio sea frecuente. En estos casos se usa un

sello mecánico que consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcasa, mientras que la otra gira con la flecha.

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

El apriete de una superficie contra otra se

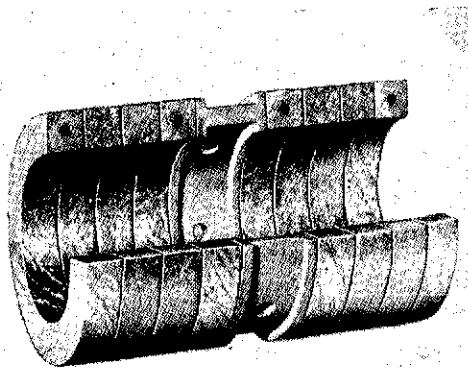


Fig. 42. Empaque de fibras sintéticas con jaula.

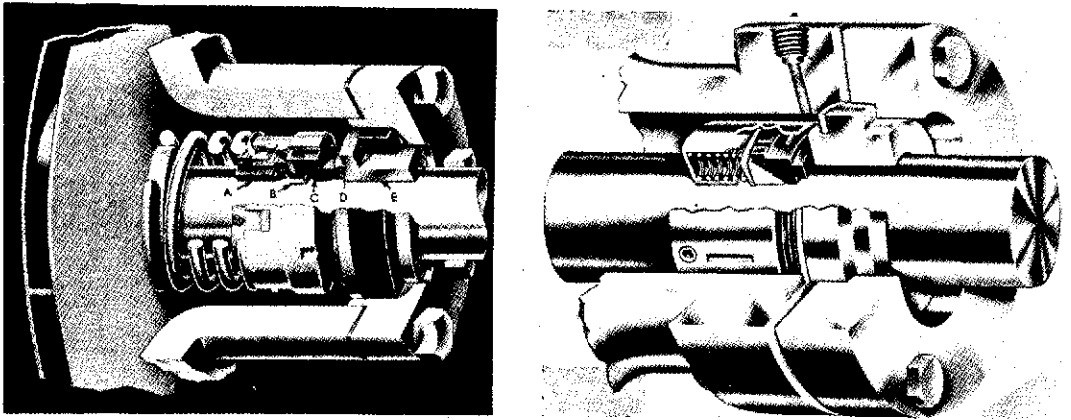


Fig. 43. Sellos mecánicos.

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

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

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

FLECHAS

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

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

Las flechas generalmente son de acero, modi-

ficándose únicamente el contenido de carbón según la resistencia que se necesite. En el caso de bombas de pozo profundo, las flechas de impulsores son de acero inoxidable con 13% de cromo, en tanto que las flechas de transmisión son de acero con .38 a .45 de carbono, rolado en frío y rectificado.

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

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

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

Las bombas de pozo profundo deberán tener chumaceras guía en diferentes puntos equidistantes, para reducir la longitud entre apoyos y las consecuentes vibraciones.

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

En las horizontales las partes que deben ser mejor maquinadas son las zonas de los baleros,

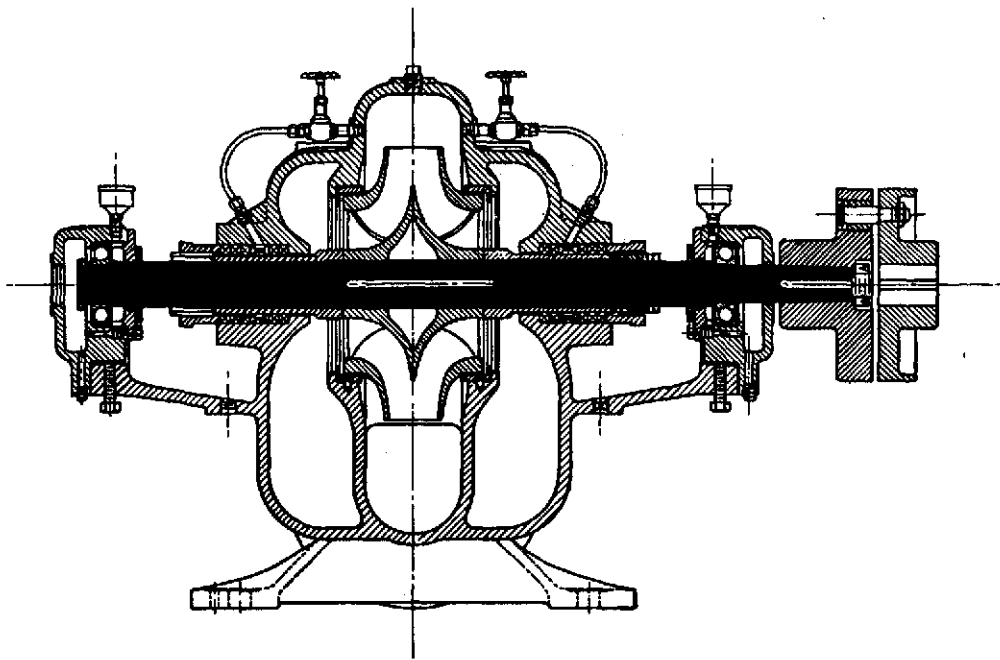


Fig. 44. Flecha.

de la camisa de flecha, del cople y del impulsor, piezas que van aseguradas en distintas formas ya sea con cuñas, tuercas, etc.

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

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

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

COJINETES

El objeto de los cojinetes es soportar la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Por medio

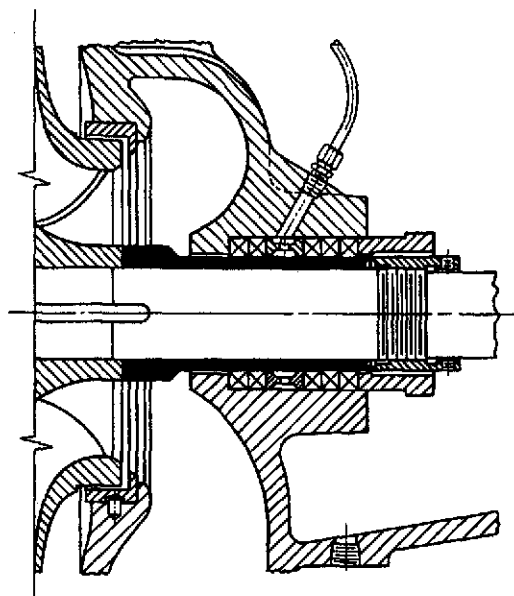


Fig. 45. Camisa de flecha.

de un correcto diseño soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.

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

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

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

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

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

Lubricación de los cojinetes. El lubricante a usarse en los cojinetes depende de las condiciones específicas de operación. Cuando se maneja agua a temperatura ambiente, la grasa es el lubricante generalmente usado y sólo se

maneja aceite cuando las bombas van a trabajar con líquidos muy calientes los cuales, al transmitir su calor a la flecha, podían licuar la grasa.

Al usarse grasa deberá tenerse cuidado de no dejar los baleros sin grasa, pero también de no sobre lubricarlos, ya que una cantidad excesiva de grasa impide que las bolas giren, presentando siempre el mismo plano de carga con el consabido aumento de temperatura que perjudica a los baleros.

Quando los baleros son lubricados por aceite, es necesario proveer un medio idóneo para mantener los niveles adecuados en los alojamientos. El nivel de aceite debe estar a la altura de la línea de centros de la bola inferior y debe tenerse un par de anillos que efectúen una especie de bombeo del aceite a las paredes, para que resbale y caiga sobre los baleros. El nivel será inspeccionado por medio de un indicador de nivel constante.

Las construcciones de los alojamientos para baleros lubricados por aceite son más complicados por tener que ponerse anillos lubricadores, anillos guía y sobre todo retenes. En la figura 47 se ve el mismo alojamiento para lubricación con aceite y grasa sucesivamente.

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

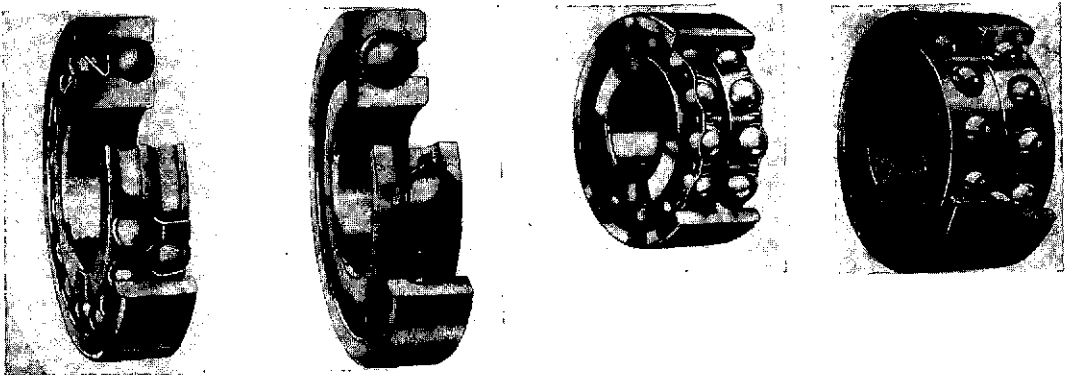


Fig. 46. Diversos tipos de baleros.

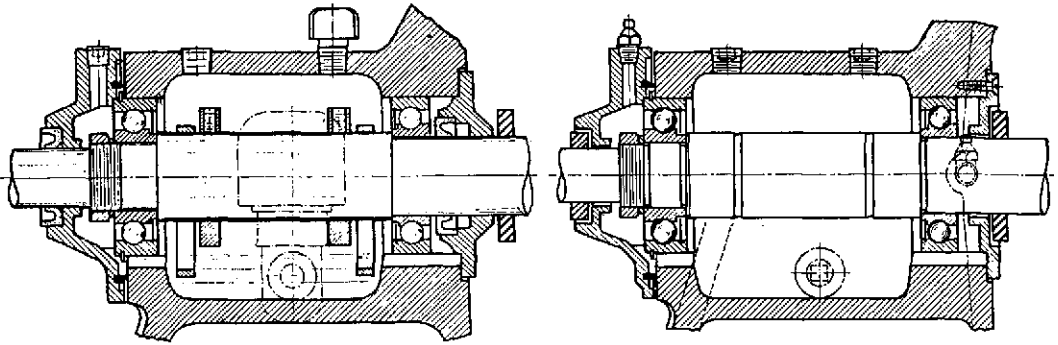


Fig. 47. Alojamiento para baleros lubricados con aceite y grasa, respectivamente.

BASES

Entre los elementos de soporte en una unidad existen:

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

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

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

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

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

Bases para grupo bomba-motor. Por varias razones siempre es aconsejable que la bomba y el motor estén montados en una base común,

donde al mismo tiempo se puedan montar y desmontar fácilmente.

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

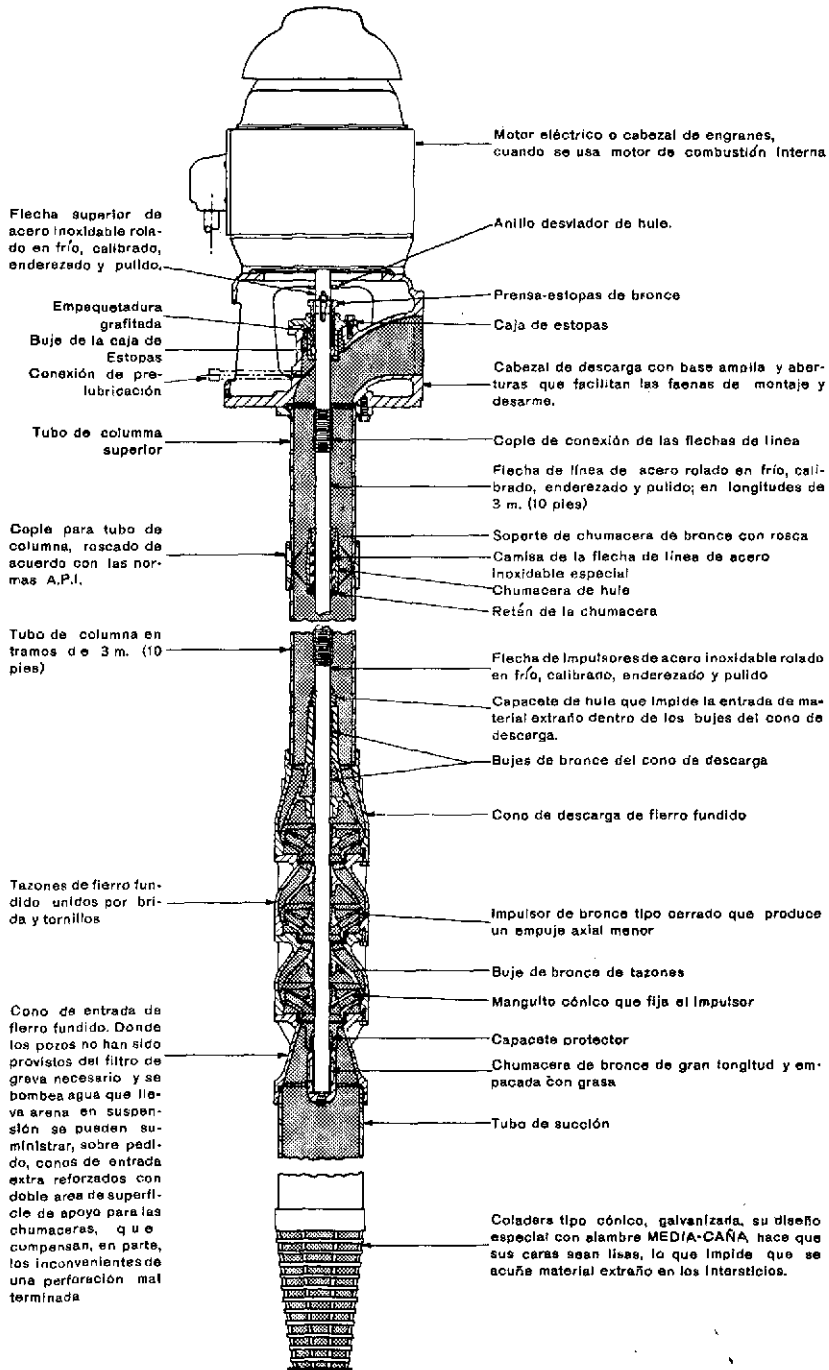
Por supuesto, conforme las unidades sean más grandes, más exacta deberá ser la construcción de las bases, que son maquinadas en la parte donde sentarán las patas del motor y de la bomba; la mayoría de las veces, estas tendrán una altura diferente con respecto a la línea de centros.

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

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

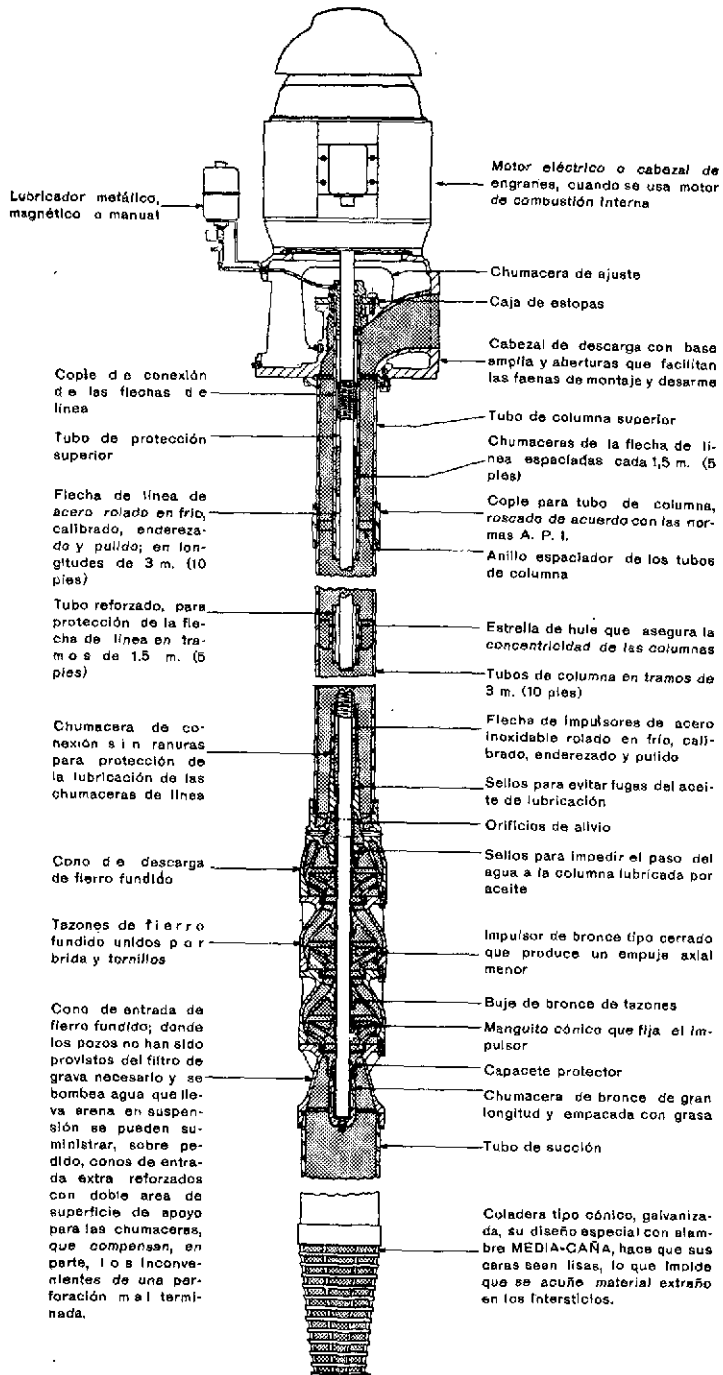
Se muestra en la figura 52 un dibujo esquemático tipo, el cual no se usa para construcción a menos que esté certificado.

Lo anterior es para unidades que van a tener



Lubricada por Agua

Fig. 48. Bomba de pozo profundo lubricada por agua, mostrando todas sus partes constructivas.



Lubricada por Aceite

Fig. 49. Bomba de pozo profundo lubricada por aceite, mostrando todas sus partes constructivas.

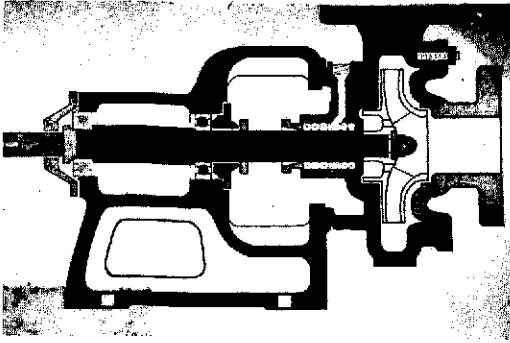


Fig. 50. Alojamiento de baleros.

coples y que por lo tanto deben estar perfectamente alineadas.

Sin embargo, hay muchas instalaciones donde se tienen dificultades para montar ambas unidades en una misma base, por lo que se emplean transmisiones flexibles, tipo cardánicas. Estas se usan mucho, por ejemplo, para bombas de pozo profundo con motor de combustión interna y cabezal de engranes.

Para terminar se mencionará que en las bombas de pozo profundo el elemento que carga con todas las partes fijas de la bomba o sea

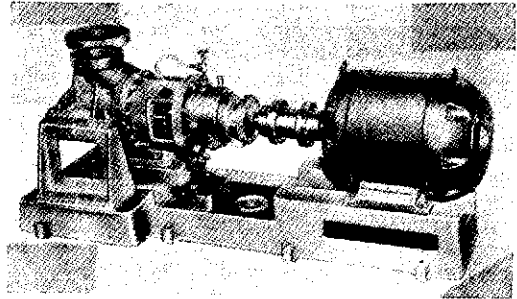
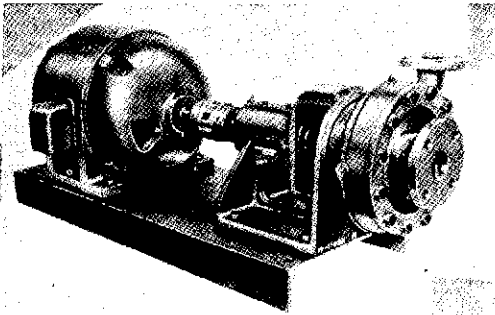
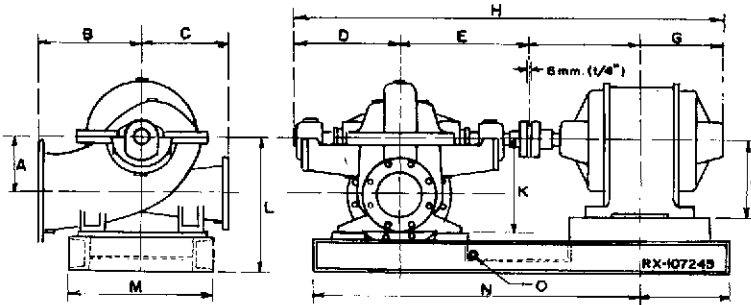


Fig. 51. Bases para grupo bomba-motor.



DIMENSIONES EN PULGADAS Y MILIMETROS

Tipo de Bomba	Diámetro Descarga	Diámetro Succión	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	DIMENSIONES DE LAS BRIDAS					
																	Diámetro Interior	Diámetro Exterior	Tamaño Tornillos	Diámetro centro de Taladros	Número Tornillos	Espesor Brida
3LN12	8	12	8-1/2	17-1/2	18	18-11/32	23-9/32	20	18-7/16	77-1/2	11	16-1/4	25-1/4	28	70	3/4	12	18	7/8	17	12	1-1/4
	203,2	304,8	241,3	444,0	381	470,69	591,34	508	393,11	968,00	278,4	412,75	590,00	635	1778	1905	304,8	462,8	22,23	44,1	12	31,75
	8	13-1/2	5/4	11-3/4	12,08	12,08	229,4	8	1-1/4	24,58	8	1-1/4	24,58	8	1-1/4	24,58	8	1-1/4	24,58	8	1-1/4	24,58

X Datos aproximados, dependiendo del tamaño del motor.

Dibujo esquemático tipo del conjunto bomba-motor

Fig. 52. Dibujo esquemático tipo del grupo bomba-motor.

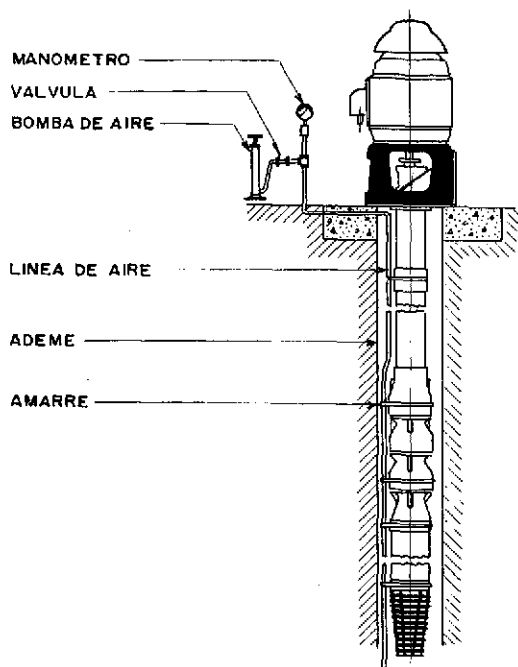


Fig. 53. Cabezal de descarga.

tubería y tazones, es el cabezal de descarga, pieza sumamente robusta que, además de ser por donde descarga la bomba, tiene conexiones por arriba para el motor o cabezal y por abajo para toda la tubería de columna.

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

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

Libros de Consulta

Karassik, J. J.: *Engineers' Guide to Centrifugal Pumps*. Nueva York: McGraw-Hill, 1964. 290 págs.

Hicks, T. G.: *Bombas*. 2ª ed. traducida por Lionel Dignowity. México, D.F., CECSA (Compañía Editorial Continental, S.A.). 532 págs.

Stepanoff, A. J.: *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application*. 2ª ed. Nueva York: Wiley, 1957. 462 págs.

Instituto de Hidráulica (E.U.A.): *Standards of the Hydraulic Institute*.

CAPITULO 3

Pruebas

MANUEL VIEJO ZUBICARAY *

CONTENIDO

Pruebas
Prueba hidrostática
Pruebas de capacidad
Cargas
Medición de la velocidad

Potencia
Bombas de gran capacidad
Tipos de laboratorios de pruebas en fábricas
Sumario de datos necesarios para bombas que van a ser probadas
Ilustración numérica del caso de una prueba

PRUEBAS

Las pruebas de bombas centrífugas son clasificadas por el Instituto de Hidráulica en:

- a) Pruebas en la planta del fabricante;
- b) Pruebas en el campo, en el lugar de la instalación, y
- c) Pruebas con modelos.

Las pruebas hechas en la planta del fabricante son de dos tipos:

- a) Pruebas de funcionamiento.
- b) Pruebas hidrostáticas.

El objetivo de las pruebas de funcionamiento es determinar el gasto, carga, potencia y eficiencia de una bomba con la cual puedan determinarse las curvas características; y el de las pruebas hidrostáticas es asegurar de que no existirán fugas de líquido en ninguna de las partes en contacto con él.

El fabricante podrá hacer estas pruebas con o

* Gerente de Producción de Worthington de México, S.A.; Profesor de Máquinas Hidráulicas, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, y Profesor de Máquinas Hidráulicas, Universidad Iberoamericana.

sin testigo por parte del cliente, lo cual obviamente influye en el costo del equipo, ya que el fabricante tendrá que hacer toda la prueba a horas determinadas y con ajuste y calibración de todos los aparatos en presencia del inspector.

Antes de proceder a la prueba de funcionamiento deberá tenerse cuidado de inspeccionar lo siguiente:

- 1) Alineamiento de bomba y motor.
- 2) Dirección de rotación.
- 3) Conexiones eléctricas.
- 4) Aberturas piezométricas.
- 5) Estoperos y sistemas de lubricación.
- 6) Claro entre los anillos de desgaste.
- 7) Todos los pasajes del líquido.

Además, se debe haber efectuado la prueba hidrostática antes del ensamble.

PRUEBA HIDROSTATICA

La prueba hidrostática consiste en someter a una presión determinada una pieza que va a estar en contacto con un líquido a presión por un lado y por el otro a la presión atmosférica.

En este caso se encuentran las carcasas, cabe-

zas de succión, etc., las que deberán ser probadas, pero no así los impulsores ni los tazones de una bomba de pozo profundo los cuales van ahogados.

La prueba se efectúa introduciendo agua a presión y manteniéndola durante un tiempo determinado según cada tipo de bombas.

Una regla general es someter las piezas al doble de la presión de operación por un espacio de tiempo que pueda llegar hasta 30 minutos. Es lógico que si hay una fuga, esta aparece inmediatamente.

Para presiones pequeñas de pruebas (hasta 100 lb/pulg²) pueden usarse sistemas hidroneumáticos, pero para presiones mayores se usan pequeñas bombas reciprocantes que introducen agua a grandes presiones sin el peligro que produce la compresibilidad del aire.

La detección de la fuga es visual y las piezas deberán ser arregladas de acuerdo con buenas prácticas de ingeniería, probadas de nuevo o si no rechazadas definitivamente.

Tanto en las pruebas de funcionamiento como en las hidrostáticas deberá llevarse un registro de dichas bombas.

PRUEBAS DE CAPACIDAD

El gasto que proporciona una bomba puede ser determinado por:

	<i>Medidores</i>	<i>Ejemplo</i>
a) Medidores por peso	{	cinéticos Venturi
b) Medidores por volumen		geométricos válvulas
		cinético-geométrico vertedores
c) Medidores específicos		por velocidad molinetes especiales

En un laboratorio de pruebas de bombas centrífugas los medidores más usados son los cinéticos (Venturi, tobera, orificio).

El Venturi consiste en una reducción cónica en la tubería con un ensanchamiento posterior. La diferencia de áreas provoca una diferencia de velocidades y de presiones, encontrándose el gasto a partir de ellas según la fórmula:

$$Q = C \frac{A_2 (\text{garganta})}{\sqrt{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4}} \cdot \sqrt{2gh}$$

h = Diferencia de presiones

La valuación de la constante C depende de la relación de áreas y del número de Reynolds.

Por esta razón cada Venturi debe venir calibrado de la fábrica y con una curva que puede convertirse en una recta en un papel logarítmico. Las fórmulas son de este tipo (en sistema inglés):

$$Q_{(gpm)} = KV \sqrt{\text{pulg. de Hg}}$$

Es decir, que basta con leer la presión diferencial expresada en pulgadas de mercurio para obtener el gasto que pasa por la tubería.

La exactitud obtenida con tubos Venturi bien maquinados y calibrados es de ±1 por ciento. En un laboratorio de pruebas deberá tenerse una batería de dichos tubos con el objeto de cubrir la gama de gastos deseada.

Medición por medio de boquillas. Este procedimiento es similar al anterior y consiste en intercalar en la tubería una boquilla abocinada que aumenta la velocidad del líquido al reducir el área hidráulica. Es mucho más económico pero menos exacto que el Venturi. Existen boquillas estándar diseñadas por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) con las cuales pueden obtenerse exactitudes razonables. La fórmula es enteramente similar a la del Venturi cambiando únicamente los coeficientes.

Medición por medio de placa de orificio. El método menos exacto pero más sencillo de todos consiste en intercalar una placa de orificio entre dos bridas de una tubería; se usa ampliamente en el campo. El orificio debe calibrarse previamente y, desde luego, su exactitud es menor.

Métodos por peso y volumen. Para la prueba de bombas pequeñas, o bien en ciertas instalaciones donde se carece de medidores específicos, se puede usar el método más elemental que consiste en tomar el tiempo que una bomba tarda en llenar cierto volumen. Puede hacerse también por peso.

Es un método simple pero inadecuado para un laboratorio de pruebas en donde se requiere

poder variar rápidamente los gastos y poder determinar varios puntos de la curva característica.

Método de campo. Hay algunos métodos sumamente rudimentarios para medir el gasto, que consisten en la medición por medio de escuadras que determinan lo que baja el chorro líquido de su nivel superior de salida. Existen escuadras especialmente fabricadas para el caso.

CARGAS

La unidad de medición de carga es el metro en el sistema métrico y el pie en el sistema inglés, a los cuales deberán referirse todas las lecturas de presión tomadas, bien sea en Kg/cm² o lb/pulg².

Para agua:

$$1 \text{ lb/pulg}^2 = 2,31 \text{ pies de agua}$$

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 10 \text{ metros de agua}$$

Es importante referir la carga a unidades de longitud, pues sólo en esa forma la carga proporcionada por la bomba será igual, sea cual fuere el líquido manejado.

La línea de referencia para la medición de cargas en bombas centrífugas horizontales es la línea de centros, mientras que en las verticales debe considerarse el ojo del impulsor del primer paso.

Por otra parte, como es sabido, la carga total de una bomba está compuesta por la carga de succión y la carga de descarga. Estas, a su vez, están compuestas por cargas estáticas, presiones, pérdidas dinámicas, etc.

Medición de cargas. Para medir la carga deberán tenerse en cuenta los siguientes factores:

1. Debe asegurarse que exista un flujo constante. Por ello la presión deberá tomarse en una sección de tubo de área constante y que esté de 5 a 10 diámetros alejado de cualquier válvula, codo, etc.

2. Deberán hacerse cuatro orificios equidistantes conectados por un anillo que iguale las presiones y en el cual se tomarán las lecturas.

3. Los orificios deberán ser perpendiculares a la pared del tubo.

4. El orificio deberá ser de $\frac{1}{8}$ " a $\frac{1}{4}$ " (3 a 6 mm) de diámetro y de una longitud igual o doble del diámetro.

5. Las puntas del orificio deberán ser redondeadas.

6. Deberán proveerse válvulas de control y drenaje.

7. Todas las conexiones deberán ser hechas de tal manera que no haya fugas.

Instrumentos usados para la medición de cargas. Los instrumentos usados para la medición de cargas son: manómetros, vacuómetros, tubos diferenciales de agua y tubos diferenciales de mercurio.

Los manómetros y vacuómetros son del tipo Bourdon y deben ser calibrados con aparatos especiales para asegurar su exactitud.

Los vacuómetros se usarán solamente en el caso de bombas que trabajen con carga negativa de succión.

Exactitudes y tolerancias. Los instrumentos anteriores dan la exactitud necesaria para los fines de bombas comerciales y la tolerancia con respecto a la carga puede llegar, según las especificaciones de cada caso, hasta un 2 por ciento.

Pruebas de supresión (Carga neta positiva de succión). La carga neta positiva de succión (CNPS) requerida para la bomba es la energía mínima con la cual el líquido debe llegar a la bomba, de tal manera que si la CNPS disponible en el sistema es menor que ella, la bomba no trabaja adecuadamente debido principalmente a que esta empieza a cavitarse.

Estas pruebas consisten en determinar dichos valores por medio de estrangulamiento en la línea de succión, o bien variando el nivel del líquido en la succión.

MEDICION DE LA VELOCIDAD

- a) La medición de la velocidad puede ser hecha por medio de tacómetros de diversos tipos o por métodos estroboscópicos.

b) Deberán tomarse dos o tres lecturas para obtener una lectura promedio.

c) Los aparatos deberán ser inspeccionados y calibrados periódicamente.

d) Cuando las pruebas se hagan a velocidad diferente de la de operación, deberán hacerse correcciones según las fórmulas siguientes:

1) Gasto

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

2) Carga

$$H_2 = H_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

3) Potencia

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

4) Carga neta positiva de succión (CNPS)

$$H_{sv2} = h_{sv1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$$

En las fórmulas anteriores:

- Q_2 = Gasto a la velocidad de trabajo
- Q_1 = Gasto a la velocidad de prueba
- H_2 = Carga a la velocidad de trabajo
- H_1 = Carga a la velocidad de prueba
- P_2 = Potencia a la velocidad de trabajo
- P_1 = Potencia a la velocidad de prueba
- h_{sv2} = CNPS a la velocidad de trabajo
- h_{sv1} = CNPS a la velocidad de prueba
- n_2 = velocidad de trabajo normal
- n_1 = velocidad de prueba

POTENCIA

Para medir la potencia que se está suministrando a la bomba se necesita conocer la potencia en la flecha del motor. Esta se puede determinar directamente por medio de un dinamómetro o bien indirectamente por medio de un vatímetro trifásico, que indique la potencia eléctrica que consume el motor, la cual será afectada por el valor de la eficiencia que indique la curva certificada del fabricante del motor. Este segundo método es el más usado y lo ideal en un laboratorio de pruebas es tener un lote de motores calibrados para fines de prueba exclusivamente.

Eficiencia de la bomba. Para encontrar la eficiencia de la bomba dada por:

$$\eta = \frac{\text{Potencia entregada (hidráulica)}}{\text{Potencia recibida (mecánica)}}$$

y una vez conocida la potencia mecánica recibida interesa determinar la potencia hidráulica de la bomba.

La potencia está dada por la relación:

$$P = Q \gamma H$$

que dependiendo de los diferentes sistemas toma la forma:

$$P_{(HP)} = \frac{Q_{(\text{Galones/minuto})} H_{(\text{pies})}}{3.960}$$

$$P = \frac{Q_{(\text{litros/seg})} H_{(\text{metros})}}{75}$$

De esta manera se puede determinar por cálculo la eficiencia total de una bomba centrífuga, que varía entre 40 y 90%, según su velocidad específica.

BOMBAS DE GRAN CAPACIDAD

Cuando se tienen bombas muy grandes que tienen que ser probadas y que por su tamaño o bien por la potencia de su motor hiciesen imposible efectuar la prueba con el equipo disponible, puede recurrirse a dos tipos de pruebas:

- a) Pruebas a velocidad reducida.
- b) Pruebas con modelos a escala.

El segundo método es sumamente costoso ya que exige construir a escala toda la bomba con una estricta similitud. Esta práctica es muy usada para turbinas y también para bombas extraordinariamente grandes.

Los resultados obtenidos en el modelo son transportados por relaciones homológicas al prototipo.

Sin embargo, para bombas de alimentación de agua potable es más común probar las bombas en su tamaño original pero a velocidad reducida y hacer las conversiones vistas anteriormente.

En pruebas a velocidad reducida, las pérdidas relativas de potencia en chumaceras y estoperos son mayores para bombas pequeñas. Las pérdidas por fricción pueden ser también relativamente mayores cuando el número de Reynolds

se reduce. Esto puede afectar en bombas pequeñas de baja velocidad específica.

Resumiendo, si la diferencia de velocidades no es muy grande puede suponerse que la eficiencia permanece constante.

Puede, por último, darse el caso aunque es muy poco común, que las bombas tengan que probarse a velocidad mayor, para lo cual se observarían cosas inversas a lo establecido anteriormente.

En México son comunes las pruebas a velocidades diferentes de operación, debido a las diferencias en las frecuencias de los distintos sistemas eléctricos de la República.

TIPOS DE LABORATORIOS DE PRUEBAS EN FABRICAS

Existen tres tipos principales de laboratorios:

1. Laboratorio con carga positiva de succión.
2. Laboratorio con carga negativa de succión.
3. Laboratorio con bombas alimentadoras.

El laboratorio con carga positiva consiste, esencialmente, de un tanque cerrado que contiene un volumen de líquido que puede ser regulado en cuanto a presión y gasto. Evita el problema del cebado pero presenta problemas en la prueba de bombas grandes y en bombas de pozo profundo.

El de carga negativa es en sí un pozo donde se introduce la tubería de succión de la bomba, la cual se encuentra colocada sobre el pozo trabajando siempre con succión, no así las bombas de pozo profundo que quedan ahogadas. Se descarga en el mismo pozo pero este debe tener una mampara con paso del agua por abajo, lo cual ayuda a reducir las turbulencias del agua manejada en el circuito cerrado.

En las instalaciones del tercer tipo existen bombas alimentadoras, llamadas en inglés "booster pumps", las cuales alimentan una batería de Venturi, controlándose así el gasto que pasa por la bomba que se prueba. Es de hecho un sistema de carga positiva y posee una buena regulación.

SUMARIO DE DATOS NECESARIOS PARA BOMBAS QUE VAN A SER PROBADAS

Generalidades

1. Nombre del cliente _____
2. Localización de la planta _____
3. Elevación sobre el nivel del mar _____
4. Tipo de servicio _____

Bomba

1. Nombre del fabricante _____
2. Designación de la bomba _____
3. Número de serie _____
4. Disposición { Horizontal _____
Vertical _____
5. Succión { Simple _____
Doble _____
6. Número de pasos _____
7. Diámetro de succión _____
8. Diámetro de descarga _____

Transmisión

1. Nombre del fabricante _____
2. Tipo _____
3. Número de serie _____
4. Relación de transmisión _____
5. Eficiencia _____

Elemento matriz

1. Nombre del fabricante _____
2. Número de serie _____
3. Tipo { Motor _____
Turbina _____
Otro _____
4. Potencia nominal _____
5. Velocidad _____
6. Características (voltaje, frecuencia, etc.) _____
7. Curva de calibración _____

Condiciones de operación

1. Líquido bombeado _____
2. Peso específico _____
3. Viscosidad a la temperatura de bombeo _____
4. Temperatura _____
5. Presión de vaporización _____
6. Gasto _____
7. Carga de succión { Positiva _____
Negativa _____
8. Carga neta positiva de succión _____
9. Carga total de descarga _____
10. Carga total _____
11. Potencia hidráulica _____
12. Eficiencia _____
13. Potencia al freno _____
14. Velocidad _____

Información de la prueba**Generalidades**

1. Lugar de la prueba _____
2. Fecha _____
3. Probada por _____
4. Testificada por _____

Gasto

1. Método de medición _____
2. Medidor (marca y serie) _____
3. Curva de calibración _____

Carga

1. Medidor en la succión (marca y serie) _____
2. Curva de calibración _____
3. Medidor en la descarga (marca y serie) _____
4. Curva de calibración _____

Potencia

1. Método de medición _____
2. Marca y número de serie del instrumento _____
3. Curva de calibración _____

Velocidad

1. Método de medición _____
2. Marca y número de serie del instrumento _____
3. Curva de calibración _____

ILUSTRACION NUMERICA DEL CASO DE UNA PRUEBA

Para terminar se ilustrará numéricamente el caso de una prueba, así como el de los registros tomados en el transcurso de la misma y la hoja de cálculos necesarios para determinar la curva de operación de la bomba, certificando que se cumplen las condiciones.

Información de la prueba

- 1. Lugar de la prueba México, D. F.
- 2. Fecha 18 de diciembre de 1963
- 3. Probada por Ing. Javier Fuentes
- 4. Testificada por Ing. Leonardo González

Gasto

- 1. Método de medición Venturi 6"
- 2. Marca y serie VenMex-2374
- 3. Curva de calibración V-178

Carga

- 1. Medidor en la succión Vacuómetro
- 2. Curva de calibración C-37
- 3. Medidor en la descarga Manómetro de 57 lb/pulg² (4 Kg/cm²)
- 4. Curva de calibración C-121

Potencia

- 1. Método de medición Vatímetro trifásico
- 2. Marca y número de serie Weston-1727-A
- 3. Curva de calibración H-37

Velocidad

- 1. Método de medición Tacómetro
- 2. Serie 2174
- 3. Curva de calibración Ajustado

Información del equipo a ser probado

- Tipo de bomba 5-BP-13
- Número de serie M-30584
- Disposición Horizontal
- Succión Simple
- Número de impulsores Uno
- Diámetro del impulsor 12-³/₈"
- Diámetro de succión 12"
- Diámetro de descarga 5" con ampliación en la tubería a 6"
- Tipo de transmisión Directa por medio de flecha flexible
- Elemento motriz Motor eléctrico 25 HP 6 polos 220-440 voltios 3 fases Serie 12584-33 Curva M-3217

La disposición de la bomba, tuberías y elementos de medición se muestran en la figura 54.

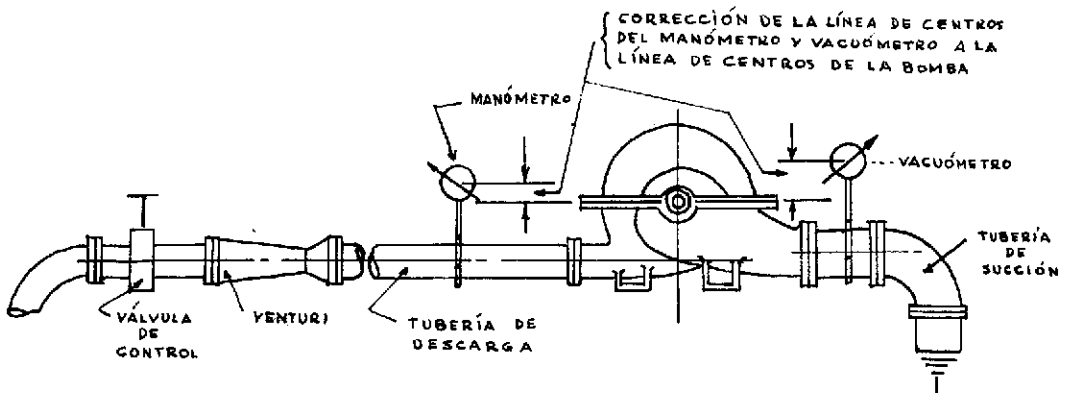


Fig. 54. Disposición de las instalaciones para la prueba.

La variación necesaria en una de las características de la bomba para poder obtener la curva se hará variando el gasto a través de la válvula de control.

Se tomarán entonces en la prueba los dife-

rentes valores diferenciales de presión (generalmente en columna de mercurio) y se harán las lecturas de presión, succión, potencia y velocidad tal como se puede ver en el ejemplo siguiente.

CUADRO 8—Hoja de pruebas

No.	Capacidad "Hg		Total	Descarga lbs/pulg ²	Succión "Hg	Lectura * Wat. × 40 = KW	Velocidad rpm	Observaciones
	+	-						
1	0	0	0	21,2	2,75	0,147	995	
2	0,5	0,5	1,0	19,1	2,76	0,175	990	
3	1,0	1,0	2,0	17,7	2,77	0,198	990	
4	1,8	1,8	3,6	16,4	2,78	0,215	985	
5	2,9	2,7	5,6	14,5	2,79	0,231	980	
6	4,1	3,9	8,0	12,8	2,85	0,246	980	

* Factor del vatímetro: 40

Observaciones

1) En este caso hay poca variación en la succión debido a que la carga estática permanece constante y las pérdidas de fricción en una tubería de 12" son casi despreciables.

2) El factor del vatímetro depende de las relaciones de los transformadores de corriente y potencial.

3) La velocidad va disminuyendo conforme aumenta la carga por tratarse de un motor de inducción.

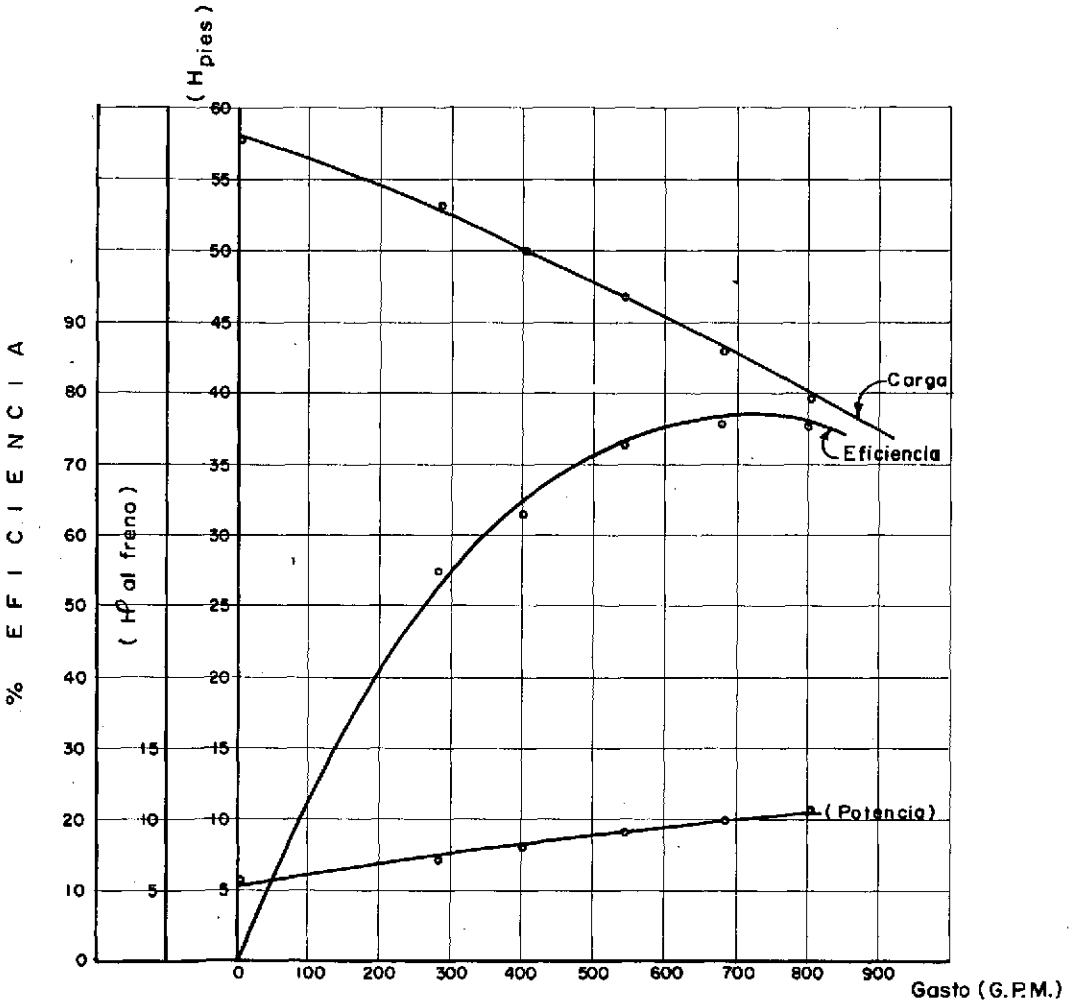
CUADRO 9—Hoja de cálculos

Lectura Número	1	2	3	4	5	6
Lectura diferencial Venturi ("Hg).....	0,0	1,0	2,0	3,6	5,6	8
Gasto equivalente (gpm = 287 √"Hg).....	0	287	406	544	679	811
Diferencia en cargas velocidad (pies).....	0	0,157	0,316	0,568	0,88	1,26
Lectura manométrica (lb/pulg ²).....	21,2	19,1	17,7	16,4	14,5	12,8
Lectura manométrica corregida según curva... 21,7	19,6	18,2	16,9	15,0	13,2	
Conversión a pies (H(pies) = P (lb/pulg ²) × 2,31).....	50	45,2	42,0	39,0	34,6	30,5
Corrección de esta altura por localización del manómetro.....	4,72	4,72	4,72	4,72	4,72	4,72
Carga total de descarga (H _p + H _v).....	54,72	50,08	47,04	44,29	40,2	36,5
Lectura vacuómetro ("Hg).....	2,75	2,76	2,77	2,78	2,79	2,8
Corrección por altura del vacuómetro.....	—	—	—	—	—	—
Carga total succión en pies.....	3,13	3,13	3,13	3,13	3,13	3,13
Carga total (carga succión + carga descarga) .	57,85	53,21	50,17	47,42	43,33	39,61
Potencia de agua $\frac{Q_{(gpm)} \times H_{(pies)}}{3960}$	0	3,86	5,14	6,52	7,42	8,11
Lectura vatímetro.....	0,147	0,175	0,198	0,215	0,231	0,246
KW (lectura × factor (40)).....	5,88	7,00	7,92	8,60	9,24	9,84
HP (HP = KW × 1,34).....	7,88	9,38	10,6	11,5	12,4	13,2
Eficiencia del motor.....	0,70	0,75	0,77	0,78	0,79	0,81
HP al freno en la flecha (HP × η).....	5,51	7,03	8,16	9,0	9,8	10,7
Eficiencia = $\frac{\text{Potencia hidráulica}}{\text{Potencia eléctrica}}$	0	55%	63,1	72,4	75,7	75,8

Rigurosamente deben convertirse todos los valores a una sola velocidad usando las ecuaciones de homología ya vistas.

En la figura 55 se muestra la curva de operación para la bomba probada.

CURVA DE OPERACION



Bomba 5BP-13	Serie M-30584	Diámetro 12 5/8	50 ciclos 6 polos	18 Dic. 1963	Aprobada
--------------	---------------	-----------------	----------------------	--------------	----------

Fig. 55. Curva de operación.

CAPITULO 4

Motores eléctricos

ROBERTO RINCON C. *

CONTENIDO

Generalidades
Corrientes alternas
Motores de inducción
Motor síncrono

Carcasa, cojinetes y aislamiento
Voltajes comerciales
Dispositivos de protección de arranque y parada

La finalidad de esta breve exposición sobre motores eléctricos de corriente alterna es tratar de situar al ingeniero civil en una posición tal que le permita juzgar, de acuerdo con las características y propiedades de los diferentes tipos de motores, cuál de estos es el más apropiado para acoplarlo a sus múltiples y muy variadas necesidades, considerando, por supuesto, las características del circuito de corriente alterna de donde se vaya a tomar la energía.

También se pretende mostrar los inconvenientes que ocasiona el uso de un bajo factor de potencia y las precauciones que se deben tomar para no perjudicar las instalaciones vecinas. Además, conviene que el ingeniero civil tenga una idea bien formada de los diferentes tipos comerciales de corriente alterna que existen y de las instalaciones que hay que hacer. Debido a que no siempre se dispone del tipo adecuado de corriente eléctrica, en algunas circunstancias serán necesarias instalaciones auxiliares, ya sean patios de transformadores o subestaciones, según el caso.

Se estima importante que el ingeniero civil tenga nociones sobre el mantenimiento de máquinas eléctricas, y que esté capacitado para juzgar tanto su buen funcionamiento como los desperfectos que puedan ocurrir, aun bajo funcionamiento normal, en los momentos de arranque o parada de una o varias máquinas. Nunca se podrá hacer demasiado hincapié en el conocimiento de los dispositivos para proteger tanto la máquina como la instalación misma, y las precauciones personales que se deben tomar para evitar accidentes graves.

Para poder entender el funcionamiento de los motores y sus propiedades, es necesario conocer las características y el comportamiento de las corrientes alternas, los diferentes tipos de estas y sus ventajas. Así, pues, se expondrá brevemente la teoría de las corrientes alternas, y se incluirá, asimismo, un resumen de los fenómenos eléctricos y magnéticos en que se basan dichas corrientes.

GENERALIDADES

* Investigador del Instituto de Ingeniería, Sección de Hidráulica, Universidad Nacional Autónoma de México; Profesor de Laboratorio de Hidráulica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México.

Electricidad. De acuerdo con la teoría de la constitución de la materia, se sabe que la porción más pequeña de esta que puede existir

con todas las propiedades físicas y químicas inherentes a ella es el átomo. En la naturaleza existen 102 átomos diferentes, o elementos simples, de los que se suponen constituidas todas las sustancias existentes.

De acuerdo con Niels Bohr, un átomo está constituido, fundamentalmente, por partículas subatómicas de tres clases: protones, electrones y neutrones. Los protones y los neutrones forman un conjunto estrechamente unido que constituye el núcleo del átomo y que lo caracteriza esencialmente. Los electrones giran en órbitas circulares o elípticas alrededor del núcleo semejando un sistema planetario, según se ilustra en la figura 56.

Las masas de protones y neutrones son aproximadamente iguales. Cada una de ellas es 1.800 veces mayor que la masa del electrón, por lo que la masa de un átomo se considera prácticamente concentrada en el núcleo. Además, se sabe que entre los protones y los electrones existen fuerzas de atracción mutua, semejantes a las gravitacionales. Estas fuerzas se explican en base a adjudicar a dichas partículas una propiedad llamada *electricidad* o *carga eléctrica*. La gran diferencia entre las eléctricas y las gravitacionales estriba en que en las atómicas se ejercen fuerzas de atracción entre el protón y el electrón y de repulsión entre protones o entre electrones.

Aparecen así dos clases diferentes de cargas eléctricas, designadas arbitrariamente *positiva*

(la de los protones) y *negativa* (la de los electrones).

Todos los protones tienen exactamente la misma carga positiva y todos los electrones la misma carga negativa. Además, un átomo que contiene igual número de protones que de electrones no manifiesta carga alguna, por lo que la carga de un protón y la de un electrón, aunque son de signo opuesto, tienen el mismo valor.

Puesto que no se han observado cargas menores que las de un protón o un electrón, estas representan la unidad natural de carga.

Cuando por alguna causa un átomo pierde un electrón, se desbalancea y manifiesta carga positiva; si por el contrario admite un electrón, entonces manifiesta carga negativa. A estos átomos se les llama *ion positivo* e *ion negativo*, respectivamente, y a los electrones que pasan de un átomo a otro, *electrones libres*. Las fuerzas de atracción o de repulsión ejercidas entre las partículas subatómicas y que dependen de la distancia entre ellas, son las que caracterizan a la electricidad. Existen también entre estas partículas otras fuerzas que dependen de sus movimientos relativos y que dan origen a los fenómenos magnéticos. Así, pues, se puede considerar que la electricidad y el magnetismo no son dos fenómenos distintos sino más bien afines; de ahí que las corrientes eléctricas en un conductor den origen a campos magnéticos y viceversa. En un campo magnético donde se mueve un conductor, se genera una corriente eléctrica.

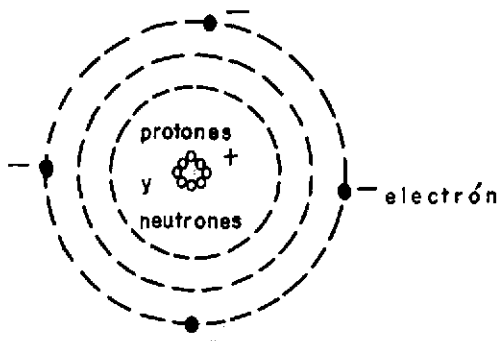


Fig. 56. Esquema representativo de la configuración atómica, según Niels Bohr.

Electrostática. Fundamentalmente existen dos clases de sustancias cuyas propiedades eléctricas dependen exclusivamente de su estructura atómica: a) Aquellas en que los electrones de sus órbitas periféricas no están fuertemente adheridos por la acción del núcleo y que pueden ser fácilmente separados del mismo átomo por la acción de un agente externo, se llaman *conductores de la electricidad*. b) Aquellas en que los electrones están fuertemente adheridos a sus órbitas de tal forma que es muy difícil

separarlos del átomo, reciben el nombre de *aisladores o dieléctricos*.

Gracias a esta propiedad de la materia es posible controlar la electricidad y aplicarla a los múltiples usos de la vida moderna.

Ley de Coulomb. La fuerza de atracción o de repulsión que se ejerce entre dos cuerpos cargados de electricidad es directamente proporcional al producto de las cargas de dichos cuerpos, e inversamente proporcional al cuadrado de la distancia entre ellas. Esta relación se expresa por la ecuación:

$$F = K \frac{q_1 \times q_2}{r^2} \quad (4.1)$$

En la ecuación 4.1, q_1 y q_2 representan las cargas correspondientes de los cuerpos; r es la distancia entre las cargas, y K es una constante que depende del medio que separa a los conductores y del sistema de unidades que se use.

Campo eléctrico. Cuando un conductor se carga de una cantidad determinada de electricidad, los efectos de atracción o repulsión sobre otras cargas se dejan sentir en una zona que rodea al conductor y que recibe el nombre de *campo eléctrico o electrostático*. La intensidad de la fuerza de atracción o repulsión que el conductor ejerce sobre dichas cargas depende de la cantidad de electricidad que posea. Así, se define como *intensidad del campo eléctrico* la fuerza que este ejerce sobre la unidad de carga (estando esta situada dentro de dicho campo), y se indica, en general, con la letra E .

Se define como potencial de un cuerpo cargado eléctricamente, el trabajo que hay que realizar para traer a la unidad de carga desde el infinito hasta el cuerpo mismo. Esta manera de ver el potencial no es de uso práctico, por lo que normalmente se utiliza el concepto de *diferencia de potencial*, que viene a representar el trabajo que hay que realizar para llevar la unidad de carga de un nivel equipotencial a otro dentro del campo, y que se indica con la letra V .

Por la misma propiedad del campo se demuestra que este trabajo es independiente del camino

recorrido, por lo que se tiene:

$$V = E \times d \quad (4.2)$$

siendo d la distancia entre los niveles equipotenciales y E la intensidad del campo.

Se ha observado que si a un conductor aislado se le carga sucesivamente de cantidades dos, tres, etc., veces mayores de electricidad, el potencial aumenta dos, tres, etc., veces más. Esto significa que la carga es proporcional al potencial del conductor y se puede expresar por la ecuación:

$$Q = C \times V \quad (4.3)$$

donde Q representa la carga del conductor, V el potencial y C es una constante que depende de las dimensiones y forma del conductor y que recibe el nombre de capacidad del conductor.

Ahora bien, si a este cuerpo cargado de electricidad se le acerca otro cuerpo aislado, dependiendo del tipo de carga (+ ó -) con la que esté cargado aquél, atraerá o repelerá a los electrones del cuerpo aislado y por lo tanto este adquirirá una carga igual de electricidad. Este fenómeno, que consiste en una descompensación temporal de los átomos del conductor, y que se debe al efecto que produce el campo electrostático del cuerpo cargado, recibe el nombre de *inducción electrostática*, que desaparece al retirar el cuerpo en cuestión.

Condensadores. Considérese un cuerpo conductor aislado de capacidad C y cárguese con una cantidad de electricidad tal que su potencial es V . La carga del cuerpo conductor está dada por la ecuación 4.3. Si se le acerca a este cuerpo otro cuerpo conductor, se puede probar que a medida que este último se va acercando, el potencial del primero disminuye. Esto significa que la capacidad C del conjunto ha aumentado, puesto que la carga Q ha permanecido invariable; por lo tanto, si se llama C' y V' a las nuevas condiciones se tiene:

$$Q = C \times V = C' \times V' \quad (4.4)$$

Es más, si entre los dos conductores se interpone un cuerpo dieléctrico, la capacidad aumenta y disminuye nuevamente el potencial.

Si se quiere volver de nuevo a las condiciones originales de potencial es necesario aumentar la carga del condensador. A esta propiedad que tiene el sistema así formado se llama *capacitancia*, y al conjunto formado por los cuerpos conductores y el cuerpo dieléctrico se denomina *condensador*.

En la práctica, un condensador está formado por dos placas metálicas entre las cuales se coloca un dieléctrico o cuerpo aislador.

Los condensadores se pueden interconectar para formar un condensador equivalente de tres formas diferentes: en serie, en paralelo o mixtos.

Condensadores en serie. Sean C_1, C_2, \dots, C_n las capacidades de N condensadores, conectados uno a continuación del otro, donde los extremos del primero y el último están sometidos a una diferencia de potencial V , según se ilustra en la figura 57.

La capacidad equivalente es tal que:

$$Q = V \times C \quad (4.3)$$

Si se analiza cualquiera de los condensadores, se puede ver que la carga que puede admitir es la misma que los demás e igual a Q , pues forman entre sí sistemas aislados. Por lo tanto:

$$V_1 = \frac{Q}{C_1}, V_2 = \frac{Q}{C_2}, \dots, V_n = \frac{Q}{C_n} \quad (4.5)$$

pero:

$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n \quad (4.6)$$

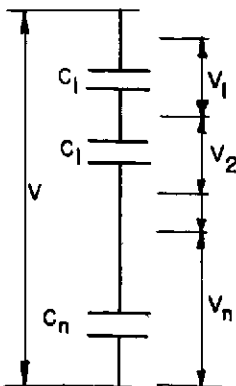


Fig. 57. Condensadores dispuestos en serie.

por lo que:

$$\frac{Q}{C} = \frac{Q}{C_1} + \frac{Q}{C_2} + \dots + \frac{Q}{C_n} \quad (4.7)$$

de donde:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n} \quad (4.8)$$

o sea que el recíproco de la capacidad equivalente del sistema es igual a la suma de los recíprocos de las capacidades de cada condensador.

Condensadores en paralelo. Sean C_1, C_2, \dots, C_n las capacidades de N condensadores conectados en tal forma que los terminales de todos ellos están conectados a un mismo conductor (fig. 58). Todos los conductores están sometidos a la misma diferencia de potencial V . La capacidad equivalente del sistema es tal que $Q = V \times C$, y las cargas correspondientes a cada condensador serán:

$$Q_1 = C_1 V, Q_2 = C_2 V, \dots, Q_n = C_n V \quad (4.9)$$

por lo tanto:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (4.10)$$

$$CV = (C_1 + C_2 + \dots + C_n) V \quad (4.11)$$

de donde:

$$C = C_1 + C_2 + \dots + C_n \quad (4.12)$$

es decir, que la capacidad equivalente del sistema es igual a la suma de las capacidades de los condensadores.

Corriente eléctrica. Sea un cuerpo conductor de longitud cualquiera, cuyos extremos están conectados a los polos o terminales de una fuente de energía eléctrica (que por lo pronto no se especificará). Admitase que esta fuente es capaz de producir tal diferencia de potencial entre sus extremos que saca a los electrones libres de los átomos del conductor (fig. 59).

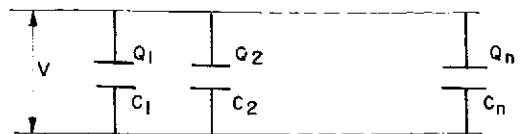


Fig. 58. Condensadores dispuestos en paralelo.

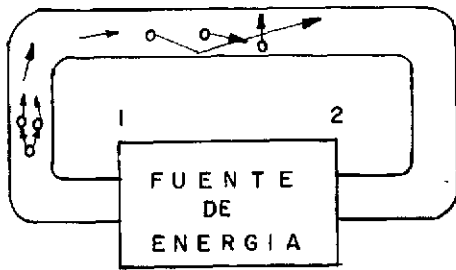


Fig. 59. Fuente de energía eléctrica y cuerpo conductor.

Suponiendo que el extremo 1 en la figura 59 es el nivel superior y el 2 el inferior, en un principio los electrones del extremo 2 pasarán a suplir a los del extremo 1 y los de este último irán desplazando sucesivamente a los de los niveles sucesivos hasta llegar al extremo 2. De esta forma se vuelve a repetir el fenómeno. Este flujo de electrones recibe el nombre de *corriente eléctrica*.

De lo anterior se deduce que:

1. La fuente de energía no ha creado a los electrones, únicamente los ha puesto en movimiento.
2. La cantidad de electrones en movimiento depende de la naturaleza del conductor.
3. La cantidad de electrones en movimiento también depende de la diferencia de potencial de la fuente de energía.

Circuitos eléctricos. Un sistema compuesto de una fuente de energía y de una serie de conductores dispuestos uno a continuación del otro, partiendo de uno de los terminales de la fuente de energía al otro se denomina *circuito eléctrico*.

Si el circuito está abierto, a la diferencia de potencial entre los terminales de la fuente de energía se le llama *fuerza electromotriz (f.e.m.)*. Esta es la diferencia de potencial máxima que puede existir, ya que en esta forma queda fuera del circuito la resistencia interna de la misma fuente y representa en sí una pérdida.

Si el circuito está cerrado, a la diferencia de potencial entre dos puntos cualesquiera del circuito se le llama *voltaje*.

Resistencia eléctrica. Cuando un conductor se conecta a un circuito cerrado, este es recorrido por una corriente eléctrica cuya magnitud depende de la naturaleza misma del conductor. Se ha observado que para establecer la corriente eléctrica a través del circuito se efectúa una pérdida de voltaje a lo largo de aquél, que se manifiesta en una elevación de la temperatura del conductor. A la oposición que presenta el conductor al paso de la corriente se le llama *resistencia del conductor*.

En resumen, se puede decir que se han definido tres magnitudes características propias de un circuito:

1. Diferencia de nivel eléctrico, que se denomina voltaje.
2. Corriente eléctrica o flujo eléctrico, que es el número de cargas eléctricas que pasan a través de una sección cualquiera del conductor.
3. Resistencia eléctrica, que es la oposición que presenta un conductor al paso de la corriente.

Ley de Ohm. George Simon Ohm encontró que entre las tres magnitudes mencionadas existe una relación sencilla que se puede expresar como sigue:

La intensidad de la corriente que circula por un conductor es directamente proporcional a la diferencia de potencial entre sus extremos e inversamente proporcional a la resistencia del mismo. Matemáticamente esta ley se expresa:

$$I = \frac{V}{R} \quad (4.13)$$

siendo I la intensidad de la corriente, V la diferencia de potencial o voltaje, y R la resistencia del conductor.

Agrupamiento de los conductores. Existen fundamentalmente dos formas de agrupamiento de los conductores en un circuito: a) conductores en serie y b) conductores en paralelo. La combinación de los dos tipos da origen a un sistema mixto, pero que se calcula en base a los dos anteriores (a y b).

Conductores en serie. Cuando en un circuito los conductores se colocan uno a continuación del otro, se dice que están conectados en serie.

Sean los conductores de resistencias R_1, R_2, \dots, R_n conectados en serie y sujetos a una diferencia de potencial V entre los extremos del circuito (véase la figura 60). Por continuidad, la corriente que circula a través de aquéllos es la misma y su magnitud vale I .

De acuerdo con la ley de Ohm:

$$V = IR = I(R_1 + R_2 + \dots + R_n) \quad (4.14)$$

de donde:

$$R = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (4.15)$$

Luego la resistencia equivalente del circuito es igual a la suma de la resistencia de los conductores que lo componen.

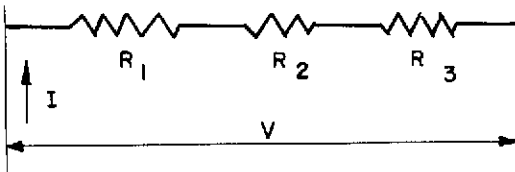


Fig. 60. Disposición de conductores en serie.

Conductores en paralelo. Cuando en un circuito todos los conductores están conectados de manera que uno de los extremos de cada uno de ellos se conecta a un punto del circuito y los otros extremos a otro punto, se dice que están conectados en paralelo (fig. 61).

Sean N conductores de resistencias R_1, R_2, \dots, R_n conectados en paralelo y sujetos a una diferencia de potencial V entre sus extremos.

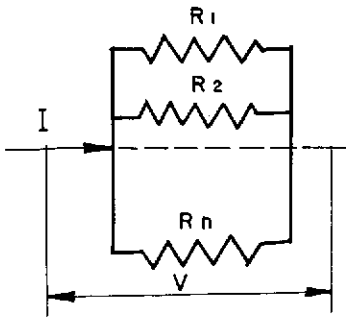


Fig. 61. Disposición de conductores en paralelo.

De acuerdo con la ley de Ohm, por cada uno de los conductores circulará una corriente I_1, I_2, \dots, I_n , de tal forma que por continuidad se tiene:

$$I = I_1 + I_2 + \dots + I_n \quad (4.16)$$

$$I = \frac{V}{R} = \frac{V}{R_1} + \frac{V}{R_2} + \dots + \frac{V}{R_n} \quad (4.17)$$

de donde:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (4.18)$$

Luego el recíproco de la resistencia equivalente del circuito es igual a la suma de los recíprocos de cada una de las resistencias de los conductores que lo componen.

Para comprender mejor cómo se hacen los cálculos, se refiere al lector al Apéndice (véase pág. 131), donde se discuten, con cierta amplitud, los sistemas de unidades.

Ley de Joule. Cuando una resistencia de R ohmios es atravesada por una corriente de I amperios, aquélla se calienta. El calor desarrollado equivale a una energía de RI^2 julios por segundo, o sea una pérdida de potencia de RI^2 vatios.

Cortocircuito. Se dice que entre dos puntos de un circuito existe un cortocircuito si la resistencia que los une es muy baja; por lo tanto, por la ley de Ohm se tiene:

$$I = \frac{V}{R} \quad (4.13)$$

En la ecuación 4.13, si $R \rightarrow 0$ entonces $I \rightarrow \infty$, o simplemente I se hace muy grande; y por la ley de Joule, la cantidad de calor disipada C es:

$$C = 0,24 RI^2 \quad (4.19)$$

Esta cantidad de calor puede llegar a ser muy grande, al grado tal que puede fundir los conductores, provocar incendio y dañar los aparatos interconectados.

Leyes de Kirchhoff. Estas representan un arma poderosa para resolver redes. Son sistemas de conductores agrupados en forma tal que pueden estar alimentados por diferentes fuentes de energía o interconectados en puntos dife-

rentes. Para resolver las redes hay que presuponer un sentido de referencia tanto para las corrientes como para las fuerzas electromotrices aplicadas, de tal manera que al resolver las ecuaciones, estas dan directamente el signo de las incógnitas.

1ª Ley. En cualquier red, la suma algebraica de las corrientes que se dirigen a un punto común de varios conductores es cero:

$$\Sigma I = 0 \quad (4.20)$$

De la figura 62 se tiene:

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 = 0$$

2ª Ley. En cualquier circuito cerrado la suma de todas las fuerzas electromotrices, más las caídas de voltaje a través de las resistencias con su propio signo es cero:

$$\Sigma \text{f.e.m.'s} + \Sigma IR = 0 \quad (4.21)$$

De la figura 63 se tiene:

$$V_1 + V_2 + IR = 0$$

Magnetismo. El magnetismo está íntimamente ligado con los fenómenos eléctricos en forma tal que la existencia de unos necesariamente presupone la existencia de los otros.

Estos fenómenos se hacen sentir por la acción que ejercen ciertos minerales de fierro llamados magnetita al atraer partículas de fierro. A estos minerales se les llama imanes naturales. Existen

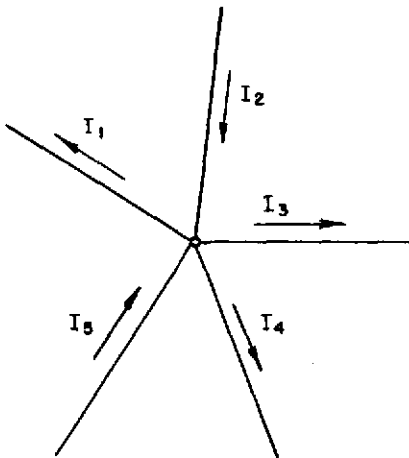


Fig. 62. Ilustración de la 1ª ley de Kirchhoff.

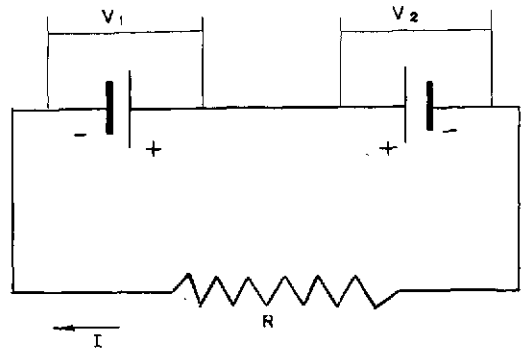


Fig. 63. Ilustración de la 2ª ley de Kirchhoff.

en la práctica dos tipos: a) los permanentes, que tienen la cualidad de retener su magnetismo indefinidamente y que son imanes de acero al alto carbón o compuestos de aleaciones de fierro, cobalto, cromo, tungsteno, aluminio, etc., y b) los de magnetismo transitorio, que dependen de la acción que ejerza sobre ellos otro imán o una corriente eléctrica; estos son de acero o fierro dulce. A los producidos por la acción de una corriente eléctrica se les llama electroimanes.

Materiales magnéticos. De todos los materiales, sólo el fierro y el acero poseen propiedades magnéticas muy pronunciadas y reciben el nombre de materiales ferromagnéticos. Otros materiales, como las aleaciones no ferrosas de cobalto y níquel, magnesio, cobre y aluminio, que poseen propiedades magnéticas pero en un grado mucho menor, se les denomina materiales paramagnéticos; por último, aquellos materiales que no poseen propiedades magnéticas o si las poseen estas son despreciables, se les llama materiales diamagnéticos.

Imanes. Cuando una pieza de fierro o acero ha sido magnetizada de alguna manera, manifiesta atracciones sobre los materiales magnéticos, localizados en los extremos de aquella, que reciben el nombre de polos del imán. Esta acción aparece en un extremo del imán y retorna por la parte externa del mismo hacia el otro extremo, cerrándose el flujo magnético por la parte interna del imán (véase la figura 64).

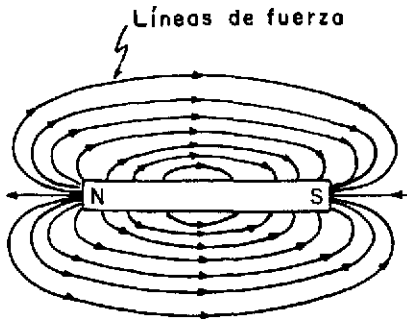


Fig. 64. Ilustración del flujo magnético en un imán.

El polo por donde emerge dicha acción se denomina arbitrariamente polo norte y por donde retorna, polo sur. Estas manifestaciones se pueden visualizar poniendo sobre un imán una hoja de papel sobre la que se esparcen limaduras de hierro. Se observa que estas se orientan siguiendo unas líneas que parten del polo norte y van al polo sur, las cuales reciben el nombre de líneas de fuerza. Estas, en el interior del imán, reciben el nombre de líneas de inducción. Toda la zona externa donde se deja sentir la acción de estos imanes se llama campo magnético.

Quando se disponen varios cuerpos magnéticos, uno a continuación de otro, dando origen a un circuito abierto o cerrado, se dice que se trata de un circuito magnético.

Acciones mutuas de dos imanes. Si se coloca un imán suspendido por su centro de gravedad, se puede observar que al acercar a uno de los polos del imán suspendido, los polos norte y sur, respectivamente, de otro imán, los polos del mismo nombre se repelen y los de nombre contrario se atraen, de ahí la existencia de las dos polaridades de los imanes.

Se llama intensidad del campo magnético en un punto cualquiera de él, a la fuerza que ejerce en ese punto el imán sobre una masa magnética igual a la unidad. La intensidad se mide en gausios y se representa por H .

Electromagnetismo. Se llama electromagnetismo a la producción de un campo magnético por una corriente eléctrica.

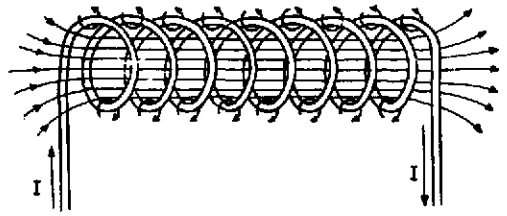


Fig. 65. Formación de un campo magnético al circular una corriente eléctrica a través de un solenoide.

Solenoides. Un solenoide está constituido por un conductor enrollado sobre sí mismo, de modo que forme un cierto número de espiras circulares dispuestas unas a continuación de otras.

Si se hace circular una corriente eléctrica a través de estas, se observa que el solenoide adquiere todas las propiedades de un imán, formándose un polo norte y uno sur (fig. 65). Si se llama l a la longitud del solenoide, N al número de espiras e I a la intensidad de la corriente, entonces se demuestra que la intensidad del campo magnético formado vale:

$$H = \frac{4\pi}{10} \times \frac{NI}{l} \text{ (gausios)} \quad (4.22)$$

y el sentido del campo magnético se puede determinar por la regla de la mano derecha; tomando en la mano derecha el solenoide y los dedos orientados en el sentido de circulación de la corriente, el dedo pulgar apuntará siempre hacia donde se forma el polo norte (fig. 66).

Inducción electromagnética. Al igual que una corriente eléctrica produce un campo magnético, el movimiento relativo de un campo magnético respecto a un conductor o de un conductor respecto a un campo magnético, hace que se induzca una fuerza electromotriz que hace circular una corriente en el circuito mientras duran las variaciones del campo magnético o el movimiento del conductor dentro del campo.

Si se toma un solenoide cuyos terminales se conectan a un galvanómetro y se introduce bruscamente un imán dentro de las espiras del



Fig. 66. Determinación del sentido del campo magnético, aplicando la regla de la mano derecha.

mismo, el galvanómetro manifiesta el paso de una corriente eléctrica en un sentido mientras dura el movimiento del imán. Nuevamente, al sacar el imán bruscamente, el galvanómetro manifiesta el paso de una corriente pero ahora en sentido contrario (fig. 67).

La f.e.m. inducida es tal que la corriente que esta produce forma a la vez un campo magnético que se opone a la causa que lo produce.

Ley de Lenz. En todos los casos de inducción electromagnética, el voltaje inducido tiene una dirección tal que la corriente que aquella produce se opone a la causa que la origina.

Esta no es más que otra expresión del principio de la conservación de la energía, aplicada al fenómeno electromagnético.

La fuerza electromotriz inducida es tal que se puede determinar por la expresión:

$$e = -N \frac{d\phi}{dt} \times 10^{-8} \text{ (voltios)} \quad (4.23)$$

En la ecuación 4.23, e es la f.e.m. inducida, N el número de espiras del solenoide, y $d\phi/dt$ la rapidez de variación del flujo magnético.

La ecuación está expresada de tal manera que si el flujo magnético se expresa en maxvelios y t en segundos, el voltaje inducido estará expresado en voltios.

Autoinducción. Supóngase un solenoide recorrido por una corriente de intensidad I , luego se producirán líneas de fuerza magnética al formarse el campo correspondiente y por consiguiente las espiras quedarán atravesadas por un flujo magnético cuyo valor depende del valor de la corriente I .

Si la corriente que recorre el solenoide está variando, entonces el flujo estará variando también y se inducirá una fuerza electromotriz en las espiras que dará origen a una corriente que se sumará algebraicamente a la corriente que la produjo. Esta f.e.m. inducida se denomina fuerza electromotriz de autoinducción y la corriente generada por esta f.e.m. se llama corriente de autoinducción.

El sentido de la corriente de autoinducción está determinado por la ley de Lenz. En efecto, si la corriente está disminuyendo en un instante

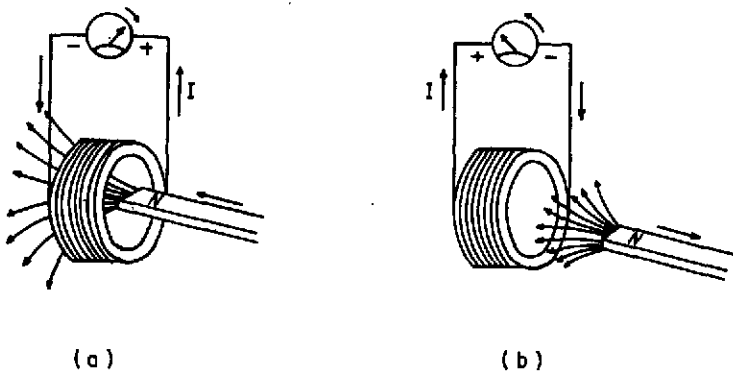


Fig. 67. Registro del paso de una corriente, por medio de un galvanómetro, a través de un solenoide al introducirle y sacarle un imán.

dado, esta disminución produce una corriente de autoinducción; el sentido de la corriente de autoinducción es tal que trata de oponerse a esta disminución, por lo que se sumará a la corriente. Por el contrario, si la corriente que origina la de autoinducción está aumentando, esta será en sentido opuesto a la primera. Por consiguiente, la autoinducción de un circuito trata de mantener el valor de la corriente, tratándose así de un fenómeno análogo al de la inercia mecánica.

Cuando un circuito eléctrico tiene esta propiedad se dice que se trata de un circuito inductivo.

Coefficiente de autoinducción. Se llama coeficiente de autoinducción de un circuito eléctrico, a la relación que existe entre el valor que mide el flujo que atraviesa al circuito cuando es recorrido por una corriente, y el valor que mide dicha corriente. Se indica con L :

$$L = \frac{\phi}{I} 10^{-8} \quad (4.24)$$

La unidad con que se mide L es el henrio. Sea un circuito constituido por un solenoide de sección S cm², formado por N espiras arrolladas en una longitud de un centímetro.

El campo producido será:

$$H = \frac{4\pi}{10} \times \frac{N}{l} \text{ (gausios)}$$

El flujo a través de una espira será:

$$\phi' = \frac{2\pi}{10} \times \frac{N}{l} S \text{ (maxvelios)} \quad (4.25)$$

y para las N espiras será:

$$\phi = \frac{4\pi}{10} \times \frac{N^2}{l} S \text{ (maxvelios)} \quad (4.26)$$

luego el coeficiente de autoinducción vale:

$$L = \frac{4\pi N^2 S}{10 l} 10^{-9} \text{ (henrios)} \quad (4.27)$$

Ahora bien, cuando un circuito con un coeficiente de autoinducción L es recorrido por una corriente I , el flujo que lo atraviesa es $10^8 LI$. Si la corriente varía del valor I al valor I' , el flujo varía de $\phi = 10^8 \times LI$, a $\phi' = 10^8 \times LI'$; luego la variación de flujo es:

$$\Delta \phi = (\phi - \phi') = 10^8 L (I - I') = 10^8 \times L \times \Delta I \quad (4.28)$$

Si la duración de la corriente es Δt , la f.e.m. inducida será:

$$e = \frac{\Delta \phi}{10^8 \Delta t} = \frac{10^8 \times L \times \Delta I}{10^8 \Delta t} = L \times \frac{\Delta I}{\Delta t} \text{ (voltios)} \quad (4.29)$$

y tomando límites cuando $\Delta t \rightarrow 0$:

$$e = L \frac{di}{dt} \text{ (voltios)} \quad (4.30)$$

De aquí se deduce la siguiente definición: El henrio es el valor del coeficiente de autoinducción de un circuito en que la variación de un amperio por segundo produce una fuerza electromotriz de autoinducción de un voltio. Luego las unidades correspondientes serán ohmios sobre segundo.

CORRIENTES ALTERNAS

Función periódica del tiempo. Se dice que una magnitud es función periódica del tiempo, si para un tiempo cualquiera t_1 , medido a partir del origen para el cual la función adquiere un valor perfectamente determinado, existe un intervalo de tiempo tal que sumado sucesivamente a t_1 , la función adquiere el mismo valor correspondiente al tiempo inicial t_1 .

Al intervalo de tiempo para el cual la función adquiere los mismos valores, se le llama período de la función y se le representa con T .

Se llama frecuencia de la función al número de veces que esta se repite en la unidad de tiempo, y se la representa con f . De aquí que:

$$T \times f = 1 \quad (4.31)$$

es decir, T y f son funciones recíprocas.

Al conjunto de valores que la función adquiere durante un período completo se llama ciclo.

Función sinusoidal dependiente del tiempo o función periódica simple. Considérese un sistema de ejes cartesianos $X-Y$, en que las direcciones de los ejes indican los sentidos positivos. Para los ángulos, el sentido contrario al movimiento de las manecillas del reloj, tomando como origen el eje $X-X$, será el positivo (véase la fig. 68).

Sea un móvil M , que se mueve sobre una

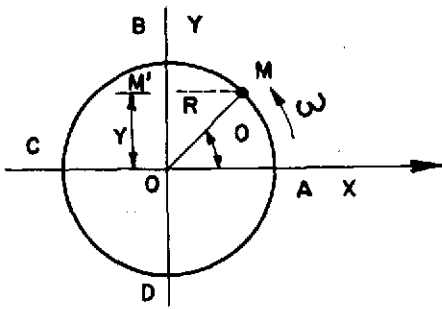


Fig. 68. Movimiento de un móvil M en una circunferencia de radio R.

circunferencia de radio R, con movimiento uniforme y velocidad angular ω , de f vueltas por segundo.

Si en la figura 68 se considera la proyección $OM=y$, del radio R sobre el eje Y, entonces para un tiempo inicial t_1 se tiene:

$$\begin{aligned} \theta &= \omega t_1 \\ y &= R \times \text{sen } \omega t_1 \end{aligned} \quad (4.32)$$

Esta es una función periódica de período:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

puesto que para un intervalo de tiempo cualquiera, $t_n = t_1 + nT$, se tiene:

$$\begin{aligned} y &= R \times \text{sen } \omega \left(t_1 + \frac{2\pi n}{\omega} \right) \\ &= R \times \text{sen } (\omega t_1 + 2\pi n) = R \times \text{sen } \omega t_1 \end{aligned} \quad (4.33)$$

La ecuación 4.33 es válida para valores de n enteros positivos ($n=1, 2, 3$, etc.).

Ahora bien, cuando el móvil se mueve desde $\theta=0$ hasta $\theta=\pi/2$, la función aumenta desde $y=0$ hasta $y=R$; a partir de este valor máximo, al pasar el móvil de $\theta=\pi/2$ a $\theta=\pi$, la función decrece desde $y=R$, hasta $y=0$. Si se continúa el recorrido del móvil en el mismo sentido, al pasar de $\theta=\pi$ a $\theta=3\pi/2$, la función decrece aún más, desde cero hasta $-R$. Finalmente, al pasar de $\theta=3\pi/2$ a $\theta=2\pi$, la función aumenta nuevamente de $-R$ a cero. Luego, este conjunto de valores presenta el ciclo de la función $y=R \times \text{sen } \omega t$.

El procedimiento descrito se puede representar en el plano $Y-t$, por medio de una

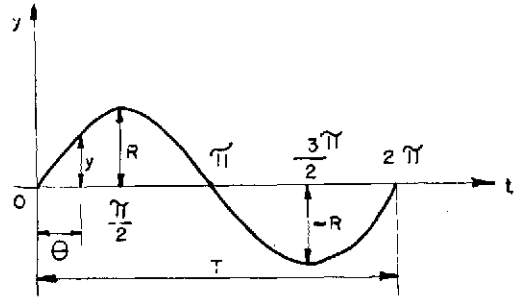


Fig. 69. Representación de una función sinusoidal dependiente del tiempo.

senoide (fig. 69). Las características sobresalientes de la curva son:

T—el período en que se realiza un ciclo completo.

R, $y-(-R)R$ —los valores máximo y mínimo para $\theta = \pi/2$ y $\theta = 3\pi/2$; y los puntos de inflexión igual a cero para $\theta = 0$ y $\theta = 2\pi$.

y—la ordenada para un instante cualquiera t .

$\theta = \omega t$ —el ángulo que define la ordenada y , para un tiempo cualquiera t , y que recibe el nombre de fase de la función.

Las variaciones máximas de la función se pueden determinar con el concepto de la primera derivada como sigue:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{d}{dt} (R \times \text{sen } \omega t) = R \times \cos \omega t = 0 \quad (4.34)$$

por lo que las variaciones máximas ocurrirán para valores de $\theta=0, \pi/2, 2\pi$, etc., o sea cuando la función se acerca a sus valores mínimos.

Generación de una f.e.m. inducida en un conductor abierto. Cuando un conductor abierto se traslada en un campo magnético uniforme cortando las líneas de fuerza de este campo con velocidad V , se origina una fuerza electromotriz entre sus extremos (fig. 70).

Sea H la intensidad del campo magnético, l la longitud del conductor AB y v la velocidad de traslación del conductor. El valor de la f.e.m. inducida es:

$$e = \frac{H \times l \times v}{10^8} \text{ (voltios)} \quad (4.35)$$

El sentido de la corriente generada por esta f.e.m. inducida se determina por la regla de la mano derecha, debida al Dr. Fleming, como

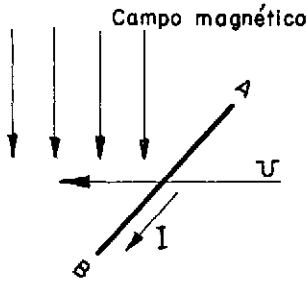


Fig. 70. Generación de una fuerza electromotriz en un conductor abierto.

sigue: colóquense los dedos pulgar, índice y medio de la mano derecha mutuamente perpendiculares; entonces, si el pulgar señala el sentido de traslación del conductor y el índice el sentido de flujo del campo magnético, el medio señalará el sentido de la corriente inducida.

Generación de una corriente alterna.

Cuando un conductor en forma de una espira gira con velocidad angular constante dentro de un campo magnético uniforme, se genera una f.e.m. inducida alterna.

La velocidad v en la ecuación 4.35 se puede descomponer en una velocidad v' normal a las líneas de fuerza y en otra velocidad v'' , paralela a estas.

Ahora bien, la que genera la f.e.m. es la que corta las líneas de fuerza, por lo que:

$$e = \frac{H \times l}{10^8} \times v \sin \theta \text{ (voltios)} \quad (4.36)$$

En efecto, cuando el conductor está en la posición 1, la f.e.m. inducida es nula; cuando está en 2, es máxima y del sentido indicado en la figura 71, que se determina por la regla de Fleming; cuando está en 3, vuelve a ser nula; cuando está en 4, la f.e.m. es máxima pero en sentido contrario, o sea negativa, y cuando vuelve a su posición original nuevamente vuelve a ser nula.

A cada conjunto de valores, ya sea positivo o negativo que corresponden a medio ciclo, se les denomina alternaciones de la función.

Los generadores modernos se construyen de tal manera que las ondas de f.e.m., o corriente

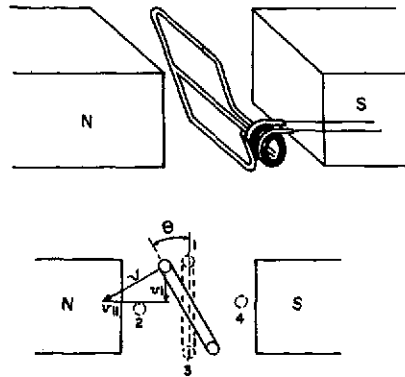


Fig. 71. Generación de una corriente alterna.

que generan, sean lo más apegadas a las ondas senoidales, pues estas ondas son las únicas capaces de pasar a través de los circuitos lineales sin distorsionarse. Por esta razón, la teoría de las corrientes alternas está basada en estas funciones.

Ciclo y frecuencia. Cuando el conductor ha realizado una vuelta completa, ha girado un ángulo de 360° ó 2π radianes y la f.e.m. inducida ha realizado 360° ó 2π radianes eléctricos. Si la velocidad angular del conductor es ω rps, la frecuencia de la f.e.m. en ciclos/seg. es ω , ya que por cada vuelta del conductor la f.e.m. inducida toma un juego completo de valores positivos y negativos. Si el conductor ha estado girando durante un tiempo t , a partir de un origen, entonces el ángulo barrido por este será:

$$\theta = 2\pi\omega t = 2\pi f t \text{ (radianes)}, \text{ o } \theta = 360 f t \text{ (grados)}$$

Ahora bien, si el generador es multipolar, considerando que tenga cuatro polos, por ejemplo, entonces cuando el conductor ha pasado frente a un par de polos norte y sur, respectivamente, de la posición 1 a la posición 5, habrá completado un ciclo ó 360° eléctricos, de aquí que si se llama P al número de pares de polos, se tiene (fig. 72):

$$\begin{aligned} f &= P\omega \text{ ciclos/seg.} \\ f &= Pn/60 \text{ ciclos/seg} \\ &\text{si } n \text{ está en rpm, se deduce que la velocidad} \\ &\text{síncrona del generador es:} \\ n &= \frac{60f}{P} \end{aligned} \quad (4.37)$$

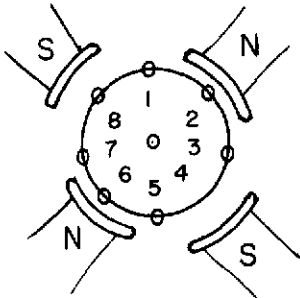


Fig. 72. Generador multipolar.

Voltaje y corriente instantánea. De la ecuación 4.36, la f.e.m. máxima inducida será dada por:

$$E_{\max} = \frac{H \times l}{10^8} \times v \quad (4.38)$$

de aquí que la ecuación 4.36 la podemos escribir:

$$e = E_{\max} \times \sin \theta = E_{\max} \times \sin 2\pi ft \quad (4.39)$$

La corriente máxima inducida es proporcional, a través de un parámetro del circuito (ley de Ohm), a la f.e.m. máxima inducida que la produce, por lo que podemos escribirla como:

$$i = I_{\max} \sin \omega t \quad (4.40)$$

Valor amperimétrico de la corriente. Si se considera una onda de corriente alterna durante un ciclo y se quisiera basar su efecto en el valor medio de esta corriente, expresada en amperios, se vería que dicho valor es nulo pues la suma de los valores positivo y negativo que adquiere la función durante el ciclo es nulo. De aquí que el valor de una corriente alterna no se base en el valor medio, sino en su capacidad por los efectos caloríficos que produce, y se define así:

Un amperio de corriente alterna es aquella corriente que al fluir a través de una resistencia pura (óhmica), produciría la misma cantidad de calor que una corriente directa.

El efecto calorífico o efecto julio es proporcional al cuadrado de la intensidad de la corriente, por lo que la podemos determinar como sigue: Sea la corriente i representada por la senoide de la figura 73 y su ecuación:

$$i = I_{\max} \sin \omega t \quad (4.40)$$

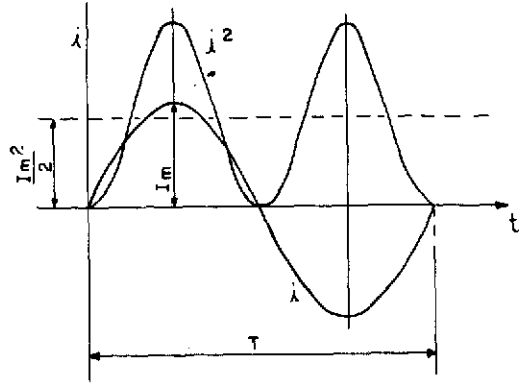


Fig. 73. Valor medio y valor cuadrático de una corriente alterna.

$$i^2 = I_{\max}^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{\cos 2\omega t}{2} \right) \quad (4.41)$$

y el valor medio de la suma de los cuadrados equivalente a una corriente directa I será:

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^{T/2} i^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^{T/2} I_{\max}^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{\cos 2\omega t}{2} \right) dt}$$

$$I = \sqrt{\frac{I_{\max}^2}{2} \left[t - \frac{1}{2\omega} \sin 2\omega t \right]_0^T} = \sqrt{\frac{I_{\max}^2}{2T} T} = I_{\max} / \sqrt{2}$$

$$I = 0,707 I_{\max} \quad (4.42)$$

A I se le da el nombre de valor efectivo o eficaz de la corriente alterna; y de la relación que guardan las f.e.m. con las corrientes, se sigue que:

$$E = \frac{E_{\max}}{\sqrt{2}} \quad (4.43)$$

valor eficaz de la f.e.m.

A veces conviene saber el valor medio de una corriente alterna referido a un medio ciclo, que se puede determinar como sigue:

$$I_{\text{med}} = \frac{1}{T/2} \int_0^{T/2} I_{\max} \sin \omega t dt = \frac{2 I_{\max}}{T} \left[-\frac{1}{\omega} \cos \omega t \right]_0^{T/2}$$

$$= \frac{2 I_{\max}}{2\pi} [-(-1) + (1)] = \frac{2 I_{\max}}{\pi}$$

$$I_{\text{med}} = 0,637 I_{\max} \quad (4.44)$$

Igualmente se define:

Voltio de corriente alterna es aquella f.e.m. capaz de sostener una corriente de un amperio alterno a través de un circuito.

Circuitos de corriente alterna. La potencia en un circuito de corriente directa se obtiene multiplicando la intensidad de la corriente en amperios por el valor del voltaje en voltios. La misma regla se aplica a los circuitos de corriente alterna, pero con los valores instantáneos de la corriente y el voltaje.

Ahora bien, la corriente puede estar en fase o defasada respecto al voltaje aplicado al circuito y depende de los parámetros del mismo. Se entiende por parámetros de un circuito a los siguientes elementos de que puede estar constituido: resistencia pura R , inductancia L y capacitancia C , o la combinación de los tres.

Voltaje y corriente en fase. Se dice que el voltaje y la corriente en un circuito de corriente alterna están en fase si sus valores máximos y mínimos se presentan al mismo tiempo en un instante considerado.

Este hecho se puede presentar cuando en el circuito existe únicamente resistencia pura. En este caso, el voltaje aplicado e a los terminales del circuito y la corriente que este produce a través de sí mismo, está dado por la relación siguiente:

$$e = iR \tag{4.45}$$

Sean las senoides que representan la corriente i y el voltaje e (véase la figura 74). La potencia instantánea estará dada por:

$$P = ei \tag{4.46}$$

$$P = (E_m \text{ sen } \omega t) (I_m \text{ sen } \omega t) = E_m I_m \text{ sen}^2 \omega t$$

$$P = \frac{E_m I_m}{2} - \frac{E_m I_m}{2} \times \cos 2 \omega t \tag{4.47}$$

Como se ve, la potencia tiene dos componentes, por lo que se trata de una onda de doble frecuencia respecto al valor medio de la potencia máxima instantánea y se puede observar que la potencia es nula dos veces durante cada ciclo, pero nunca es negativa.

Como la potencia está variando dentro de

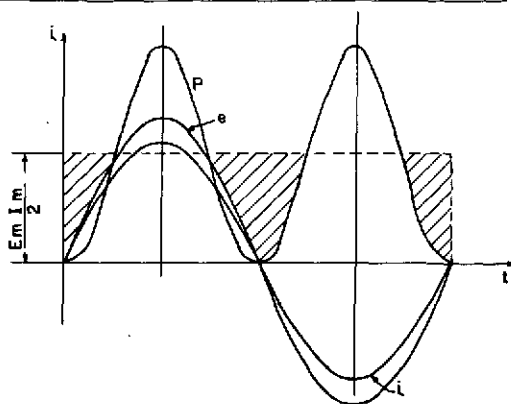


Fig. 74. Voltaje y corriente en fase.

límites muy amplios, lo que realmente interesa es la potencia media equivalente que será:

$$P = \frac{E_m I_m}{2} \tag{4.48}$$

ya que la suma de las áreas achuradas es igual a las áreas arriba de la línea media.

Esta potencia expresada por los valores eficaces del voltaje y la corriente es:

$$P = \frac{\sqrt{2} E \times \sqrt{2} I}{2} = EI \tag{4.49}$$

Voltaje y corriente en cuadratura. Cuando el voltaje y la corriente toman sus valores máximos o mínimos con una diferencia de fase de 90° , se dice que están en cuadratura. El voltaje puede estar defasado en adelante o en atraso respecto a la corriente, según sea que en un instante considerado, aquél pase primero o después que la corriente por sus valores máximo y mínimo.

Sean las senoides que representan a la corriente i y al voltaje e en cuadratura, en que se ha supuesto al voltaje en adelante respecto a la corriente (fig. 75).

La potencia instantánea estará dada por:

$$P = ei \tag{4.46}$$

$$P = (E_m \text{ sen } \omega t) I_m \text{ sen } (\omega t - 90^\circ) \\ = -E_m I_m \text{ sen } \omega t \text{ cos } \omega t$$

$$P = -\frac{E_m I_m}{2} \text{ sen } 2 \omega t \tag{4.50}$$

Como se ve, la potencia es también una onda de doble frecuencia y para este caso la potencia

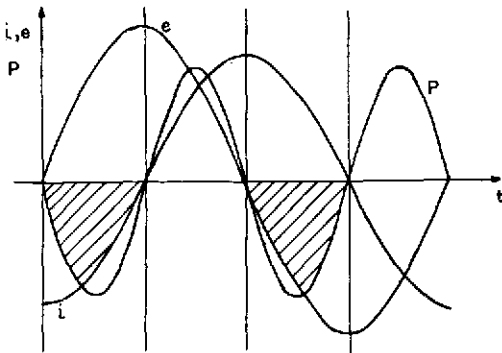


Fig. 75. Voltaje y corriente en cuadratura.

media es cero puesto que la suma de las alternaciones positivas es igual a la suma de las alternaciones negativas (áreas achuradas de la figura 75). Esto significa que hay un intercambio de energía entre la fuente y el circuito; en las alternaciones positivas el circuito toma energía de la fuente y en las negativas la devuelve.

Voltaje y corriente defasadas en un ángulo θ. Cuando el voltaje y la corriente están defasados en un ángulo θ , comprendido entre $+90^\circ$ y -90° , entonces la potencia media no es nula y se puede calcular como sigue:

Sean las senoides que representan a la corriente i , y al voltaje e (fig. 76).

La potencia instantánea es:

$$p = ei \tag{4.46}$$

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

$$p = \frac{E_m I_m}{2} [(1 - \cos 2\omega t) \cos \theta - \text{sen } 2\omega t \text{ sen } \theta] \tag{4.51}$$

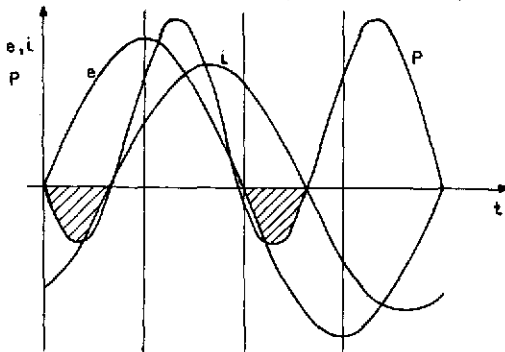


Fig. 76. Voltaje y corriente defasados un ángulo θ .

la potencia media será:

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

$$P = \frac{E_m I_m}{2} \cos \theta \tag{4.52}$$

expresada en función de los valores eficaces se tiene:

$$P = EI \cos \theta \tag{4.53}$$

En este caso, la potencia es negativa en las zonas achuradas de las senoides. El $\cos \theta$ recibe el nombre de factor de potencia. P es la potencia real o efectiva y el producto EI es la potencia aparente o voltio-amperios; luego el factor de potencia está dado por:

$$\text{F.P.} = \cos \theta = \frac{P}{EI} \tag{4.54}$$

donde P está dado en vatios y EI en voltio-amperios.

Estudio de los parámetros de un circuito. Circuito con resistencia pura. Sea un circuito que únicamente contiene resistencia pura R y que está sujeto a un voltaje E (fig. 77-a). La corriente que circula a través de este es:

$$i = I_{\text{max}} \text{ sen } \omega t \tag{4.41}$$

donde:

$$\omega = 2\pi f$$

La f.e.m. instantánea será:

$$e = Ri = RI_{\text{max}} \text{ sen } \omega t$$

$$e = E_m \text{ sen } \omega t \tag{4.55}$$

La corriente y el voltaje tienen la misma frecuencia $f = \frac{\omega}{2\pi}$, y también están en fase, pues para $t=0$, $\text{sen } \omega t = 0$, y por tanto las dos funciones toman sus valores máximos y mínimos al mismo tiempo.

Si se considera la corriente y el voltaje como cantidades vectoriales, el diagrama eléctrico de estos es el que se indica en la figura 77-b, y los dos vectores puestos en fase.

El voltaje máximo instantáneo es:

$$E_m = I_{\text{max}} R \tag{4.56}$$

y el valor eficaz estaría dado por:

$$E = IR \tag{4.57}$$

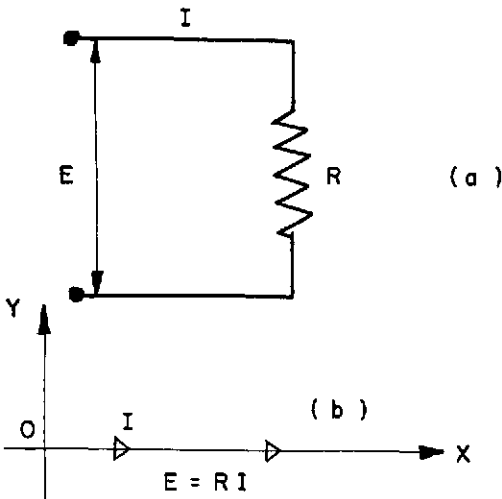


Fig. 77-a. Circuito con resistencia pura.
b. Diagrama vectorial de I y E .

que representa la caída de voltaje a través de la resistencia. Como la corriente y el voltaje están en fase, la potencia consumida en la resistencia es:

$$P = EI \text{ o } P = I^2R \quad (4.58)$$

Circuito con inductancia pura L . Sea un circuito que tiene una inductancia pura L (fig. 78-a, b), sujeta a una f.e.m. e , que hace circular

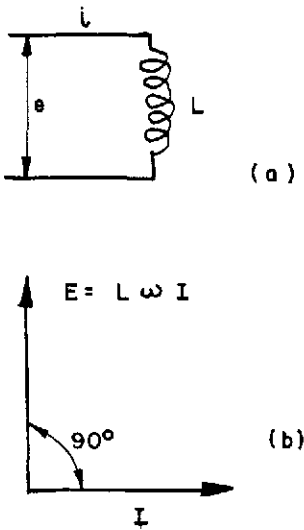


Fig. 78-a. Circuito con inductancia pura L .
b. Diagrama vectorial.

una corriente i . Ahora bien, como la corriente i está variando, se induce una f.e.m. de autoinducción e' dada por:

$$e' = -L \frac{di}{dt} \quad (4.59)$$

El signo menos se debe a la ley de Lenz.

Si se analiza la senoide que define la corriente (fig. 79), se tiene: en el punto a la corriente está variando a su máxima rapidez, por lo que la e' será máxima pero en sentido opuesto, y la f.e.m. de autoinducción estará determinada en a' . Cuando la corriente alcanza su valor máximo en b , su variación es mínima y por lo tanto la e' pasa por cero en b' . Siguiendo en esta forma, se puede así determinar la f.e.m. de autoinducción.

Ahora bien, antes de que la corriente i circule por el circuito, esta f.e.m. de autoinducción deberá ser compensada por la f.e.m. aplicada, por lo que esta f.e.m. estará en oposición a la de autoinducción y está definida por la senoide A, B, C, D , según se ilustra en la figura 79. Luego la f.e.m. e , aplicada al circuito, está en cuadratura con la corriente i producida y en adelanto respecto a esta.

El diagrama vectorial es tal que la f.e.m. está adelantada en un ángulo de fase 90° respecto a i .

Si la corriente está dada por:

$$i = I_{\max} \text{ sen } \omega t \quad (4.41)$$

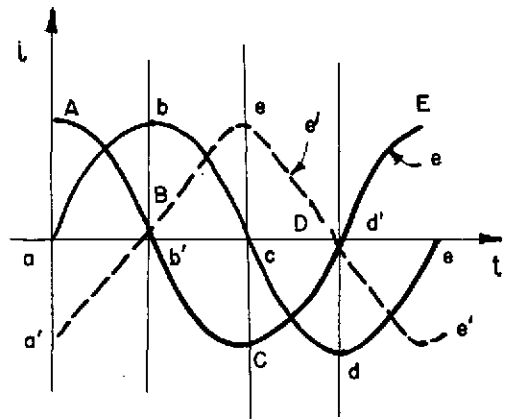


Fig. 79. Diagrama del paso de una corriente alterna a través de una inductancia pura L .

se tendrá:

$$\begin{aligned} e' &= -L \frac{di}{dt} = -L\omega I_{\max} \cos \omega t \\ &= L\omega I_{\max} \sin(\omega t - 90) \end{aligned} \quad (4.60)$$

y la f.e.m. aplicada al circuito es:

$$e = L\omega I_{\max} \sin(\omega t + 90) = L\omega I_{\max} \cos \omega t \quad (4.61)$$

pero e es máxima para $\cos \omega t = 1$, por lo que:

$$E_m = L\omega I_{\max} \quad (4.62)$$

entonces:

$$e = E_m \sin(\omega t + 90^\circ) \quad (4.63)$$

y de la anterior se deduce que:

$$I_m = \frac{E_m}{L\omega} \quad (4.64)$$

y pasando a valores eficaces tenemos:

$$I = \frac{E}{L\omega} = \frac{E}{2\pi fL} \quad (4.65)$$

De aquí que la corriente eficaz en un circuito con inductancia pura es proporcional al voltaje eficaz aplicado e inversamente proporcional a la frecuencia de la corriente y a la inductancia misma; $2\pi fL$ representa el efecto amortiguante o resistencia al paso de la corriente y recibe el nombre de reactancia inductiva del circuito, que se expresa en ohmios y se indica con X_L . Luego el voltaje aplicado se puede expresar:

$$E = 2\pi fL I = I X_L \text{ (voltios)} \quad (4.66)$$

Circuito con capacitancia pura, C. Sea un circuito que únicamente tiene un condensador de capacidad C , y al cual se le aplica en sus terminales una f.e.m. que hace fluir en el circuito una corriente de intensidad instantánea i (véase la figura 80).

Supóngase inicialmente el condensador C descargado, y que luego se le aplique una f.e.m. e cuyo valor inicial es cero; entonces si se considera la senoide que define a esta f.e.m. (fig. 81) se tiene: en el punto a la f.e.m. está variando a su máximo, por lo que la corriente es máxima para este instante y estará representada por a' . Se trata de una corriente de carga o sea una corriente que fluye de la fuente a una de las placas del condensador.

Cuando la f.e.m. alcanza su valor máximo en b , la corriente que fluye a la placa será nula

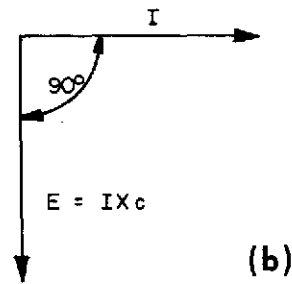
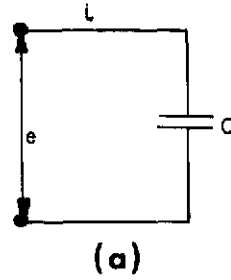


Fig. 80-a. Circuito con capacitancia pura C .
b. Diagrama vectorial.

y estará en b' ; a partir de este punto la f.e.m. empieza a disminuir, por lo que la corriente cambia de sentido y hay flujo de la placa a la fuente de energía. Al pasar por c la f.e.m. vuelve a tener su variación máxima y por tanto la corriente es máxima y estará en c' . Siguiendo un proceso análogo se puede definir la senoide que representa la corriente y esta, como se puede apreciar, está en cuadratura con la f.e.m. aplicada, pero en adelanto con respecto a ella.

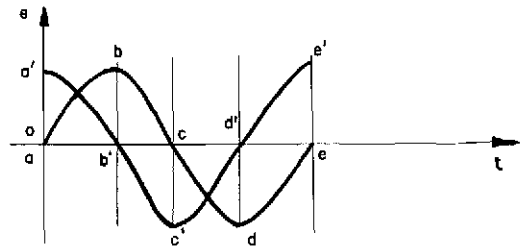


Fig. 81. Diagrama del paso de una corriente alterna a través de una capacitancia pura C .

El diagrama vectorial es el que se indica en la figura 80-b; si i está en 0° , e estará a -90° con respecto a esta.

Luego, si la f.e.m. está dada por:

$$e = E_{\max} \sin \omega t \quad (4.67)$$

y además por la ley de los condensadores:

$$q = C e \quad (4.67)$$

entonces:

$$i = \frac{dq}{dt} = C \frac{de}{dt} = C\omega E_m \cos \omega t \\ = C\omega E_m \sin(\omega t + 90^\circ) \quad (4.68)$$

como i es máxima para $\sin(\omega t + 90^\circ) = 1$,

$$I_m = C\omega E_m \quad (4.69)$$

de donde:

$$E_m = I_m / C\omega \quad (4.70)$$

y pasando a valores eficaces:

$$E = I / C\omega \text{ o } I = E C\omega = 2\pi fCE \quad (4.71)$$

Luego la corriente que fluye en el circuito es directamente proporcional al voltaje aplicado, a la frecuencia de la corriente y a la capacidad del circuito.

La ecuación anterior también se puede escribir:

$$I = \frac{E}{\frac{1}{2\pi fC}} = \frac{E}{X_c} \quad (4.72)$$

el valor $X_c = \frac{1}{2\pi fC}$ recibe el nombre de reactancia capacitiva del circuito y se expresa en ohmios.

La potencia para estos dos últimos circuitos está dada por:

$$P = E_m I_m \sin \omega t \cos \omega t = \frac{E_m I_m}{2} \sin 2\omega t \quad (4.73)$$

que como se puede ver se trata de una onda de doble frecuencia respecto a la corriente y voltaje aplicado y cuyo valor medio es cero.

Esto quiere decir que tanto el condensador como la inductancia producen un intercambio de energía con la fuente, de tal forma que cuando la potencia es positiva, toman energía, y cuando es negativa, devuelven la energía tomada a la fuente.

Corrientes monofásicas. Cuando se le aplica una f.e.m. alterna a los terminales de un circuito, circula a través de este, una corriente

alterna del mismo período que la f.e.m. que la produce. Se dice entonces que se trata de una corriente monofásica y el circuito por donde fluye esta es un circuito monofásico.

Existen fundamentalmente dos tipos de circuitos monofásicos: circuitos en serie y circuitos en paralelo.

Circuito en serie. Sea un circuito en que se tiene conectados en serie una resistencia R , una inductancia L , y una capacitancia C (fig. 82-a).

Sea E el voltaje aplicado a los terminales del mismo e I la corriente producida. Como se puede ver, por continuidad, la corriente que fluye es única e igual a I .

El diagrama vectorial de los voltajes es tal

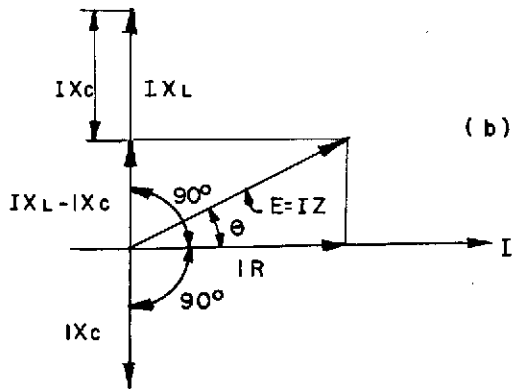
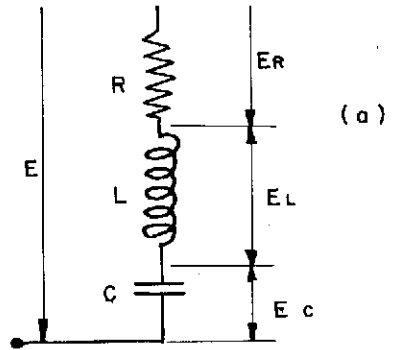


Fig. 82-a. Circuito monofásico en serie formado por una resistencia R ; una inductancia L , y una capacitancia C .
b. Diagrama vectorial.

que la caída de voltaje a través de la resistencia está en fase con la corriente; el voltaje a través de la inductancia está en adelanto respecto a I en 90° y el voltaje a través de la capacitancia está en atraso de 90° (fig. 82-b).

Como se trata de calcular I , del triángulo de voltajes se tiene:

$$E^2 = (IR)^2 + (IX_L - IX_C)^2 \quad (4.74)$$

$$E = \sqrt{R^2 + (X_L - X_C)^2} \quad (4.75)$$

el valor, $Z = \sqrt{R^2 + (X_L - X_C)^2}$, recibe el nombre de impedancia del circuito expresado en ohmios y viene a representar la oposición que el circuito ofrece al paso de la corriente, o sea:

$$I = \frac{E}{Z} = \frac{E}{\sqrt{R^2 + \left(2\pi fL - \frac{1}{2\pi fC}\right)^2}} \quad (4.76)$$

el ángulo de fase es:

$$\tan \theta = \frac{X_L - X_C}{R} \quad (4.77)$$

Si, $X_L > X_C$, la $\tan \theta$ es positiva y la corriente se retrasa; si $X_L < X_C$, entonces la $\tan \theta$ es negativa y la corriente está en adelanto respecto a la f.e.m.

El factor de potencia del circuito es:

$$F.P. = \cos \theta = \frac{R}{Z} \quad (4.78)$$

Circuitos en paralelo. Sea un circuito en que tenemos conectados en paralelo una resistencia R , una inductancia L y una capacitancia C (véase la figura 83-a, b).

En este caso, el voltaje E , aplicado a los terminales de los tres elementos, es el mismo, por lo que en el diagrama vectorial se pone en fase el voltaje a través de la resistencia. Entonces del diagrama vectorial se tiene:

$$I = \sqrt{I_R^2 + (I_C - I_L)^2} \quad (4.79)$$

pero:

$$I = \frac{E}{Z} = \frac{E}{\sqrt{R^2 + (I_C - I_L)^2}} \quad (4.80)$$

y como:

$$I_R = \frac{E}{R} ; I_L = \frac{E}{X_L} ; I_C = \frac{E}{X_C}$$

se tiene:

$$\frac{E}{Z} = \sqrt{\frac{E^2}{R^2} + \left(\frac{E}{X_C} - \frac{E}{X_L}\right)^2} \quad (4.81)$$

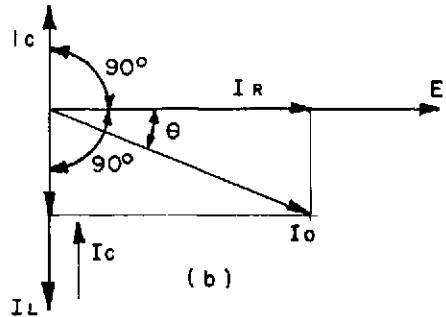
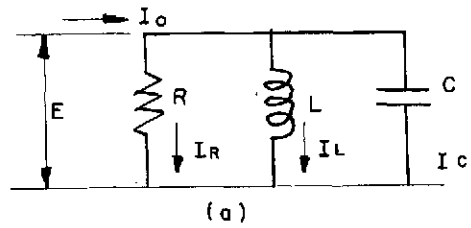


Fig. 83-a. Circuito monofásico en paralelo formado por una resistencia R ; una inductancia L , y una capacitancia C .

b. Diagrama vectorial.

de donde:

$$\frac{1}{Z} = \sqrt{\frac{1}{R^2} + \frac{(X_L - X_C)^2}{(X_C X_L)^2}} \quad (4.82)$$

$$Z = \frac{R X_L X_C}{\sqrt{X_L^2 X_C^2 + R^2 (X_L - X_C)^2}} \quad (4.83)$$

y el factor de potencia será:

$$F.P. = \cos \theta = \frac{R}{Z} \quad (4.84)$$

Corriente energética y corriente en cuadratura. Sea el diagrama vectorial de una corriente alterna que se suministra a una carga o circuito (fig. 84). Este tipo de carga es el que existe comúnmente en las aplicaciones comerciales, donde la carga retrasa la corriente I con respecto al voltaje en un ángulo de defasaje θ . La corriente I se puede descomponer en dos componentes: una, I , en fase con el voltaje, y otra, I_q , en cuadratura con este. Ahora bien, de la figura 84 se tiene:

$$I = I_e + I_q \quad (4.85)$$

y la potencia tomada por la carga es:

$$P = EI \cos \theta \quad (4.86)$$

donde, $I \cos \theta = I_e$, por lo tanto:

$$P = EI_e \quad (4.87)$$

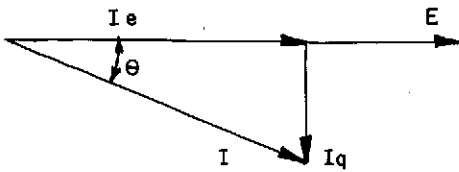


Fig. 84. Corriente energética y corriente en cuadratura.

I_e recibe el nombre de componente energética de la corriente, pues esta, multiplicada por el voltaje, da la potencia en el circuito. La componente I_q en cuadratura o componente devatada no contribuye al suministro de potencia en un circuito.

La pérdida de energía a través de una línea de transmisión es:

$$I^2 R = (I_e^2 + I_q^2) R = I_e^2 R + I_q^2 R \quad (4.88)$$

de aquí el gran inconveniente de usar bajos factores de potencia, pues entre más bajo son estos, mayor es I_q y mayor la pérdida de energía que no contribuye al suministro de potencia.

Voltio-amperios. Se ha dicho que la potencia efectiva se obtiene multiplicando el voltaje eficaz aplicado en el circuito por la corriente eficaz. Esta representa la potencia real desarrollada ya sea por un motor o la disipada a través de las lámparas de incandescencia. Sin embargo, existe un intercambio de energía entre la fuente y los elementos reactivos del circuito que no sale en ningún instante y esta además no aparece como potencia efectiva suministrada por la fuente. Esta energía trae efectos

secundarios de pérdidas dentro del sistema a través de las resistencias y está dado por el producto del voltaje efectivo por la corriente I_q devatada. El efecto provocado por el intercambio de energía dentro del sistema se atribuye a lo que se llama voltio-amperios reactivos, o vars; de tal forma que la potencia total se puede expresar por:

$$v \times a = \sqrt{(\text{vatios})^2 + (\text{vars})^2} \quad (4.89)$$

De aquí que las líneas de transmisión se diseñan para transmitir una energía total expresada en voltio-amperios (vars).

Corrientes trifásicas. Se llaman corrientes polifásicas a un conjunto de corrientes alternas monofásicas de igual período, que tienen entre sí una diferencia de fase de $2\pi/n$. Luego, corrientes trifásicas serán aquellas corrientes alternas monofásicas en las que cada fase difiere de las otras en $2\pi/3$.

Un sistema trifásico está formado por tres circuitos independientes de la siguiente manera (fig. 85-a). A, B y C son tres devanados independientes monofásicos de un generador que mantiene en cada uno de los extremos de dichos circuitos una f.e.m. del mismo período, del mismo valor eficaz y defasados uno respecto al otro $\frac{1}{3}$ de período, o sea 120° eléctricos. Los extremos de estos tres circuitos están conectados a seis conductores: $1, 1', 2, 2'$ y $3, 3'$, por los que circulan las corrientes I_1, I_2 e I_3 a través de los circuitos de utilización A', B' y C' .

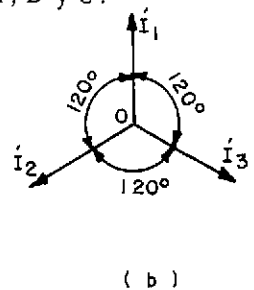
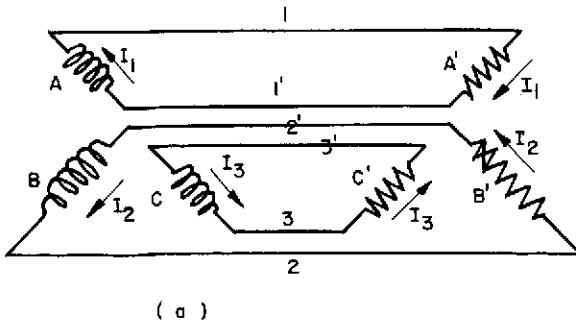


Fig. 85-a. Representación de un sistema trifásico.
b. Diagrama vectorial.

La suma de los valores instantáneos de estas tres corrientes es cero. Esto se sigue del diagrama vectorial de las corrientes, pues están defasadas 120° (fig. 85-b). De aquí se sigue que, si unimos los puntos comunes de los tres circuitos, la corriente a través de los tres conductores $1'$, $2'$ y $3'$ es nula y puede suprimirse, quedando en esta forma lo que se llama un montaje en estrella (fig. 86-a).

Propiedades de un montaje en estrella. Sea V la diferencia de potencial eficaz entre el centro de la estrella y cada uno de los terminales del circuito A , B y C (fig. 86-a), sean U_1 , U_2 y U_3 los valores instantáneos de estas diferencias de potencial, y U_{1-2} , U_{2-3} y U_{3-1} los valores de las diferencias de potencial entre $A-B$, $B-C$ y $C-A$, en el mismo instante; entonces se tiene:

$$U_{1-2} = U_1 - U_2 \quad (4.90)$$

$$U_{2-3} = U_2 - U_3 \quad (4.91)$$

$$U_{3-1} = U_3 - U_1 \quad (4.92)$$

Hágase el diagrama vectorial de las diferencias de potencial (fig. 86-b).

Luego del diagrama anterior se tiene:

$$V_1 - V_2 = 2V_1 \cos 30^\circ = \sqrt{3}V \quad (4.93)$$

$$V_2 - V_3 = 2V_2 \cos 30^\circ = \sqrt{3}V \quad (4.94)$$

$$V_3 - V_1 = 2V_3 \cos 30^\circ = \sqrt{3}V \quad (4.95)$$

Por lo tanto, en un sistema trifásico montado en estrella y balanceado, la diferencia de potencial entre dos de sus terminales es:

$$V_{1-1} = \sqrt{3}V \quad (4.96)$$

puesto que:

$$V = V_1 = V_2 = V_3$$

y la potencia desarrollada por el circuito si cada fase desarrolla VI vatios será:

$$P = \sqrt{3}VI \text{ vatios} \quad (4.97)$$

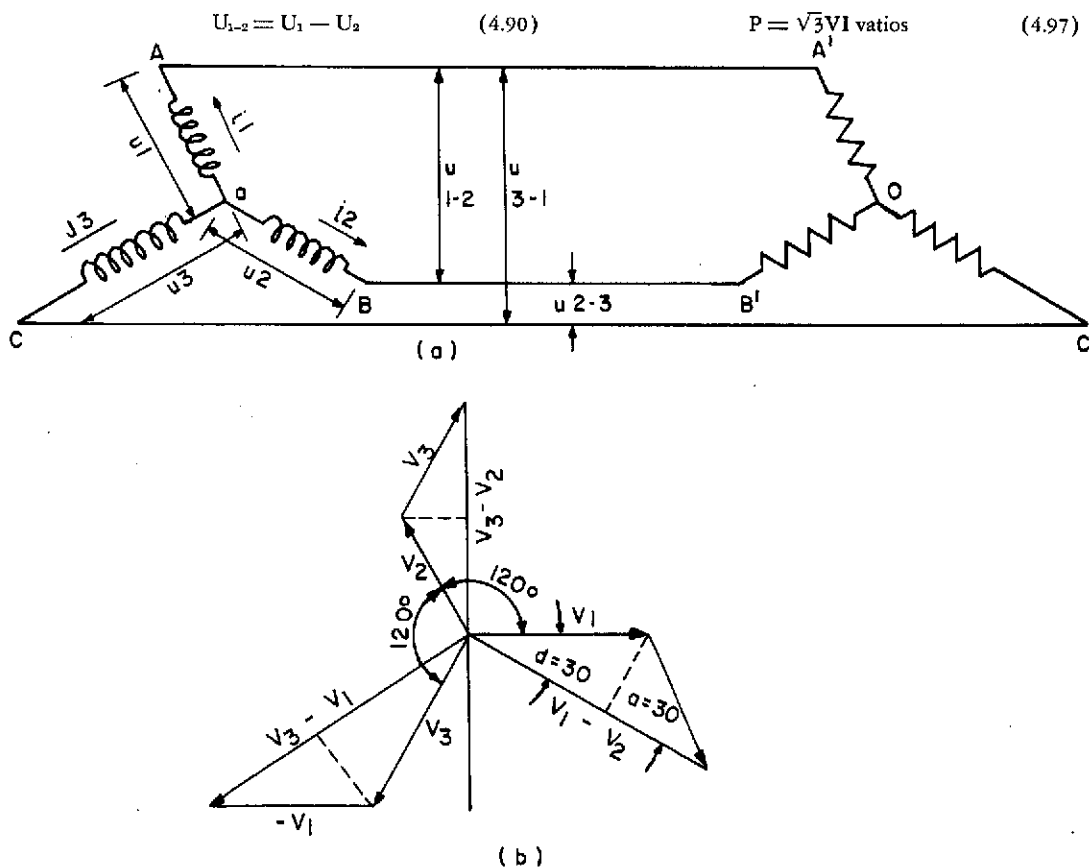


Fig. 86-a. Montaje en estrella de un sistema trifásico.
b. Diagrama vectorial.

Expresada en función del voltaje entre líneas:

$$P = \frac{3}{\sqrt{3}} V_L I = \sqrt{3} V_L I \text{ (vatios)} \quad (4.98)$$

y si las corrientes están defasadas en atraso con respecto a los voltajes, entonces:

$$P = \sqrt{3} V_L I \cos \theta \quad (4.99)$$

y el factor de potencia:

$$FP = \frac{P}{\sqrt{3} V_L I_L} = \frac{P}{\sqrt{3} EI} \quad (4.100)$$

Montaje en triángulo. Si en lugar de unir los extremos adyacentes de los circuitos monofásicos se interconectan, resulta un montaje en triángulo (véase la figura 87), y ahora las relaciones son entre las corrientes en la misma forma presentada anteriormente. Así, de la figura 87, se tiene:

$$i_{1-2} = i_1 - i_2 \quad (4.101)$$

$$i_{2-3} = i_2 - i_3 \quad (4.102)$$

$$i_{3-1} = i_3 - i_1 \quad (4.103)$$

y la suma de las tres es:

$$i_{1-2} + i_{2-3} + i_{3-1} = 0 \quad (4.104)$$

Del diagrama vectorial se tiene:

$$I_{1-1} = \sqrt{3} I \quad (4.105)$$

y la potencia vuelve a ser:

$$P = \sqrt{3} E_L I \cos \theta \quad (4.106)$$

Aparatos de medición. Para realizar las mediciones comunes que se presentan en la práctica se necesitan dos tipos principales de aparatos, el amperímetro y el voltímetro. Para las mediciones de potencia se pueden usar los dos anteriores, pero en instalaciones definitivas, en que se deben hacer lecturas periódicas de potencia, lo más conveniente es usar el vatímetro.

El amperímetro y el voltímetro pueden ser

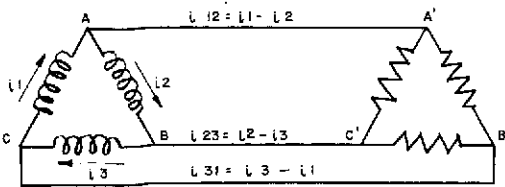


Fig. 87. Montaje en triángulo de un sistema trifásico.

de dos tipos: los basados en el principio del electrodinamómetro y los basados en la inducción electromagnética.

Los primeros consisten de un par de solenoides fijos y un solenoide pequeño, móvil, montado sobre un eje con una aguja indicadora que gira sobre cojinetes de joyas. Este eje, a su vez, lleva en sus extremos dos espirales de acero templado cuyas acciones actúan en oposición y suministran la corriente al solenoide móvil.

Cuando una corriente circula por los solenoides, el campo magnético producido por estos actúa en conjunto de tal forma que se produce un par de fuerzas que hace girar la aguja y es equilibrado por los resortes.

Estos tipos de aparatos tienen la desventaja que, como el campo magnético está producido por una corriente alterna, consumen bastante energía.

Por otro lado, como el par producido es debido a la acción de los dos campos magnéticos y estos a su vez son proporcionales a las intensidades o voltajes que lo producen, la desviación de la aguja es proporcional al cuadrado de las corrientes o voltajes medidos, y debido a la inercia misma del conjunto dan valores promedios de estas mediciones, o sea, valores eficaces de la corriente o voltaje medidos.

Los segundos están basados en la inducción electromagnética que produce un solenoide sobre dos láminas de hierro dulce, una fija perimetral y otra móvil interna a esta, montada sobre un eje similar al descrito. Al magnetizarse estas láminas por el flujo magnético producido por el solenoide al paso de la corriente, se producen polos magnéticos del mismo nombre uno frente al otro, creándose un par de fuerzas de repulsión que es equilibrado por los resortes. Estos aparatos son los más usados porque son muy sencillos y consumen poca energía.

Voltímetro. En estos la resistencia interna del circuito es muy grande, de tal forma que el flujo magnético producido es proporcional al voltaje. Los solenoides fijos son de alambre

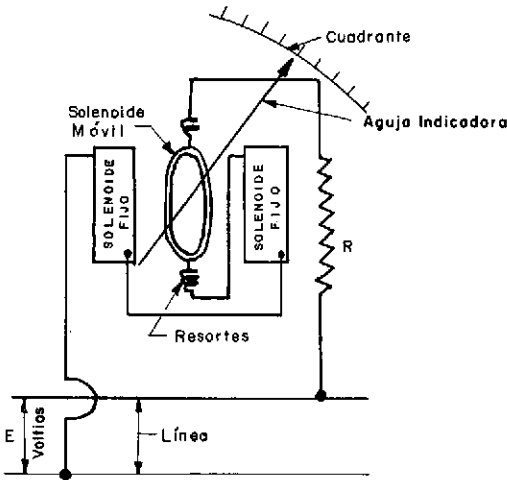


Fig. 88. Diagrama y conexiones de un voltímetro.

muy delgado y de muchas vueltas. El diagrama y conexiones se indican en la figura 88.

Amperímetro. En estos la resistencia interna del circuito es muy baja y los solenoides son de alambre muy grueso y de pocas vueltas, de tal forma que el campo magnético producido es proporcional a la corriente. El diagrama y conexiones se indican en la figura 89.

El *vatímetro* no es más que la combinación de los dos tipos anteriores. Los solenoides fijos se conectan en serie y el solenoides móvil en paralelo, de manera que la desviación producida por los dos flujos magnéticos es proporcional a la corriente y al voltaje de la línea. Se trata, pues, de una potencia.

El diagrama de conexión al circuito se indica en la figura 90.

Medidor de trabajo o consumo de energía. Este no es más que un pequeño motor de inducción en que, según el número de revoluciones por minuto que da una placa giratoria o rotor debido a la acción de un campo magnético inductor, es el número de vatios-hora medidos durante un lapso de tiempo. Las conexiones son semejantes a las del vatímetro, pero en este caso, los campos magnéticos producidos—que son

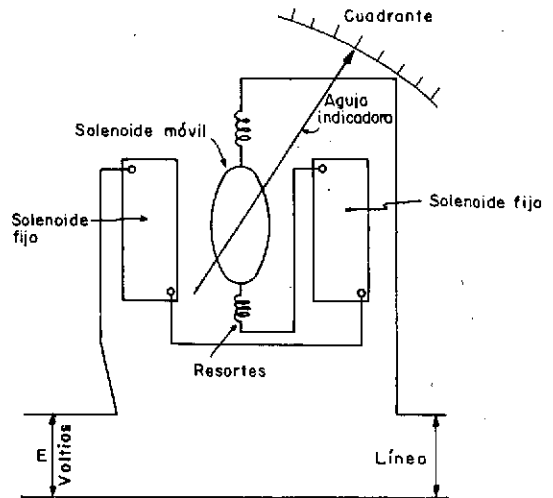


Fig. 89. Diagrama y conexiones de un amperímetro.

proporcionales respectivamente al voltaje y a la corriente—sirven para poner en movimiento el rotor, que va acoplado a un mecanismo de relojería registrador del consumo.

MOTORES DE INDUCCION

Principio de funcionamiento de un motor. Sea un conductor colocado en el campo magnético formado por los polos N-S de un imán (fig. 91-a). Originalmente, cuando no circula corriente por el conductor, el campo magnético es uniforme. Si se hace circular una

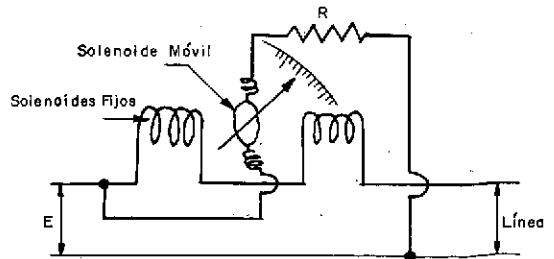


Fig. 90. Diagrama y conexiones de un vatímetro.

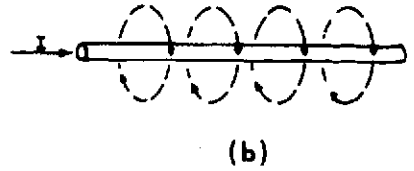
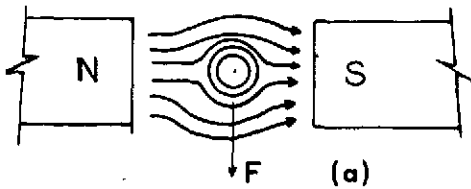


Fig. 91-a. Conductor abierto dentro del campo magnético de un imán.

b. Campo magnético formado alrededor de un conductor al circular una corriente por este.

corriente por el conductor, se forma alrededor de este un campo magnético, cuyo sentido se puede determinar por la regla de la mano derecha. Entonces este campo magnético formado por el conductor deforma el campo magnético original.

De acuerdo con la figura 91-b las líneas de fuerza se suman en la parte superior y se repelen en la parte inferior. La configuración de las líneas de fuerza magnética es tal que tratan de seguir la trayectoria más corta, dando lugar a un estado de esfuerzo semejante al elástico que produce una fuerza F que mueve el conductor hacia abajo.

Se demuestra que esta fuerza está dada por la expresión:

$$F = HLI \text{ (dinas)} \quad (4.107)$$

si las magnitudes están dadas: H en gausios, L en centímetros e I en amperios.

Además, se puede observar que las tres magnitudes intervienen en el fenómeno en sentidos respectivamente perpendiculares.

El sentido del movimiento del conductor se puede determinar por la regla de la mano izquierda de Fleming (véase la figura 92).

Si se colocan perpendicularmente los dedos de la mano izquierda—pulgar, índice y medio, respectivamente—entonces, si el índice apunta en la dirección de las líneas de fuerza (de N a S) y el medio apunta en la dirección de la corriente que circula por el conductor, el dedo pulgar apuntará en la dirección en que se producirá el movimiento. Ahora bien, si en lugar de un conductor abierto se coloca un conductor en forma de cuadro o espira en un

campo magnético uniforme, al circular una corriente por dicha espira, recorrerá el conductor en la rama de entrada en un sentido y en la rama de salida en sentido contrario (fig. 93). Esta corriente origina campos magnéticos de sentidos contrarios en dichas ramas dando origen a un par de fuerzas F_1 y F_2 que ponen el cuadro en movimiento. Este es el principio de funcionamiento de los motores de corriente directa, en que para mantener el movimiento se hace necesaria la conmutación de las corrientes. Como se puede observar, el par motor es máximo cuando el plano formado por el cuadro está en la dirección de las líneas de fuerza y nulo cuando está a 90° con respecto a estas.

Principio de funcionamiento del motor de inducción. Sea un disco de metal, que puede ser de cobre, hierro, etc., montado sobre un eje $E-E$, alrededor del cual puede girar libremente, y un imán en forma de U , montado también sobre dicho eje independientemente

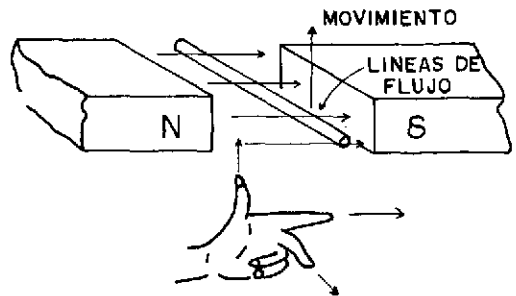


Fig. 92. Aplicación de la regla de la mano izquierda, de Fleming, para determinar el sentido del movimiento del conductor.

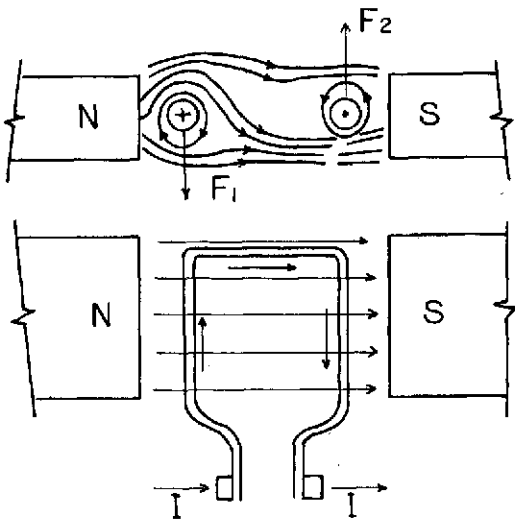


Fig. 93. Conductor en forma de espira en un campo magnético uniforme.

del anterior. Los polos del imán están colocados en tal forma que el flujo magnético de estos corta el disco de metal normalmente (fig. 94-a).

Cuando se hace girar el imán en el sentido indicado, las líneas de fuerza cortan el disco,

que es un conductor, induciendo dentro de este una f.e.m. que produce corrientes en remolino como las que se muestran en la figura. Puesto que estas corrientes inducidas están dentro del mismo campo magnético que las produjo, tienden a moverse, como en el caso descrito, de los conductores.

Por la ley de Lenz, la fuerza desarrollada por estas corrientes y el campo magnético que las produjo es tal que tiende a seguir el movimiento del imán.

Para explicar el fenómeno, analícese el polo norte del imán (fig. 94-b).

En el momento en que el polo N empieza a moverse hacia la derecha, el movimiento relativo del disco es hacia la izquierda, de tal forma que un segmento radial del disco corta las líneas de fuerza magnética y se induce una corriente que por la regla de la mano derecha de Fleming, tiene el sentido del centro del disco hacia afuera en dirección radial. Ahora bien, por la regla de la mano derecha, las líneas de fuerza creadas alrededor de este elemento conductor deforman el campo magnético que lo produjo en tal forma

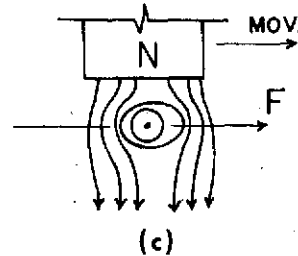
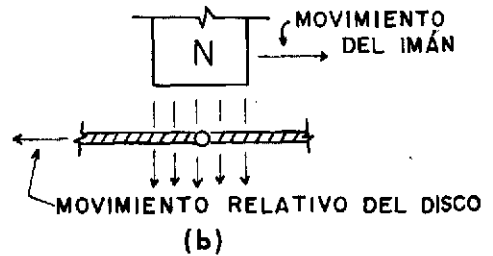
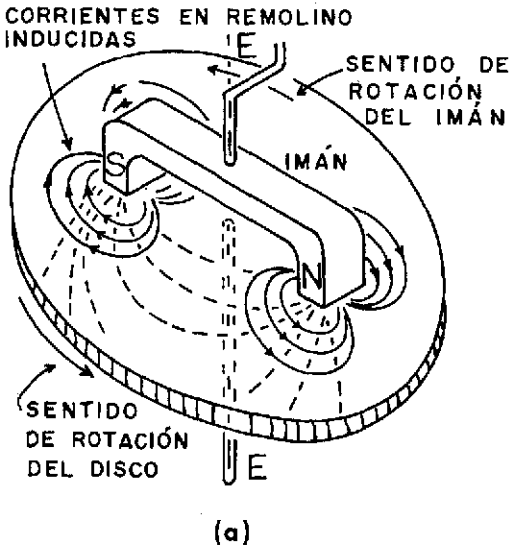


Fig. 94-a,b,c. Ilustración del principio del funcionamiento de un motor de inducción.

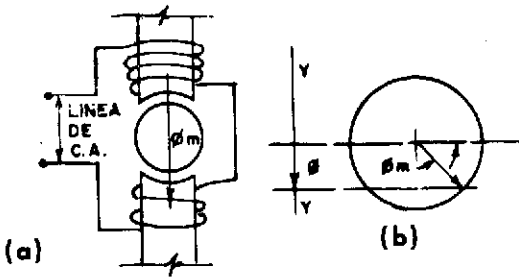


Fig. 95-a. Campo magnético rotatorio monofásico.
b. Diagrama vectorial.

que la fuerza desarrollada hace mover al disco en la misma dirección del movimiento del imán (fig. 94-c).

Como se puede observar, siempre hay una diferencia entre la velocidad angular del imán o del campo magnético y la velocidad angular del disco, de tal forma que nunca pueden llegar a ser iguales, pues de otra manera no habría movimiento relativo entre ellos y por lo tanto no habría inducción.

Esta diferencia de velocidad que existe entre la velocidad angular del campo magnético giratorio y el disco o rotor, recibe el nombre de velocidad de deslizamiento o resbalamiento de rotor.

Campo rotatorio monofásico. Considérese el campo magnético producido por una corriente alterna monofásica que fluye a través de los electroimanes de un motor bipolar (fig. 95-a). Se supone que la corriente varía sinusoidalmente con el tiempo en forma tal que la densidad de flujo en dichas armaduras de hierro dulce es baja, haciendo que el flujo magnético producido también varíe sinusoidalmente con el tiempo. Bajo estas condiciones la variación del flujo magnético se puede considerar como la proyección de un vector rotatorio ϕ_m sobre un eje vertical $y-y$ (fig. 95-b). El vector ϕ_m es igual al máximo valor instantáneo que puede adquirir el flujo producido entre los polos de los electroimanes y su velocidad de rotación, en rps, será igual a la frecuencia de la corriente alterna aplicada en ciclos por segundo.

Ferraris demostró que este campo monofásico que varía o pulsa sinusoidalmente con el tiempo a lo largo de un eje, se puede descomponer en dos campos sinusoidales que giran en sentidos opuestos; cada uno tiene un valor máximo de flujo igual a la mitad del valor de ϕ_m inicial.

Si se consideran dos vectores ϕ_1 y ϕ_2 que giran con velocidad angular ω en sentidos opuestos, y cuyos valores son iguales a $\phi_m/2$ (fig. 96), en un instante considerado t habrán girado un

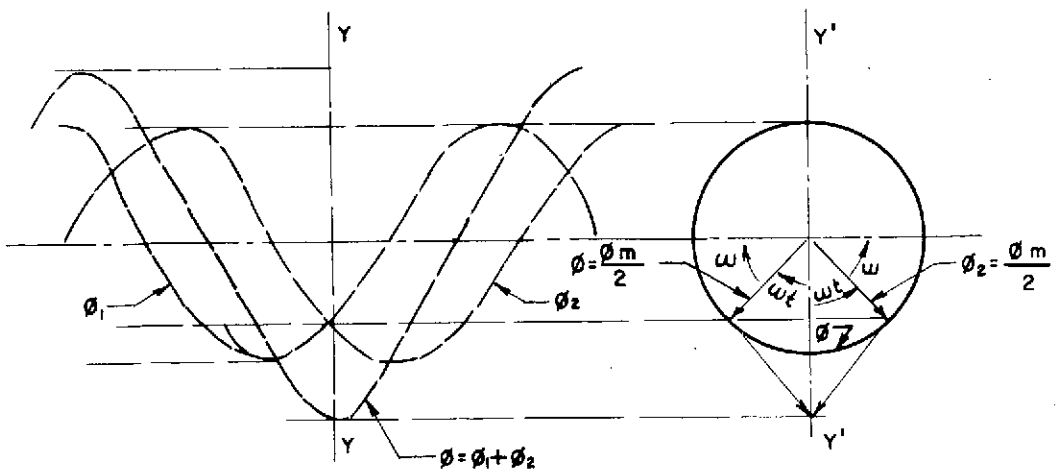


Fig. 96. Diagrama sinusoidal y vectorial de un campo magnético de Ferraris.

ángulo igual a ωt respecto a la vertical $y'-y'$; la suma vectorial de las dos será $\phi = \phi_1 + \phi_2$ y estará alojada a lo largo del eje $y-y$, que corresponde al eje de los electroimanes. Luego este campo magnético que está variando o pulsando en la dirección $y-y$ se puede representar por dos campos rotatorios de sentidos contrarios.

Los experimentos han demostrado que dichos campos magnéticos existen. Por ejemplo, cuando el rotor del motor está girando a su velocidad síncrona con la ayuda del campo ϕ_1 , entonces el campo ϕ_2 induce en los conductores del rotor corrientes de doble frecuencia.

Cada campo magnético actúa independientemente de tal forma que ϕ_1 tiende a girar al rotor en el sentido de las manecillas del reloj y ϕ_2 en sentido contrario.

Las curvas de resbalamiento contra par motor debidas a cada uno de los dos campos son como las indicadas en la figura 97; T_1 corresponde a ϕ_1 y T_2 a ϕ_2 . Los pares motores actúan en oposición de tal forma que al aplicar una corriente alterna cuando el rotor está en reposo (resbalamiento = 1), los campos producidos son iguales y opuestos e impedirán su arranque. Ahora bien, si de alguna manera se le da una rotación inicial al rotor en la dirección de uno de los pares, por ejemplo de T_1 , entonces T_1 inmediatamente excede el contrapare T_2 y la armadura se pone en movimiento acelerado en la dirección de T_1 . Conforme T_1 aumenta, va predominando

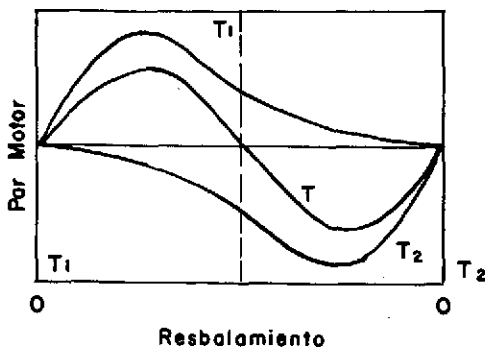


Fig. 97. Curvas de resbalamientos vs. par motor de un campo magnético de Ferraris.

más y más sobre T_2 , acercándose el rotor a su velocidad síncrona sin ninguna dificultad.

El motor de inducción monofásico es muy inferior al motor de inducción polifásico, pues para el mismo peso comparativo, su capacidad de régimen es alrededor del 60% del polifásico; además, su factor de potencia es muy bajo y su eficiencia es baja. La utilización de estos motores actualmente está reducida a usos domésticos o como auxiliares en las industrias para operar a muy bajas potencias.

Arranque del motor. Existen métodos para darle el impulso inicial al motor en el sentido que se desea hacerlo trabajar, a saber:

a) *Motores de fase dividida.* El método consiste en dividir la fase momentáneamente durante el arranque, para que el campo producido sea bifásico. Como se verá más adelante, los campos rotatorios polifásicos son de arranque inmediato. Esto se consigue retrasando o adelantando la corriente por medio de una resistencia en serie o un condensador.

b) *Motores con devanados de sombra.* El método consiste en desviar el flujo magnético producido por los polos principales por medio de pequeños devanados conectados en cortocircuito y colocados a un lado de los mismos polos principales, donde se produce un deslizamiento inicial del rotor en un sentido. Se usan solamente en motores muy pequeños (subfraccionarios).

Estos dos métodos de arranque tienen el inconveniente de tener un par motor de arranque muy bajo, por lo que los más usados son los motores de arranque del tipo de repulsión. En estos, el rotor está devanado y los terminales van conectados a un colector que pone en cortocircuito las espiras del mismo; por lo tanto en el momento de arranque del motor se establece una corriente inducida en los conductores del rotor, que produce un flujo magnético en fase con el flujo inductor y en oposición con este, dando un par motor de arranque muy grande. El sentido de rotación depende del lado hacia el cual están inclinadas las escobillas del colector

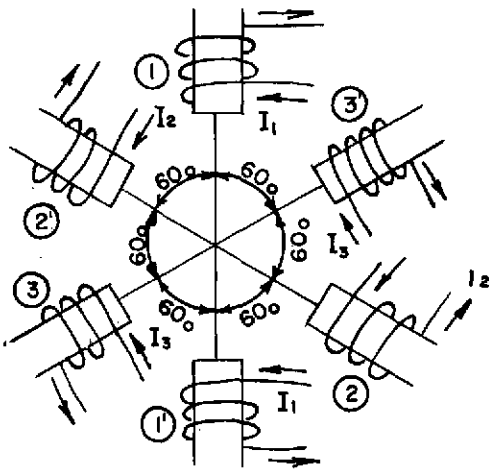


Fig. 98. Campo magnético rotatorio trifásico.

respecto a la línea neutra. Una vez que el motor ha alcanzado su marcha de régimen, las escobillas se despegan del colector por medio de un mecanismo de fuerza centrífuga, lo que deja el motor funcionando como motor de inducción.

Campo rotatorio trifásico. Considérense ahora los electroimanes de un motor de inducción trifásico de dos polos (bipolar). Los polos de cada fase están dispuestos diametralmente (1-1'), (2-2'), (3-3'), y los devanados de cada fase interconectados en serie, de tal forma que siempre se formen un polo norte y un polo sur en cada fase (véase la figura 98).

Las tres fases están conectadas a la línea en triángulo, de tal manera que el ángulo de fase entre las corrientes alternas que excitan la armadura es de 120° (fig. 99).

Se considerará por convención que cuando la corriente que fluye en un instante considerado a través de los devanados (1), (2) y (3) es positiva, se forma en estos un polo norte y en los (1'), (2') y (3') un polo sur y al contrario cuando la corriente sea negativa.

Considérense ahora la gráfica de las corrientes alternas trifásicas I_1 , I_2 , I_3 , correspondientes a las fases (1-1'), (2-2') y (3-3') y durante un lapso de tiempo correspondiente a un ciclo o 360° eléctricos (fig. 100-a,b).

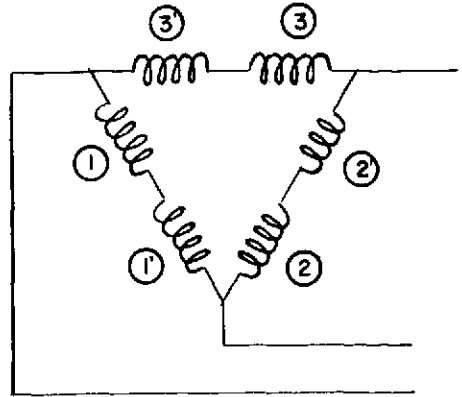


Fig. 99. Conexión en triángulo de los electroimanes de un campo magnético rotatorio trifásico.

Se partirá del instante *A* para el cual la corriente I es cero, la I_2 positiva y la I_3 negativa. Entonces en la fase (1) el flujo es nulo, en el devanado (2) se tiene un polo sur y en el devanado (3) un polo norte; el flujo vectorial resultante es el que se indica en la figura 101-a. Ahora bien, 90° eléctricos más tarde, en el devanado (1), se tiene un polo norte de máxima intensidad y en los devanados (2) y (3) se tienen polos sur de intensidad igual a la mitad del valor máximo; el flujo que resulta se indica en la figura 101-b. Siguiendo en esta forma, los flujos vectoriales resultantes se dan en c, d y e de la figura 101, para los instantes *C*, *D* y *E*, o sea para 180° , 270° y 360° .

Como se puede ver, el campo magnético obtenido es rotatorio, de igual intensidad y uniforme.

Velocidad síncrona. En el análisis anterior se encontró que para un ciclo completo de las corrientes trifásicas, o sea para 360° eléctricos, el campo rotatorio dio una vuelta completa, es decir, una revolución por ciclo, y el número de pares de polos del motor fue uno. Ahora, si se hiciera el mismo análisis para dos pares de polos, se encontraría que por cada dos ciclos de las corrientes el campo rotatorio realizaría una sola revolución; de aquí que si el motor tiene p pares de polos, el número de revoluciones N por

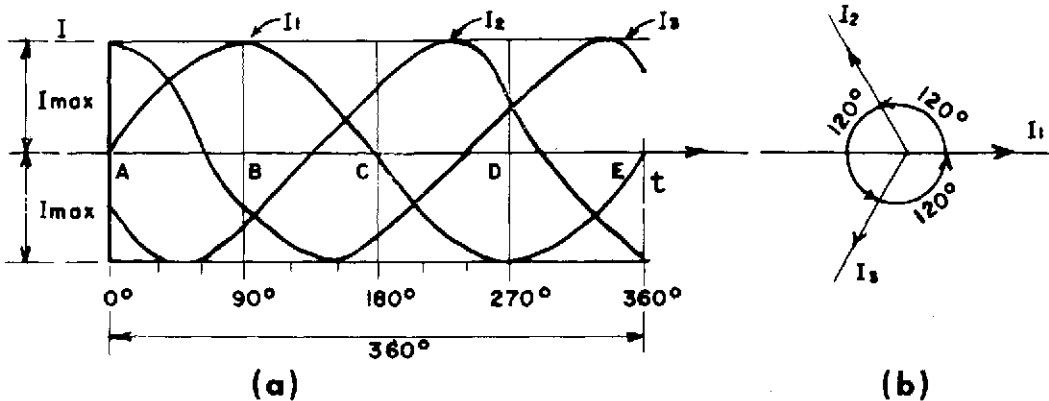


Fig. 100-a. Corrientes trifásicas.
b. Diagrama vectorial.

segundo que da el campo rotatorio, para una frecuencia de f ciclos por segundo, es:

$$N = \frac{f}{p} \text{ rps} \quad (4.108)$$

y si esta se expresa en rpm, se tiene:

$$N = \frac{60f}{p} \text{ rpm} \quad (4.109)$$

A esta velocidad del campo magnético rotatorio de un motor se le llama velocidad síncrona.

Resbalamiento del rotor. Si una armadura cuyos conductores forman circuitos cerrados, se coloca bajo la acción de un campo magnético rotatorio, desarrolla un par motor debido a las corrientes inducidas en los conductores de la armadura, las cuales actúan en conjunto con el campo magnético rotatorio. Como se indicó en un principio, la velocidad angular del rotor nunca llegará a ser igual a la velocidad angular del campo magnético rotatorio; de otra manera, no habría movimiento relativo entre el campo inductor y los conductores del rotor y por consiguiente no habría inducción.

A la diferencia que existe entre la velocidad angular del campo magnético rotatorio y la velocidad angular del rotor o armadura, se le llama *resbalamiento del rotor*. Es más conveniente expresar el resbalamiento del rotor como una fracción de la velocidad síncrona. Si se

indica con N_2 la velocidad angular del rotor y con N_1 la velocidad síncrona, se tiene:

$$S = \frac{N_1 - N_2}{N_1} \quad (4.110)$$

siendo S el porcentaje de resbalamiento.

A plena carga el resbalamiento de los motores comerciales varía del 1 al 10%, dependiendo del tamaño y del tipo.

Frecuencia en el rotor. Si el rotor de un motor bipolar de 60 ciclos por segundo está en reposo y al devanado inductor se le aplica un voltaje también de 60 ciclos, cada conductor del rotor será cortado por un polo norte y un polo sur 60 veces por segundo, ya que esta es la velocidad con que gira el campo rotatorio. Si el motor fuera de cuatro polos, el campo magnético rotatorio giraría a 30 ciclos por segundo y los conductores del rotor serían cortados dos veces por un polo N y un polo S, y volverían a ser cortados 60 veces por segundo, por cada polo del campo giratorio. De aquí se sigue que la frecuencia de las corrientes inducidas en el rotor cuando está en reposo (resbalamiento=1), es igual a la frecuencia del campo magnético inductor.

Si ahora el motor de 60 ciclos por segundo gira a la mitad de la velocidad síncrona ($S=0,5$), los conductores del rotor serían cortados $60/2$ veces por los polos norte y sur del campo

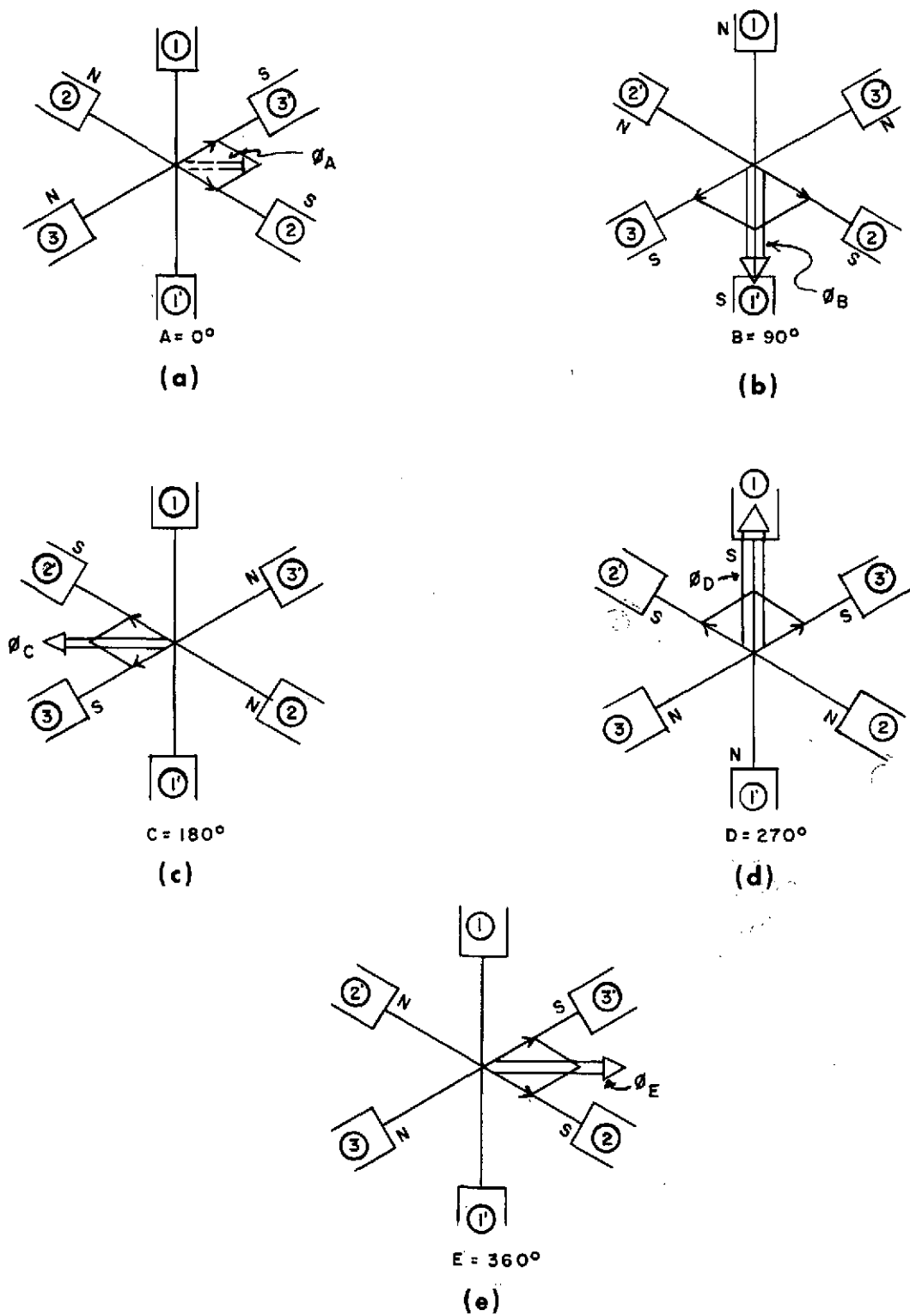


Fig. 101. Diagrama vectorial del campo magnético rotatorio trifásico.

rotatorio y la frecuencia de las corrientes inducidas sería de 30 ciclos por segundo.

De esto se sigue que para otras velocidades del rotor, la frecuencia de las corrientes inducidas es:

$$f_2 = Sf \tag{4.111}$$

donde f_2 es la frecuencia de las corrientes inducidas, S el resbalamiento y f la frecuencia de las corrientes en los devanados inductores.

La frecuencia en el rotor es un factor determinante de las características de operación del motor de inducción.

Par motor

a) *Cuando el resbalamiento es pequeño.* Se indicó al principio que el par motor de un motor de corriente directa es proporcional a la intensidad de la corriente y a la intensidad del campo magnético donde esta se mueve. La misma ley se aplica a los motores de corriente alterna, pero aquí se deben considerar los valores instantáneos de la corriente y del flujo magnético.

En la figura 102 se muestra la distribución del flujo magnético en el entrehierro de un motor de inducción. El flujo magnético se mueve de izquierda a derecha dentro del entrehierro y está distribuido sinusoidalmente. Las curvas de variación del campo magnético rotatorio inductor H y de la intensidad de las corrientes inducidas en el rotor, se muestran en la figura 103. En este caso, como S es muy pequeño, la reactancia inductiva del rotor es muy pequeña, ya que $X_{r_2} = 2\pi f_2 L_2$, y $f_2 = Sf$. Debido a esta reactancia, la corriente I se atrasa con respecto a la f.e.m. inducida que la produce, en un ángulo

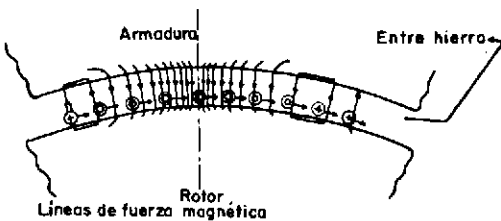


Fig. 102. Distribución del flujo magnético en el entrehierro de un motor de inducción.

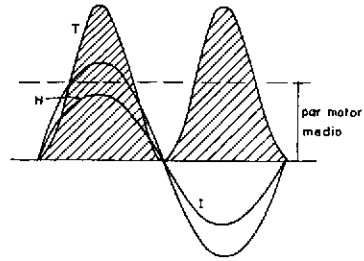


Fig. 103. Curvas de variación del campo magnético rotatorio inductor H y de la intensidad de la corriente inducida en el rotor.

tal que $\tan \alpha = \frac{2\pi f_2 L_2}{R}$, donde R es la resistencia del rotor. Ahora bien, como S es muy pequeña α es muy pequeña, por lo que I se puede considerar en fase con H y el par motor estará dado por:

$$T = KHI \tag{4.112}$$

donde K es una constante que depende de las dimensiones del rotor y de las unidades que se usen.

b) *Cuando el resbalamiento es grande.* En este caso, la reactancia del rotor es grande y el ángulo de atraso de la corriente respecto a la f.e.m. inducida que lo produce es grande, pues $\tan \alpha = \frac{2\pi f_2 L_2}{R}$, y como $f_2 = Sf$ y S es muy grande, entonces la corriente alcanza su valor máximo α° después que la fuerza electromotriz inducida. Por tanto, los conductores del rotor que se encuentran en los extremos del campo rotatorio inductor, en un instante considerado, producen un contrapar que se puede apreciar en las curvas de intensidad de flujo-corriente y par motor de la figura 104. El par producido es menor y se puede expresar como:

$$T = T_{max} \cos \alpha \tag{4.113}$$

donde T_{max} es el par motor máximo instantáneo cuando se tiene un resbalamiento muy pequeño, o sea, cuando la corriente inducida I y el flujo H están en fase.

Motor de jaula de ardilla. El motor de inducción de jaula de ardilla es el más simple

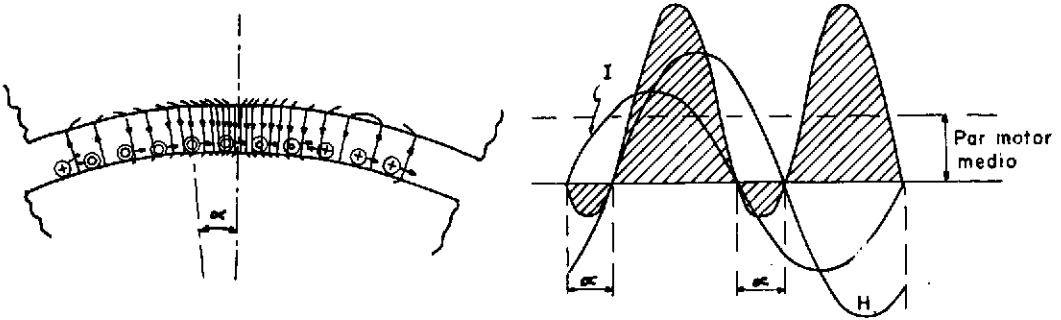


Fig. 104. Curvas de intensidad de flujo, corriente y par motor; para un resbalamiento grande.

de todos los motores de inducción y el más usado debido a su robustez y gastos menores de conservación por ser muy compacto.

Esquemáticamente, el rotor se puede describir como sigue: el devanado del rotor consiste de barras de cobre, aleaciones del mismo o de aluminio fundido en moldes, colocados sobre las generatrices de un cilindro en cuyas bases se encuentran anillos conductores que sirven de soporte a las barras para ponerlas en cortocircuito (fig. 105).

Características de operación. El motor de inducción funciona sustancialmente a velocidad constante. Como el rotor nunca puede alcanzar la velocidad de rotación síncrona, funciona siempre con un porcentaje de resbalamiento; al operar en vacío, el porcentaje S es muy pequeño, pero conforme se le empieza a oponer resistencia el motor necesita más corriente para suministrar el par motor necesario y el campo magnético rotatorio debe cortar los conductores con mayor rapidez para incrementar la corriente. Con esto aumenta el resbalamiento del rotor y por consi-

guiente disminuye la velocidad angular del mismo. Ahora bien, el resbalamiento es igual a la relación que existe entre la pérdida por efecto julio (I^2R) en los conductores del rotor a la potencia desarrollada por el mismo; pero la resistencia R de la jaula de ardilla es pequeña y por lo tanto el resbalamiento del rotor a carga normal es también pequeño.

En motores grandes del orden de 50 HP, el resbalamiento S es del orden de 1 a 2%, a plena carga, mientras que en motores pequeños S es del orden de 8 a 10 por ciento.

La gráfica de la figura 106 muestra las curvas características usuales de un motor de inducción de jaula de ardilla trifásico, de 20 HP a 1745 rpm y 60 ciclos por segundo, para 220 y 440 voltios. El par motor T ; el factor de potencia $\cos \theta$; la eficiencia, amperaje, kilovatios y velocidad angular N en rpm, están presentados gráficamente como funciones de la potencia de salida hasta 200% de la carga normal.

El factor de potencia crece con la carga y alcanza un máximo muy cercano a la carga de régimen (carga normal de trabajo); si aumenta más la carga, el factor de potencia disminuye notablemente. Por lo tanto, no conviene operar con cargas mayores ni menores de la carga de régimen.

Par motor característico. Una de las desventajas del motor de jaula de ardilla normal es que en el momento del arranque toma una cantidad de corriente muy grande con factor de potencia

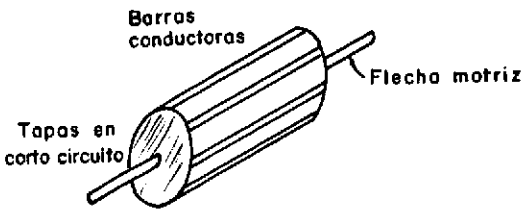


Fig. 105. Esquema del rotor de un motor de jaula de ardilla.

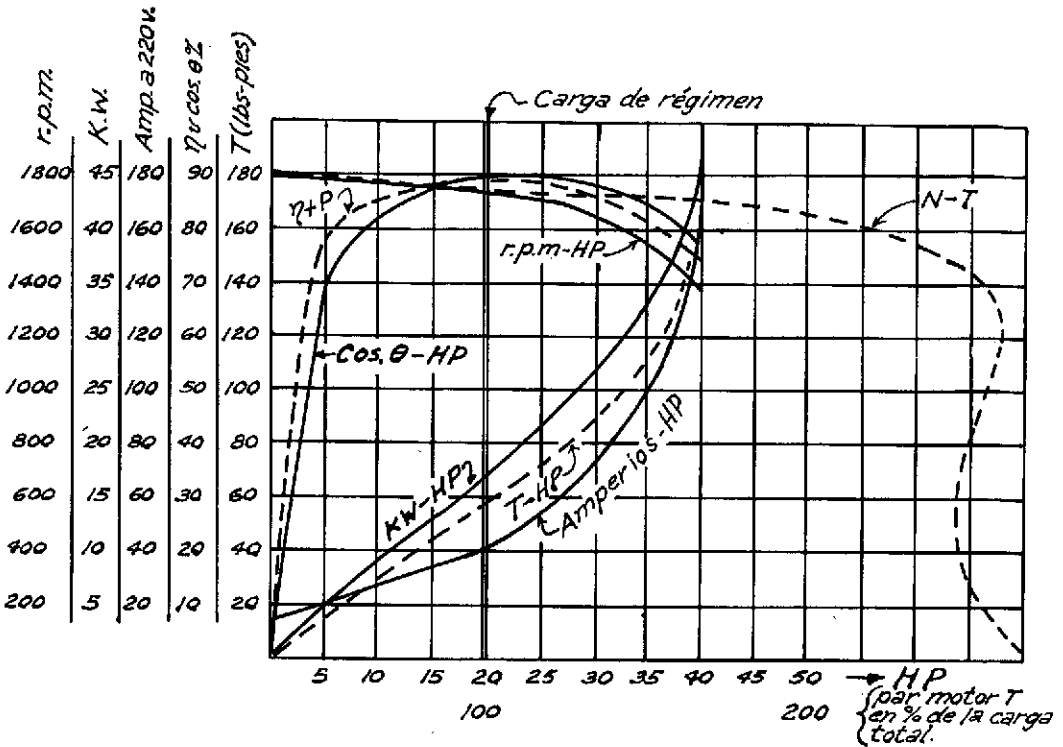


Fig. 106. Curvas características usuales de un motor de jaula de ardilla trifásico.

muy bajo y a pesar de esto desarrolla un par motor muy reducido. Esto se debe a que en el rotor de jaula de ardilla los conductores están conectados en cortocircuito y actúan como el secundario de un transformador y toman una cantidad muy grande de corriente al aplicarle el voltaje total. La gráfica de la figura 107 muestra las variaciones del par con respecto al resbalamiento para tres valores diferentes del voltaje aplicado en la línea. Se puede notar que para valores pequeños del resbalamiento, hasta alcanzar la carga total o más allá de ella, en el rango normal de operación el par motor es sustancialmente proporcional al resbalamiento. Pero para valores mayores del resbalamiento, la curva del par motor cambia de dirección y alcanza un máximo. Este valor máximo del par motor se llama "par motor de colapso". Más allá de este punto máximo, el par motor decrece y el

resbalamiento aumenta considerablemente. Para la mayoría de los tipos diferentes de carga, este es un punto de inestabilidad del motor, porque para un incremento mayor de carga hay un incremento en el resbalamiento y por consiguiente una disminución en el par motor; ello tiende a parar totalmente el motor a no ser que la carga se suspenda.

La causa de que este par motor sea débil es la reactancia misma del estator y del rotor. Ahora bien, la reactancia del rotor es proporcional a la frecuencia misma del rotor y esta es proporcional al resbalamiento del mismo. Por lo tanto, conforme aumenta el resbalamiento la reactancia del rotor aumenta mientras que la resistencia no cambia sustancialmente. El efecto de esta reactancia es producir grandes diferencias de fase entre las corrientes y la f.e.m. inducida que las produce y por consiguiente

entre las corrientes y el flujo magnético rotatorio, dando como resultado un bajo par motor de arranque por amperio suministrado.

Se puede también demostrar que para un resbalamiento dado, el par motor es proporcional al cuadrado del voltaje de línea aplicado; de aquí que una caída de voltaje de 10% provoca una disminución del par motor en 20%, ya que el par motor es proporcional al producto de la intensidad de la corriente por la intensidad del campo magnético. Esto se puede ver en la figura 107.

Este motor debe usarse, entonces, cuando se desea una marcha a velocidad angular constante y cuando la carga se le puede aplicar a plena marcha; además, la velocidad angular no es ajustable.

Motor de doble jaula de ardilla. El motor de jaula de ardilla simple tiene excelentes características de trabajo, pero su par motor de arranque es muy bajo y al mismo tiempo toma una corriente de intensidad muy grande. Para proporcionar este par de arranque se han construido motores de alta resistencia para trabajos intermitentes, como grúas o elevadores donde se necesita arrancar el motor continuamente; pero por supuesto, bajo condiciones de marcha de régimen, el resbalamiento es muy grande y si el trabajo es continuo y prolongado los devanados se sobrecalientan. También se han inten-

tado motores con una resistencia adicional tal que esta es desconectada por mecanismos centrífugos al acelerarse el rotor; sin embargo, el mecanismo es complicado y provoca fallas continuas, por lo que han sido rechazados.

Por otra parte, existen ciertos tipos de carga como compresores de aire o de refrigeración en que las características del motor de jaula de ardilla son ideales. Sin embargo, se necesita un par de arranque muy grande que este no puede suministrar. Con este objeto se han construido los motores de doble jaula de ardilla. Consisten de dos jaulas de ardilla; una de alta resistencia colocada en la periferia del rotor y otra de baja resistencia colocada inmediatamente debajo de aquella. Con esto se consigue un par de arranque muy alto y al mismo tiempo se aprovechan las características de funcionamiento de la jaula de ardilla normal.

En el momento de arranque del motor, la frecuencia del rotor es la misma que la de la línea. Esto hace que la reactancia $2\pi f_2 L$ de la jaula inferior sea mucho más grande que la de la jaula superior; de ahí que casi toda la corriente fluya a través de la alta resistencia de los conductores de la jaula superior, produciendo un par de arranque muy grande. Conforme el rotor se acerca a su velocidad de régimen, la frecuencia del rotor baja y la corriente que fluye por los conductores está determinada casi totalmente por sus resistencias. De aquí que ahora casi toda la corriente fluya por los conductores inferiores y el resbalamiento del rotor resulta pequeño.

Durante la aceleración del rotor las corrientes se dividen en las dos jaulas y varían automáticamente. En un buen diseño las corrientes se dividen en tal forma que el par motor desarrollado siempre es muy alto.

Motor de inducción con rotor tipo enrollado. Si se introduce una resistencia en el circuito del rotor de un motor de inducción, el resbalamiento, para un valor dado del par motor, se incrementa, ya que la reactancia del rotor es pequeña comparada con la resistencia. Por lo tanto,

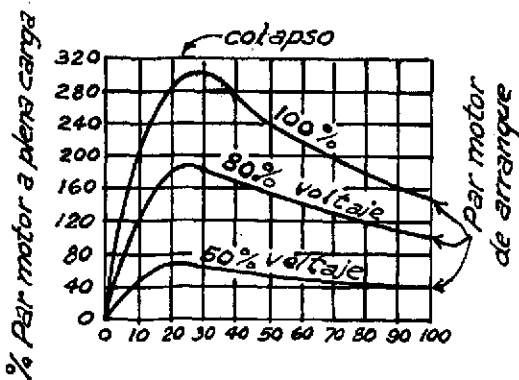


Fig. 107. Variaciones del par motor con respecto al resbalamiento para tres valores diferentes del voltaje aplicado a la línea.

la impedancia será totalmente representada por la resistencia. Si el resbalamiento permaneciera constante, la f.e.m. inducida en el rotor no cambiaría y la corriente en la armadura, que es igual a esta f.e.m. dividida entre la impedancia del rotor, decrecería. El $\cos \alpha$ del ángulo de defasamiento entre el flujo magnético y la corriente no aumenta tan rápidamente conforme decrece la corriente, y por lo tanto, el par motor debe decrecer, lo cual es contrario a la hipótesis de que permanezca igual. Para regresar el par motor a su valor original debe aumentar la corriente en la armadura. Para esto, la f.e.m. debe aumentar también; pero como el flujo es constante, este incremento de la f.e.m. solamente se puede obtener en base a que los conductores del rotor corten al flujo magnético con una rapidez mayor, por lo que aumenta el resbalamiento.

El efecto de introducir resistencia en el circuito del rotor se ilustra en la gráfica de la figura 108.

La curva (a) es para cuando no hay resistencia en el circuito del rotor. La curva (b) muestra el efecto de introducir 10% de resistencia en el circuito. Los valores del resbalamiento para un par dado son ahora mayores y el par motor máximo ocurre aproximadamente para el 50% de resbalamiento.

Haciendo la resistencia del circuito del rotor igual a su impedancia en reposo, $X_2 = 2\pi f_2 L_2$, el par motor máximo ocurre en el arranque y está representado por la curva (c). Conforme se incrementa la resistencia del rotor, este gira a velocidades bajas, pero estas se obtienen en base a pérdida de eficiencia, ya que la pérdida por efecto julio es $I^2 R$.

Esta es una forma de obtener un control de la velocidad, pero como se ve, es una regulación muy pobre, ya que la eficiencia eléctrica del rotor es igual a la relación que existe entre la velocidad actual a la velocidad síncrona.

Así, para 25% de resbalamiento la eficiencia η es igual a 75%, y el 25% se pierde en forma de calor a través de la resistencia del rotor.

La figura también muestra la corriente como

una función de la velocidad y del resbalamiento. Nótese que cuando no hay resistencia, en el momento de arranque la corriente es 470% del valor a plena carga y el par motor de 86%; y con 40% de resistencia se obtiene 205% del par motor a plena carga con solamente 160% de la corriente.

Los devanados del rotor son semejantes a los del estator y para conectar las resistencias es necesario que los terminales de cada fase sean sacados fuera del rotor a través de anillos colectores. Por esta razón, los motores de este tipo son muy caros, pues la construcción de los devanados del rotor es bastante complicada y luego hay que agregar además el costo de los anillos y el de los controles externos, que incluyen las resistencias variables o reóstato.

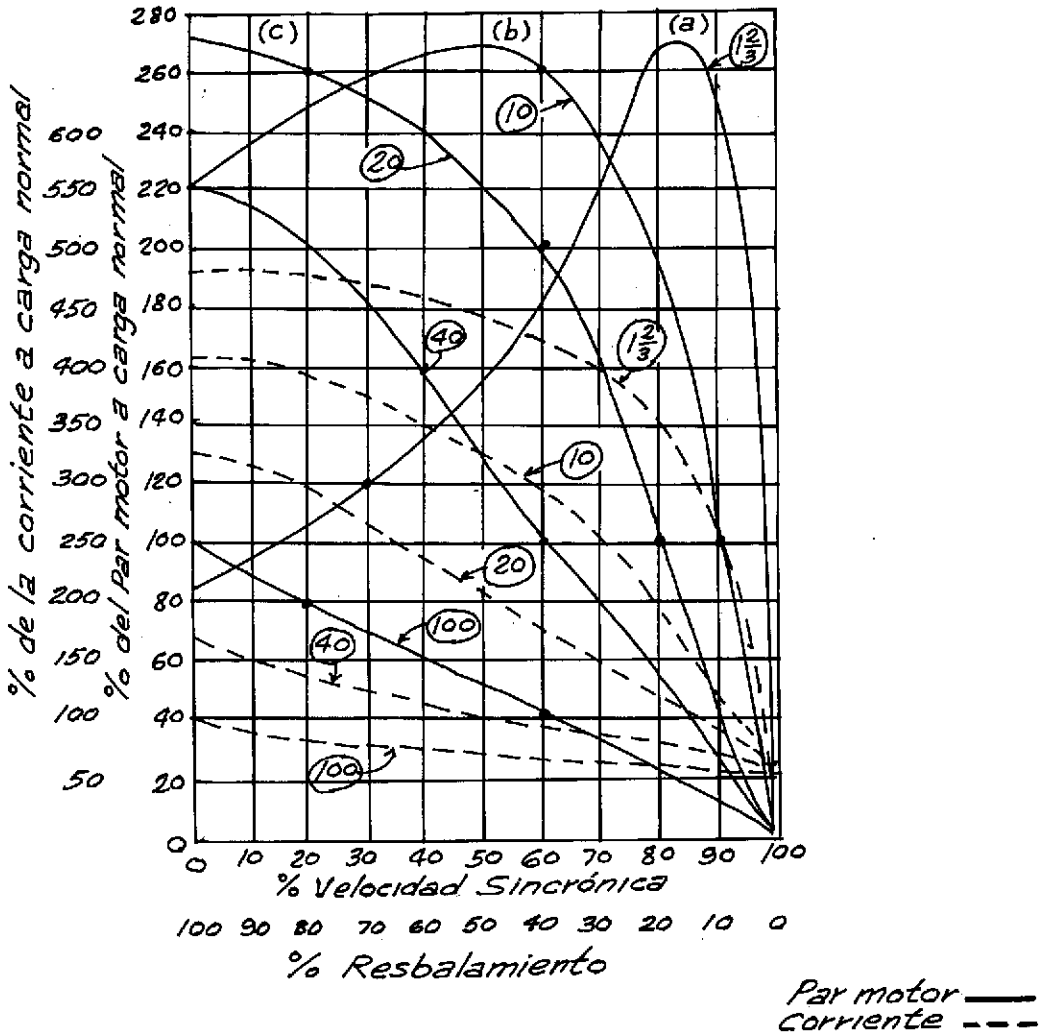
Por lo tanto, el uso de estos motores está indicado para el caso donde se necesita un par motor de arranque demasiado fuerte y donde frecuentemente se necesita un ajuste de la velocidad de rotación. La aplicación más usual de estos motores es en grúas, elevadores, bombas, ferrocarriles y barcos.

Arranque del motor

1) *Arranque directo a la línea.* Como el devanado de los motores de jaula de ardilla tiene muy poca resistencia en reposo (que equivale al caso del secundario de un transformador puesto en cortocircuito), si se conectan directamente a la línea la corriente que toman es muy grande y para motores de potencia muy alta, la intensidad de corriente tomada puede ser tal que produzca fuertes trastornos en el voltaje que no sean permisibles.

Los motores de esta clase, del orden de 7,5 HP, o para motores del tipo de doble jaula de ardilla de orden un poco mayor a los 7,5 HP, que toman corrientes normales de 6 a 7 veces la corriente a plena carga, se pueden conectar directamente a la línea y los efectos que ejercen sobre el voltaje son despreciables.

2) *Arranque en doble posición de estrella a triángulo.* Para motores grandes este es un método muy simple de arranque que consiste



Los números dentro de \bigcirc dan la resistencia en el circuito del rotor en % del valor, para dar el par motor a carga normal y en reposo.

Fig. 108. Efecto de introducir resistencia en el motor de inducción tipo enrollado.

en conectar los devanados del motor directamente a la línea en el momento de arranque, en circuito estrella, por medio de un interruptor trifásico de doble posición. De esta forma, cuando el motor ya se ha encarrerado, se cambia el interruptor a la otra posición, en tal forma

que los devanados queden finalmente conectados en circuito triangular. El diagrama eléctrico se muestra en la figura 109-a.

De esta forma, en el arranque el motor queda conectado a la línea, en estrella (fig. 109-b).

El voltaje aplicado a cada devanado es sola-

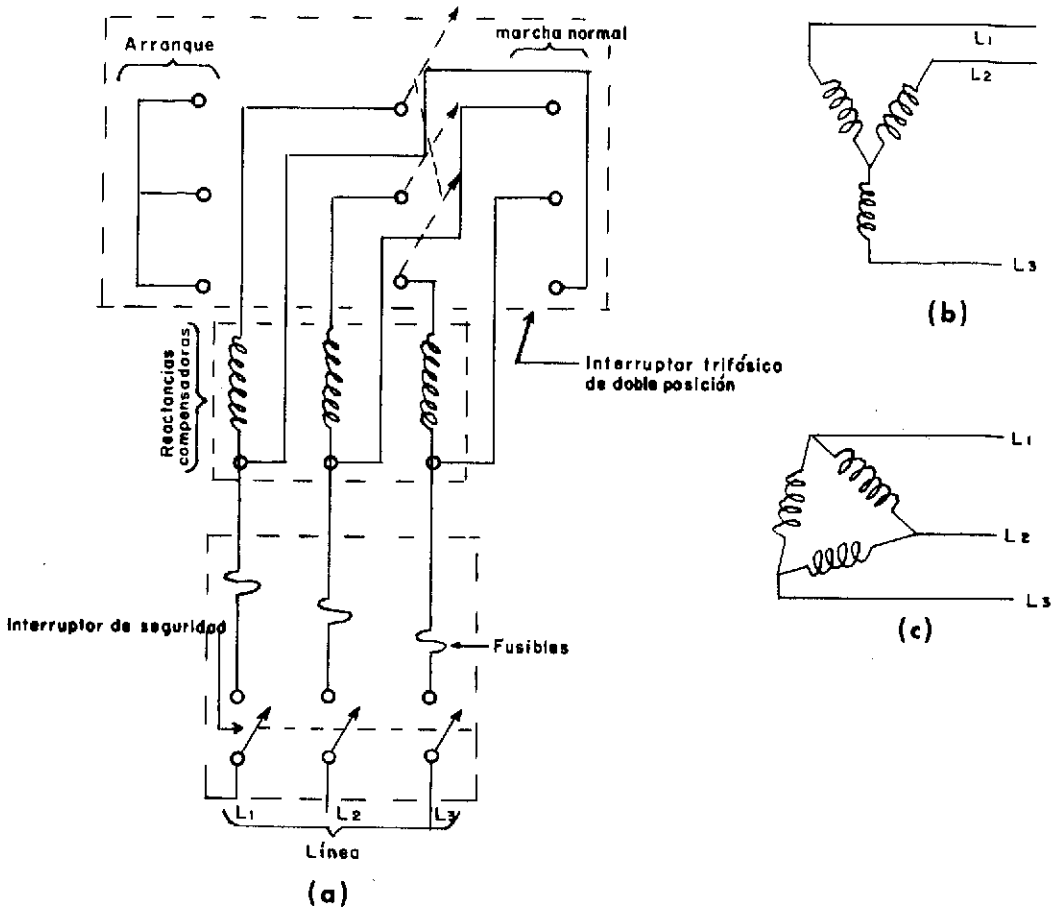


Fig. 109. Arranque del motor de jaula de ardilla en doble posición estrella a triángulo.

mente $1/\sqrt{3}=0,58$, o sea, 58% del voltaje normal; esto hace que la corriente tomada por línea sea de $1/3$ de la intensidad en conexión directa.

Una vez encarrerado el motor, se cambia bruscamente el interruptor a la otra posición y finalmente el motor queda conectado en triángulo, para funcionar normalmente (véase la figura 109-c).

3) *Arrancador automático (autotransformadores)*. Son devanados arrollados sobre núcleos de hierro denominados bobinas de alta reactancia inductiva, con derivaciones para los diferentes pasos de arranque del motor.

Existen dos tipos, a saber: los trifásicos que

van conectados en estrella, de tal modo que en el arranque las derivaciones que van al motor se encuentran en la posición *A, A, A*, y automáticamente, conforme se va encarrerando el motor, dichas derivaciones van pasando por puntos intermedios hasta llegar a la posición *B, B, B*, en que el motor queda conectado a plena carga. En esta forma la corriente tomada de la línea es compensada por estas bobinas, llegando a ser $1/4$ de la corriente que si se conectara el motor directamente a la línea (fig. 110).

El otro tipo consiste de dos bobinas conectadas en V; tiene la ventaja de que se puede usar tanto en circuitos trifásicos como en bifásicos. El principio de funcionamiento es igual al del

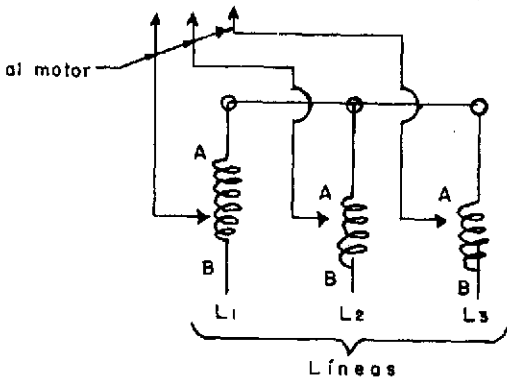


Fig. 110. Arranque del motor de jaula de ardilla con arrancador automático (autotransformadores).

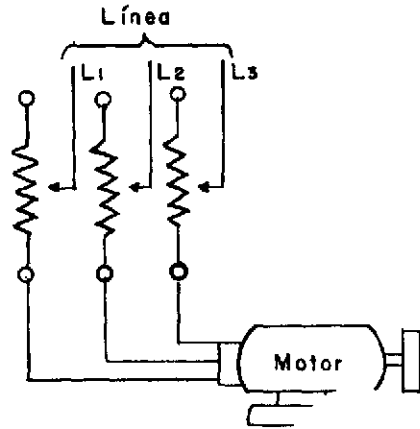


Fig. 112. Arranque del motor de jaula de ardilla con resistencias y reactores en serie.

tipo anterior y su diagrama eléctrico es el que se indica en la figura 111.

4) *Arranque con resistencias y reactores en serie.* Estos tipos de arrancadores son bastante usados por su bajo costo. Consisten de simples resistencias variables o reóstatos en serie. Tienen la ventaja de que el arranque es muy uniforme, pues los pasos de las resistencias están en cortocircuito (fig. 112).

Cuando se usan bobinas o combinaciones mixtas de estas, no pueden quedar los pasos en cortocircuito, por lo que el arranque es por pasos intermitentes.

Clasificación de los motores. Con el objeto de poder seleccionar los motores para diferentes aplicaciones la Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos (National Electrical Manufacturers' Association, NEMA), clasifica los motores estándar de acuerdo con la relación que existe entre la corriente que toma el motor en

el arranque y la corriente que toma a plena carga, denominándoseles con las letras A, B, C, D, E, F. También se utiliza la relación KVA (kilovoltamperio) de entrada al rotor por caballo de fuerza de salida, que equivale a lo anterior para motores bifásicos, si la eficiencia es de 0,85 y el factor de potencia 0,88.

Existen seis clases diferentes designadas por las letras A, B, C, D, E, y F, que aparecen en la placa nominal del motor. Por medio de estas letras es posible determinar las corrientes normales a través de los interruptores, fusibles y otros aparatos de protección conectados al circuito.

Los kilovoltamperios por caballo de fuerza se pueden determinar por la fórmula siguiente:

$$KVA \text{ a la entrada por HP} = \frac{746}{\eta \times P.F. \times 1.000} \quad (4.113)$$

donde η es la eficiencia a voltaje y carga normal.

Clase A o tipo normal (para usos generales). La corriente en el arranque es de 5 a 7 veces la corriente a plena carga; arriba de 7,5 HP deberá reducirse el voltaje de arranque por medio de compensadores. El par motor de arranque es alrededor de 150 por ciento.

Aplicaciones: para máquina herramientas, bombas centrifugas, motor-generator acoplados y ventiladores.

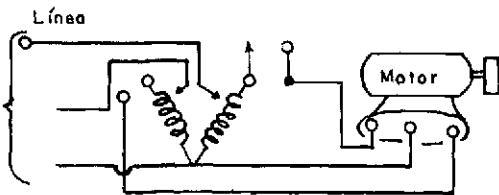


Fig. 111. Arranque del motor de jaula de ardilla con arrancador automático que puede usarse en circuitos trifásicos y bifásicos.

Clase B o de alta reactancia (para usos generales). La corriente de arranque es muy baja, de 4,5 a 5 veces la corriente a plena carga. El voltaje aplicado de arranque es directo; el par motor de arranque es alrededor de 150 por ciento.

Aplicaciones: iguales a la anterior pero hasta 5 HP.

Clase C (de doble jaula de ardilla). La corriente de arranque es baja, de 4,5 a 5 veces la corriente a plena carga. El voltaje aplicado de arranque es directo; el par motor de arranque es muy alto, alrededor de 225 por ciento.

Aplicaciones: bombas recíprocas, molinos, mezcladores, compresores de aire, compresores de aparatos de refrigeración muy grandes.

Clase D (de alta resistencia). La corriente de arranque es muy baja, el voltaje de arranque aplicado es directo y el par motor de arranque es alrededor de 275 por ciento.

Aplicaciones: prensas perforadas, cortadoras, estiradoras de metal, grúas pequeñas, centrifugadores para ingenios.

Clases E y F. Son de bajo par motor de arranque y el resbalamiento es muy bajo a plena carga; necesitan forzosamente arrancadores de alta reactancia.

Motor de tipo enrollado. Corriente de arranque muy baja y alto par de arranque.

Aplicaciones: elevadores, grúas, transformadores y molinos de acero.

Control de la velocidad de rotación en los motores de inducción. Se ha visto que la velocidad síncrona se expresa por $N = 60 \frac{f}{p}$, y el resbalamiento del rotor por $S = \frac{N_1 - N_2}{N_1}$, de donde se puede deducir que la velocidad angular del rotor está dada por:

$$N_2 = 60 \frac{f}{p} (1 - S) \quad (4.114)$$

De la ecuación 4.113 se deduce que se tienen tres factores que intervienen en la velocidad angular de rotación de un motor de inducción:

la frecuencia f de la corriente alterna expresada en ciclos por segundo; el número de pares de polos p , y el resbalamiento S del rotor.

La frecuencia f de la línea es constante y no se puede cambiar, por lo que se descarta este factor. El resbalamiento se puede cambiar introduciendo una resistencia al circuito del rotor, lo que es posible hacer únicamente con los motores de rotor tipo enrollado según se indicó anteriormente. El número de pares de polos se puede cambiar por medio de un interruptor de doble posición, cuyos terminales, convenientemente conectados a los terminales de los devanados del estator pueden, en un momento dado, quedar conectados o desconectados a un número par de polos del circuito de línea, cambiándose así la velocidad síncrona del campo magnético rotatorio inductor. En esta forma se pueden tener dos velocidades de funcionamiento diferentes.

MOTOR SINCRONO

Principio de funcionamiento. Si a un generador de corriente alterna, en lugar de aplicarle energía mecánica a la flecha, se aplica un voltaje alterno a sus terminales, funciona como un motor cuya velocidad angular es siempre constante, independientemente de la carga que se le aplique. Un motor de este tipo recibe el nombre de motor síncrono.

Aunque el diseño de un motor síncrono es idéntico al de un generador de corriente alterna, existen ciertas diferencias en la construcción de los polos de los electroimanes, para obtener así las mejores características de operación. Estas modificaciones consisten en hacer los polos de los electroimanes ensanchados o sobresalientes de los devanados inductores.

En la figura 113 se muestra un conductor bajo la acción de un campo magnético producido por un polo N de uno de los electroimanes del motor. En el conductor fluye una corriente alterna cuyo sentido indicado es hacia el observador. Por la acción ya conocida, entre corrientes y campos magnéticos se desarrolla un par motor

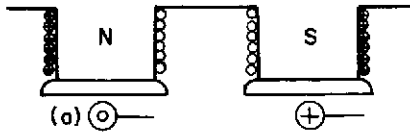


Fig. 113. Conductor bajo la acción de un campo magnético producido por un polo N en un motor síncrono.

que tiende a mover al conductor hacia la derecha. Como la corriente es alterna, esta se invierte en el conductor durante el siguiente medio ciclo, por lo que el par motor desarrollado ahora tiende a mover el conductor hacia la izquierda. Debido a la inercia misma de la armadura o rotor, este no alcanza a ponerse en movimiento; el par desarrollado para un ciclo completo es nulo, y por consiguiente el motor no arranca. Esta es la condición que existe en un motor síncrono cuando se encuentra en reposo, ya que los electroimanes están excitados por una generatriz de corriente directa, y por consiguiente la polaridad de dichos electroimanes es siempre fija.

Si de alguna manera el conductor *a* es llevado inmediatamente enfrente del siguiente polo S del estator, para el instante correspondiente a otro medio ciclo, la corriente en el conductor se habrá invertido y el par desarrollado será del mismo sentido que el anterior. Por lo tanto, habrá una tendencia a conservar el movimiento indefinidamente. De esto se infiere que un conductor cualquiera del rotor de un motor síncrono debe moverse de un polo al otro inmediato en un tiempo tal en que se verifica una alternación de la corriente.

De aquí se deduce que si la frecuencia de la corriente alterna aplicada es constante, la velocidad angular de rotación del rotor debe ser forzosamente constante. Este tipo de motor admite variaciones momentáneas pequeñas en su velocidad angular, pero si la velocidad media difiere, aun en pequeña magnitud, de la veloci-

dad síncrona, el par motor medio se hace nulo e inmediatamente el motor se para.

Del paso de un conductor de un polo a otro se deduce de inmediato la velocidad síncrona del motor, que se expresa:

$$S = \frac{60f}{P} \quad (4.115)$$

en que *S* está en rpm, *f* es la frecuencia en ciclos por segundo y *P* es el número de pares de polos del motor.

De lo anterior resulta que una manera de cambiar la velocidad síncrona del motor es cambiar el número de pares de polos por medio de una conexión semejante a la de los motores de inducción; así se puede operar el motor a dos velocidades diferentes.

De esto también se deduce que la velocidad angular de rotación de un motor síncrono depende del número de pares de polos del motor.

Efecto que se produce al cargar un motor síncrono. Cuando a un motor cualquiera se le aplica un voltaje a sus terminales, el rotor se pone en movimiento. En virtud de este, se induce una f.e.m. contraria a la que lo produjo y que equilibra el voltaje aplicado en la línea. Esta f.e.m. se denomina fuerza contraelectromotriz.

Ahora bien, el voltaje aplicado en los terminales del motor debe suministrar la caída de tensión a través de la resistencia *R*, que es bastante baja, más la fuerza contraelectromotriz, de tal forma que se tiene:

$$V = E + IR_a \quad (4.116)$$

donde *V* es el voltaje aplicado, *E* la componente del voltaje que equilibra la fuerza contraelectromotriz e *IR_a* la caída de voltaje por resistencia de la armadura.

Cuando se le aplica carga a un motor síncrono, su velocidad media no puede decrecer, pues este opera a velocidad angular constante. Por otro lado, ya se ha visto que para suministrar un par motor mayor es necesario que en los conductores del rotor se induzca una corriente

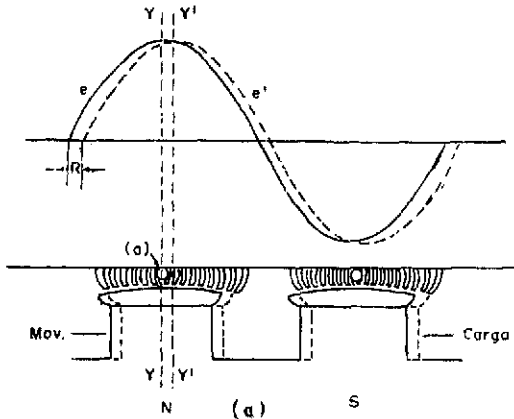


Fig. 114. Polos N y S del campo magnético de un motor síncrono.

mayor en base a disminuir su velocidad angular, lo cual no es posible porque el motor se pararía.

La figura 114 muestra los polos N y S del campo rotatorio de un motor síncrono; la f.e.m. inducida en un conductor a es máxima cuando el conductor se encuentra exactamente a la mitad del polo y cero cuando los polos se han desplazado a una posición tal que el conductor queda en la zona media de la distancia entre polos. El valor de la f.e.m. inducida para un punto cualquiera está dada por la curva e .

Supóngase ahora que se aplica carga al motor. Esto produce un frenaje momentáneo del rotor mientras se ajusta a la nueva carga. Bajo estas condiciones el rotor, en lugar de estar sobre el eje yy , se retrasa, pasa a la posición $y'y'$, y la f.e.m. inducida ya no es la curva e , sino la representada por la curva e' retrasada en un ángulo α .

Supóngase nuevamente que el rotor gira en vacío y que la corriente inducida es tan pequeña que la fuerza contraelectromotriz $-E_a$ es sensiblemente igual al voltaje aplicado de línea V (fig. 115):

$$V - E_a = 0 \quad (4.117)$$

Ahora, si se aplica la carga a la flecha del motor, la fuerza contraelectromotriz $-E'_a$ se atrasa en un ángulo α mientras que el voltaje V queda invariable. Sea la nueva fuerza contraelectromotriz $-E'_a$ y la componente del voltaje V que balancea a esta E'_a ; luego la suma vectorial

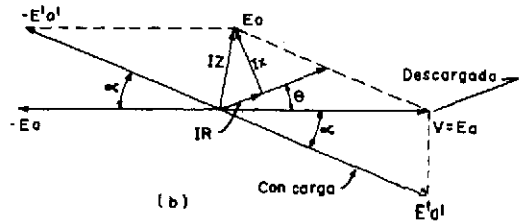


Fig. 115. Diagrama vectorial que muestra el efecto de aplicarle carga a un motor síncrono.

de V y $-E'_a$ no es cero, por lo que existe una diferencia vectorial entre V y E'_a .

La corriente que fluye a través de la armadura bajo estas circunstancias es:

$$I = \frac{V - E'_a}{Z} = \frac{E_0}{Z} \quad (4.118)$$

donde E_0 es la diferencia vectorial antes mencionada y Z la impedancia de la armadura; luego:

$$E_0 = IZ \quad (4.119)$$

pero la reactancia de la armadura del motor síncrono es muy grande comparada con su resistencia, por lo que la corriente se retrasa respecto a E_0 en un ángulo muy cercano a 90° . Esto hace que la corriente I quede más o menos en fase con E_a y en oposición con $-E_a$; por lo tanto, esta corriente es altamente energética respecto a $-E_a$, lo que significa que suministra una potencia interna considerable al motor.

La potencia suministrada por la línea al motor es:

$$P = VI \cos \theta \quad (4.120)$$

y la potencia entregada por el motor es:

$$P' = E'_a I \cos (\theta + \alpha) \quad (4.121)$$

la diferencia entre P y P' es la pérdida por efecto julio en la armadura.

Efecto que se produce al sobreexcitar el campo magnético inductor. Cuando el campo magnético de un motor síncrono se incrementa, el rotor no puede disminuir su velocidad pues está obligado a girar a velocidad constante, pudiendo tomar tan sólo una variación momentánea para reacomodarse a las nuevas condiciones. Como la velocidad angular no varía y el flujo se ha aumentado, la fuerza contraelec-

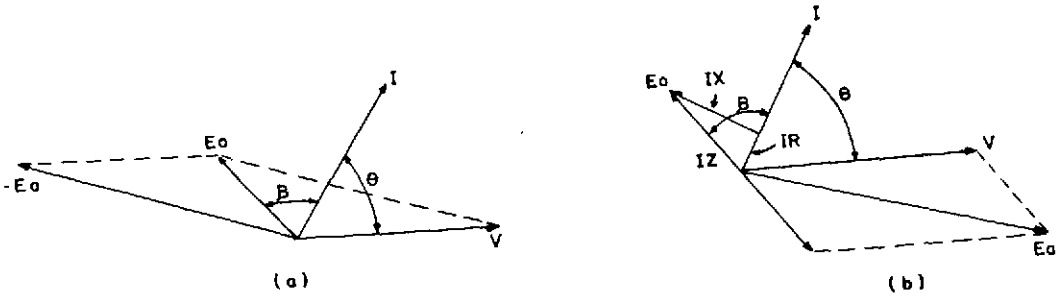


Fig. 116. Diagrama vectorial que muestra el efecto al sobreexcitar un motor síncrono.

tromotriz aumenta. Esto haría pensar que el motor tendería a pararse, puesto que el voltaje inducido es mayor que el voltaje en la línea, y que daría un efecto de trabajo invertido o efecto de generador.

En realidad, trabaja como motor y se dice que el motor está sobreexcitado.

Sea el diagrama vectorial de la figura 116-a, donde V es el voltaje en los terminales del motor y $-E_o$ la fuerza contraelectromotriz.

De acuerdo con la ecuación 4.118, E_o se retrasa respecto a la corriente en β° , y al mismo tiempo se adelanta respecto al voltaje V en θ° , por lo que se puede escribir:

$$E_o = V - IZ \quad (4.122)$$

En el diagrama vectorial de la figura 116-b, esta operación se puede realizar como sigue: E_o es notablemente mayor que V ; al tomar la

corriente I el motor síncrono, la adelanta en θ° y balancea en esta forma la fuerza contraelectromotriz.

Efecto que se produce al disminuir la excitación del campo magnético inductor. Cuando se disminuye el campo magnético inductor de un motor síncrono, este no puede aumentar su velocidad, por lo que nuevamente se reacomoda a las nuevas condiciones.

En este caso, la $-E_o$ es sustancialmente menor que el voltaje aplicado en la línea y para compensar, la componente de esta retrasa a la corriente I con respecto a V en un ángulo θ muy grande. Los diagramas vectoriales de la figura 117-a,b indican claramente este proceso.

Esta es la gran propiedad de los motores síncronos de poder atrasar o adelantar la corriente variando la excitación del campo.

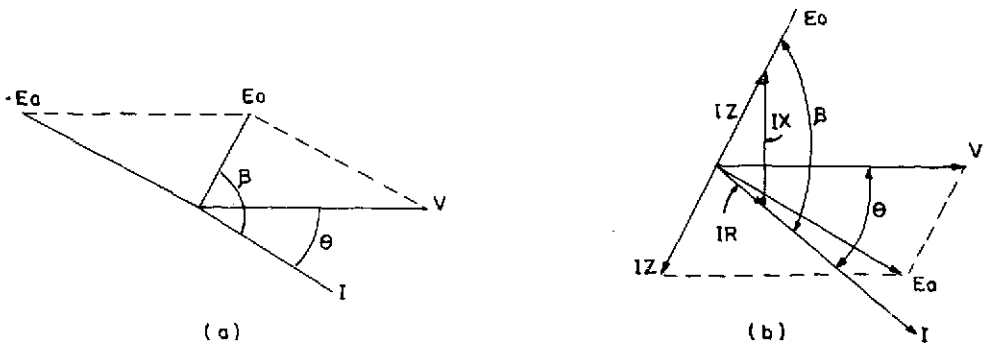


Fig. 117. Diagrama vectorial que muestra el efecto al infraexcitar un motor síncrono.

Curvas V. Si la potencia P , desarrollada por un motor síncrono trifásico, se mantiene constante y se hace variar la corriente excitatriz del campo magnético inductor I_f , el factor de potencia del motor cambia. Así la potencia desarrollada por un motor trifásico es:

$$P = 3 VI \cos \theta \quad (4.123)$$

donde V es el voltaje aplicado en los terminales del motor, I la corriente en la línea y $\cos \theta$ el factor de potencia del motor.

Ahora bien, como P y V son constantes, cualquier disminución del factor de potencia trae consigo un aumento de I ; por consiguiente, un aumento de aquél significa una disminución de I .

Esto quiere decir que un cambio en la corriente del campo, a carga constante, produce un cambio sobre la corriente en la línea o la corriente en la armadura.

Con el fin de determinar la relación que existe entre estas corrientes y también las características del motor síncrono respecto a su habilidad para corregir el factor de potencia de un sistema, se deben obtener las llamadas "curvas V" del motor. Las curvas V relacionan la corriente en la armadura con la corriente del

campo para diferentes potencias constantes de entrada.

Las conexiones que hay que hacer para realizar las mediciones y obtener dichas curvas se indican en la figura 118.

La corriente del campo se varía por medio de un reóstato de campo; se mide por medio de un amperímetro de corriente directa y al mismo tiempo se mide la corriente en la línea por medio de los amperímetros de C.A. La potencia eléctrica suministrada al motor se mantiene constante ajustando la carga aplicada a la flecha del motor, y haciéndose la lectura correspondiente de la potencia en el vatímetro trifásico.

La figura 119 muestra las curvas V de un motor síncrono trifásico de 150 HP para 550 voltios y 60 ciclos.

La curva AB se tomó para $\frac{1}{4}$ de la carga total, la CD para $\frac{1}{2}$ y la EF para la carga total.

Con valores bajos en la corriente de campo se tienen grandes valores en la corriente a través de la armadura y en atraso. El factor de potencia aumenta conforme aumenta la corriente de campo y la corriente en la armadura disminuye hasta alcanzar su valor mínimo. Si la corriente

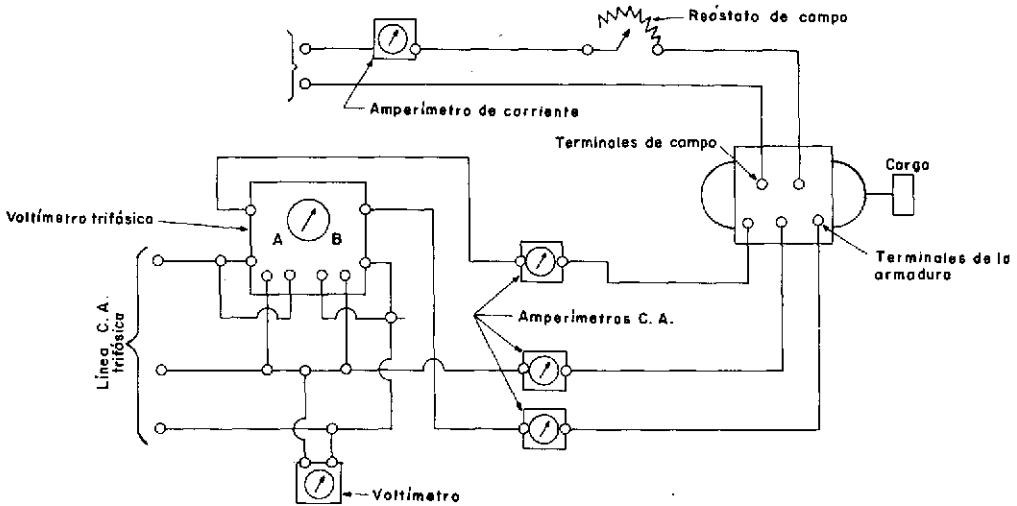


Fig. 118. Diagrama eléctrico para obtener las curvas V.

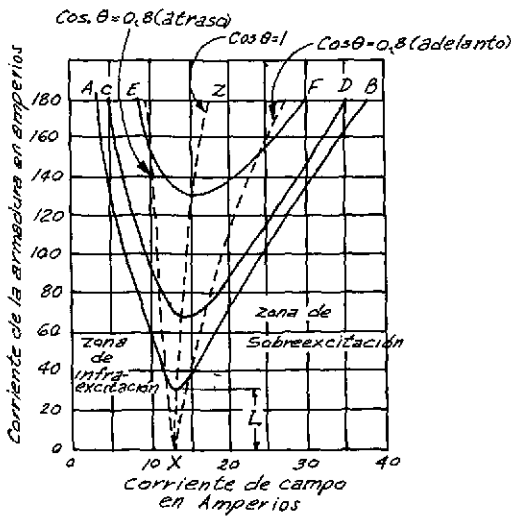


Fig. 119. Curvas V de un motor sincrono.

de campo sigue aumentando, la corriente en la armadura vuelve a crecer, pero ahora en adelanto.

La corriente I_2 es el valor de la corriente a factor de potencia unitario.

Sea I_2 el factor de la corriente para un factor de potencia cualquiera $\cos \theta_2$ (fig. 120), la potencia en una de las fases de la línea es :

$$P_1 = V' I_2 \cos \theta_2 \quad (4.124)$$

donde V' es el voltaje correspondiente a esa fase, pero $I_2 \cos \theta_2 = I_1$ para cualquier valor de θ_2 .

En otras palabras, a potencia constante P_1 , la componente energética de la corriente es siempre I_1 , cualquiera que sea el factor de potencia. Por lo tanto, el vector corriente siempre estará alojado entre el origen O y la línea XX perpendicular a V' , por lo que la corriente siempre está en fase con V' y vale I .

La excitación que corresponde para una corriente I en la armadura se llama excitación normal.

Para corrientes de excitación menores que la normal, el motor toma corrientes en atraso y se dice que está infraexcitado. Para corrientes mayores que la normal, el motor toma corrientes en adelanto y se dice que está sobreexcitado.

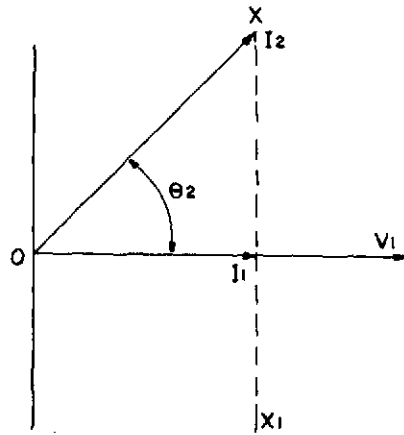


Fig. 120. Corriente a factor de potencia unitario.

Con ayuda de las curvas V se puede determinar el factor de potencia para una potencia dada, dividiendo la corriente a excitación normal entre la corriente a esa potencia, ya sea en adelanto o en atraso, pues de la figura 121 se tiene:

$$\cos \theta_2 = \frac{I_1}{I_2} \quad (4.125)$$

Arranque del motor. Como ya se demostró, el motor sincrono no puede arrancar por sí mismo pues es necesario llevarlo muy cerca o exactamente a su velocidad angular sincrona antes de que pueda operar.

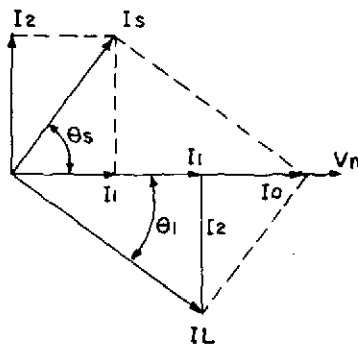


Fig. 121. Diagrama vectorial que muestra la corrección del factor de potencia por medio del motor sincrono.

Existen varios métodos para lograr esto:

a) Generalmente la excitatriz del motor va acoplada directamente a la flecha del mismo. Entonces, si se dispone de una fuente de energía de corriente directa, la excitatriz puede operar como motor, llevando el motor síncrono a su velocidad de trabajo. Hecho esto se excitan los campos magnéticos y, una vez sincronizado el motor, se conecta a la línea.

b) Se puede arrancar el motor síncrono con la ayuda de un pequeño motor de inducción acoplado directamente o por medio de una transmisión. En el primer caso la velocidad síncrona del motor de inducción debe ser mayor que la velocidad síncrona del motor síncrono, pues debe proporcionar el resbalamiento necesario al rotor del motor de inducción. Una vez alcanzada la velocidad síncrona, los motores auxiliares se deberán desacoplar al conectar el motor síncrono a la línea.

Este método ya no se usa debido a la necesidad de los motores auxiliares y dados los problemas que presentan las transmisiones.

c) A veces el motor síncrono se usa para mover un generador de corriente directa y si se dispone de una fuente de energía del mismo tipo, entonces el arranque se verifica como en el caso a), excitándose posteriormente los campos del generador.

d) El método más común de arrancar un motor síncrono es hacerlo como si fuera motor de inducción.

Se desconecta el circuito de excitación del campo magnético inductor; luego se aplica un voltaje alterno a los terminales del estator, formándose así un campo magnético rotatorio alrededor del rotor que pone a este en movimiento. Para esto es necesario, como en el caso de los motores de inducción, usar compensadores o autoarrancadores, para evitar fuertes disturbios en la línea.

Arranque del motor bajo carga. Para arrancar un motor síncrono bajo carga, el método más adecuado es arrancarlo funcionando como motor

de inducción. Ahora bien, como en un motor síncrono los devanados en jaula de ardilla no tienen ningún efecto bajo operación normal, las limitaciones que se toman en el diseño de este son menos rígidas que en los de inducción. Estos devanados pueden ser de dos tipos:

a) Devanados compensadores conectados en fase, cuyos terminales van conectados a anillos colectores para suministrarles así una resistencia externa, mientras se lleva el motor a su velocidad síncrona. Tres fases de este devanado van a las resistencias y el resto a los campos de excitación.

b) Motor síncrono tipo de inducción que consiste en un motor cuyos devanados de arranque son semejantes a los del motor tipo enrollado.

Otra manera de arrancar el motor síncrono, cuando la carga es demasiado grande, es por medio de un embrague que puede ser mecánico o eléctrico.

Corrección del factor de potencia por medio de un motor síncrono. El motor puede desarrollar potencia mecánica y al mismo tiempo corregir el factor de potencia del sistema o circuito eléctrico donde está acoplado:

Supóngase, como se indica en la figura 122, que el circuito trifásico toma I_L amperios con un voltaje V_n , cuyo factor de potencia del sistema es $\cos \theta_1$. Se desea aumentar el factor de potencia a la unidad por medio de un motor síncrono que al mismo tiempo suministre una potencia mecánica tal que el número de vatios

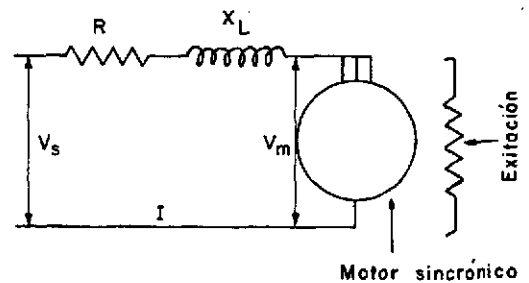


Fig. 122. Diagrama eléctrico de un motor síncrono, como regulador de voltaje.

por línea sea $\sqrt{3} VI_1$. Supóngase que el sistema está conectado en estrella y el voltaje con respecto a la línea neutra es V_n voltios.

De acuerdo con el diagrama vectorial, la corriente I_L , que está en atraso con respecto a V_n en θ_1° , se descompone en una corriente energética I_1 y una corriente en cuadratura I_2 . El motor síncrono debe tomar primero la corriente en cuadratura I_2' , que está en adelante, con el fin de contrarrestar la corriente en cuadratura en atraso I_2 de la línea. Por lo tanto:

$$I_2' = I_2 = I_L \text{ sen } \theta_1 \quad (4.126)$$

Por otra parte, el motor debe tomar una corriente energética I_1' , para suministrar la pérdida por efecto julio y también para desarrollar la potencia requerida, por lo que la corriente total que debe tomar el motor es:

$$I_s = \sqrt{(I_1')^2 + (I_2')^2} \quad (4.127)$$

y el factor de potencia del motor síncrono será:

$$\cos \theta_s = \frac{I_1'}{I_s} \quad (4.128)$$

El motor como regulador del voltaje. La figura 123 muestra una fase de una línea de transmisión la cual puede ser monofásica o trifásica. En el extremo de la línea se suministra un voltaje de V_s voltios por medio de una fuente de energía y en el otro extremo se encuentra un motor síncrono cuyos terminales están sujetos a un voltaje V_m . Entre V_s y V_m se encuentran conectadas en serie una resistencia R y una inductancia X . Supóngase primero que el motor está infraexcitado y por lo tanto toma una corriente en atraso.

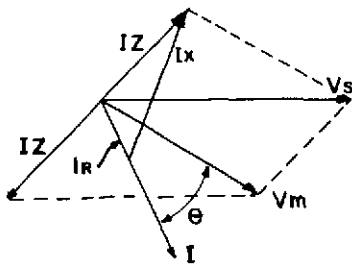


Fig. 123. Diagrama vectorial que muestra la regulación del voltaje por medio de un motor síncrono infraexcitado.

Sobre el vector I del diagrama vectorial de la figura 123, la caída de tensión por la resistencia IR está en fase con I ; en ángulo recto respecto a esta se encuentra la caída de tensión por la inductancia X . La suma vectorial de IR e IX , es igual a la IZ de la línea. El voltaje aplicado al motor será igual a V_s , menos la caída IZ , por lo que la suma vectorial de $V_s - IZ = V_m$. Como se puede apreciar, el voltaje V_m es considerablemente menor en magnitud que V_s . Si el motor fuera sobreexcitado, como se indica en el diagrama vectorial de la figura 124, la corriente I estaría en adelante con respecto al voltaje V_m , por lo que restando IZ de V_s , el voltaje V_m aplicado al motor es mucho mayor que V_s . Esto nos proporciona un método de controlar el voltaje en los extremos de la líneas de utilización.

Aplicaciones. Debido a sus grandes cualidades como corrector del factor de potencia y como regulador del voltaje de la línea, se usan generalmente en sistemas donde, por el gran número de motores de inducción utilizados para mover un conjunto de máquinas, en fábricas, estaciones de bombeo, etc., se baja considerablemente el factor de potencia. Dentro de estas aplicaciones pueden considerarse las siguientes: motor-generador acoplado, compresores de aire, bombas de agua, molinos textiles, molinos de cemento, molinos para la industria minera y para la propulsión de barcos.

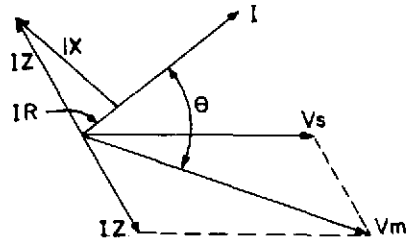


Fig. 124. Diagrama vectorial que muestra la regulación del voltaje por medio de un motor síncrono sobreexcitado.

CARCASA, COJINETES Y AISLAMIENTO

Carcasa. Tiene dos funciones principales:

- 1) Sirve de soporte del estator, en cuyas ranuras van colocados los devanados.
- 2) Exteriormente es el apoyo del motor mismo.

En los motores antiguos y motores pequeños estas carcasas son de hierro fundido, por lo que también forman parte del circuito magnético del estator.

Actualmente las carcasas se hacen de acero rolado, que se enrolla en formas o moldes de apoyo hasta formar un cilindro, soldándose sus extremos. En este caso se le sueldan los soportes o bancada para apoyarla a la base por medio de pernos.

Según los usos a que estén destinados, los motores se pueden clasificar en:

- 1) Motores de eje horizontal.
- 2) Motores de eje vertical.

En el primer caso la bancada va soldada según las generatrices de la carcasa; en el segundo caso forma parte de la máquina al cual va acoplado.

Según los usos a que está destinado el motor y el lugar donde se ha de instalar, las carcasas pueden ser de los tipos siguientes (véase láminas 1 a 4):

Abiertas. Sin protección especial; la instalación es bajo techo.

Semiprotegidas. Los arrollamientos y cojinetes van protegidos por defensas; también son para instalaciones bajo cubierta.

Abrigadas. Provistas de cubierta que impide que el agua u objetos extraños que caigan verticalmente penetren en el motor.

Protegidas. Los cuerpos extraños y el agua no pueden entrar ni vertical ni horizontalmente.

Cerradas. No permite el paso del agua o polvo fino a las partes eléctricas y magnéticas del motor; en este caso el enfriamiento se realiza por ductos o camisa de enfriamiento.

A prueba de explosión. Son como las ante-

riores pero más herméticas, pues no se permite el paso de gases al interior del motor.

Cojinetes. Son de dos tipos:

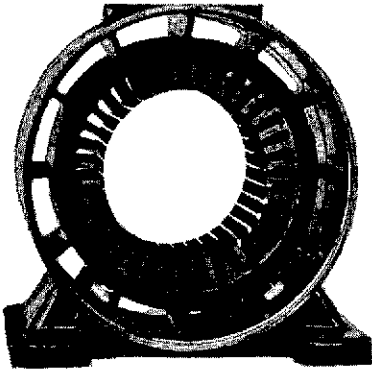
a) *Chumaceras de balas o rodillos.* Estos se utilizan en motores pequeños o en los grandes cuando son de altas revoluciones. Cuando no está sujeto a acciones axiales, se usan rodamientos de balas y dentro de estos existe una gran variedad de tipos que no amerita mencionarse. Si la flecha deberá estar sujeta a acciones axiales (caso de impulsores de bombas montados directamente a la flecha o carcasas de eje vertical), entonces se usan chumaceras del tipo de rodillos cónicos. Dentro de los dos tipos mencionados se distinguen dos variantes: baleros sellados, que jamás necesitan lubricarse y los comunes que necesitan de un servicio de lubricación intermitente; como norma media los intervalos de lubricación se pueden hacer según el cuadro siguiente:

Velocidad angular en rpm	Intervalo de lubricación en horas
3000	5000
1500	10000

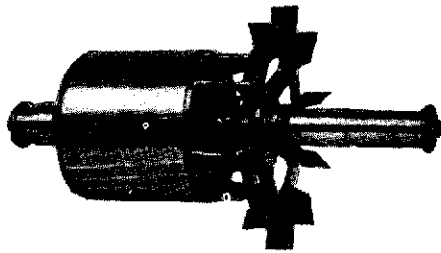
b) *Cojinetes propiamente dichos.* Se utilizan en motores muy grandes y de bajas revoluciones, del orden de 1000 rpm hacia abajo. Son apoyos directos a la flecha y consisten de una bancada o caja a la cual van adheridas dos piezas de metal suave, tales como bronce, metal antifricción u otras aleaciones y que sujetan a la flecha perimetralmente. La figura 125 indica la disposición de las mismas.

En estos tipos de cojinetes la lubricación es continua por medio de goteros o aceiteras; en el caso de lubricación con grasa, el mantenimiento es cada 12 horas de trabajo continuo.

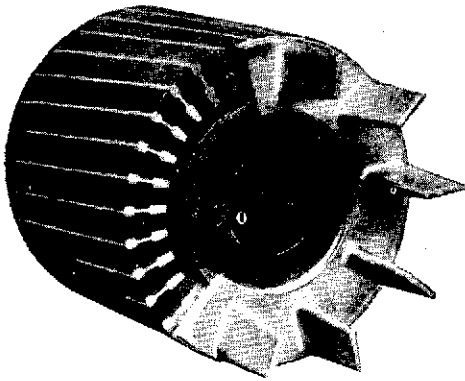
Aislamiento. En todas las instalaciones eléctricas, y sobre todo de máquinas eléctricas, se deberá tomar especial atención en la selección



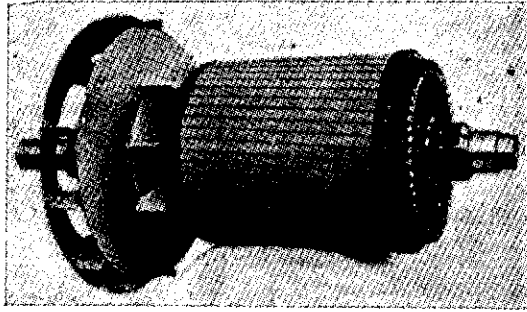
a) Estator de motor de inducción. Vista que muestra las planchas apiladas sobre la carcasa.



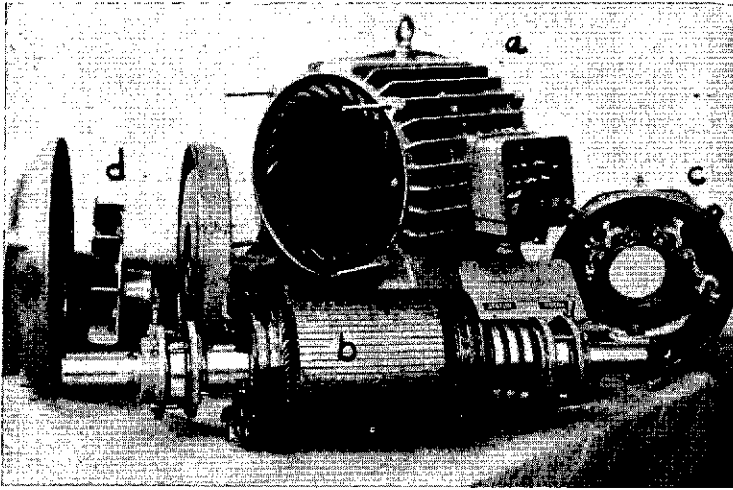
b) Rotor con jaula de ardilla (cobre).



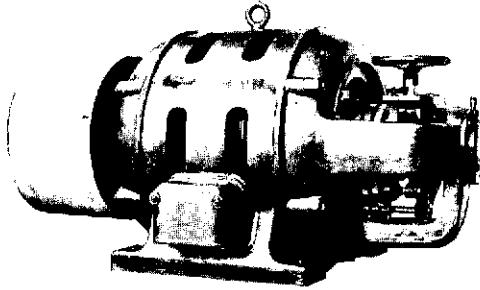
c) Rotor con doble jaula de aluminio (los anillos de cortocircuito aparecen parcialmente cortados y permiten ver las acanaladuras).



a) Rotor con doble jaula, de cobre.

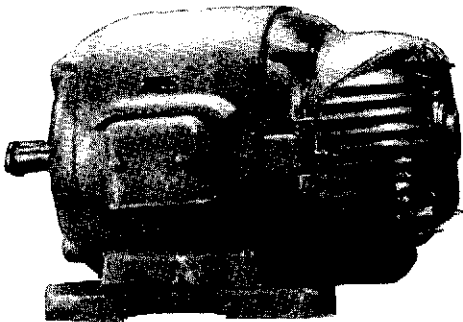
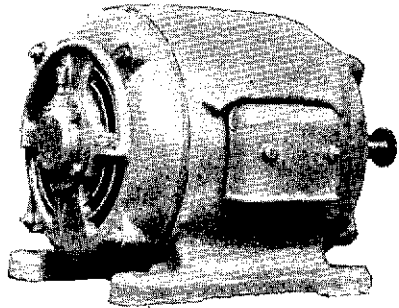


b) Motor tipo enrollador. a. Carcasa y devanado inductor; b. rotor con anillos selectores; c. tapa con dispositivos de arranque; d. tapas con ventilador y chumaceras.



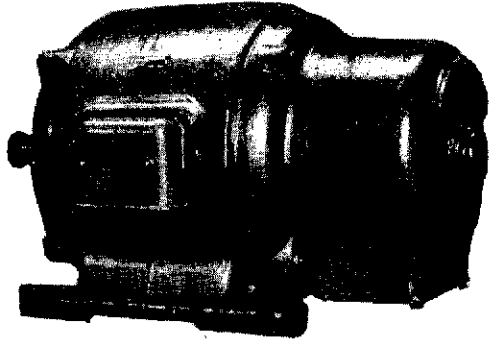
a) Motor de inducción con rotor bobinado y anillos, "semiprotégido", con dispositivo para levantar las escobillas y poner en cortocircuito los anillos, caja normal para la protección de los bornes.

b) Motor con jaula de ardilla, tipo "abrigado", protegido contra el agua que caiga verticalmente.

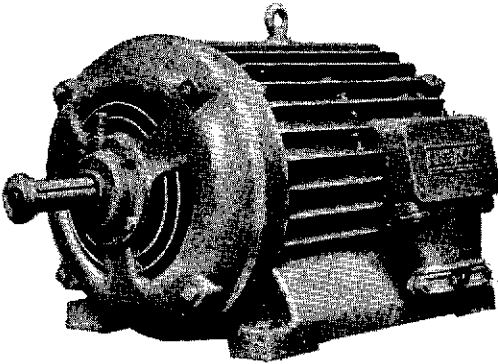
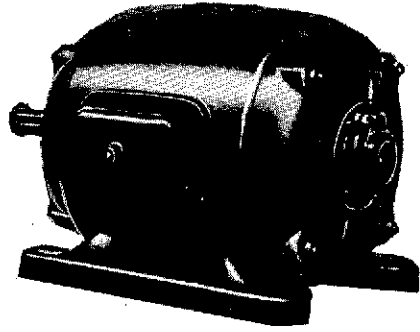


c) Motor con rotor bobinado, tipo "abrigado".

a) *Motor con arrancador centrífugo, tipo "abierto".*



b) *Motor con jaula de ardilla, carcasa lisa de acero y tipo "cerrado".*



c) *Motor de tipo "hermético".*

del material aislador para evitar fugas de corriente y muchas veces el peligro que existe de los cortocircuitos por defecto de dichos materiales.

Las tensiones a que deben utilizarse dependen de la constante dieléctrica del material de que están hechos y de la forma misma de los aisladores. Esto se puede ver en tablas que especifica el fabricante.

VOLTAJES COMERCIALES

En la actualidad, debido al perfeccionamiento a que se ha llegado en diseño y construcción de las máquinas y aparatos eléctricos, tales como generadores, motores y transformadores estáticos de corriente alterna, las frecuencias con que se generan las corrientes alternas son de 50 y 60 ciclos por segundo. Esto se debe a que para frecuencias de este orden es posible generar, en una sola máquina, potencias del orden de 200000 KVA o mayores, con una eficiencia de 96 a 98% y al mismo tiempo, tanto las máquinas como los transformadores resultan más pequeños y baratos por la cantidad mucho menor de cobre que necesitan en su construcción. Es más, el funcionamiento a estas frecuencias es muy satisfactorio tanto en el suministro de potencia como de alumbrado, pues a bajas frecuencias se deja sentir la pulsación de la corriente en las lámparas incandescentes y por otro lado como la velocidad angular de los generadores es del orden de las 1,800 a 3,600 rpm, se adaptan

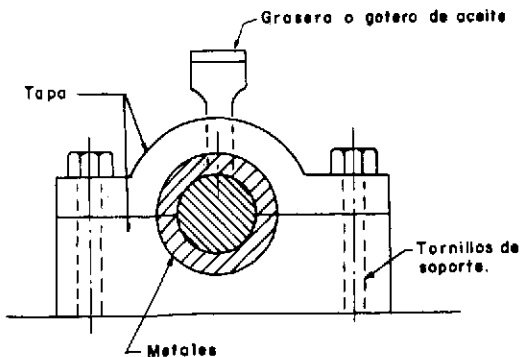


Fig. 125. Esquema de un cojinete de metales.

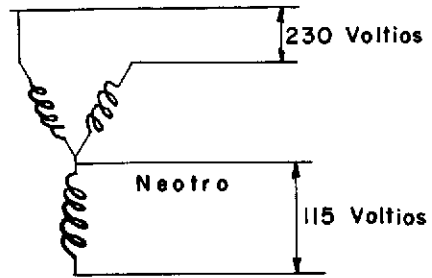


Fig. 126. Conexiones del secundario de un transformador trifásico, para toma de luz y fuerza motriz.

muy bien a las máquinas hidráulicas que las muevan.

Voltajes comerciales. Los voltajes comerciales comúnmente usados para alumbrado son de 115 y 230 voltios, que se toman de la línea de distribución por medio de transformadores trifásicos, con relación de transformación de 1:10, y cuyos secundarios van conectados en estrella con el fin de poder sacar una rama neutra (fig. 126).

La toma de fuerza se hace por separado con el fin de evitar los disturbios en las líneas de alumbrado por efectos de arranque de las máquinas. Los voltajes usados son del orden de 440 y 550 voltios, que se toman de los secundarios de los transformadores a que van conectados en triángulo (fig. 127). Generalmente se usa la conexión V para circuitos monofásicos de 220 voltios. No se recomiendan voltajes mayores para el desarrollo de potencia.

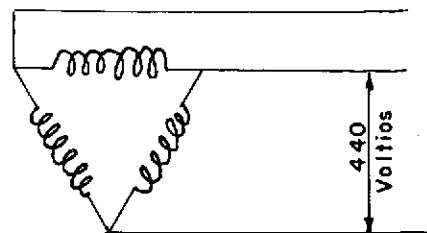


Fig. 127. Conexiones del secundario de un transformador trifásico, para toma de fuerza.

Precauciones. Antes de poner en marcha un motor o un conjunto de motores de un sistema, se debe verificar absolutamente que todas las conexiones hechas por el técnico electricista son correctas; es decir, verificar que las fases de los circuitos internos de los motores estén correctamente conectados a las fases de las líneas, pues muchas veces los circuitos trifásicos se prestan a equivocación con los circuitos monofásicos de 220 en tres hilos.

Debido a las corrientes parásitas que se inducen en las carcasas de los motores por efecto Foucault, se forman campos electrostáticos alrededor de estos, que pueden provocar choques eléctricos de alta tensión. Por lo tanto, las carcasas deben conectarse a una buena tierra.

Por otro lado, cuando se verifican líneas, revisiones de fusibles o mediciones, sobre todo

en circuitos de alta tensión (220 ó 440 voltios), se debe tomar la precaución de estar lo suficientemente aislado, para lo cual se usan botas de hule o en su defecto trozos de madera bien seca y de espesores del orden de 2" cuando menos; por ningún motivo deben hacerse revisiones en lugares de aguas estancadas, so pena de perder la vida. Tampoco se deben hacer revisiones internas a una máquina eléctrica cuando está en funcionamiento. También queda estrictamente prohibido dejar cables abandonados por descuido y conectados a una línea de alta tensión.

Recomendaciones útiles. Cuando un motor no arranca o funciona mal (motores de inducción generalmente) se deben hacer las revisiones que se indican a continuación:

CAUSAS

a) *El motor no arranca*

Si no hace ningún ruido al conectar el interruptor; no hay corriente en el motor; falta de tensión o voltaje, o fusibles fundidos en dos fases.

Si ronca, entonces un hilo debe estar interrumpido o un fusible fundido o hay mal contacto; por consiguiente el motor está funcionando en circuito monofásico.

Si el ruido es normal entonces el rotor no está conectado o está mal conectado al reóstato de arranque. Hay ruptura del rotor en dos fases.

Tensión en los bornes insuficiente, o par resistente demasiado elevado.

b) *El motor arranca pero gira a velocidad reducida*

Parte del arrancador no está en servicio.

Tensión insuficiente en los bornes.

VERIFICACIONES

Verificar si las tensiones de la línea son normales.

Verificar que los fusibles no estén fundidos. Comprobar los contactos del estator del motor.

Verificar las mismas condiciones anteriores.

Verificar que las escobillas apoyen bien sobre los anillos colectores y que sean buenos los contactos entre las derivaciones del reóstato y la palanca deslizante (motores de rotor tipo enrollado).

Verificar que las tres tensiones de la red sean correctas. Ver que el acoplamiento de las fases esté correcto, es decir, en triángulo o en estrella.

Ver que el arrancador esté en la posición de arranque.

Verificar la tensión en la línea.

Acoplamiento incorrecto de las fases.	Ver si las conexiones son correctas y verificar que la tensión en la línea esté de acuerdo con la placa nominal del motor.
Ruptura de una fase del estator (montaje en triángulo).	El motor gira en vacío pero lentamente; entonces comprobar las tres fases del estator.
Ruptura del circuito rotor-reóstato.	Comprobar las fases del rotor, verificar que las escobillas apoyen bien sobre los anillos y comprobar el reóstato (motores de rotor tipo enrollado).
<i>c) Corriente absorbida, muy grande en marcha</i>	
Cortocircuito en el estator; las tres intensidades son desiguales y el motor ronca.	Verificar el aislamiento de los devanados del estator; si hay defecto mandar a embobinar.
Cortocircuito en el circuito rotor-reóstato.	Verificar el aislamiento entre las fases del rotor y entre las resistencias del reóstato; ver si existe algún contacto accidental entre dos anillos, dos escobillas, dos conexiones (motores de rotor tipo enrollado).
Motor de capacidad insuficiente (si las tres intensidades de corriente en las fases son iguales).	Comprobar que la máquina accionada no esté trabada o frenada. Reemplazar el motor por otro más potente.
<i>d) Corriente absorbida muy grande en el arranque</i>	
Reóstato de característica inadecuada a la capacidad del motor.	Cambiar el reóstato por otro, en relación con la intensidad y par de arranque deseado.
Cortocircuito en el circuito rotor-reóstato.	Verificar la condición (c) (motores de rotor tipo enrollado).
<i>e) El motor se calienta exageradamente</i>	
Ventilación incorrecta.	Ver si el circuito de ventilación está parcialmente obstruido.
El motor está mal conectado; el motor se calienta aun en vacío.	Verificar el acoplamiento de las fases del estator.
Cortocircuito entre las fases del estator.	Verificar el aislamiento de los devanados del estator.
Un hilo de alimentación está interrumpido.	Verificar las tensiones en los terminales del motor.
El motor está sobrecargado.	La intensidad de corriente no debe pasar de la indicada en la placa nominal.

Tensión demasiado fuerte.

f) *El motor humea y se quema*

Cortocircuito directo de un cierto número de conductores de los devanados.

g) *El motor produce demasiado ruido*

Vibraciones de ciertas partes giratorias.

Entrehierro irregular (espacio comprendido entre el estator y el rotor).

Verificar la tensión de la línea con la placa nominal del motor.

El motor está mal protegido de la intemperie; mandar a embobinar.

Se arranca el motor y se corta la corriente; si el ruido persiste, verificar los ajustes de los apoyos de los rodamientos.

El rotor está deformado por esfuerzos; hay que hacer reparación total del rotor.

Desgaste excesivo de los rodamientos, entonces el rotor roza con el estator; ajustar los rodamientos.

DISPOSITIVOS DE PROTECCION DE ARRANQUE Y PARADA

Toda instalación donde se tienen muchas máquinas eléctricas en funcionamiento y que forman sistemas interconectados, deben ser protegidos contra las sobretensiones excesivas debidas a cortocircuitos, parada y arranque de las máquinas y por interrupción brusca de la corriente debidas a efectos de resonancia dentro del mismo sistema. También se deben proteger los motores contra sobrecalentamientos por medio de interruptores ya sea del tipo de relés o térmicos. Hay una gran variedad de tipos de estos aparatos y están sujetos a las normas de los fabricantes. Por lo tanto, de acuerdo con las características de las máquinas de los voltajes y corrientes de trabajo se seleccionarán de acuerdo con los catálogos y especificaciones que los fabricantes proporcionen. El funcionamiento y conexiones son semejantes a los descritos anteriormente y se pueden consultar en cualquier manual de corrientes alternas.

Por supuesto, el dispositivo más elemental que no debe faltar en la toma de energía para una máquina, son los fusibles. Estos protegen

tanto la máquina, conectada a la línea, como la red misma cuando la máquina sufre un defecto. El principio de funcionamiento es muy sencillo. Como la cantidad de calor disipada por un conductor es $0,24 RI^2$, entonces, si el fusible se diseña para dar paso a una corriente de intensidad I , al aumentar esta por una sobrecarga o cortocircuito, la cantidad de calor aumenta con el cuadrado de I , sobrepasando el punto de fusión del fusible, lo que hace que este se rompa y la máquina se desconecte automáticamente.

Libros de consulta

1. Sears, Francis W.: *Fundamentos de Física. II. Electricidad y magnetismo*. Madrid: Editorial Aguilar.
2. Dawes, Chester L.: *Electrical Engineering. Vol. I, Direct Currents; Vol. II, Alternating Currents*. Nueva York: McGraw-Hill Co.
3. Kerchner y Corcoran: *Circuitos de corriente alterna*. C.E.C.S.A.
4. Roberjot, P.: *Electricidad Industrial. Tomo I, Generalidades; Tomo II, Medidas; Tomo III, Máquinas; Tomo IV, Instalaciones interiores; Tomo V, Centrales y Redes*. Barcelona: Gustavo Gili, S.A.

APENDICE

Sistemas de unidades

ROBERTO RINCON G.

Las unidades empleadas para medir las magnitudes eléctricas y magnéticas se deducen de las unidades mecánicas por medio de la ley de Coulomb, aplicada respectivamente a las cargas eléctricas y a las masas magnéticas.

Fundamentalmente existen dos sistemas de unidades de los que se derivan las unidades prácticas internacionales, a saber: el sistema c.g.s. (centímetro, gramo-masa, segundo) y el M.K.S. (metro, kilogramo-masa, segundo). En realidad, el sistema M.K.S. es un múltiplo del c.g.s. cuando se trata de las unidades mecánicas, pero difiere notablemente en el caso de las unidades magnéticas. De estos sistemas se derivan las unidades prácticas, habiéndose tomado, para el sistema M.K.S., la permeabilidad magnética del vacío como 10^{-7} en lugar de la unidad, valor que va involucrado en la constante k de la ley de Coulomb.

Además, cada uno de los sistemas antes mencionados se subdividen en dos, según el tipo de fenómeno que se va a medir: uno para las unidades electrostáticas (u.e.s.) y otro para las unidades electromagnéticas (u.e.m.). Las u.e.s. van precedidas del prefijo *stat* y se usan para cuantificar los fenómenos electrostáticos (cálculo de los condensadores y aparatos electrónicos), mientras que las u.e.m. se usan para cuantificar los fenómenos magnéticos o electromagnéticos (cálculo de campos magnéticos, electroimanes, etc.). Estas van precedidas del prefijo *ab* y se les denomina unidades absolutas.

Para poder comprender correctamente las unidades mencionadas, se definirán las unidades de los sistemas mecánicos para hacer referencia a ellas y relacionarlas con las unidades del sistema técnico utilizado por los ingenieros.

Sistema técnico de unidades

Centímetro, gramo-peso, segundo

Metro, kilogramo-peso, segundo

Las unidades fundamentales de estos dos sistemas son:

Unidad de longitud. El centímetro, que es la centésima parte del metro patrón, y la longitud que existe entre dos marcas hechas sobre una barra de platino-iridio, a la temperatura de 0°C , y que se conserva en los Archivos Nacionales de París.

Unidad de fuerza. El gramo-peso, que es la milésima parte del kilogramo-peso patrón. Este es el peso de una masa de platino-iridio, al nivel del mar y 45° de latitud, ya que la fuerza de gravedad es variable en los diferentes puntos de la tierra.

Unidad de tiempo. El segundo, que es $\frac{1}{86.400}$ parte del día solar medio.

Se definirán también las siguientes unidades derivadas:

Unidad de trabajo. El gramo-peso centímetro, que es el trabajo realizado por una fuerza de un gramo-peso al trasladar su punto de aplicación un centímetro. Su múltiplo es el kilogramo (peso) metro, generalmente conocido como kilográmetro.

Unidad de potencia. El gramo (peso) cm/seg, que es la potencia realizada por una máquina cuando efectúa en la unidad de tiempo, la unidad de trabajo. Su múltiplo es el kilogramo (peso) metro/seg. En la práctica se utiliza el caballo de vapor (c.v.), igual a 75 kilogramos \times metro/seg y el caballo de fuerza (HP) igual a 76 kilogramos \times m/seg.

Sistema c.g.s.

Centímetro, gramo-masa, segundo

Metro, kilogramo-masa, segundo

Las unidades fundamentales de estos dos sistemas son:

Unidad de longitud. El centímetro y su múltiplo, el metro.

Unidad de masa. El gramo-masa, que es la milésima parte del kilogramo-masa patrón

Unidad de tiempo. El segundo.

Unidades derivadas

Unidad de fuerza. De la segunda ley de Newton se tiene:

$$F = m \times a$$

En la ecuación anterior F es la fuerza aplicada al cuerpo; m la masa del cuerpo, y a la aceleración que le comunica la fuerza F .

Si en esta relación hacemos $m=1$ y $a=1$, resultará $F=1$; de donde se deduce la unidad de fuerza y se define como la fuerza que le comunica a la unidad de masa la unidad de aceleración y se le denomina dina.

Ahora bien, como un gramo (peso) le comunica a un gramo-masa una aceleración de 981 cm/seg², aproximadamente, se tiene:

$$1 \text{ gramo-peso} = 981 \text{ dinas}$$

En el sistema M.K.S. la unidad de fuerza es el newtonio, tal que aplicado al kilogramo-masa le comunica una aceleración de $1 \frac{m}{seg^2}$, luego:

$$1 \text{ kilogramo-peso} = 9,81 \text{ newtonios}$$

Unidad de trabajo. El ergio, que es el trabajo que realiza una fuerza de una dina al desplazar su punto de aplicación un centímetro.

Por lo explicado anteriormente se tiene:

$$1 \text{ gramo-peso} \times \text{centímetro} = 981 \text{ ergios}$$

En el sistema M.K.S., la unidad es el newtonio \times metro, que equivale a:

$$1 \text{ kilogramo-peso} \times \text{metro} = 9,81 \text{ newtonios} \times \text{metro}$$

Unidad de potencia. El erg/seg, que es la potencia realizada por una máquina cuando efectúa un trabajo de un ergio en la unidad de tiempo. Luego se tiene:

$$1 \text{ gramo-peso} \times \frac{\text{cm}}{\text{seg}} = 981 \frac{\text{ergs}}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ kilogramo peso} \times \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 9,81 \times 10^7 \frac{\text{ergs}}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ C.V.} = 75 \times 9,81 \times 10^7 = 736 \times 10^7 \text{ ergs/seg}$$

$$1 \text{ HP} = 76 \times 9,81 \times 10^7 = 747 \times 10^7 \text{ ergs/seg}$$

Unidades prácticas de fuerza, trabajo y potencia. Se han adoptado las siguientes unidades para facilitar los cálculos en el sistema c.g.s.:

Unidad de fuerza: kilogramo (peso) = 981.000 dinas

Unidad de trabajo: julio = 10^7 ergs

Unidad de potencia: vatio = 10^7 ergs/seg

Hecho este paréntesis pasemos a definir las unidades eléctricas y magnéticas.

Unidades electrostáticas u.e.s.

Unidad de cantidad de electricidad. Esta es la cantidad de electricidad que, colocada a un centímetro de distancia de otra cantidad igual, ejerce sobre esta una fuerza de una dina, y se le denomina stat-coulombio.

De la ley de Coulomb se tiene:

$$F = k \frac{q \times q}{r^2}$$

siendo $k=1$, por lo que:

$$q = r\sqrt{F}$$

Haciendo el análisis dimensional de la ecuación anterior, se tiene:

$$[q] = [L] [M \times L \times T^{-2}]^{1/2} = L^{3/2} M^{1/2} T^{-1}$$

Unidad de intensidad de corriente. Es la intensidad de una corriente eléctrica que transporta en la unidad de tiempo la unidad de cantidad de electricidad, y se le denomina stat-amperio.

Sus dimensiones son:

$$[I] = \frac{[q]}{[T]} = \frac{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-1}]}{[T]} = L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}$$

Unidad de diferencia de potencial y fuerza electromotriz (f.e.m.). La potencia desarrollada por una corriente de intensidad I , al pasar por un circuito cuando se aplica una diferencia de potencial V en sus terminales, se expresa por:

$$W = V \times I$$

de donde:

$$V = \frac{W}{I}$$

En la ecuación anterior, cuando $W=1$ e $I=1$, resulta $V=1$. Luego se define como la diferencia de potencial o f.e.m. que, aplicada a los terminales de un circuito, recorrido por una corriente de un stat-amperio, realiza una potencia de un erg/seg y se denomina stat-voltio. Sus dimensiones son:

$$[W] = \frac{[\text{trabajo}]}{[\text{tiempo}]} = \frac{[F \times L]}{[T]} = \frac{[M L^2 T^{-2}]}{[T]} = L^2 M T^{-3}$$

entonces:

$$[V] = \frac{[L^2 M T^{-3}]}{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}]} = L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}$$

Unidad de resistencia eléctrica

De la ley de Ohm: $R = V/I$, si $V=1$, e $I=1$, $R=1$.

Luego la unidad de resistencia eléctrica es la resistencia que presenta un conductor al paso de una corriente de un stat-amperio cuando a los terminales del circuito se le aplica una diferencia

de potencial de un stat-voltio y se denomina stat-ohmio. Sus dimensiones son:

$$[R] = \frac{[L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}]}{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}]} = L^{-1} T$$

tiene pues, las dimensiones del recíproco de una velocidad.

Unidad de capacidad

De la ley de los condensadores se tiene: $Q=CV$, de donde $C=Q/V$ entonces si $Q=1$ y $V=1$, $C=1$.

Luego la unidad de capacidad es la capacidad de un condensador que adquiere una carga de un stat-coulombio cuando se le aplica a los terminales de sus placas una diferencia de potencial de un stat-voltio y se denomina stat-faradio.

Sus dimensiones son:

$$[C] = \frac{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-1}]}{[L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}]} = L$$

Como se ve es homogénea a una longitud.

Unidades electromagnéticas u.e.m.

Unidad de masa magnética. Esta es la masa magnética que, colocada frente a otra masa idéntica a un centímetro de distancia, la repele con una fuerza de una dina.

De la ley de Coulomb aplicada a las masas magnéticas se deduce que sus dimensiones son:

$$[M] = L^{3/2} M^{3/2} T^{-1}$$

Unidad de intensidad de campo magnético. El gaussio es la intensidad de campo que ejerce, sobre una masa magnética unidad, una fuerza de una dina. Se considera entonces que por un punto del campo pasa una línea de fuerza.

Sus dimensiones se deducen como sigue:

$$F = H \times m$$

$$[H] = \frac{[F]}{[M]} = \frac{[L M T^{-2}]}{[L^{3/2} M^{3/2} T^{-1}]} = L^{-1/2} M^{1/2} T^{-1}$$

Unidad de flujo magnético. El maxvelio es el flujo a través de una superficie de un centímetro cuadrado, cuyo plano es perpendicular a la dirección de un campo magnético de intensidad de un gaussio. Se considera que esta superficie es atravesada por una línea de fuerza.

Sus dimensiones se deducen de:

$$\Phi = H \times S$$

siendo S la superficie perpendicular al flujo.

$$[\Phi] = [L^{-1/2} M^{1/2} T^{-1}] \times [L^2] = L^{3/2} M^{1/2} T^{-1}$$

Unidad de diferencia de potencial o f.e.m. El ab-voltio. Cuando en un circuito electromagnético el flujo está variando, la f.e.m. inducida es igual a la rapidez de variación del flujo entre el tiempo que dura dicha variación; luego el ab-

voltio será igual a la variación del flujo magnético en un maxvelio en la unidad de tiempo.

Sus dimensiones se deducen de:

$$[V] = \frac{[\Phi]}{[T]} = \frac{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-1}]}{[T]} = L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}$$

Unidad de intensidad de corriente eléctrica. El ab-amperio es la intensidad de corriente que desarrolla una potencia de un erg/seg en un circuito eléctrico, al aplicarle una diferencia de potencial en sus terminales, igual a un ab-voltio.

De la relación $W=VI$, se tiene $I=W/V$.

Sus dimensiones son:

$$[I] = \frac{[W]}{[V]} = \frac{[L^2 M T^{-2}]}{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}]} = L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}$$

Unidad de cantidad de electricidad. El ab-coulombio es la cantidad de electricidad que transporta una corriente de un ab-amperio en la unidad de tiempo.

Sus dimensiones son:

$$[Q] = [I]/[T] = [L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}]/[T] = L^{1/2} M^{1/2}$$

Unidad de resistencia eléctrica. El ab-ohmio es la resistencia $R=V/I$ que ofrece un circuito al paso de una corriente de intensidad de un ab-amperio, cuando se le aplica a sus terminales una diferencia de potencial de un ab-voltio.

Sus dimensiones son:

$$[R] = \frac{[V]}{[I]} = \frac{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}]}{[L^{1/2} M^{1/2} T^{-1}]} = L T^{-1}$$

Luego, en este sistema de unidades R es homogénea a una velocidad.

Unidad de capacidad eléctrica. El ab-faradio. Partiendo de la relación $Q=CV$, de donde $C=Q/V$, se define como la capacidad de un condensador que adquiere una cantidad de electricidad igual a un ab-coulombio al aplicarle a los terminales de sus placas una diferencia de potencial de un ab-voltio.

Sus dimensiones son:

$$[C] = \frac{[Q]}{[V]} = \frac{[L^{1/2} M^{1/2}]}{[L^{3/2} M^{1/2} T^{-2}]} = L^{-1} T^2$$

Relación entre las unidades de los dos sistemas. Maxwell, en sus notables estudios sobre los fenómenos electromagnéticos, encontró que si una misma cantidad de electricidad se mide en u.e.s. y u.e.m., la relación que existe entre dichas cantidades es:

$$\frac{q \text{ [u.e.s.]}}{q \text{ [u.e.m.]}} = 3 \times 10^{10} \text{ (número de maxvelios)}$$

que no es más que la velocidad de propagación de la luz.

Ahora bien, si se utilizara cualquiera de estos sistemas para mediciones, se dificultarían grande-

mente los cálculos, por lo cual se formó y adoptó el sistema de *Unidades Prácticas Internacionales*, que se usa en todos los países y que se deducen de las u.e.m.

Unidades Prácticas Internacionales

Unidad de cantidad de electricidad. El coulombio se define como:

$$1 \text{ coulombio} = 10^{-1} \text{ ab-coulombios}$$

Unidad de diferencia de potencial. El voltio se define como:

$$1 \text{ voltio} = 10^8 \text{ ab-voltios}$$

Unidad de intensidad de corriente. El amperio se define como:

$$I = \frac{Q}{T} = 10^{-1} \text{ ab-coulombio/seg}$$

Unidad de resistencia eléctrica. El ohmio se define como la resistencia $R=V/I$ que ofrece al paso de una corriente de un amperio en un circuito a cuyos terminales se le aplica una diferencia de potencial de un voltio.

Unidad de capacidad eléctrica. El faradio se define como la capacidad de un condensador $C=Q/V$ de adquirir una carga de un coulombio

al aplicarle una diferencia de potencial de un voltio a los terminales de sus placas.

Unidad de potencia. El vatio es la potencia desarrollada por una corriente de un amperio cuando a los terminales del circuito se le aplica una diferencia de potencial de un voltio; su múltiplo es el kilovatio.

$$W = VI \text{ vatios}$$

Unidad de energía o trabajo. El vatio-seg. Su múltiplo es el kilovatio-hora.

$$r = Wt = EIt \text{ vatios}$$

Unidades internacionales

Estas unidades patrones, que se usaron anteriormente, hoy día han sido sustituidas por las u.e.m. o absolutas, ya mencionadas. Se definen de la siguiente manera:

Amperio internacional. Es aquella corriente eléctrica que deposita en una reacción electrolítica, 0,001118 gramos de plata en un segundo.

Voltio internacional. Se define como 1/1,01830 de la f.e.m. de una pila normal Weston.

Ohmio internacional. Es la resistencia que ofrece al paso de una corriente eléctrica, una columna de mercurio de sección transversal uniforme, de longitud 106,300 centímetros y con una masa igual a 14,4521 gramos, a °C.

CAPITULO 5

Tuberías, válvulas y accesorios

ANDRES LASAGA GOMEZ *

CONTENIDO

Pérdidas de energía de una conducción
Gradiente hidráulico
Esfuerzos en las tuberías y anclajes

Tipos y selección de válvulas
Uniones y juntas de conducción
Ejercicio de aplicación

Este capítulo se refiere fundamentalmente a la unión de la bomba con el tanque de almacenamiento o la red de distribución, según sea el caso.

El conjunto de tuberías, válvulas y accesorios que existe entre la bomba y el tanque o entre la bomba y la red, se designará en lo sucesivo como conducción. Uno de los principales problemas que se presentan en una conducción, es poder valorar las pérdidas que se originan en ella.

PERDIDAS DE ENERGIA EN UNA CONDUCCION

Las pérdidas de energía en una conducción se clasifican en:

1) Pérdidas menores o locales. Son aquellas que ocurren en una zona definida de la conducción y que son originadas por válvulas, cambios de dirección, ampliaciones o reducciones, entradas o salidas, etc.

2) Pérdidas mayores o de fricción. Son las

* Ingeniero Programador y Analista, Centro de Cálculo, Comisión Federal de Electricidad de México; Profesor de Hidráulica Avanzada, Facultad de Ingeniería, División del Doctorado, Universidad Nacional Autónoma de México; Coordinador de Materias Básicas y Jefe de los Departamentos de Hidráulica y Matemáticas, Universidad Iberoamericana.

que crecen linealmente con el desarrollo de la conducción, y se deben al rozamiento de las partículas de agua entre sí o con las paredes de la tubería.

De acuerdo con la importancia de estas pérdidas se clasificarán las tuberías de la siguiente forma:

a) Cortas; $1 < 4r$, donde r es el radio hidráulico y l la longitud de la conducción. En estas tuberías cortas, las pérdidas por fricción son despreciables comparadas con las pérdidas locales.

b) Medias; $400r > 1 > 4r$; importan por igual las pérdidas locales que las de fricción.

c) Largas; $1 > 400r$; las pérdidas locales son despreciables comparadas con las pérdidas por fricción.

Otros aspectos importantes de la conducción son: a) el diseño de la misma para una condición de carga y caudal dados, así como el estado de esfuerzos a que se sujetará bajo ciertas cargas adicionales, v.gr.: golpe de ariete; b) el anclaje que se debe proporcionar en los cambios de dirección de la conducción, y c) la selección del tipo de válvulas a emplear en cada caso.

Se analizarán, pues, cada uno de los aspectos antes mencionados de la conducción:

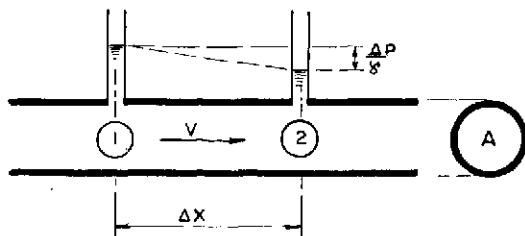


Fig. 128. Tubería con piezómetros en los puntos 1 y 2.

Pérdidas mayores en la conducción. Para valuar este tipo de pérdidas, se considerará una tubería con dos piezómetros como se indica en la figura 128.

Estableciendo la ley del impulso entre las secciones 1 y 2, la fuerza que actúa sobre la vena líquida es:

$$F = \Delta p A$$

Por otra parte, si se llama ϕ al perímetro de la sección transversal de la tubería, se tendrá que la fuerza resistente al movimiento es:

$$\tau \phi \Delta x$$

siendo τ el esfuerzo cortante entre las partículas de agua y la pared de la tubería.

Teniendo ahora en cuenta que se trata de un flujo establecido (independiente del tiempo) se tiene:

$$\Delta p A = \tau \phi \Delta x$$

de donde:

$$\tau = \frac{\Delta p}{\Delta x} \times \frac{A}{\phi}$$

o bien, multiplicando y dividiendo el segundo miembro de la ecuación por γ (peso específico del agua):

$$\tau = \frac{\Delta p}{\gamma} \times \frac{1}{\Delta x} \times \frac{A}{\phi} \times \gamma$$

y como

$$\frac{\Delta p}{\gamma} \times \frac{1}{\Delta x} = S \text{ (pendiente hidráulica)}$$

y

$$\frac{A}{\phi} = R \text{ (radio hidráulico)}$$

resulta:

$$\tau = \gamma RS$$

Por otra parte, se encontró experimentalmente que:

$$\tau \propto V^2$$

de donde:

$$cV^2 = \gamma RS \quad (5.1)$$

$$v = \sqrt{\frac{\gamma}{c}} \sqrt{RS}$$

$$v = KR^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} \quad (5.2)$$

Que es la fórmula de Chézy.

Volviendo ahora a la ecuación 5.1, para tuberías se tendrá:

$$R = \frac{A}{\phi} = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{r}{2} = \frac{D}{4}$$

Sustituyendo la expresión encontrada para R en la ecuación 5.1, y dividiendo entre $2g$ se tiene:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{\gamma}{2gc} \times \frac{D}{4} \times S$$

de donde:

$$S = \frac{8gc}{\gamma} \times \frac{1}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Si ahora se hace:

$$\frac{8gc}{\gamma} = \lambda$$

resulta:

$$S = \lambda \times \frac{1}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

y como

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

entonces:

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (5.3)$$

que es la fórmula de Darcy.

Manning supone en 5.2 que:

$$K = \frac{1}{n} R^{1/6}$$

de donde:

$$v = \frac{1}{n} R^{1/6} R^{1/2} S^{1/2}$$

$$v = \frac{1}{n} R^{2/3} S^{1/2} \quad (5.4)$$

que es la fórmula de Manning.

Haciendo un análisis dimensional de las fórmulas 5.2, 5.3 y 5.4, se obtiene: $[K] = L^{\frac{1}{3}} T^{-1}$; en tanto que $[n] = TL^{-\frac{1}{3}}$ y λ es adimensional, lo que representa una gran ventaja de la fór-

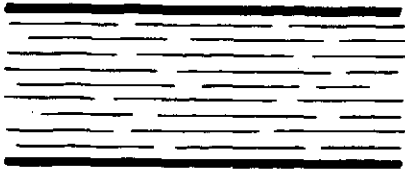


Fig. 129. E scorrimiento laminar.

mula de Darcy sobre las fórmulas de Chézy y Manning.

Diversos autores han cuantificado teórica o experimentalmente los coeficientes K de Chézy y λ de Darcy. Antes de estudiar algunos de estos autores, se hará la siguiente clasificación del escurrimiento en una tubería:

- a) E scorrimiento laminar.
- b) E scorrimiento turbulento.

El escurrimiento laminar se caracteriza por un movimiento longitudinal de las partículas de agua dentro del tubo, sin acercarse y sin alejarse unas de otras, según se ilustra en la figura 129.

El escurrimiento turbulento se caracteriza porque las partículas de agua siguen trayectorias altamente irregulares como se muestra en la figura 130.

Para identificar si un escurrimiento es laminar o turbulento, se usará el número de Reynolds,

$N_r = \frac{vD}{\nu}$, donde v es la velocidad del escurrimiento, D es el diámetro del tubo y ν la viscosidad del agua.

Se ha encontrado experimentalmente que para $N_r < 2500$ se tiene escurrimiento laminar y para $N_r > 2500$ escurrimiento turbulento.*

Para escurrimiento laminar Poiseville obtuvo,

* Debe aclararse que no se ha considerado una zona de transición entre un escurrimiento y otro, zona que depende de los antecedentes del escurrimiento.



Fig. 130. E scorrimiento turbulento.



Fig. 131. Rugosidad granular.

para el coeficiente de la fórmula de Darcy, la siguiente relación:

$$\lambda = \frac{64}{N_r}$$

Es de notar que en escurrimiento laminar el coeficiente λ sólo depende del número de Reynolds y no del material de la tubería, ya que en este tipo de escurrimiento el factor dominante es la viscosidad del agua más que la fricción con las paredes.

Para escurrimiento turbulento, que es el que generalmente se presenta en la práctica, el material de la tubería tendrá gran influencia en el coeficiente λ , por lo que se hará entonces la siguiente clasificación:

- 1) Tubos lisos.
- 2) Tubos rugosos: rugosidad granular y rugosidad ondulosa.

Tubos lisos serán aquellos en los que las asperezas de la pared no sobrepasan el espesor de la capa límite (capa de agua que se puede considerar, dada su viscosidad, que se adhiere a las paredes del tubo). Para este tipo de rugosidad sólo se considera una longitud característica D (diámetro del tubo).

Tubos con rugosidad granular serán aquellos en los que, como se indica en la figura 131, las irregularidades de las paredes son locales, en tanto que tubos con rugosidad ondulosa serán aquellos en los que las irregularidades de las paredes son más generalizadas o extendidas, v.gr. la que presentan los materiales como lucita, acero pulido, etc. (véase la fig. 132).

Para tubos rugosos se considerarán dos longi-



Fig. 132. Rugosidad ondulosa.

tudes características: D (diámetro del tubo) y e , espesor de las irregularidades.

Experimentalmente se encontró que para tuberías con rugosidad ondulosa, $\lambda = \xi \lambda_0$, siendo λ_0 el coeficiente correspondiente a tuberías con rugosidad granular y ξ un coeficiente cuyo valor es:

Material	Valores de ξ
Tubos de madera	1,5 a 2
Tubos de acero pulido	1,2 a 1,5
Tubos recubiertos con una capa bituminosa	1,03 a 1,1

Hecha esta nueva clasificación de tuberías, y continuando con los valores de K y λ , se tiene:

Para tubos lisos y $N_r > 80.000$, Blasius obtuvo la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{0,3164}{4\sqrt{N_r}}$$

Para tubos lisos y $N_r > 3.240.000$, Nikuradse obtuvo:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221N_r^{-0,227}$$

Para tubos con rugosidad granular, Nikuradse obtuvo los valores de λ que se dan en las curvas de la figura 133. En la misma figura aparecen curvas para valores de λ obtenidas por Poiseville y Blasius.

Para valores de N_r muy altos, $N_r > 1 \times 10^7$

$$\lambda = (2 \log \frac{D}{\epsilon} + 1,138)^{-2}$$

Siendo algunos valores de ϵ , los siguientes:

Material	Valores de ϵ
Acero fundido nuevo	0,5 a 1,00 mm
Acero fundido, poco uso	1,00 a 1,50 mm
Acero fundido con incrustaciones	1,50 a 3,00 mm
Acero fundido con 7 años de uso	0,57 mm
Tubos de cemento liso	0,30 a 0,80 mm
Tubos de cemento mal acabado	1,00 a 2,00 mm

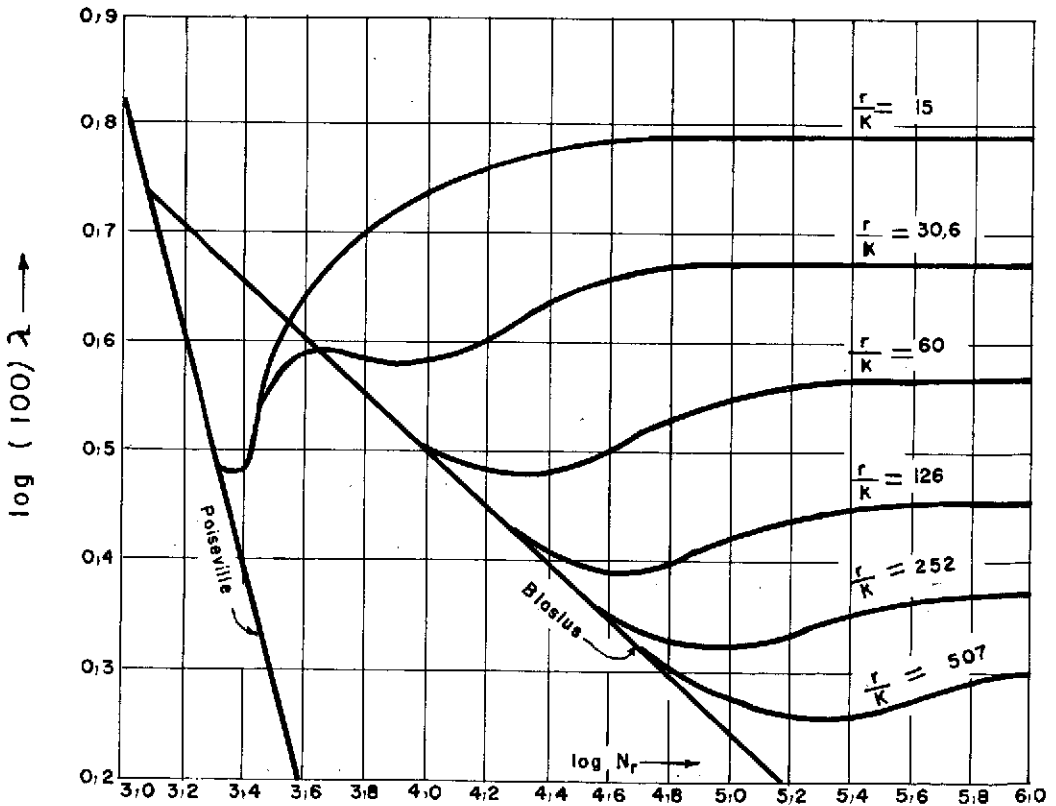


Fig. 133. Coeficiente de fricción λ como una función del número de Reynolds N_r para distintos valores de la rugosidad r/k (Nikuradse).

Kozeny obtuvo, para tuberías rugosas, la siguiente expresión para λ :

$$\lambda = \frac{2g}{(8,86 \log D + N)^2}$$

donde N varía entre 40 y 22 para tuberías de baja rugosidad y muy rugosas, respectivamente. Algunos valores de la N de Kozeny son:

Material	Valores de N
Fierro nuevo fundido	35
Fierro viejo fundido	30
Acero viejo soldado	38
Acero nuevo soldado	36
Tubos nuevos remachados	31
Tubos viejos remachados	28 a 26
Concreto muy liso	38
Concreto medio	30
Concreto rugoso	26 ó 27
Barro vitrificado	34

Para materiales con rugosidad ondulosa, Kozeny obtuvo:

$$\text{Eternita} = 7,78 \log N_r - 5,95$$

$$\text{Madera} = 6,50 \log N_r - 5,15$$

$$\text{Hule} = 0,0351 - \frac{0,0104}{v}$$

En el cuadro 10 se dan algunos valores de λ para la fórmula de Darcy, dependientes del diámetro, velocidad del agua y del material de la tubería. Estos valores permiten calcular más

rápidamente las pérdidas por fricción en una conducción que haciendo uso de las expresiones anteriores para λ .

Otra fórmula comúnmente empleada en el cálculo de tuberías es la de Hazen-Williams

$$v = 1,318 C_h R^{0,63} S^{0,54} \text{ (sistema inglés)}$$

en la que v está en pies por segundo, R en pies y S (abstracta) es la pendiente del gradiente hidráulico.

Algunos valores del parámetro C_h son:

Material	Valores de C_h
Concreto	130
Hierro fundido:	
nuevo	130
con 5 años de uso	120
con 20 años de uso	100
Acero nuevo soldado	120
Madera	120
Arcilla vitrificada	110
Acero remachado nuevo	110
Asbesto-cemento	140

Pérdidas locales en la conducción. Se considerará ahora una tubería con un ensanchamiento brusco, tal como se indica en la figura 134.

Despreciando las pérdidas por fricción se tendrá:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_c \quad (5.5)$$

donde h_f es la pérdida de carga debido a la

CUADRO 10—Valores de λ para la fórmula de Darcy.

Diámetro en pulgadas	Tubería de hierro								Tubería de cemento			
	Nueva				Vieja							
	Velocidad en m/seg											
	0,5	1,5	3,0	6,0	0,5	1,5	3,0	6,0	0,5	1,5	3,0	6,0
1	0,040	0,035	0,034	0,030	0,071	0,071	0,071	0,071	0,055	0,047	0,043	0,039
3	0,030	0,027	0,025	0,023	0,054	0,054	0,054	0,054	0,042	0,035	0,033	0,030
6	0,025	0,023	0,021	0,019	0,045	0,045	0,045	0,045	0,035	0,030	0,027	0,025
10	0,022	0,020	0,019	0,017	0,040	0,040	0,040	0,040	0,031	0,026	0,024	0,022
15	0,020	0,018	0,017	0,015	0,036	0,036	0,036	0,036	0,027	0,024	0,022	0,020
24	0,018	0,016	0,015	0,013	0,032	0,032	0,032	0,032	0,024	0,021	0,019	0,018
36	0,016	0,014	0,014	0,012	0,029	0,029	0,029	0,029	0,022	0,019	0,017	0,016
48	0,015	0,013	0,013	0,011	0,026	0,026	0,026	0,026	0,020	0,018	0,016	0,015
72	0,013	0,012	0,011	0,010	0,024	0,024	0,024	0,024	0,019	0,016	0,015	0,013

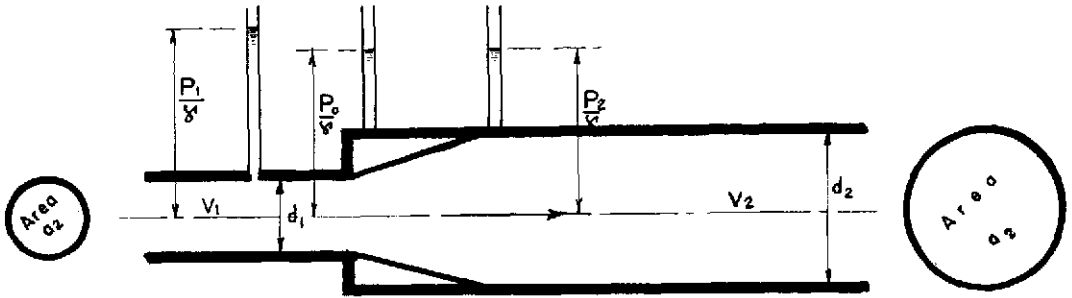


Fig. 134. Tubería con ensanchamiento brusco.

ampliación brusca. Por otra parte, experimentalmente se obtiene que:

$$\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} \tag{5.6}$$

Ahora, de acuerdo con la ley del impulso y dado el cambio de velocidades entre las secciones 1 y 2 existirá una fuerza:

$$F = \frac{\gamma}{g} \times Q (V_2 - V_1) \tag{5.7}$$

Por otra parte, la suma de las fuerzas que actúan entre las secciones 1 y 2 es:

$$F = P_1 a_1 + P_0 (a_2 - a_1) - P_2 a_2$$

y teniendo en cuenta la ecuación 5.6,

$$F = P_1 a_1 + P_1 (a_2 - a_1) - P_2 a_2 \tag{5.8}$$

de las ecuaciones 5.7 y 5.8, se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{\gamma}{g} Q (V_2 - V_1) &= a_2 (P_1 - P_2) \\ \frac{V_2 a_2 (V_2 - V_1)}{g} &= a_2 \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \\ \frac{V_2 (V_2 - V_1)}{g} &= \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \end{aligned} \tag{5.9}$$

Despejando ahora h_f en la ecuación 5.5 se tiene:

$$h_f = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \tag{5.10}$$

Llevando 5.9 a 5.10:

$$h_f = \frac{V_2 (V_2 - V_1)}{g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

o bien:

$$\begin{aligned} h_f &= \frac{2 V_2^2 - 2 V_2 V_1 + V_1^2 - V_2^2}{2g} \\ &= \frac{V_2^2 - 2 V_2 V_1 + V_1^2}{2g} = \frac{(V_2 - V_1)^2}{2g} \end{aligned}$$

Llamando ahora $V_2 - V_1 = \Delta V$, se tiene:

$$h_f = \frac{(\Delta V)^2}{2g}$$

que es la ley de Borda para calcular pérdidas locales.

Por otra parte, la diferencia $V_2 - V_1$ se puede escribir como:

$$V_2 - V_1 = C V_2$$

de donde:

$$h_f = k \frac{V_2^2}{2g}$$

o sea que toda pérdida de carga local se puede escribir como un coeficiente por la carga de velocidad aguas abajo de donde ocurre la pérdida. Así, esquemáticamente, el diagrama de la figura 135, sirve para representar las posibles pérdidas locales de carga en una conducción.

a) Pérdida por entrada:

$$h_f = k_e \frac{V^2}{2g}$$

siendo k_e un coeficiente que depende de las condiciones de la entrada.

b) Pérdida por ampliación:

$$h_f = k_a \frac{V^2}{2g}$$

k_a depende de la relación $\frac{a_1}{a_2}$ (área antes de la ampliación) / (área después de la ampliación)

y de la rapidez de la ampliación (ángulo β).

c) Pérdida por reducción:

$$h_f = k_r \frac{V^2}{2g}$$

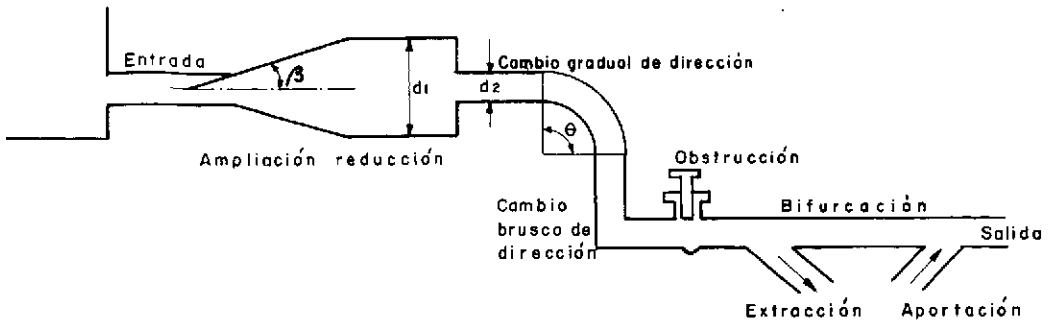


Fig. 135. Pérdidas localizadas en una conducción.

k_r depende de la relación de diámetros $\frac{d_1}{d_2}$.

d) Pérdida por cambio de dirección gradual:

$$h_r = k_d \frac{V^2}{2g}$$

k_d depende de la relación $\frac{r}{d}$ (radio de la curva) (diámetro de la tubería) y del ángulo θ del cambio de dirección.

e) Pérdida por cambio brusco de dirección:

$$h_r = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

directamente la fórmula de Borda.

f) Pérdida por obstrucción:

$$h_r = k_o \frac{V^2}{2g}$$

k_o depende del tipo de obstrucción y de la abertura dejada por la misma.

g) Pérdida por bifurcación:

$$h_r = k_b \frac{V^2}{2g}$$

k_b depende del ángulo de la bifurcación y de si se trata de una extracción o aportación a la tubería.

h) Pérdida por salida:

$$h_r = k_s \frac{V^2}{2g}$$

k_s depende de las condiciones de la salida.

Analícese ahora, por separado, cada una de estas pérdidas locales:

1. *Pérdida por entrada:* Como se ha indicado, la magnitud de esta pérdida depende de la forma de la entrada y se valúa mediante la fórmula:

$$h_r = k_e \frac{V^2}{2g}$$

siendo algunos valores de k_e los que se muestran en la figura 136.

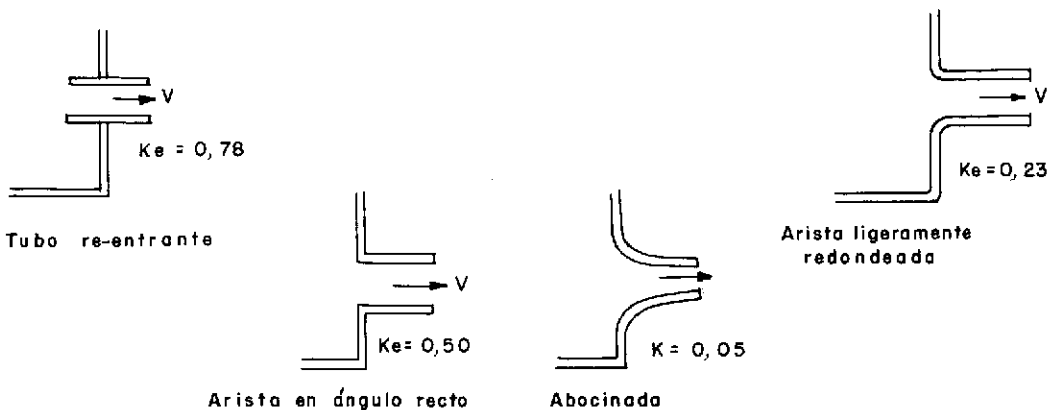


Fig. 136. Algunos valores de pérdidas locales por entrada.

2. *Pérdida por ampliación.* En lo referente al tipo de ampliación, se puede hablar de:

- a) Ampliación brusca (véase fig. 137).
- b) Ampliación gradual (véase fig. 138).

Para ampliación brusca, se tiene:

$$h_f = k_a \frac{V_1^2}{2g}$$

siendo algunos valores de k_a los siguientes:

$\frac{A_1}{A_2}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k_a	1,00	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0

Para ampliación gradual

$$h_f = k_B \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \frac{V_1^2}{2g}$$

siendo algunos valores de k_B los siguientes:

β	6°	10°	15°	20°	30°	40°	50°	60° o mayores
k_B	0,14	0,20	0,30	0,40	0,70	0,90	1,00	1,10

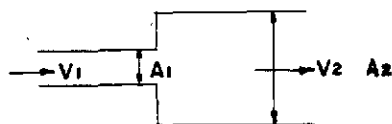


Fig. 137. Ampliación brusca.

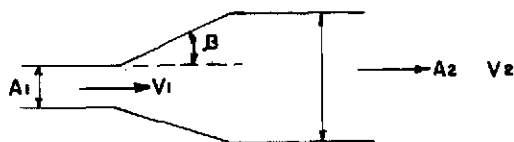


Fig. 138. Ampliación gradual.

3. *Pérdida por reducción.* Aquí también se podrán presentar los siguientes casos:

- a) Reducción brusca (véase fig. 139).
- b) Reducción gradual (véase fig. 139).

En caso de reducción gradual, si $\beta \geq 15^\circ$, se considera reducción brusca, y si $\beta < 15^\circ$, no hay pérdidas por reducción.

La expresión para calcular las pérdidas correspondientes es:

$$h_f = k_r \frac{V_1^2}{2g}$$

siendo algunos valores de k_r los siguientes:

$\frac{A_2}{A_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k_r	0,5	0,48	0,45	0,41	0,36	0,29	0,21	0,13	0,07	0,01	0,0

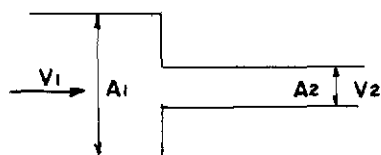
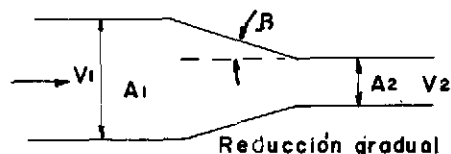


Fig. 139. Reducciones gradual y brusca.

4. *Pérdida por cambio de dirección.* Este tipo es de los más complicados de valuar; sin embargo, en un análisis lo más simplificado posible se puede hacer la siguiente clasificación:

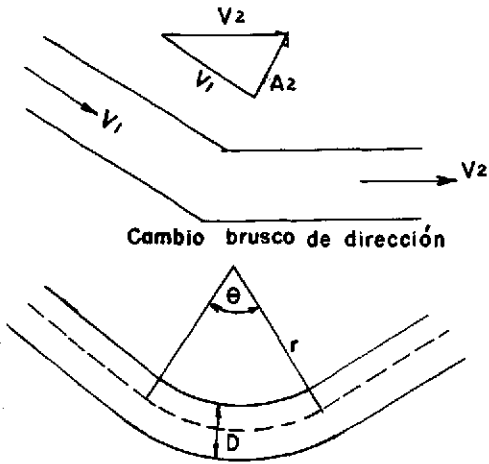
- a) Cambio brusco de dirección (véase fig. 140).
- b) Cambio gradual de dirección (véase fig. 140).

Para cambio brusco de dirección se tiene:

$$h_f = k_c \frac{(\Delta V)^2}{2g}$$

donde:

- $k_c = 0,7$, si $V < 2,5$ m/seg
- $k_c = 1$, para tubería a presión y velocidades altas.



Cambio brusco de dirección
Cambio gradual de dirección
 Fig. 140. Cambios de dirección brusco y gradual.

Para cambio gradual de dirección:

$$h_r = \eta k_c \frac{V^2}{2g}$$

donde:

$$\eta = F(\theta), \text{ y } k_c = \varphi(Nr, D)$$

siendo algunos valores de η los siguientes:

θ	10°	20°	30°	40°	60°	90°	135°	150°	180°
η	0,2	0,4	0,5	0,7	0,85	1,00	1,15	1,20	1,30

y algunos valores de k_c :

$\frac{Nr}{D}$	1	2	4	6	10
k_c	0,52	0,29	0,23	0,18	0,20

5. Pérdida por obstrucción.

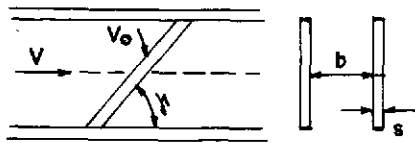


Fig. 141. Obstrucción (rejilla).

a) Posible existencia de rejillas en la conducción (véase fig. 141):

$$h_r = \beta \frac{s}{b} \operatorname{sen} \gamma \frac{V^2}{2g}$$

siendo β un coeficiente que depende de la forma de la reja.

Algunos valores de β son:

	$\frac{\beta}{2,42}$
	1,83
	1,63
	1,79

b) Pérdidas por válvulas. Las válvulas son dispositivos creados, en general, para regular el gasto que pasa en una conducción. Los principales tipos de válvulas son:

- b₁) Válvula de guillotina (véase fig. 142).
- b₂) De grifo (véase fig. 142).
- b₃) De mariposa (véase fig. 142).

Para el cálculo de las pérdidas de carga locales producidas en estos tipos de válvulas se tiene:

Para válvulas de guillotina

$$h_r = k_v \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de k_v son:

Posición válvula	$\frac{D}{8}$	$\frac{D}{4}$	$\frac{3D}{8}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{5D}{8}$	$\frac{3D}{4}$	$\frac{7D}{8}$
k_v	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

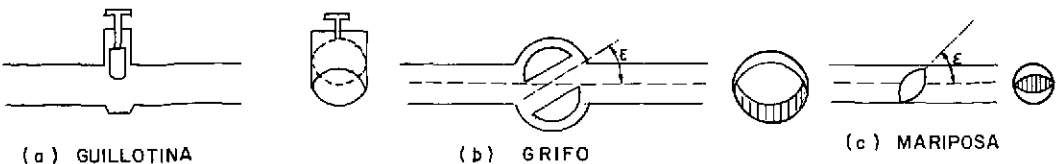


Fig. 142. Tipos de válvulas.

Para válvulas de grifo:

$$h_r = k_v \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de k_v son:

ϵ	5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	65°
k_v	0,05	0,29	1,56	5,17	17,3	31,2	52,6	206,0	486,0

Para válvulas de mariposa:

$$h_r = k_v \frac{V^2}{2g}$$

algunos valores de k_v son:

ϵ	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°
k_v	0,24	0,52	0,90	1,54	2,51	3,91	6,22	10,80	18,70	32,60	58,80	188,0	256,0

6. *Pérdidas por bifurcación.* Según se vio una bifurcación en una conducción podrá ser una aportación o bien una extracción de la tubería principal. Así si se llama *a* a la tubería maestra y *b* a la tubería derivada se tendrá (véase la fig. 143):

$$h_{r_a} = k_a \frac{V_a^2}{2g}; h_{r_b} = k_b \frac{V_b^2}{2g}$$

siendo algunos valores de k_a y k_b los siguientes:

$$\theta = 90^\circ \begin{cases} \text{aportación, } k_b = 0,5; k_a = 0 \\ \text{extracción, } k_a = 1,0; k_b = 0 \end{cases}$$

$$\theta < 90^\circ \begin{cases} \text{aportación, } k_b = 0,25; k_a = 0 \\ \text{extracción, } k_a = 0,5; k_b = 0 \end{cases}$$

7. *Pérdida por salida.* Si la descarga es ahogada, se considera generalmente:

$$h_r = k_s \frac{V^2}{2g}$$

donde $k_s = 0,2$.

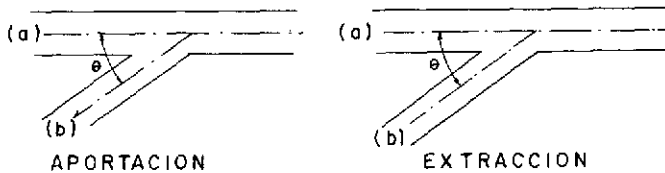


Fig. 143. Bifurcaciones.

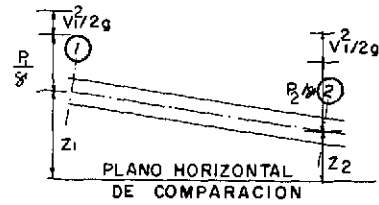


Fig. 144. Energía total del líquido en dos secciones a lo largo de la conducción.

GRADIENTE HIDRAULICO

La energía total que el líquido posee en un punto dado de una conducción es la suma de las cargas de posición *Z*, de presión $\frac{P}{\gamma}$, y de veloci-

dad $\frac{v^2}{2g}$, como se indica en la figura 144.

Ahora bien, si se insertan dos piezómetros en las secciones 1 y 2 de la tubería anterior, el agua que circula por esta ascenderá en ellos hasta una altura $\frac{P_1}{\gamma}$ y $\frac{P_2}{\gamma}$, respectivamente.

Se ha demostrado que al circular el agua por una tubería va perdiendo energía; luego:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} < Z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$$

En igual forma se podrían instalar piezómetros a lo largo de toda la tubería. A la línea que une el nivel del agua en todos los piezómetros se le llama gradiente hidráulico (véase fig. 145).

Si ahora sobre el gradiente hidráulico se lleva la carga de velocidad en cada sección de la tubería, se tendrá la línea de energía de la

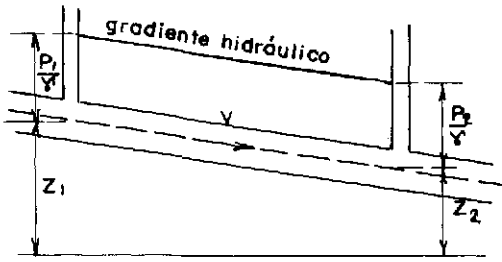


Fig. 145. Gradiente hidráulico en la conducción.

misma (véase fig. 146). Se observa que la pendiente de esta recta es $\frac{h_f}{L}$, y se llama pendiente hidráulica de la conducción.

Observaciones sobre el gradiente hidráulico

- a) Si se considera una tubería de sección constante, como el gasto que pasa por cada sección de la misma es igual, la carga de velocidad en cualquier sección será la misma; luego la línea de energía y el gradiente hidráulico serán paralelos.
- b) En el caso de tubería de sección constante, al no poder variar la carga de velocidad, parte de la carga de posición y la carga de presión se va perdiendo (por fricción) a lo largo de la conducción; así, para una tubería horizontal parte de la carga de presión sería la que se iría perdiendo en la conducción.
- c) Si existen obstrucciones, cambio de dirección, ampliaciones, etc., en la conducción, el gradiente hidráulico estará dado por una línea

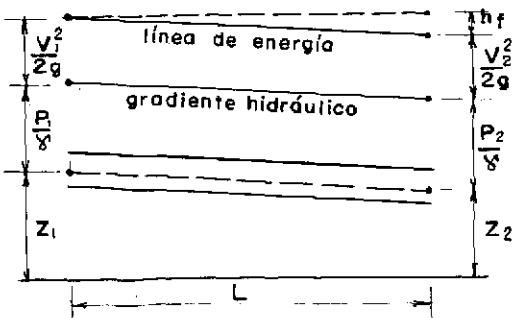


Fig. 146. Línea de energía en la conducción.

quebrada ya que la existencia de cualquier elemento de los anteriores origina una pérdida local de energía.

d) La diferencia del gradiente hidráulico con el eje de la tubería da la presión, en columna de agua, que existe en cada sección de la tubería.

ESFUERZOS EN LAS TUBERÍAS Y ANCLAJES

Las fuerzas principales que actúan en una conducción son:

- a) Presiones interiores.
 - b) Fuerzas debidas a cambios de dirección o diámetro de la tubería.
 - c) Temperatura.
 - d) Cargas exteriores.
- a) *Presiones interiores.* La presión estática origina una tensión en la tubería, que en forma aproximada se puede calcular mediante la fórmula:

$$\sigma = \frac{Rp}{e}$$

donde σ es la tensión del material de la tubería en Kg/cm²; R el radio interior de la tubería en centímetros, p la presión interior en Kg/cm², y e el espesor del tubo.

Dependiendo del material de la tubería, del diámetro y su espesor, con la fórmula anterior se puede calcular la presión que la tubería puede resistir sin dañarse, siendo entonces frecuente que se hable de tuberías para x atmósferas de presión.

b) *Fuerzas debidas a cambios de dirección o diámetro de la tubería.* Para hacer que el agua cambie de dirección en su recorrido, es necesario aplicarle una fuerza que origina una variación de presión en las secciones de entrada y salida de la curva, lo que a su vez se traduce en una fuerza en las paredes de la tubería. Considérese una curva horizontal como la que se indica en la figura 147.

Estableciendo la ley del impulso entre las secciones 1 y 2 se tiene:

$$P_1 A_1 - F_x - P_2 A_2 \cos \theta = \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1) \text{ y}$$

$$F_y - P_2 A_2 \sin \theta = \rho Q V_2 \sin \theta$$

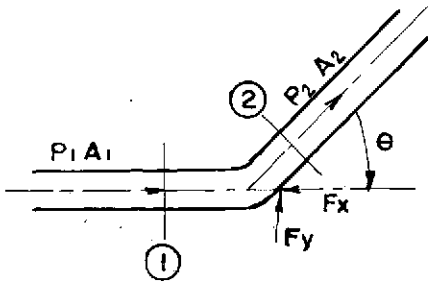


Fig. 147. Tubería curva en plano horizontal.

expresiones a partir de las cuales se puede calcular F_x y F_y , que serán las fuerzas a equilibrar mediante un ataque conveniente del codo; en igual forma, para un cambio de diámetro en la conducción (fig. 148).

$$P_1 A_1 - F_x - P_2 A_2 = \rho Q (V_2 - V_1)$$

siendo F_x la fuerza a equilibrar.

En ambos casos, la resistencia exterior que se debe añadir a la tubería para equilibrar las fuerzas F_x y F_y de que se ha hablado, puede lograrse mediante contrafuertes, o bien, haciendo las uniones suficientemente fuertes para resistir la tensión producida.

c) *Fuerzas debidas a cambios de temperatura.* El esfuerzo que se origine en la tubería debido a cambios de temperatura está dado por:

$$\sigma = E t c$$

donde E es el módulo de elasticidad del material del tubo; t es el cambio de temperatura y c el coeficiente de dilatación del material del tubo. Este esfuerzo actúa únicamente cuando el tubo está descubierto, y si no se han previsto juntas de expansión, las uniones deben ser suficientemente fuertes para resistirlo. El movi-

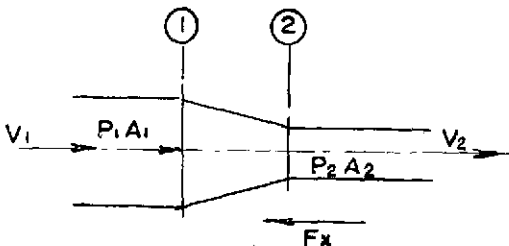


Fig. 148. Cambio de diámetro en la conducción.

miento producido por la expansión será igual al producto de la longitud del tubo descubierto, por el coeficiente de dilatación del material y por el cambio de temperatura.

d) *Cargas exteriores.* Las cargas exteriores se deben al material de relleno que cubre la tubería si esta va enterrada y en este caso carecen de interés. Basta con dar la siguiente expresión para el cálculo del esfuerzo en la fibra más fatigada:

$$\sigma = \frac{32}{5} \times \frac{wD}{t} \pm \frac{17}{2} \times \frac{w}{t}$$

en la que σ es el esfuerzo en la fibra externa en Kg/mm²; w la carga originada por el terreno sobrepuesto sobre un metro de tubo; t es espesor del tubo en milímetros, y D el diámetro del tubo en milímetros.

TIPOS Y SELECCION DE VALVULAS

Además de las válvulas para control de gasto de que se habló (véase pág. 143) (de guillotina y de compuerta, de grifo y de mariposa), existen otros tipos de válvulas con misiones específicas entre los que se encuentran las siguientes:

1. *Válvulas de purga.* Estas válvulas se colocan en la parte baja de la conducción y sirven para limpiarla de posibles azóles que pueden haberse acumulado (se usan sólo si la conducción es larga y en general podrán ser del tipo de compuerta). Dependiendo de su tamaño, podrán ser de operación manual, acopladas a un motor o accionadas mediante un cilindro hidráulico.

2. *Válvulas de retención.* En la figura 148 se indica esquemáticamente esta válvula, sirve para impedir que el flujo en la tubería pueda

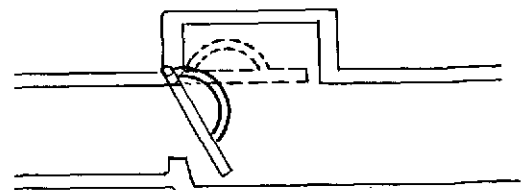


Fig. 149. Esquema de una válvula de retención.

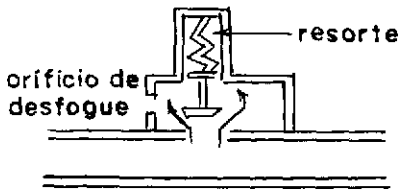


Fig. 150. Esquema de una válvula relevadora de presión.

ser en los dos sentidos. En general, una válvula de este tipo siempre deberá instalarse en la tubería de descarga de la bomba para evitar que las ondas del golpe de ariete, al cerrar una válvula, puedan llegar hasta la bomba misma. Otra válvula de este tipo deberá instalarse en la tubería de succión de la bomba para evitar pérdida de agua al parar la bomba y mantener el cebado de la misma.

3. *Válvulas relevadoras de presión.* Se indican esquemáticamente en la figura 150. Sirven para disminuir el efecto del golpe de ariete, ya que cuando la resistencia del resorte sobrepasa la presión interior de la tubería, esta se abre permitiendo la salida de agua.

4. *Válvulas de inclusión y expulsión de aire.* Son como las que se presentan esquemáticamente en la figura 151. Sirven para expulsar el aire que pueda haber entrado mezclado con el agua en la tubería, o bien para que, al producirse el vacío en la tubería, se permita la entrada de aire a esta y así no sea aplastada la tubería por la presión atmosférica. En general se colocan en las partes altas de la conducción.

En la selección de válvulas, estas deberán

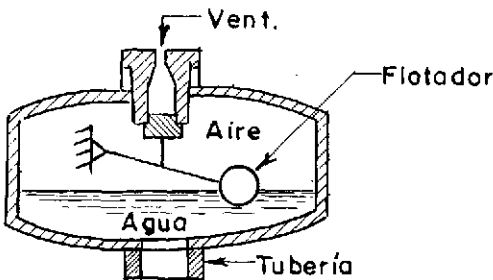


Fig. 151. Esquema de una válvula de expulsión e inclusión de aire.

escogerse del tipo adecuado para la finalidad a que se vayan a destinar. Es frecuente, sin embargo, instalar válvulas de menor diámetro que el de la tubería, ya que lo que se pierde por incremento de pérdidas de carga, se ve compensado grandemente por la economía en el costo de la válvula.

Así, por ejemplo, una instalación adecuada de válvulas es la indicada con el esquema de la figura 152, donde *A* y *B* son válvulas de guillotina (de control de gasto); *C* válvulas de inclusión de aire, y *D* válvula relevadora de presión.

Con las válvulas anteriores, además de poder regular el gasto (válvulas *A* y *B*), la conducción se encuentra totalmente protegida, de modo que si, por ejemplo, se cierra la válvula *B*, el efecto de golpe de ariete producido se ve reducido por la válvula *D*. Si se cierra la válvula *A* se producirá un vacío en la parte aguas abajo de la tubería, pero la válvula *C* permite la inclusión de aire que evita entonces ese vacío. De cada uno de los anteriores tipos de válvulas existe una gran variedad, según la marca o fabricante de la misma. Las características especiales de cada válvula en particular, las proporciona el fabricante.

UNIONES Y JUNTAS DE CONDUCCION

Las juntas en una conducción serán fundamentalmente de dos tipos: a) juntas de dilatación, y b) juntas para unir simplemente dos tramos de tubería.



Fig. 152. Instalación adecuada de válvulas.

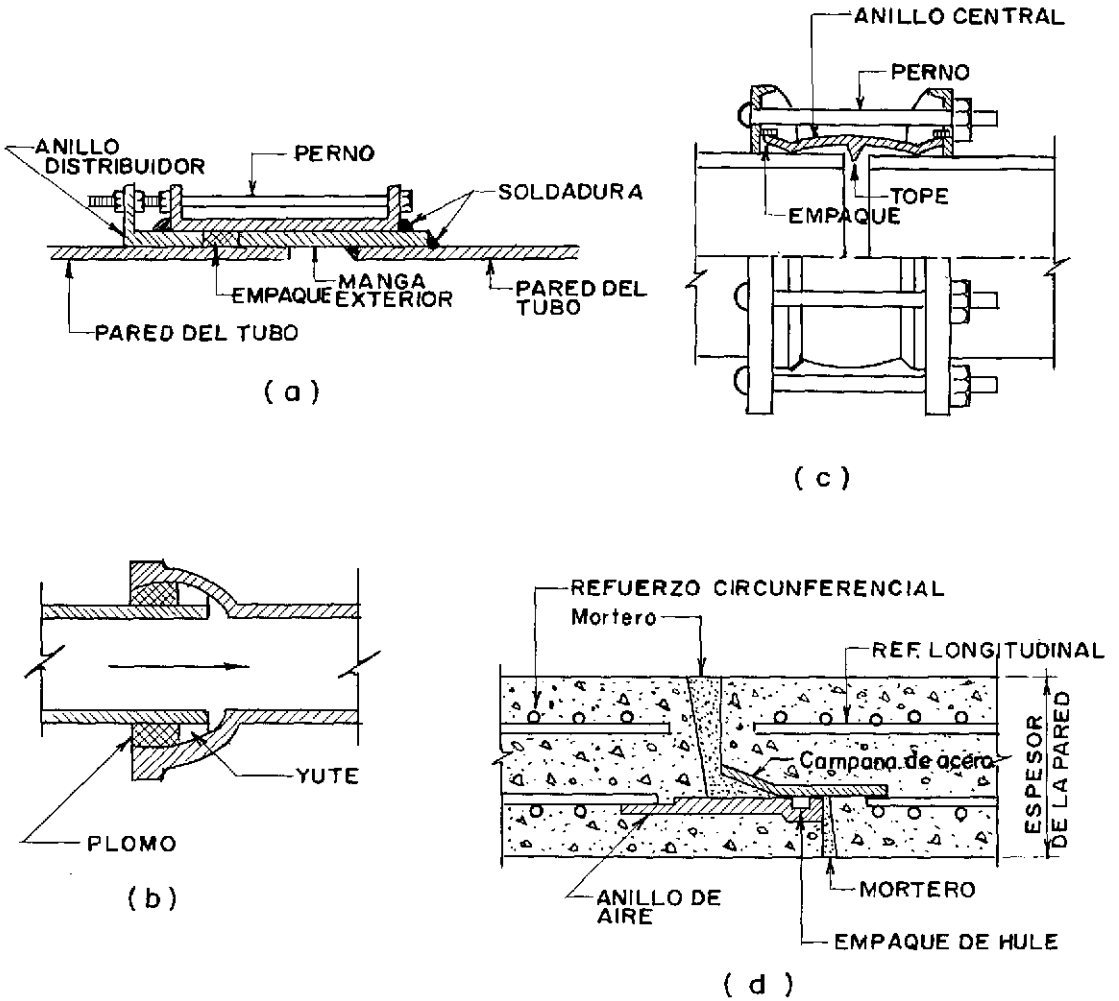


Fig. 153. Juntas de dilatación: (a) común en tuberías de acero; (b y c) para unir tramos de tuberías; (d) para tuberías de concreto.

Para tubería de acero, el tipo de junta de dilatación más común es el que se indica en la figura 153-a. En tanto que las juntas para unir distintos tramos de tubería son principalmente las que se muestran en la figura 153-b,c.

Para tuberías de concreto, las juntas más comunes son como se indica en la figura 153-d.

EJERCICIO DE APLICACION

¿Cuál debe ser la potencia de la bomba que se indica en la figura 154, para lograr que en las tuberías 2 y 3 pasen los gastos que se indican? Las tres tuberías 1, 2, 3, son de concreto liso, y para el agua = 0,01 stokios.

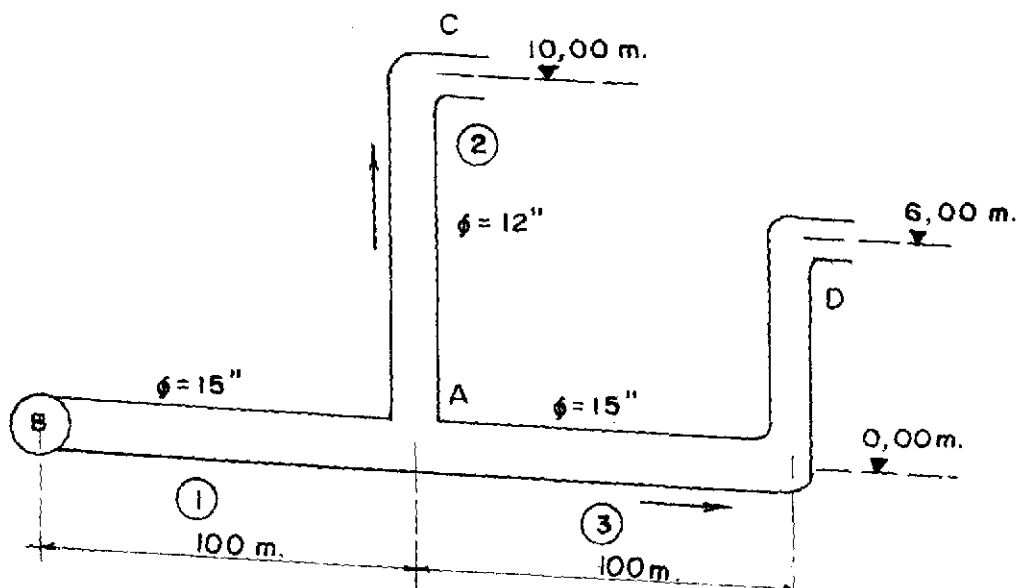


Fig. 154. Esquema del ejercicio de aplicación.

Solución:

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi \times 38,1^2}{4} = 0,114 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi \times 30,48^2}{4} = 0,073 \text{ m}^2$$

$$A_3 = A_1 = 0,114 \text{ m}^2$$

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{0,13}{0,114} = 1,14 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{0,030}{0,073} = 0,411 \text{ m/s}$$

$$v_3 = \frac{0,100}{0,114} = 0,827 \text{ m/s}$$

$$R_1 = v_1 D_1 = \frac{114 \times 38,1}{0,01} > 2500$$

$$R_2 = \frac{41,1 \times 30,48}{0,01} > 2500$$

$$R_3 = \frac{82,7 \times 38,1}{0,01} > 2500$$

∴ se tiene escrutimiento turbulento en las 3 tuberías

$$\lambda_1 = \lambda_3 = \frac{19,6}{[8,86 \log 0,381 + 38]^2}$$

$$= \frac{19,6}{1180} = 0,0166$$

$$\lambda_2 = \frac{19,6}{[8,86 \log 0,3048 + 38]^2}$$

$$= \frac{19,6}{1.110} = 0,0177$$

Estableciendo el teorema de Bernoulli entre A y D:

$$h_a = 6,00 + h_{ex} + \frac{V_3^2}{2g} + h_r + 2h_e$$

$$h_{ex} = \frac{V_1^2}{2g}$$

$$h_r = 0,0166 \times \frac{106}{0,381} \times \frac{V_3^2}{29}$$

$$h_e = 0,72 \frac{V_3^2}{29}$$

$$H_A = 6,00 + \frac{1,14^2}{19,6} + (1 + 4,61 + 2,8) \frac{0,827^2}{19,6}$$

$$h_A = 6,00 + 0,0664 + 0,294 = 6,36 \text{ m.}$$

Estableciendo ahora el teorema de Bernoulli entre A y C:

$$h_A = 10,0 + \frac{V_2^2}{2g} + h_r + h_e$$

$$h_e = 0,72 \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h_f = 0,0177 \times \frac{10}{0,3048} \times \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h_A = 10,0 + (1 + 0,59 + 1,4) \frac{0,411^2}{19,6}$$

$$h_A = 10 + 2,99 \frac{0,411^2}{19,6} = 10,026 \text{ m.}$$

Se dará entonces $h_A = 10,026 \text{ m}$ y se colocará una válvula en la tubería 3 para perder:

$$10,024 - 6,36 = 3,664 \text{ m}$$

v. gr:

$$k_r = \frac{3,664 \times 19,6}{(0,827)^2} = 105$$

válvula de mariposa a 57°

Finalmente, estableciendo el teorema de Bernoulli entre A y B

$$h_R = h_A + h_f$$

$$= 10,026 + 0,0166 \times \frac{100}{0,381} \times \frac{1,14^2}{19,6}$$

$$= 10,026 + 0,298 = 10,314 \text{ m.}$$

$$\text{y como } P = \frac{13,3 Q h}{\eta}$$

$$P = \frac{13,3 \times 0,13 \times 10,314}{0,8}$$

$$P = 22,4$$

$$\underline{HP = 22,4}$$

CAPITULO 6

Estaciones de bombeo

ARNULFO PAZ SANCHEZ *

CONTENIDO

Generalidades
Diseño de estaciones de bombeo (Tipos)
Tuberías y accesorios

Instalaciones de máquinas y detalles complementarios

GENERALIDADES

Número y características de las unidades de bombeo (Lista de puntos a considerar)

1. *Gastos en la estación de bombeo.* Deberá hacerse un análisis de los gastos de bombeo máximo y mínimo, tanto para las necesidades inmediatas como para las necesidades futuras.

2. *Alturas de bombeo.* Deberá contarse con información relacionada con las alturas de succión y descarga y alturas totales, estáticas y dinámicas que se tendrán bajo las diferentes condiciones de bombeo.

3. *Requisitos de potencia.* Los requisitos de potencia son el producto de los gastos y altura de bombeo, considerando la eficiencia de los equipos. Se cuantificarán para condiciones normales y críticas.

4. *Localización.* Deberá considerarse:

a) Topografía.

* Director de la Sección de Plantas de Tratamiento, Dirección General de Obras Hidráulicas, Departamento del Distrito Federal; Profesor de Hidráulica e Ingeniería Sanitaria, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México; Profesor de Ingeniería Sanitaria, Facultad de Ingeniería, División del Doctorado, Universidad Nacional Autónoma de México.

b) Características geológicas (estudio de la mecánica del suelo).

c) Zona que rodee la estación.

d) Comunicaciones.

e) Peligros potenciales, como inundaciones, fuego, vientos, temblores.

5. *Tipo de energía.* Si se selecciona energía eléctrica, deberá conocerse: el ciclaje, fases, voltaje, limitaciones de carga, demanda máxima permisible y demandas ordinarias, factor de potencia, confiabilidad, costos y otras.

6. *Fuentes auxiliares de energía.* Se considerará en qué condiciones serán necesarias unidades auxiliares de energía y qué tipo será seleccionado.

7. *Tipos de bombas.* Aunque se usen las bombas centrífugas casi exclusivamente, podrían presentarse condiciones que ameriten la selección de algún otro tipo.

8. *Bombas centrífugas.*

a) Tipo.

b) Número de unidades.

c) Tamaño de las unidades.

d) Horizontales o verticales.

e) Succión única o doble.

f) Número de pasos.

g) Tipo de impulsores.

h) Curvas características.

i) Velocidad.

j) Velocidad específica.

k) Sumergencia. Carga neta positiva de succión (NPSH). Estudio de cavitación.

9. *Características del cárcamo de bombeo.* De una sola cámara o de dos; disposición relativa; altura de succión; acceso; protección sanitaria del agua.

10. *Diseño de los cárcamos.* Capacidad; dimensiones; controles; acceso, limpieza, drenaje, demasías, iluminación y ventilación.

11. *Motores eléctricos.* Tipo, velocidad, voltaje, potencia y sobrecarga; reguladores de velocidad, corriente de arranque y de operación; eficiencias con y sin carga.

12. *Subestación eléctrica.* Tipo; capacidad; dimensiones; tableros y controles.

13. *Tuberías, válvulas y accesorios.* Consideración general a la economía. Accesibilidad para reparaciones y operación. Pendientes, apoyos, atraques, desfuegos, amortiguadores de golpe de ariete, protección contra corrosión y cargas externas. Método de operación de las válvulas (manual, eléctrico o mecánico); automatización; juntas flexibles, etc.

14. *Edificios, servicios, almacén y talleres, arquitectura.*

15. *Automatización.*

Datos usuales

1. *Gastos en la estación de bombeo.* La estación de bombeo trabajará con un gasto máximo igual al del día de máximo consumo y se deberán considerar capacidades de bombas para los gastos mínimo y menores que el máximo, mientras que se llega al período de diseño.

El período de diseño para las estructuras deberá ser el máximo posible dentro de las limitaciones de financiamiento, eligiéndose un mínimo de 20 años. En cambio, los equipos pueden ir aumentándose a medida que lo requieran las necesidades.

2. *Alturas de bombeo.* Deberán estimarse a

base de un estudio económico que incluya:

a) Costo inicial de válvulas, tuberías y accesorios y equipos de bombeo.

b) Costos de operación y conservación.

c) Costo de reposición.

3. *Requisitos de potencia.* Estimados para los motores:

$$P = \frac{Q \omega H}{K \eta_n}$$

Para la alimentación:

$$P = \frac{Q \omega H}{K \eta_m}$$

P = Potencia en HP

Q = Gasto

ω = Peso volumétrico del agua

H = Carga dinámica total

K = Coeficiente de conversión

η_n = Eficiencia del equipo de bombeo

η_m = Eficiencia del conjunto motor e instalación eléctrica

4. *Localización.* Además de los puntos considerados, deberá prestarse atención a:

a) Protección sanitaria del agua.

b) Funcionamiento hidráulico del sistema de distribución en conjunto, con atención particular a la planta de tratamiento.

c) Disponibilidad de potencia y/o combustible.

d) Crecimiento y expansión.

5. *Energía.* Las bombas pueden usar energía de vapor, electricidad, agua, viento y combustible.

El tipo de energía deberá ser el más seguro, el que tenga mayor disponibilidad y el que sea menos caro. Si estas condiciones no pueden lograrse totalmente, deberá hacerse una comparación considerando la *seguridad* como el factor más importante.

6. *Fuentes auxiliares.* En México no es común considerar fuentes auxiliares de energía en las estaciones de bombeo. Es indispensable tomar esto en cuenta en un sistema de distribución sin tanque de almacenamiento. En equipos operados eléctricamente pueden acoplarse máquinas de combustión interna.

7. *Tipos de bombas.* Fueron incluidos en otra sección del curso. Se apunta que el diseño

de una estación depende del tipo de bombas elegido, pero en algunas ocasiones sucede lo contrario. Eso depende de condiciones particulares, básicamente topografía, características del suelo y dificultades de construcción y economía.

8. Bombas.

a) Número. Dependerá del gasto, sus variaciones y seguridad del sistema.

En sistemas de abastecimiento para grandes poblaciones se aconseja tener un equipo de bombeo para manejar 200% del gasto de diseño de la estación. Este valor puede reducirse, pero en general es conveniente un valor mínimo del 150 por ciento.

La distribución de ese gasto se hará en función de la forma como se considera el manejo del gasto futuro y de las demandas actuales.

En muchas ocasiones resulta conveniente aumentar el número de unidades y en otras aumentar la capacidad de los equipos.

b) De la elección anterior dependerá el tamaño de las unidades y de este la disposición de ellas y el tamaño del cárcamo.

c) Los demás puntos importantes a considerar pueden variarse en atención a lo indicado en el inciso 7.

DISEÑO DE ESTACIONES DE BOMBEO—TIPOS

Clasificación. Se acostumbra clasificar las estaciones de bombeo en primarias y secundarias.

Las estaciones primarias toman el agua de alguna fuente de abastecimiento o de algún cárcamo, y la elevan a otro almacenamiento, al tratamiento, a la red directamente o a una combinación.

Las estaciones secundarias o elevadoras mejoran las condiciones de una primaria incrementando presión o gasto, pero con la alimentación de una estación primaria.

Tipos básicos. Las estaciones primarias pueden construirse básicamente de dos tipos: a) estaciones de dos cámaras, y b) estaciones de una cámara.

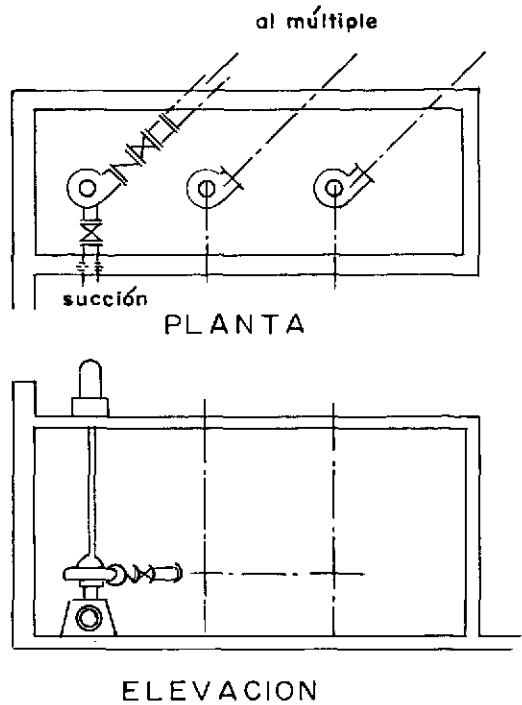


Fig. 155. Estación de bombeo con bombas de eje vertical en dos cámaras.

Estaciones de dos cámaras. Se consideran dos cámaras o cárcamos. En uno se tendrá la entrada del agua y un depósito que sirva para conectar la succión; en el otro, que se denomina *cámara seca*, se colocan los equipos de bombeo. La primera cámara puede no existir como tal, sino que puede ser simplemente una fuente natural.

Estaciones de una cámara. Generalmente se

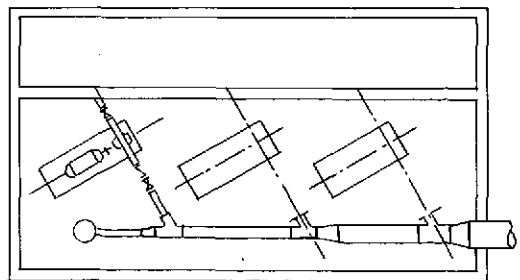
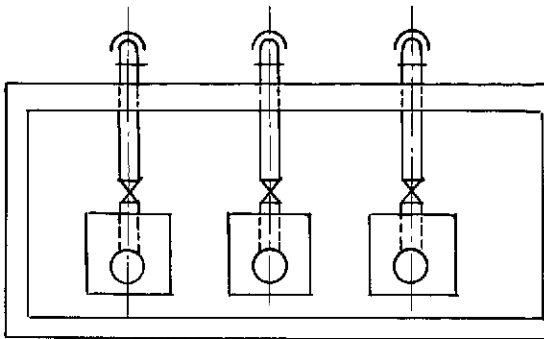
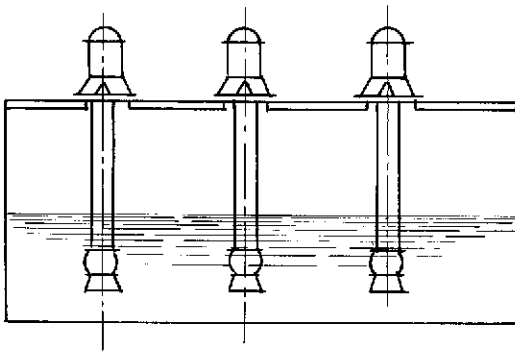


Fig. 156. Estación de bombeo con bombas horizontales en dos cámaras (generalmente con carga de succión).



PLANTA



ELEVACION

Fig. 157. Estación de bombeo con bombas verticales en una cámara.

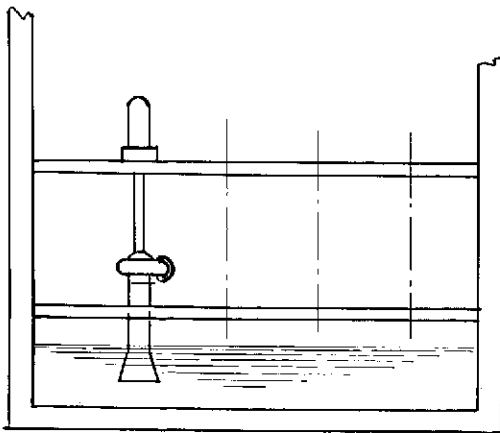


Fig. 158. Estación de bombeo con bombas de eje vertical, con altura de succión.

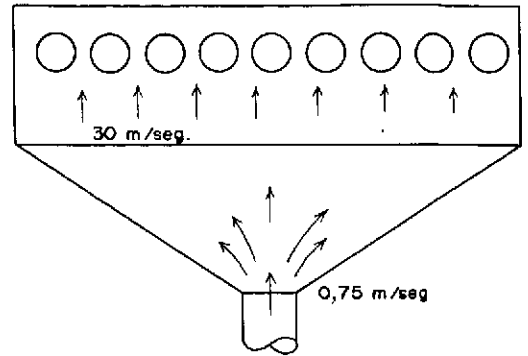


Fig. 159. Construcción recomendada para estación con bombas verticales.

usan para bombas de eje vertical y consisten de una sola cámara donde se tiene la entrada del agua, el almacenamiento necesario y los equipos de bombeo.

Las secundarias o elevadoras * sólo pueden tener cámara seca, ya que la succión está conectada directamente a la tubería de descarga de una estación primaria.

Dimensiones de las cámaras. Las cámaras secas se dimensionarán de acuerdo con el número y dimensión de las unidades a instalarse. Sin embargo, deberá considerarse el espacio para lo siguiente:

1. Válvulas y accesorios.
2. Controles eléctricos.
3. Amortiguadores de golpe de ariete.
4. Tubos de paso, derivación.
5. Apoyos y atraques.
6. El múltiple podrá construirse adentro o afuera del cárcamo.

* Véase figs. 155-171, págs. 153-157.

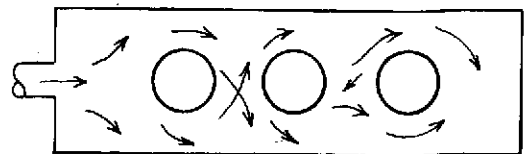


Fig. 160. Estación defectuosa para bombas verticales.

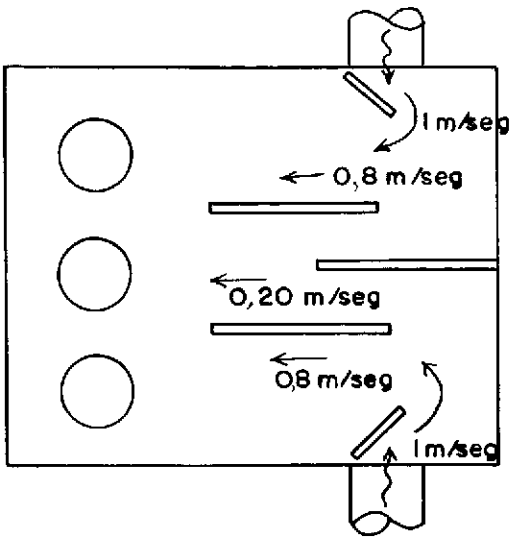


Fig. 161. Las mamparas ayudan a disminuir la turbulencia.

Las unidades se colocarán de modo que ocupen el mínimo espacio y debe considerarse la circulación entre unidades y el tamaño de las bases.

Las cámaras de succión * (pozo húmedo) en estaciones de dos cámaras se dimensionarán según se tenga una instalación con carga de succión o altura de succión.

Con carga de succión.

a) Se deberá considerar una altura mínima del agua de 1 m sobre el eje de las bombas para asegurar que siempre estarán cebadas. En caso de bombas muy grandes, debe considerarse un

* Véase figs. 155-171, págs. 153-157.

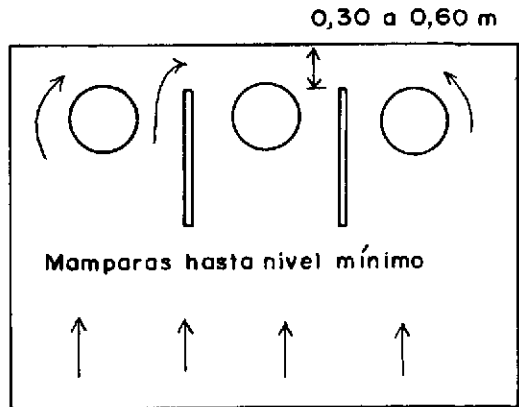


Fig. 162. Si una bomba opera sólo ocasionalmente, las mamparas se disponen en la forma indicada.

mínimo de 0,50 m por sobre la parte más alta de la carcasa de la bomba.

b) La longitud será la misma que la de la cámara seca:

c) Podrán quedar ambas cámaras adosadas con un muro común o separadas, dependiendo esto primordialmente del comportamiento del suelo.

d) El ancho será el mismo para asegurar un volumen que permita absorber fluctuaciones entre entradas y salidas de tal manera que las bombas no paren y arranquen con frecuencia. Un mínimo de 15 minutos puede considerarse aceptable aun cuando deberá tenderse a valores mayores.

Con altura de succión.

a) El nivel mínimo del agua en la cámara

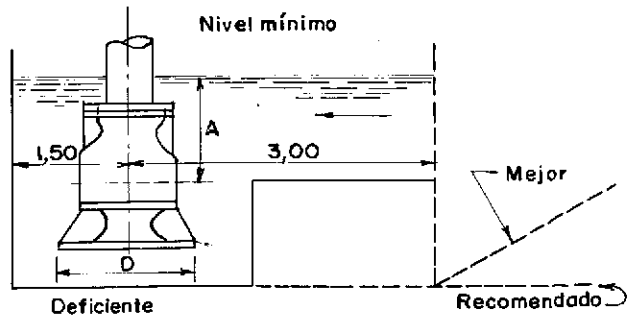
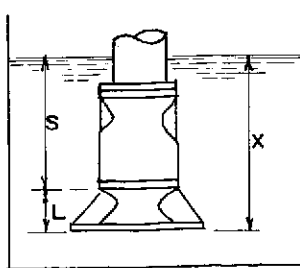


Fig. 163. S es la sumergencia del impulsor; agregar L para encontrar la sumergencia total X.

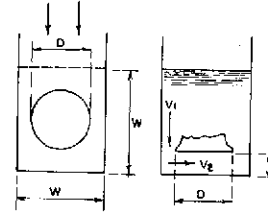
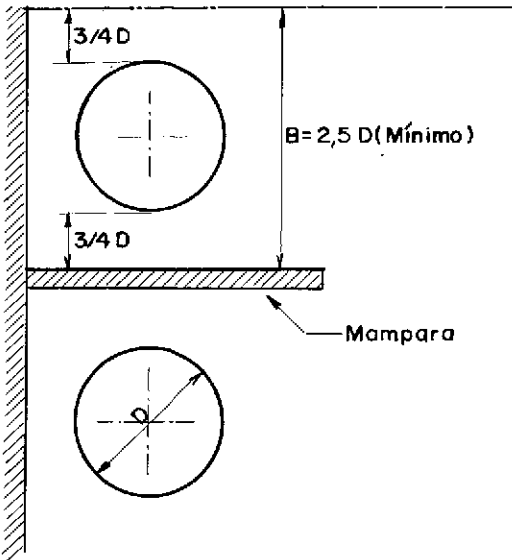


Fig. 166. Dimensiones recomendables. Limitar las velocidades de entrada a la boca de succión así: 0,30 a 0,45 m/seg para bombas con cargas hasta de 4,50 m; 0,60 m/seg para cargas entre 4,50 m y 15 m; 0,90 m/seg para cargas mayores.

Fig. 164. A es la mínima sumergencia, aproximadamente 1-1/2 a 2 D (dato del fabricante).

de succión se considerará en atención a:

1. La carga neta positiva de succión para evitar cavitación, vibraciones y reducción en la capacidad y eficiencia.
2. La altura mínima sobre la boca de succión para evitar la entrada del aire (valor común: más de 0,50 m, dependiendo del decímetro de la boca).
- b) La longitud y el ancho se consideran igualmente que en el caso anterior.
- c) Las cámaras para bombas de eje vertical se dimensionarán de acuerdo con: las dimensiones de los equipos; el volumen de compensa-

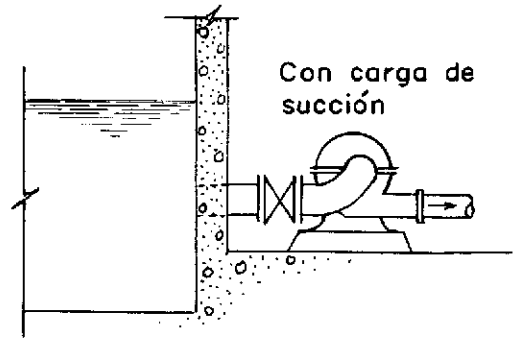


Fig. 167. Cámara con carga de succión.

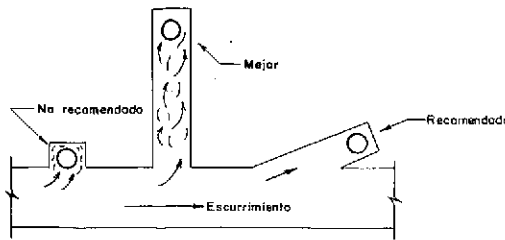


Fig. 165. Diversas posibilidades de instalación en una corriente, canal, etc.

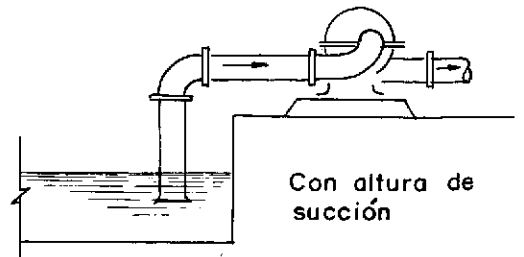


Fig. 168. Cámara con altura de succión.

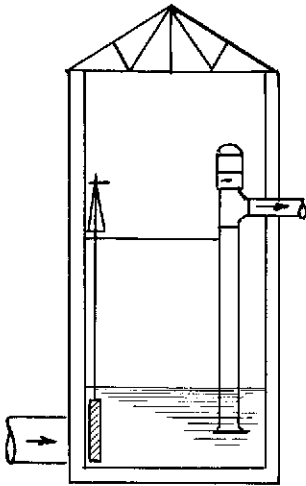


Fig. 169. Cámara con altura de succión.

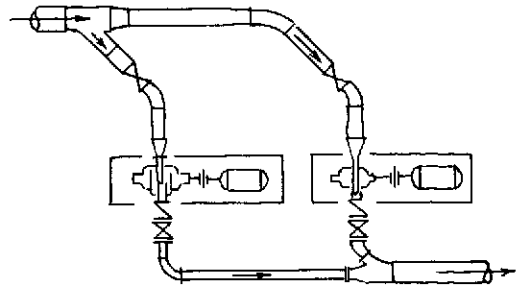


Fig. 170. Instalación elevadora o primaria con cárcamo de succión a distancia.

ción, y la altura mínima del agua para tener la sumergencia adecuada (dato del fabricante).

La distancia entre el fondo del cárcamo y la campana de succión deberá ser como se indica en la figura 171.

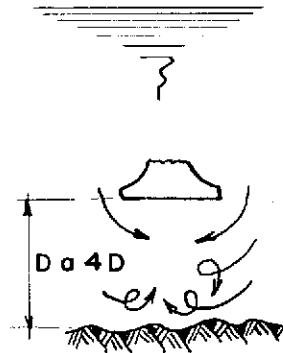
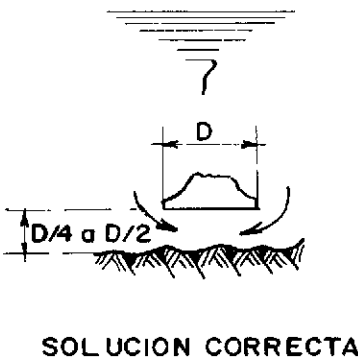


Fig. 171. Distancia del fondo del cárcamo a la campana de succión.

TUBERIAS Y ACCESORIOS

Planeamiento de la instalación

El fabricante deberá proporcionar todos los datos necesarios para poder planeear correctamente la instalación. Sin embargo, pueden hacerse anteproyectos de la estación utilizando catálogos o usando los datos de una bomba semejante a la que se pretenda instalar. Una vez conocidas las características del equipo que

se adquirirá, pueden hacerse los ajustes necesarios.

Es común que se dé mayor importancia a la elección de la bomba y equipos de cebado sin consideración debida a la importancia de las tuberías y accesorios, lo que puede afectar la eficiencia de la estación.

Una instalación puede estar incorrecta cuando afecta:

1. El consumo de potencia debido a pérdidas por fricción, alta carga de velocidad y otras

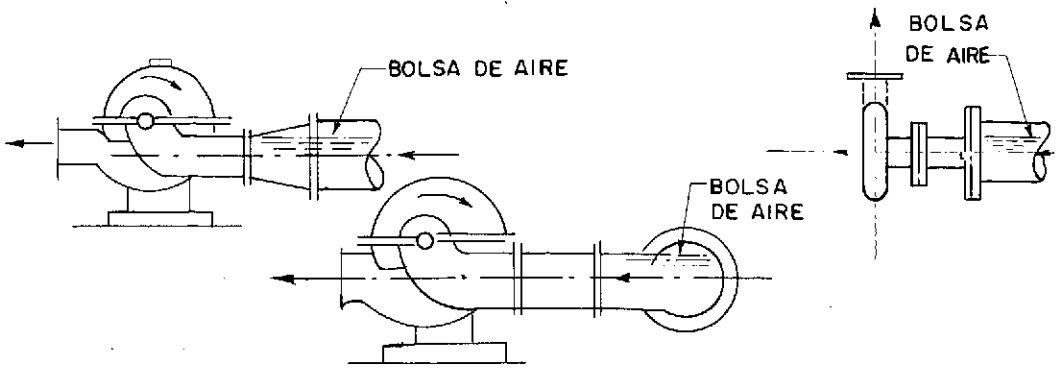


Fig. 172. Instalación incorrecta de tuberías.

pérdidas, sin afectar directamente la eficiencia de la bomba.

2. La eficiencia de la bomba debido a pérdidas hidráulicas, turbulencia, vórtices y/o entrada de aire en la succión.

Reglas generales a considerar

1. Nunca deberán usarse tuberías de diámetro menor que los diámetros de succión y descarga de la bomba, de preferencia mayores.

2. El diámetro de la tubería de succión será igual o mayor que el diámetro de la tubería de descarga.

3. Usense reducciones *excéntricas* en la succión para evitar la formación de bolsas de aire.

Las figuras 172 y 173 ilustran la instalación incorrecta y correcta, respectivamente.

4. Los aumentos y reducciones en la descarga y succión deberán ser graduales para que aseguren un escurrimiento eficiente y ahorro de energía.

5. Deben instalarse las tuberías de succión y descarga lo más directamente posible y con un mínimo de codos y otras piezas especiales.

6. La tubería de succión deberá ser colocada exactamente horizontal o con pendiente uniforme hacia arriba del cárcamo de succión hacia la bomba (véase figs. 174 y 175).

7. Nunca debe ponerse un codo en un plano horizontal directamente en la brida de descarga de la bomba. Entre el codo y la brida de suc-

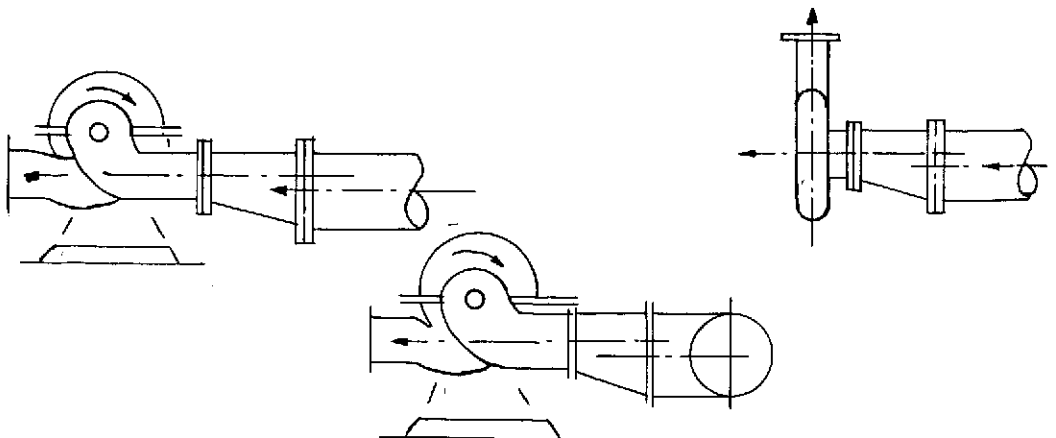


Fig. 173. Instalación correcta de tuberías.

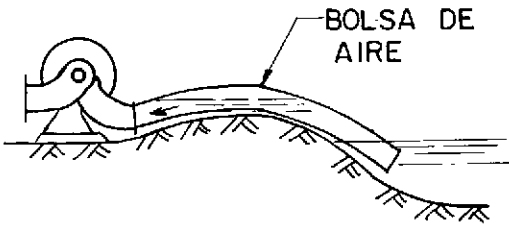


Fig. 174. Forma incorrecta de instalar la tubería de succión.

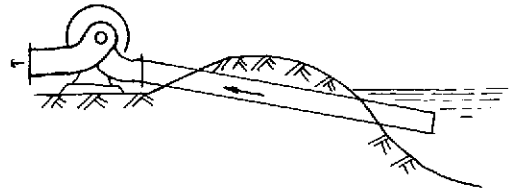


Fig. 175. Forma correcta de instalar la tubería de succión.

ción úsese un tramo recto de por lo menos 4 a 6 veces el diámetro del tubo. Las figuras 176 y 177 muestran instalaciones incorrecta y correcta, respectivamente.

Un codo en las circunstancias desfavorables señaladas causa empuje desigual y pérdidas hidráulicas. Esto se debe a un mejor llenado de un lado de la cámara de succión y ojo del impulsor que en el otro.

8. Siempre que sea posible, la reducción en la succión y el aumento en la descarga deberán instalarse directamente a las bridas de la bomba. Esto producirá mejor conversión de la velocidad y reducirá las pérdidas hidráulicas que puedan causar válvulas o codos conectados directamente y que puedan afectar la eficiencia de la bomba.

9. Selecciónense tuberías, válvulas y piezas especiales de un tamaño tal que resulte económica la instalación.

En general, se puede decir que los diámetros pequeños aumentan el costo de bombeo, pero el costo inicial es menor; los diámetros grandes reducen el costo de bombeo, pero el costo inicial es grande.

10. Las instalaciones con codos verticales pue-

den hacerse como se indica en las figuras 178 y 179.

Requisitos en la succión

1. Asegúrese que la presión absoluta sea mayor que la presión de vapor de agua.

2. Siempre que sea posible evítense las instalaciones con altura de succión. Cuando se tenga que hacer así, se deberá hacer el estudio de la altura de succión permisible como se indica adelante:

Ejemplo I. Supóngase una instalación de bombeo a 1.500 pies sobre el nivel del mar. Carga neta positiva de succión requerida: 10 pies. Temperatura del agua: 150°F y las pérdidas de carga en la succión se estimaron en 5 pies.

Ejemplo II. La misma bomba, la misma altura y las mismas pérdidas de carga en la succión. Carga neta positiva de succión requerida: 15 pies. Temperatura del agua: 178°F. Presión barométrica: 1.500 pies = 32,7 pies de agua a 150°F = 33,1 pies de agua a 178°F.

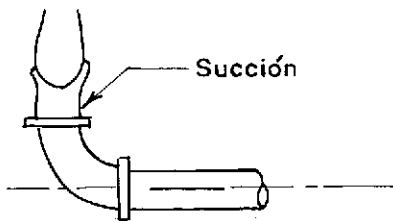


Fig. 176. Instalación incorrecta de codo en plano horizontal.

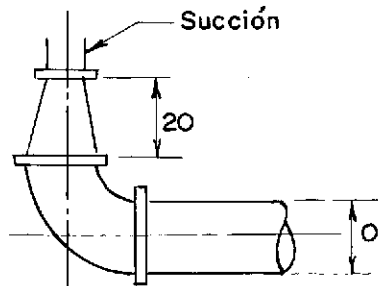


Fig. 177. Instalación correcta de codo en plano horizontal.

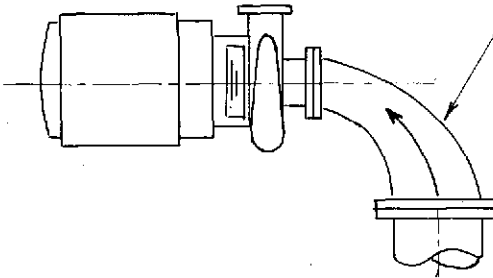


Fig. 178. Instalación recomendada de codo vertical.

Los valores de la presión de vapor para diferentes temperaturas pueden obtenerse del cuadro siguiente:

Presiones de vapor de agua para diferentes temperaturas:

Temperatura °C	0	5	10	15	20	25	30
Presión de vapor en mm de Hg	4,58	6,54	9,21	12,8	17,5	23,8	31,8

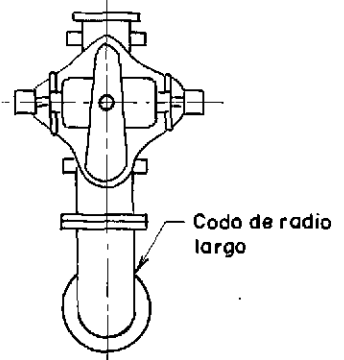
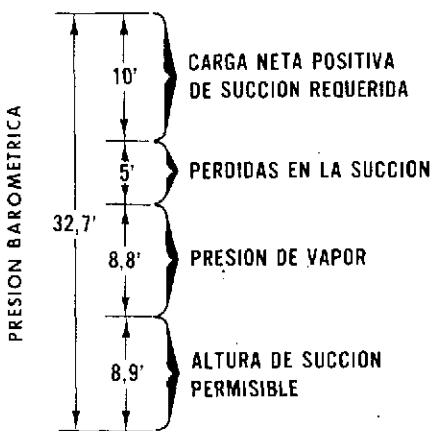


Fig. 179. Instalación no recomendada, pero permisible, de codo vertical.

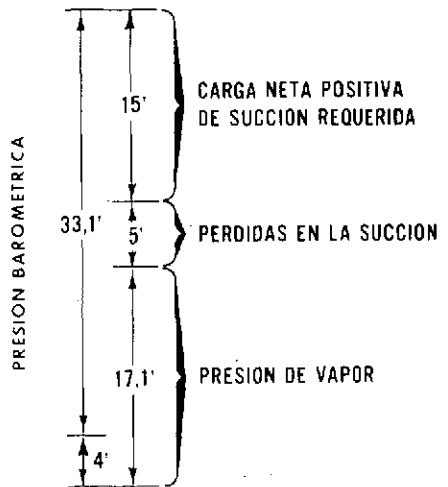
3. La línea de succión deberá ser estanca para evitar que entre aire, lo cual reducirá la capacidad y hasta podría pararse el bombeo.

4. Cuando se tenga altura de succión, deberá considerarse la posibilidad de instalar una válvula de pie para evitar la instalación de un equipo de cebado. En este caso la longitud de la tubería en el extremo de la succión deberá ser mayor de 90 cm debajo del nivel mínimo del agua.

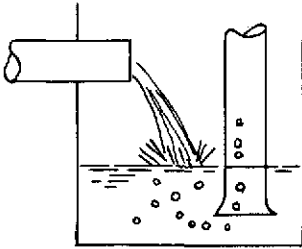
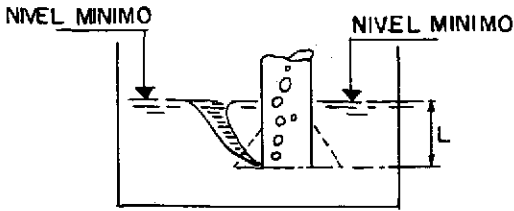
CARGA DE SUCCION ESTIMADA REQUERIDA



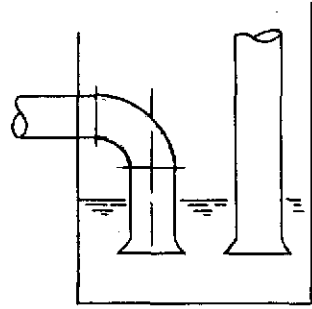
Ejemplo I



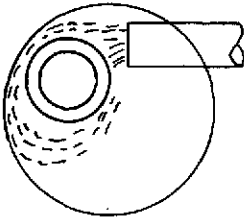
Ejemplo II



INSTALACION INCORRECTA

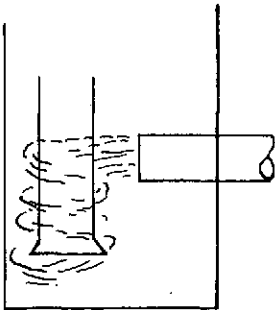


INSTALACION CORRECTA



Instalación incorrecta; el agua tiende a rotar lo cual interfiere con el escurrimiento dentro del tubo de succión.

Corrección: una mampara colocada en frente del tubo de alimentación.



INSTALACION INCORRECTA

Fig. 180. Recomendaciones para la instalación de la tubería de succión.

Si no se usa una válvula de pie, el extremo de la succión deberá acampanarse para disminuir la velocidad de entrada del agua.

5. Evítese el uso de válvulas de compuerta en instalaciones con altura de succión. Si se hace necesario, deberá colocarse con su vástago horizontal o hacia abajo.

6. En instalaciones con carga de succión es indispensable el uso de una válvula de seccionamiento.

7. A menos que el agua esté libre de materia suspendida, se debe instalar un cedazo en la succión, preferiblemente cerca de la bomba. Selecciónese uno con un área neta de por lo menos 4 veces el área del tubo de succión.

8. Considérense las recomendaciones que se ilustran en la figura 180.

9. Debería proporcionarse una línea de succión separada para cada bomba. Si esto no es posible, cuando exista un múltiple de succión sígase la recomendación indicada en la figura 181.

Requisitos en la descarga

1. Deberá instalarse una válvula de seccionamiento y una de retención junto a la bomba.

Colóquese la válvula de retención entre la bomba y la válvula de seccionamiento y después del aumento.

La válvula de retención protegerá la bomba contra sobrepresiones durante un golpe de ariete si se usa válvula de pie, y contra rotación contraria si no se usa válvula de pie.

2. La válvula de seccionamiento puede usarse para controlar el gasto de la bomba.

3. Los aumentos en la descarga son concéntricos.

4. Las conexiones al múltiple de descarga deberán ser similares a las que se recomiendan en el inciso 9 anterior, considerándose obviamente el escurrimiento en sentido contrario.

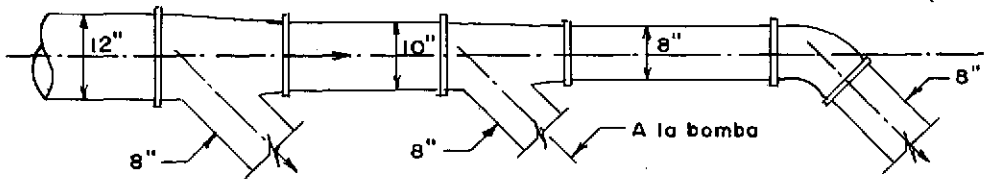
5. En muchas ocasiones es necesario mantener el nivel en el cárcamo de succión. Si las salidas son mayores que las entradas podrán tenerse arranques y paradas frecuentes. Esto podría eliminarse con el uso de una derivación o paso lateral, conectando el múltiple de descarga con el cárcamo de succión intercalando una válvula de seccionamiento.

6. En las descargas de bombas verticales tipo sifón se debe considerar una válvula de alivio y entrada de aire (véase fig. 182).

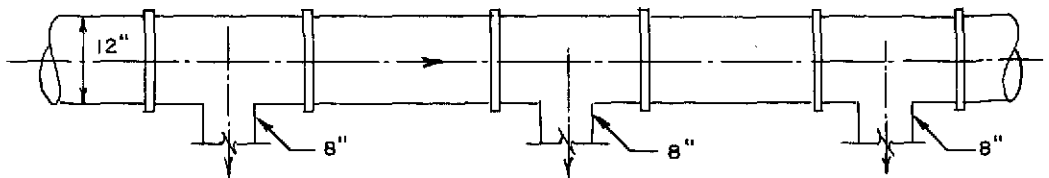
Materiales

1. En general, las válvulas son de fierro fundido y requieren conexión con bridas.

2. Las piezas especiales pueden ser de acero o fierro fundido.



INSTALACION CORRECTA



INSTALACION INCORRECTA

Fig. 181. Instalación de succión mediante múltiple.

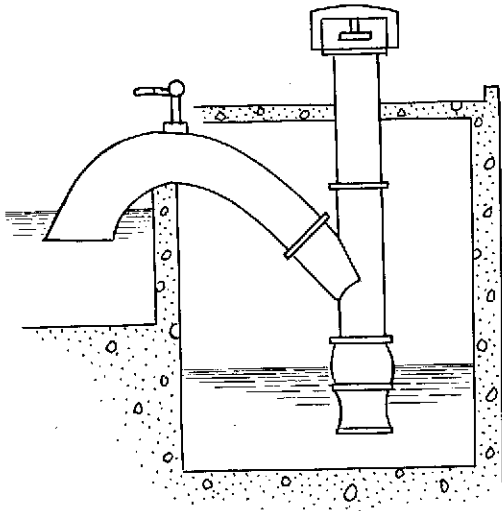


Fig. 182. Válvula de alivio y entrada de aire en la descarga de la bomba.

3. En general, se recomienda que los múltiples sean de acero con piezas soldadas. Los múltiples de hierro fundido usados con conexiones con bridas pueden requerir la fundición de muchas piezas que no sean de fabricación estándar.

4. Las líneas de succión y descarga pueden ser de: a) Asbesto-cemento; b) concreto; c) acero, y d) hierro fundido.

Accesorios

1. Juntas flexibles. En general, se usan juntas Gibault para conectar tuberías de hierro fundido y asbesto-cemento y juntas Dresser para tuberías de acero.

Su uso puede ser necesario para: a) unir tubos de extremos lisos, y b) tomar esfuerzos causados por movimientos diferenciales, cambios de temperatura y vibraciones.

2. Atraques. Las tuberías deberán atracarse perfectamente y se deberá hacer el cálculo de la fuerza que actuará en ellas para lograr un diseño adecuado.

3. Provéanse las conexiones para el dispositivo amortiguador del golpe de ariete.

4. En las líneas de descarga habrá que colocar válvulas de entrada y alivio de aire en las crestas

para evitar vacíos por rotura de la columna de agua y para eliminar aire acumulado.

INSTALACIONES DE MAQUINAS Y DETALLES COMPLEMENTARIOS

Generalidades

Las bombas en instalaciones interiores se colocarán en lugares limpios, secos e iluminados.

En instalaciones exteriores, lo importante es la elección apropiada del motor (a prueba de goteo, a prueba de polvo o ambas).

Se proporcionará suficiente espacio para que, en un caso dado, se pueda desarmar la bomba.

Para bombas grandes con carcasas y rotores pesados deberá preverse una grúa viajera o facilidades para colocar un polipasto.

En estaciones interiores conviene tener un buen sistema de drenaje o un sumidero con bomba de achique.

Bases

Las bases para apoyar bombas centrífugas operadas con motores eléctricos no requieren un análisis dinámico como sería el caso de apoyar bombas recíprocas, o bombas centrífugas operadas con motores de combustión.

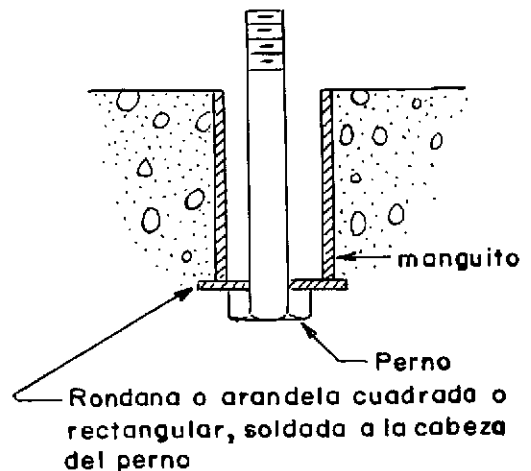


Fig. 183. Método recomendado para la fijación de pernos de anclaje.

Para el caso más común, como bombas con motores eléctricos, las bases son cualquier estructura suficientemente pesada para proporcionar un soporte rígido al área total de la placa de apoyo y absorber cualquier esfuerzo y vibración normales.

Las bases de concreto semienterradas son las más satisfactorias. Las dimensiones dependerán del tamaño del equipo y de las características del suelo.

El fabricante proporcionará los dibujos necesarios para la localización de los pernos de anclaje.

El método recomendado para la fijación de los pernos de anclaje se ilustra en la figura 183. El diámetro del manguito, hecho de tubería galvanizada, deberá ser de 2 a $2\frac{1}{2}$ veces mayor que el diámetro de los pernos.

Cuando una bomba se monta sobre una estructura de acero o concreto, deberá colocarse

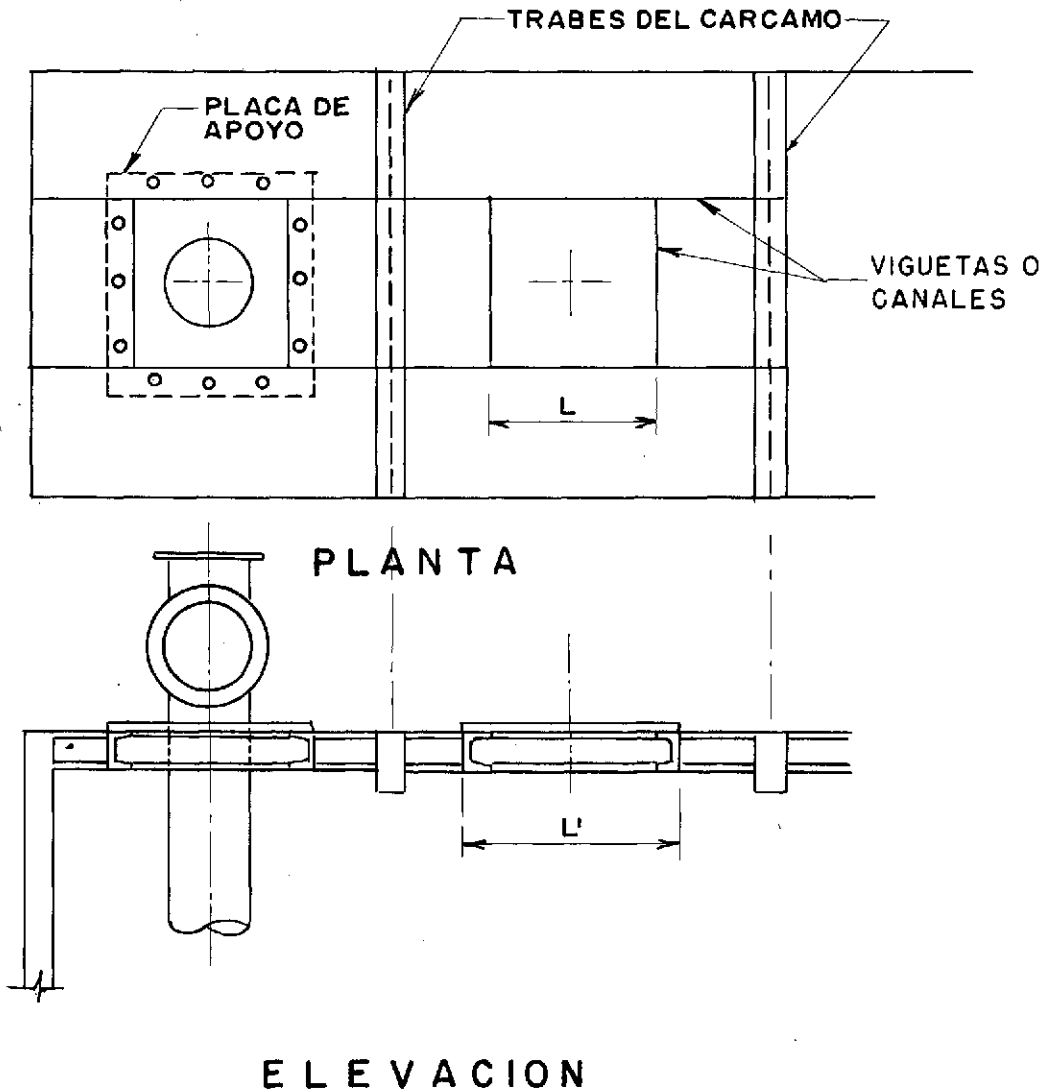


Fig. 184. Montaje de bombas.

lo más cerca posible de los elementos estructurales principales.

Montaje de bombas verticales

Se usa un marco metálico para fijar la placa de apoyo de la unidad. Generalmente se usan canales y viguetas H. Las viguetas I tienen poco patín para hacer los agujeros convenientemente (véase fig. 184).

Si la descarga está arriba de la placa, deberá dejarse suficiente amplitud para permitir el paso de las secciones de la bomba localizada abajo.

Si la descarga está abajo y se utiliza una junta Dresser, es necesario tener en cuenta el momento que se aplica a la estructura. Generalmente se usan tirantes para neutralizar su efecto.

Si las bombas son muy largas se necesitarán soportes adicionales de la columna.

Relleno debajo de la placa

Una vez alineadas las bombas, será necesario rellenar el espacio entre la placa y la base antes de hacer la conexión de tuberías.

Las lánas pueden removerse una vez hecho el relleno (véase fig. 185).

Protección sanitaria de la calidad del agua

Cuando se usa una estación de dos cámaras, deberán tomarse las precauciones necesarias para que la cámara de succión sea perfectamente

impermeable y esté protegida contra: a) inundaciones; b) posible contacto del agua con objetos, personas o animales, y c) entrada del agua pluvial. Para ello, los registros y ventilas deberían diseñarse adecuadamente; asimismo, se tomarán las precauciones debidas a fin de que el sitio de localización tenga un drenaje adecuado.

Edificios

La arquitectura y el acceso de una estación de bombeo deben ser atractivos y la operación no debe causar molestias a la vecindad. Deberá tenderse siempre hacia la construcción de estaciones estéticas, interior y exteriormente, con acceso libre al público.

Los materiales de muros, pisos, etc., deberán requerir poco mantenimiento (vitricotas, losetas de granito o vinílicas, etc.).

La ventilación e iluminación, tanto natural como artificial, son especialmente importantes.

Deberá pensarse en posibles modificaciones y expansiones.

Las estaciones situadas en áreas residenciales deberán, de preferencia, ser subterráneas y muy silenciosas. Si no es posible, la arquitectura deberá armonizar con la zona circundante.

El problema puede también resolverse con el uso de bombas con motor sumergido (véase la fig. 186).

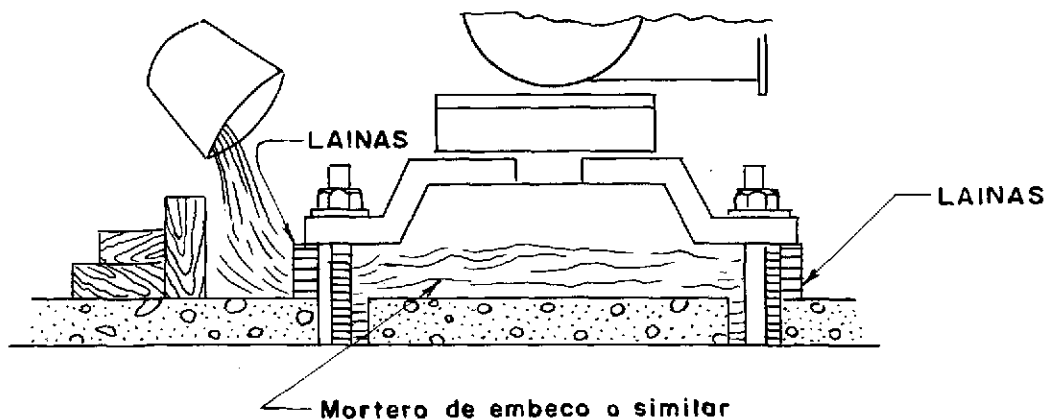


Fig. 185. Método de rellenar el espacio entre la placa de apoyo y la base de apoyo de la bomba.

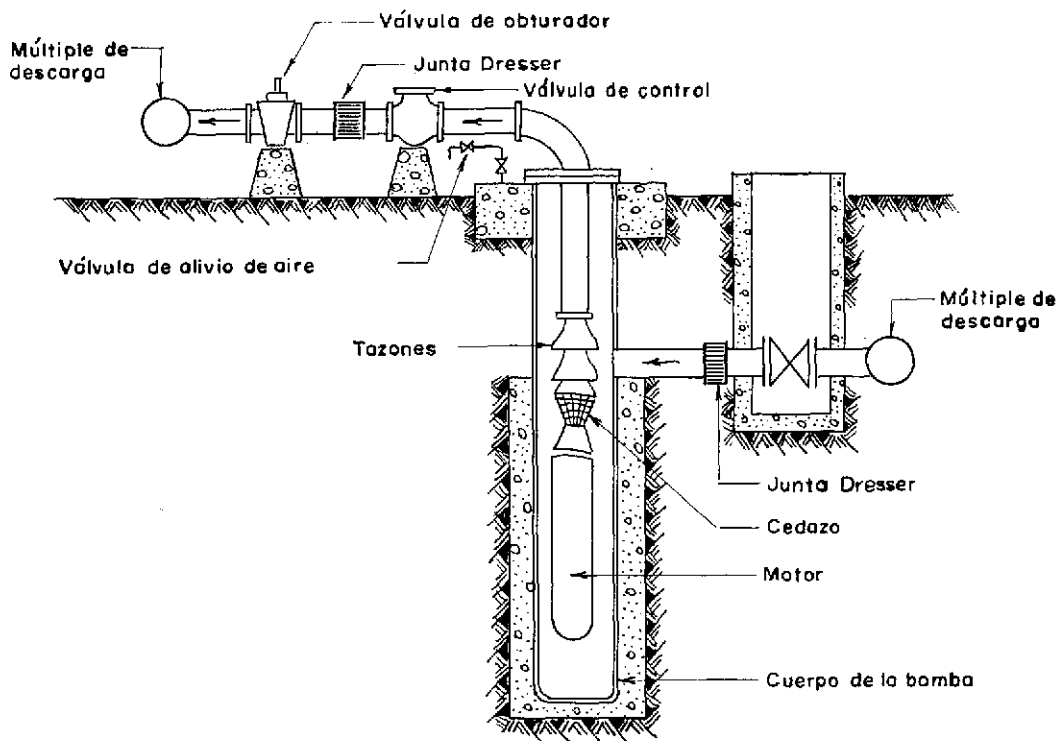


Fig. 186. Instalación típica para estación elevadora con bomba de motor sumergido.

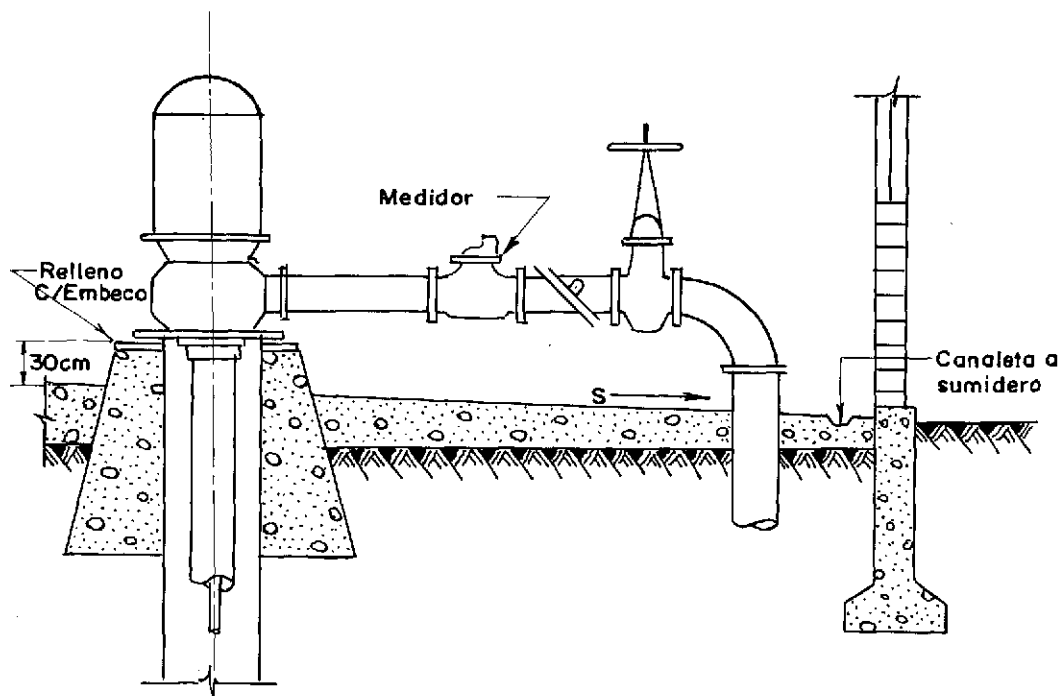


Fig. 187. Diseño mínimo para una estación de bombeo.

Otros factores que influyen en el diseño son:

- a) Existencia de taller, almacén, oficinas, baños, etc.
- b) La localización interior o exterior de la subestación.
- c) La localización de los tableros de control.

d) La facilidades para mover los equipos.

e) La adecuada localización de los drenajes para evitar la contaminación del agua.

La figura 187 ilustra el diseño mínimo para una estación de bombeo.

CAPITULO 7

Factores a considerar en la compra de bombas y motores

MANUEL VIEJO ZUBICARAY *

CONTENIDO

Datos esenciales requeridos
Datos requeridos en sistemas de abastecimiento de agua

Datos que el fabricante deberá suministrar en su cotización

Antes de comprar un equipo de bombas centrífugas, el cliente debe hacer un cuidadoso análisis de los diferentes factores que afecten las bombas y sus motores. Dichos factores serán: a) técnicos, y b) económicos.

Se estudiarán primero los datos esenciales que se requieren para seleccionar cualquier bomba, para pasar después al caso específico de las bombas de alimentación de agua.

DATOS ESENCIALES REQUERIDOS

1. Número de unidades requeridas.
2. Naturaleza del líquido a ser bombeado.
 - a) Agua dulce o salada, sustancias ácidas o alcalinas, aceites, pulpas, etc.
 - b) Presión de vaporización del líquido a la temperatura de bombeo.
 - c) Densidad.
 - d) Condiciones de viscosidad.
 - e) Materiales en suspensión, tamaño, naturaleza y calidad abrasiva de los sólidos en suspensión.

* Gerente de Producción de Worthington de México, S.A.; Profesor de Máquinas Hidráulicas, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México; Profesor de Máquinas Hidráulicas, Universidad Iberoamericana.

- f) Análisis químico, incluyendo el valor del pH, impurezas, contenido de oxígeno, etc.
3. Gasto máximo y mínimo requeridos.
4. Condiciones de succión.
 - a) Carga positiva o carga negativa.
 - b) Condiciones constantes o variables de succión.
 - c) Longitud y diámetro de tuberías, válvulas y accesorios.
5. Condiciones de descarga.
 - a) Descripción de la carga estática (constante o variable).
 - b) Estimación de la carga de fricción.
 - c) Presiones máximas y mínimas contra las cuales la bomba debe trabajar.
6. Tipo de servicio—continuo o intermitente.
7. Instalación de la bomba (horizontal, vertical en pozo húmedo o seco).
8. Tipo y características de energía disponible para accionar la bomba.

DATOS REQUERIDOS EN SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

1. Del lugar de obtención a la planta de tratamiento.
 - a) Rango de operación en las cargas. Abatimientos, etc.

b) Rangos de gasto bajo la carga de diseño. Esto es muy importante porque como ya se ha visto la eficiencia de la bomba centrífuga varía en diferentes partes de la curva de operación y generalmente los fabricantes sólo garantizan ciertos puntos determinados.

- c) Condiciones de succión.
- d) Características del agua (gases disueltos, arena, etc.).
- e) Tipo de instalación: horizontal o vertical.

2. De la planta de tratamiento al sistema.

- a) Gasto manejado y número de unidades que se piensa usar en paralelo.
- b) Carga.
- c) Tipo de instalación.

3. Bombas del sistema de alimentación.

- a) Número de unidades.
- b) Carga.
- c) Tipo de instalación.

4. Bombas de aguas negras.

- a) Carga.
- b) Gasto máximo y mínimo a manejarse.
- c) Condiciones de succión.
- d) Diámetro de los sólidos en suspensión.
- e) Tipo de instalación.

Los datos anteriores, que resultan de los estudios hechos en la primera parte del curso, pueden ser remitidos por el cliente a los fabricantes, quienes deberán hacer una proposición técnico-económica, con la cual el cliente tomará la decisión final.

DATOS QUE EL FABRICANTE DEBERA SUMINISTRAR EN SU COTIZACIÓN

Nombre de la compañía _____ Cotización _____
 Nombre del cliente _____ Requisición _____

Condiciones de servicio

Tipo de servicio _____
 Gasto _____
 Carga succión _____
 Carga de descarga _____
 Carga dinámica total _____
 Líquido _____
 Presión vaporización _____
 Temperatura _____
 Peso específico _____
 Viscosidad a la temperatura de bombeo _____
 Energía disponible _____

Selección hecha por el fabricante

Número de unidades _____
 Modelo _____
 Peso _____
 Velocidad (rpm) _____
 Eficiencia _____
 Potencia en el punto de operación _____
 Potencia máxima _____
 Motor recomendado _____
 Número de curva _____
 Número de dibujo _____
 Número de boletín _____
 Accesorios recomendados _____

DATOS QUE EL FABRICANTE DEBERA SUMINISTRAR EN SU COTIZACION (cont.)

Especificaciones

Bomba	}	Clasificación _____
		Carcasa _____
		Impulsor _____
		Anillos de desgaste _____
		Flecha _____
		Camisa de flecha _____
		Cojinetes y lubricación _____
		Cople _____
Motor	}	Base _____
		Empaque _____
		Marca _____
		Potencia _____
		Velocidad _____
		Fases _____
		Frecuencia _____
	}	Voltaje _____
		Tipo de construcción _____
		Dibujos y boletín _____

Precios

Precios libre a bordo (l.a.b.) en _____

Precio de la bomba _____

Precio de la base _____

Precio del cople _____

Precio del motor _____

Precio de accesorios _____

Descuentos _____

Precio neto total _____

Promesa de entrega

Fecha de entrega _____

Inspecciones requeridas _____

Curvas y dibujos certificados _____

A la vista de las diversas cotizaciones el cliente deberá decidir basándose en los siguientes puntos.

- | | | |
|--|---|-------------------|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Características del punto de operación 2. Eficiencia óptima prometida 3. Número de unidades propuestas 4. Tamaño y peso de las unidades 5. Motor requerido 6. Garantía de materiales y funcionamiento 7. Servicio y refacciones | } | Puntos técnicos |
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Costo del equipo 2. Duración probable o estimada del mismo 3. Identidad con bombas anteriores del mismo tamaño y del mismo fabricante 4. Prestigio de las compañías 5. Cercanía de las fábricas 6. Tiempos de entrega | } | Puntos económicos |

CAPITULO 8

Operación y mantenimiento

JORGE AMEZCUA GARCIA

CONTENIDO

Generalidades
 Condiciones de succión
 Cebado
 Arranque y parada
 Inspecciones generales y anuales

Almacenamiento de la bomba y su equipo complementario
 Lubricación y refrigeración
 Refacciones

GENERALIDADES

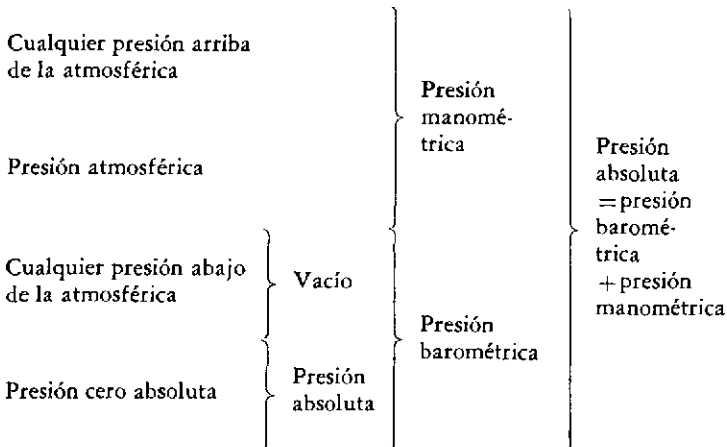
Una correcta selección de equipo proporciona los medios para una buena operación que, indudablemente, se traduce en economía y duración del sistema.

Independientemente de que la bomba sea centrífuga, rotatoria o reciprocante, los elementos de una instalación tales como la columna, capa-

cidad, líquidos a manejar, tuberías y sus accesorios y motores, tienen prácticamente los mismos problemas de operación y mantenimiento. Por tanto, para las condiciones de succión, descargas y demás aspectos comunes, se hablará en general sin especificar el tipo de bomba hasta que ello sea necesario.

Antes de entrar en la materia, es muy importante tener bien claros los distintos términos y definiciones usados en el bombeo. La siguiente figura da una idea de la relación entre los diferentes términos de presión.

* Jefe de la Sección de Supervisión y Proyectos Electromecánicos, Dirección General de Obras Hidráulicas, Departamento del Distrito Federal, México.



Se han designado tres tipos de presión: la absoluta, que es la presión arriba del cero absoluto; la barométrica, que es la presión atmosférica de una localidad determinada, y la de columna, que es la presión arriba de la presión atmosférica de la localidad en que se mide. La presión absoluta puede encontrarse arriba o abajo de la presión atmosférica. Un vacío deberá considerarse como una presión de columna negativa.

Columna estática. Es la altura, expresada en metros de líquido, de la columna de fluido que actúa sobre la succión (entrada) o descarga (salida) de una bomba.

En la figura 188 se muestran los casos que se presentan de columna estática.

Elevación estática de succión y columna estática de succión. Si la bomba se encuentra arriba del nivel libre de bombeo, la distancia entre el nivel del líquido a bombear y el eje central de la bomba se llama elevación estática de succión. Si la bomba se encuentra abajo del nivel libre de bombeo, entonces la distancia entre el nivel del líquido y el eje central de la bomba se denomina columna estática de succión. No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería y sus accesorios.

Columna estática de descarga. Es la distancia vertical entre el eje central de la bomba y el punto de entrega libre del líquido.

Columna estática total. Es la distancia vertical entre los niveles de suministro y descarga.

Columna de fricción. Es la columna, en metros, del líquido que se maneja, equivalente y

necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión y descarga y de sus accesorios. Varía de acuerdo con la velocidad del líquido, tamaño, tipo y condiciones interiores de las tuberías y naturaleza del líquido que se maneja.

Columna de velocidad. Un líquido que se mueve a cualquier velocidad dentro de un tubo, tiene energía cinética debida a su movimiento. La columna de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiera una velocidad dada y se determina por:

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

donde:

h_v = columna de velocidad en metros del líquido manejado

v = velocidad del líquido en m/seg

g = aceleración debida a la gravedad, en m/seg²

Elevación de succión. Numéricamente es la suma de la elevación estática de succión, de la columna de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una columna de succión negativa).

Columna de succión. Es la columna estática de succión menos la columna de fricción total y las pérdidas de admisión, más cualquier presión que se encuentre en la línea de succión. Es una presión negativa (hay vacío) y se suma algebraicamente a la columna de succión estática del sistema.

Columna de descarga. Es la suma de la columna de descarga estática, de la columna de fricción de descarga y de la columna de velocidad de descarga.

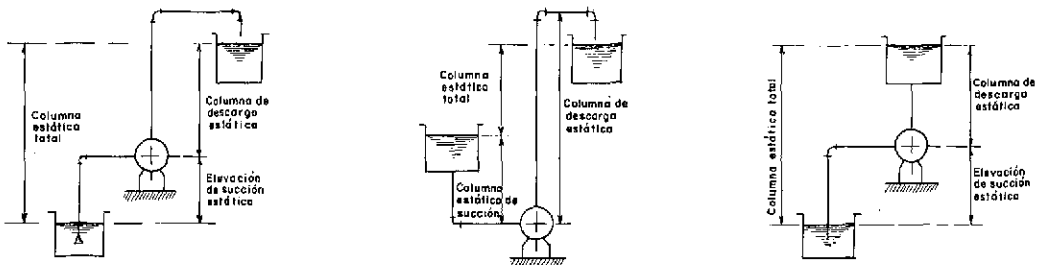


Fig. 188. Casos que se presentan de columna estática.

Columna total. Es la suma de las columnas de elevación de succión y descarga. Cuando hay una columna de succión, la columna total de la bomba es la diferencia entre las columnas de succión y descarga.

CONDICIONES DE SUCCION

El estudio considera exclusivamente agua potable a bombear, de modo que, por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta sólo la influencia de su temperatura de bombeo sobre la succión.

Presión de vapor. Si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de congelación, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido aparece una presión que se llama *presión de vapor* y que está en función directa con la temperatura del líquido.

Presión de bombeo. Destinemos una bomba cualquiera para bombear el agua. La bomba, al funcionar, tiende a provocar un vacío en el seno del líquido que es el acto de succionar y que se conoce como presión de bombeo.

Supóngase que la presión de bombeo, en un momento dado, es más baja que la presión de vapor del líquido a bombear, a una temperatura determinada. Como la presión de vapor es más alta, este se liberará bajo la acción de la bomba y esta no succionará líquido sino vapor. La bomba se encuentra "en vapor", como se ha dado en llamar a esta operación.

Es, pues, muy importante tener siempre en cuenta la temperatura del agua que se bombea pues esta puede hacer que la bomba trabaje con pérdidas en su caudal.

Si por cambios imprevistos el equipo seleccionado llega a tener una operación con este defecto, la situación puede remediarse en algunos casos dotando a la bomba de una columna de succión lo suficientemente larga para provocar siempre en la succión una presión de bombeo mayor a la presión de vapor del líquido a determinada temperatura.

Columna de succión positiva neta (CSPN). Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. Se da en metros del líquido manejado, equivalentes a la presión en Kg/cm² requeridos para forzar el líquido a la bomba.

CSPN disponible. Esta depende de la columna de succión o elevación, la columna de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estos puntos, la CSPN puede alterarse.

CSPN requerida. Esta depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.

En la figura 189 se dan los valores de la CSPN según el tipo de instalación, donde: P_b = presión barométrica, C = columna estática de succión, E = elevación estática de succión, P_t = presión en tanque cerrado, P_v = presión de vapor y P = pérdidas de columna de fricción.

Conviene notar que conforme disminuye la CSPN para una bomba dada, su capacidad se abate.

Elevación estática teórica de succión. Está condicionada a varios aspectos:

a) A la altura sobre el nivel del mar del lugar donde se ha instalado la bomba, esto es, a la presión barométrica de la localidad de bombeo.

b) A la presión de vapor del líquido bombeado, correspondiente a la temperatura de bombeo.

c) A las pérdidas de succión en la tubería y accesorios de succión de la bomba, o sea, las pérdidas por fricción.

d) A la columna de succión positiva neta disponible (CSPN), que puede variarse en algunos casos como se ha visto.

e) A la CSPN requerida, que está dada por los fabricantes de la bomba.

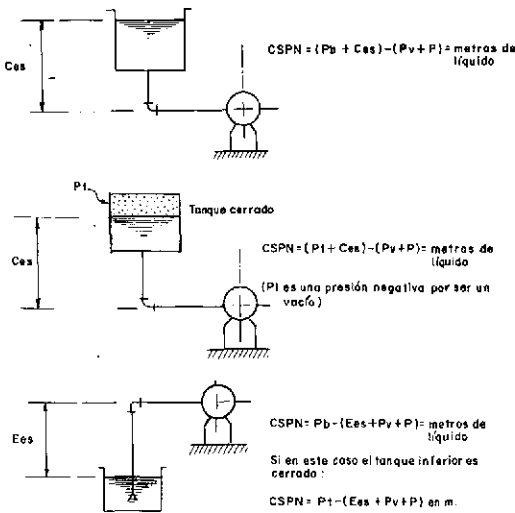


Fig. 189. Columna de succión positiva neta (CSPN), según el tipo de instalación.

Una variación en alguno de los aspectos anteriores sobre un sistema de bombeo dado, provocará una variación en la operación de succión de la bomba. Son condiciones de succión que no deben olvidarse pues cualquiera de ellas puede ocasionar pérdidas económicas y hasta el que una bomba cese de succionar. Por ejemplo, si el equipo es reinstalado en una localidad donde la presión barométrica es muy diferente, las nuevas condiciones pueden ser impropias para tal equipo.

Curva de fricción de un sistema. Una gráfica columna-capacidad (que se seguirá denotando por $H-Q$ donde H significa columna en m, y Q gasto en lps) se denomina curva de fricción del sistema. La curva pasa siempre por el origen de la gráfica, puesto que si no hay columna desarrollada por la bomba, es lógico que no exista flujo en el sistema de tuberías (véase fig. 190).

Las pérdidas de columna por fricción en un sistema de bombeo son una función del tamaño del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios que lo integran, velocidad del flujo del líquido y, desde luego, su naturaleza.

Para un sistema dado, las pérdidas que se tienen en la columna (se están considerando

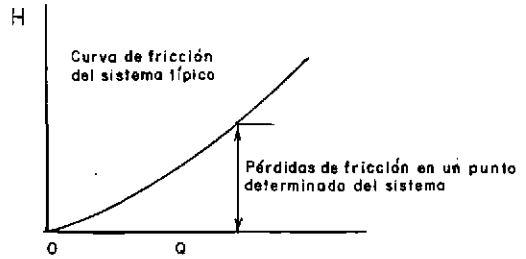


Fig. 190. Curva de fricción de un sistema de bombeo.

succión y descarga) por fricción, varían aproximadamente con el cuadrado de la velocidad del líquido en el sistema.

El análisis gráfico de un sistema puede adaptarse igualmente a bombas centrífugas, rotatorias o recíprocas. Este análisis es necesario para conocer el punto en el cual opera una bomba antes de tratar de indagar si un equipo se encuentra lejos de funcionar satisfactoriamente por defectos mecánicos o de instalación.

Curva de columna del sistema. Esta curva se obtiene al combinar la curva de fricción del sistema con la curva estática y con cualquier diferencia de presión en el sistema. Si se superpone la curva $H-Q$ de la bomba sobre la curva de columna del sistema, se obtendrá el punto para el cual una bomba determinada opera en el sistema para el cual se ha trazado la curva.

En la figura 191 el punto A corresponde a una operación de una bomba con una condición $H-Q$, sobre un sistema con una curva de columna determinada. Si al mismo sistema se agrega fricción, es decir, mediante el cierre parcial de una válvula de compuerta, la curva de columna del sistema variará haciéndose más inclinada. La misma bomba tendrá una nueva operación en el punto B ; se nota que se aumentó la carga y se sacrificó el gasto. De igual forma se puede aumentar el gasto sacrificando la carga si hay posibilidad de disminuir las fricciones en el sistema.

Para que una bomba opere satisfactoriamente debe tenerse en cuenta la curva de columna del sistema y pueden usarse dos o más puntos para tener la operación más económica. En seguida

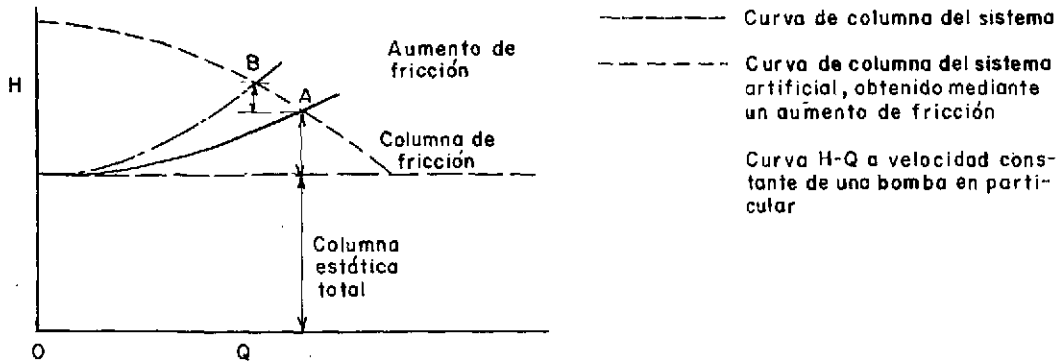


Fig. 191. Curva de columna del sistema de bombeo.



Fig. 192. Curva de columna del sistema cuando la elevación vale cero.

se dan los casos de curvas de columnas de sistemas clásicos.

Operación de una bomba con elevación nula. En este caso, como la elevación vale cero, la curva de columna del sistema empieza en $H=0, Q=0$. Toda la columna es fricción (véase la fig. 192).

Operación de una bomba principalmente con columna estática y poca fricción. Aquí, la curva

de columna del sistema empieza precisamente en el punto de columna estática total (véase la fig. 193).

Operación de una bomba con columnas estática y de fricción apreciables. Este es el sistema común; ambas columnas deben tenerse en cuenta para la correcta operación del sistema (véase la fig. 194).

Operación de una bomba con columna de

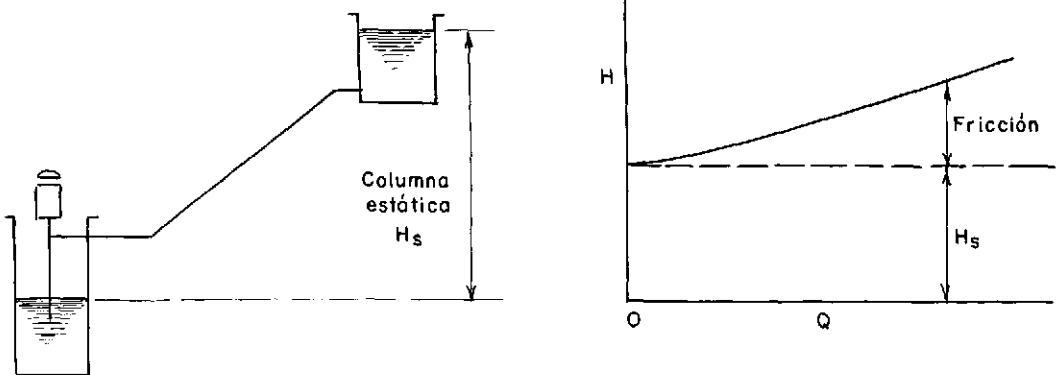


Fig. 193. Operación de una bomba principalmente con columna estática y poca fricción.

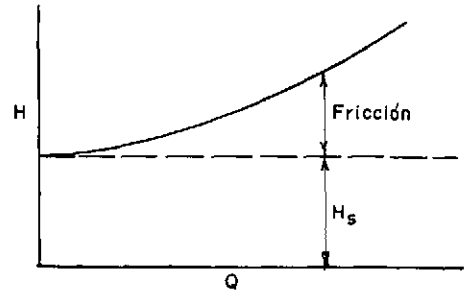
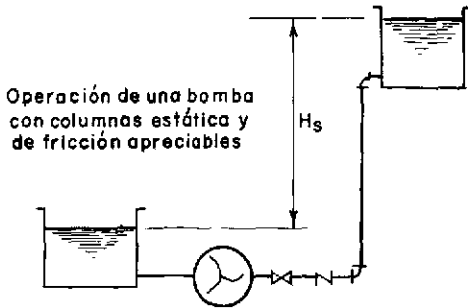


Fig. 194. Operación de una bomba con columnas estática y de fricción apreciables.

gravidad. La bomba se necesita sólo para aumentar el gasto a un valor mayor que el que se obtiene por gravedad (punto A en la fig. 195). Así, la bomba sirve únicamente para vencer la fricción en la tubería entre tanques. El punto A en la curva corresponde al gasto del sistema debido, exclusivamente, a columna de gravedad.

Desgaste de la bomba. Cuando una bomba, por su uso, sufre un desgaste, se tienen pérdidas de gasto y eficiencia. Sin embargo, estas pérdidas dependen mucho de la forma de la curva de columna del sistema.

Si en un sistema se tiene una curva de columna muy aplanada, las pérdidas de capacidad de la bomba, por desgaste, serán mayores que si la curva de columna del sistema es más aplanada.

En la figura 196, si la bomba que se ha desgastado trabaja en un sistema con curva de columna inclinada, tiene una pérdida de gasto P_A menor que si la bomba está en un sistema

de curva de columna aplanada, donde la pérdida de gasto vale $P_B \times$.

Operación de bombas en serie o en paralelo.

Hay casos en que la demanda de un sistema exige variedad de carga o de gasto. Se aplican entonces bombas en serie o en paralelo (véase fig. 197).

Para bombas en serie, el comportamiento se obtiene agregando las columnas a la misma capacidad. Si las bombas operan en paralelo, el comportamiento se obtiene agregando las capacidades para la misma columna.

El superponer la curva de columna del sistema sobre la de comportamiento de la bomba indica claramente los gastos que pueden esperarse y las columnas a que operará cada bomba (véase fig. 198).

Cavitación. Cualquier tipo de bomba, ya sea centrífuga, rotatoria o reciprocante, puede sufrir cavitación. Este es un fenómeno que aparece

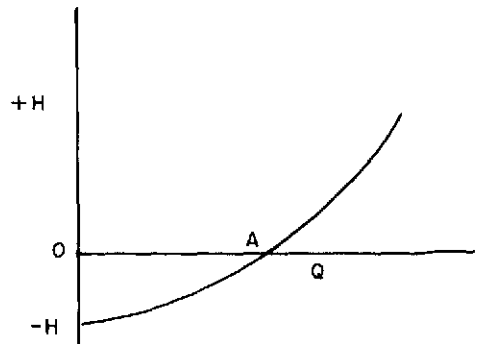
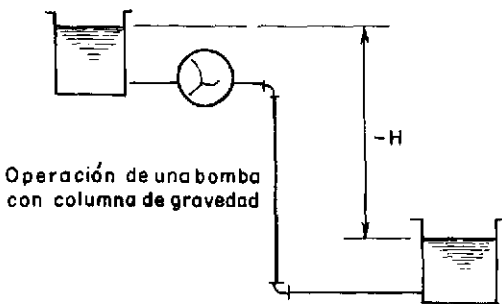


Fig. 195. Operación de una bomba con columna de gravedad.

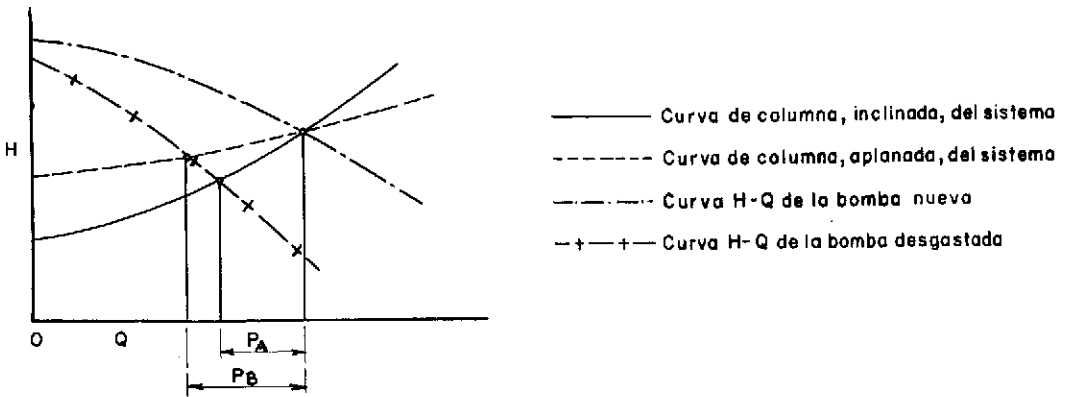


Fig. 196. Curva de columna de una bomba que se ha desgastado.

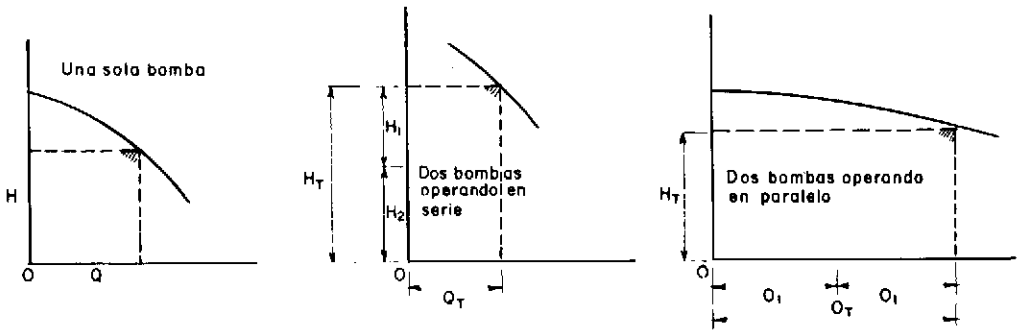
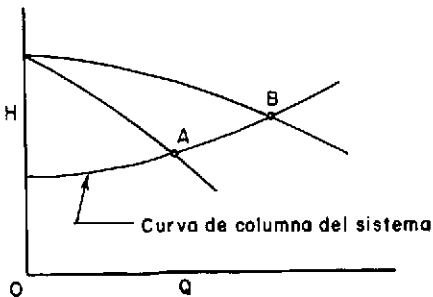


Fig. 197. Operación de bombas en serie y en paralelo.

en algunos casos de operación y que provoca vibraciones y ruidos acompañados de picaduras en los impulsores de la bomba. La cavitación puede producir una reducción en la eficiencia de la bomba y su desgaste moderado si aquella es leve, pero también puede dañar la bomba severamente si es muy marcada.

Se sabe que una bomba tiene cavitación cuando tiene ruido excesivo y vibraciones muy fuertes, aun cuando se haya comprobado su perfecta nivelación. Estos síntomas son indicio de cavitación peligrosa y bajo la cual no se debe poner en servicio a ninguna bomba.

Si una bomba opera con una elevación de



A- Punto de operación de una sola bomba

B- Punto de operación de dos bombas en paralelo

Fig. 198. Curva de columna del sistema y curva de comportamiento de la bomba.

succión excesiva o con una CSPN insuficiente, se produce una presión de succión en la entrada de la bomba. Esta presión puede ser tan baja que desarrolle un vacío que haga que el líquido se convierta en vapor si su presión de vapor, en ese momento, resulta ser más alta que la presión de succión. El flujo del líquido en la bomba desaparece (esto se conoce como *punto de corte* porque es el momento en que la bomba ha alcanzado su límite de bombeo a esa presión de entrada). La bomba opera ahora en un punto en que se puede dañar.

Cuando la presión de entrada está a punto de igualarse con el punto de vaporización del líquido, las bolsas de vapor forman burbujas en el lado posterior del álabe impulsor, cerca de su base. Las burbujas ahora se mueven del área de baja presión, provocada en la admisión, hacia el área de alta presión cerca del extremo del álabe; al llegar a esta última área, la burbuja es comprimida por la alta presión, desapareciendo en forma tan rápida que el líquido golpea el álabe con gran fuerza que a veces desprende pequeñas partículas del impulsor. Este desperfecto se llama picadura y el ruido que se oye en la bomba es causado por el colapso de las burbujas de vapor.

Para que no se tenga cavitación en las bombas centrífugas, por ejemplo, se recomienda que se evite lo siguiente:

- 1) Columnas mucho más bajas que la columna de máxima eficiencia de la bomba.
- 2) Capacidad mucho mayor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba.
- 3) Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la recomendada por el fabricante.
- 4) Temperaturas de líquido mayores a las de diseño u originales del sistema.
- 5) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Si la bomba es del tipo de impulsor se deben evitar:

- 1) Columnas mucho mayores que las de máxima eficiencia de la bomba.

- 2) Capacidad mucho menor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba, y los puntos 3, 4 y 5 que se recomienda evitar en las bombas centrífugas comunes.

CEBADO

Cebear una bomba significa suplir el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por el líquido que deberá ser bombeado. Una bomba puede ser cebada, automática o manualmente.

Normalmente, las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocante son autocebantes; si en su construcción se tiene un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad puesto que manejan aire tan bien como líquido.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que lo que puede hacer con un líquido; sin embargo, y debido a que el pase del aire es bajo cuando este es bombeado, la presión de succión es muy pequeña, esto es, el vacío que se produce en el lado de succión, en metros de agua, es muy bajo. Supóngase que una bomba centrífuga, al operar a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m manejando agua, la misma desarrollará una carga de 60 m manejando aire. Sin embargo, una carga de 60 m de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm de agua, que es insuficiente para producir el cebado de la bomba. Luego resulta necesario cebear una bomba centrífuga antes de su operación.

Las bombas del tipo reciprocante o rotatorias, si están en buenas condiciones, pueden dar una elevación de succión hasta de 8,30 m, pero deben cebarse cuando se tienen líneas de succión largas, elevaciones altas o condiciones que requieran una presión de succión fuera de la que pueda proporcionar la bomba.

Se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir, el nivel

del líquido a bombear arriba del eje central de la bomba y cuando el nivel se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba se pone por primera vez en servicio, o después de este, la tubería de la bomba y esta misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión de succión sea lo suficientemente alta para forzar el aire dentro de la bomba, esta no estará cebada. Por lo tanto, es necesario proveer medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema.

Si el nivel de succión se encuentra abajo del eje central de la bomba (caso más común) el aire debe ser sustituido por el líquido a bombear mediante un sistema de cebado que puede variar según convenga a la instalación.

Se han desarrollado algunos sistemas de cebado controlados automáticamente. Un equipo provisto de uno de estos aparatos se llama "bomba automáticamente cebada". La mayor parte de estos equipos usan una bomba de vacío, tipo rotatoria, que puede ir directamente acoplada a la misma flecha del motor de la bomba a cebar o acoplada a un motor por separado.

Esta bomba rotatoria lleva su succión conec-

tada a la succión de la bomba que se cebará y su descarga al cuerpo de sus impulsores.

En el tipo de una bomba de vacío directamente acoplada, unos controles abren su línea de succión a la atmósfera cuando la bomba principal está operando, para que la bomba de vacío opere descargada. Si el tipo de la bomba de vacío es de operación por separado, los controles la paran cuando la bomba principal ha sido cebada.

Existen varios sistemas de cebado auxiliar, algunos de los cuales se muestran en la figura 199.

1) Una succión sumergida de compuerta de succión permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa.

2) El paso lateral que puentea la válvula checadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.

3) Aquí se muestra el uso de la válvula de pie. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.

4) Una bomba separada extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para proporcionar una acción de cebado.

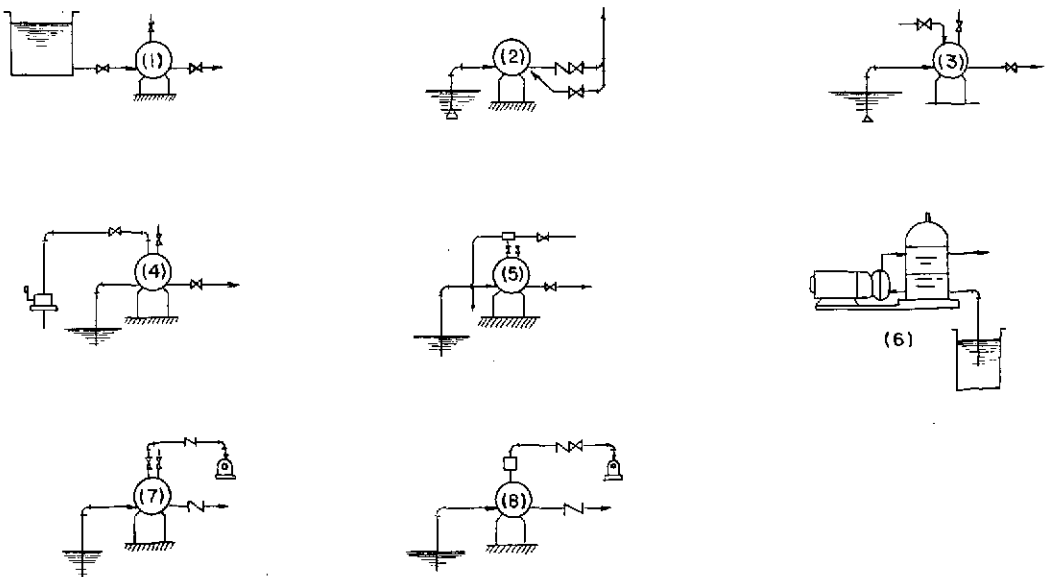


Fig. 199. Distintos tipos de cebado auxiliar.

5) Un eyector se encarga de extraer el aire de la carcasa para cebar la bomba principal.

6) Un tanque de cebado que contenga una cantidad suficiente de líquido para establecer el flujo a través de la bomba al arrancar.

7) y 8) Se usan bombas de vacío para cebar la bomba. Se pueden controlar en forma manual o automática.

El mantenimiento de los sistemas auxiliares de cebado se reduce a la inspección periódica de sus partes, procurando que no se tengan fugas entre uniones. La operación de la válvula de purga indicará cuando un sistema de cebado no está cumpliendo con su cometido. Esta válvula debe abrirse antes de poner en servicio la bomba principal; cuando se expulse el líquido por ella, será indicio de que la bomba está cebada.

En algunos casos de cebado automático la bomba principal debe marchar "en seco" puesto que ella misma colabora en su cebado, pero debe procurarse que no se exceda el tiempo de marcha en seco por más de dos minutos a menos que el fabricante dé especificaciones especiales.

ARRANQUE Y PARADA

Antes de arrancar una bomba se deberá verificar si se cumplen las condiciones de succión y si la bomba está provista de un colador o pichanca; asimismo, se debe asegurar que no está obstruida. Estas precauciones se toman sólo cuando la bomba se opera por primera vez.

Es necesario cebar las bombas centrífugas o bombas rotatorias que se van a arrancar por primera vez. En el caso de las últimas, es necesario llenar la parte inferior de la carcasa con el líquido a bombear para que queden cebadas.

Una vez que se hayan inspeccionado los auxiliares de las bombas, hecho el cebado correcto en las que lo necesitan y estén apropiadas sus condiciones normales de succión, la bomba puede ser arrancada.

Una bomba centrífuga puede ser puesta en marcha con la válvula de descarga abierta o cerrada. Si la válvula está cerrada, el agua

dentro de la carcasa de la bomba circulará como en circuito cerrado; no así en las bombas de desplazamiento positivo como las rotatorias o reciprocantes, que si encuentran obstrucción en su descarga sufren fuertes daños, pues desarrollan una gran presión que requiere alta potencia.

Normalmente, a las descargas de las bombas de desplazamiento positivo no se les instalan válvulas de obstrucción como las de compuerta, por ejemplo, más que cuando se requiere regular un gasto o puentear; por lo regular sólo se instalan válvulas del tipo checadora. Pero en caso de que se tengan válvulas de compuerta en las descargas de bombas de desplazamiento positivo, se deberá verificar que estén completamente abiertas antes de arrancar la bomba.

Dependiendo del tipo de lubricación que se tenga en una bomba y sus accesorios, antes de arrancarla se debe proceder a inspeccionar aceiteras, graseras y tanques de agua para prelubricación; en caso de que la bomba sea de flecha vertical con columna más o menos larga, se deberá dejar correr el lubricante por algún tiempo para asegurar que las chumaceras han quedado bien bañadas de aceite o agua, según el caso. Si el lubricante usado es grasa, basta con verificar que no falte en el sistema lubricador.

La mayoría de las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo síncrono o asíncrono. Si el voltaje aplicado, el número de fases, ciclaje, alimentación y medio de arranque han sido bien seleccionados para un tamaño correcto en HP requeridos, el arranque del motor no presentará problemas. Actualmente los arrancadores para motores eléctricos se construyen en tal forma que la operación de arranque-parada es sumamente sencilla. Sin embargo, deben tenerse en cuenta algunas consideraciones para efectuar arranques correctamente.

Los motores pueden ser arrancados directamente sobre la línea (tensión plena) o a voltaje reducido a través de resistencias, reactores, auto-transformadores o por devanado partido.

Desde luego, el voltaje pleno es el método más sencillo y económico para el arranque de motores eléctricos; además, los motores moder-

nos están diseñados no sólo para soportar el arranque a voltaje pleno, sino también la baja corriente de arranque. Generalmente la capacidad de la fuente de suministro es la que limita el uso del arranque a voltaje pleno a través de la línea.

Los sistemas más usuales en bombeo para arranque a voltaje reducido son por resistencia y por autotransformador de transmisión cerrada.

El tipo de resistencia emplea una resistencia en serie con la línea; la caída de voltaje a través de la resistencia produce un voltaje reducido en el motor. La corriente de arranque se reducirá en proporción directa a la reducción del voltaje.

En los arrancadores a tensión reducida tipo autotransformador se tiene la ventaja de que el motor, en su arranque, toma menos corriente de la línea para una reducción de voltaje dada. En un arrancador del tipo de resistencia, si el voltaje es reducido a la mitad de su valor, la corriente en la línea será también la mitad de su valor a plena carga. Con el arrancador a tensión reducida tipo autotransformador, la corriente en la línea varía con el cuadrado de la relación del voltaje del autotransformador. Por lo tanto, si se aplica la mitad del voltaje al motor desde el secundario del autotransformador, la corriente en la línea será solamente de una cuarta parte de su valor a pleno voltaje.

En un sistema de arranque a tensión reducida se debe procurar obtener el máximo par de arranque por amperio entregado por la línea.

En los arrancadores tipo autotransformador, para caballajes hasta de 50 HP, se entregan dos derivaciones de 65 y 80% en el secundario del voltaje de línea; arriba de 50 HP las derivaciones que se proveen son de 50, 65 y 80% del voltaje de la línea, dando, respectivamente, corrientes en la línea de 25, 42 y 64% de la corriente de arranque a pleno voltaje. En todos los casos, un máximo de 25% de la corriente a plena carga de un motor se deberá agregar a la corriente de la línea para incluir la corriente magnetizadora del autotransformador. Por ejemplo, si se tiene una corriente de arranque a pleno voltaje de 500% de la corriente a plena carga

de un tipo determinado de motor, y su voltaje de arranque se reduce al 80%, la corriente de arranque en la línea será también reducida a:

$$(500 \times 0,64) + 25 = 345\% \text{ de la corriente a plena carga}$$

El par requerido para operar una bomba desde su arranque hasta su velocidad de régimen es importante para la buena operación del motor. Las bombas de turbina tienen un bajo par de arranque requerido y por lo común son equipadas con motores de par normal tipo inducción, jaula de ardilla.

Los HP requeridos por una bomba de turbina aumentan con el cubo de la velocidad, permitiendo que el motor arranque y recupere fácilmente el incremento gradual de carga con el incremento de velocidad.

El par entregado por el motor deberá ser en todo momento superior al requerido por la bomba. La mayor parte de este exceso de par en el motor es la aceleración.

El tiempo aproximado requerido por la aceleración desde el reposo hasta la velocidad plena es:

$$t = \frac{\text{rpm} \times WR^2}{T \times 308} \text{ (en segundos)}$$

donde:

rpm = velocidad plena de la bomba

T = par, en libras por pie aprovechable

WR² = inercia de las partes en rotación, en lbs/pie²

Si el tiempo de la aceleración (del reposo a la velocidad plena) es mayor de 20 segundos, se deberán requerir motores o arrancadores especiales para evitar sobrecalentamientos.

El momento de inercia varía con el cuadrado del diámetro. En este aspecto, la bomba vertical tipo turbina tiene la ventaja de un diámetro relativamente más pequeño comparado con una bomba centrífuga tipo horizontal de la misma capacidad. Con la adición de más pasos se puede tener, para una determinada capacidad y altura, diámetros menores y por consiguiente una disminución del producto WR².

La correcta determinación del tiempo de aceleración que requiere una bomba para ir de su punto de reposo a su velocidad de régimen es

muy importante, sobre todo en arrancadores a tensión reducida con relevadores de tiempo ajustables, que determinan el tiempo en que el motor tendrá aplicado el voltaje reducido. Si el tiempo no está bien ajustado puede suceder que antes de ser aplicado el voltaje pleno, la bomba se haya desacelerado y al entrar este sea como arrancar el motor a pleno voltaje.

Para evitar que en el cambio de voltaje de un arrancador a tensión reducida tipo autotransformador el motor quede momentáneamente fuera de la línea provocando choques bruscos a la flecha, se prefiere el arrancador de transmisión cerrada que mantiene el motor siempre conectado.

Las partes de más desgaste en un arrancador de cualquier tipo son los contactores que abren y cierran el circuito de alimentación del motor a la línea. Estos varían de acuerdo con la capacidad y el voltaje de operación y pueden ser del tipo que se operan en aire o en aceite. En todos es necesario inspeccionarlos periódicamente y limpiar de carbonización o grumos las superficies de contacto para evitar flameos. Las superficies siempre deben hacer buen contacto, por lo que deben estar siempre alineadas. En el caso de contactores en aceite, este, que es el medio difusor del arco al conectar o desconectar, debe ser filtrado y probado por lo menos cada seis meses.

Los elementos térmicos de protección por sobrecarga deben siempre ajustarse a los tamaños requeridos por el motor, para lo cual el fabricante recomienda los valores adecuados que nunca deben cambiarse sin consultarlo.

Paro de bombas. El paro de una bomba puede presentarse bajo dos aspectos generales: paro controlado y paro imprevisto.

En el paro controlado, y dependiendo del múltiple tipo de instalación, se debe procurar primero que, por medio de las válvulas de compuerta o de otro tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se pueden producir al parar la bomba. Esto se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba (en el caso de bombas centrífugas).

En las instalaciones donde se tiene una carga en la descarga de la bomba, una válvula checkadora se encarga de detener el regreso del líquido por la tubería de descarga, ya sea por elevación o por la acción de otras unidades que estén operando sobre un múltiple de descarga. Estas válvulas checkadoras pueden ser de cierre rápido o cierre lento, y deben mantenerse siempre en buen estado.

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto. Si está conectada a un sistema de tubería cerrada, cuando el líquido sufre el cambio brusco de velocidad se presenta el golpe de ariete que, con su elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se instalan medios que reducen la presión desarrollada durante el impulso del flujo del líquido. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo, para lo cual se usa un volante en la bomba o una cámara de aire en el tubo cerca de la bomba o del objeto que causa el golpe de ariete; y purgando algo del agua del tubo, para lo cual se usan válvulas de alivio que se instalan también para aliviar aire y agua durante un impulso. Asimismo, pueden usarse válvulas checkadoras de cierre lento o combinaciones para aumentar el tiempo de cese del flujo junto con válvulas de alivio.

En los sistemas donde se usan tanques de aire para aliviar el golpe de ariete se instalan medios para mantener las proporciones adecuadas de agua y aire dentro del tanque para que este siempre esté listo para su operación.

Hay estaciones de bombeo donde se aprovecha el sifón en la descarga de una bomba para disminuir la columna total de descarga.

En la cúspide de la tubería de descarga se inserta una válvula que tiene como fin comunicar con la atmósfera la zona de vacío que se produce entre las columnas de líquido que forman el sifón. Generalmente, estas válvulas llevan un solenoide que las mantiene normalmente abiertas al arrancar el motor de la bomba.

Durante su operación el solenoide se energiza y cierra la válvula. De este modo, cuando la bomba trabaja, se forma el sifón, y al pararla, el sifón se rompe por la entrada de aire que iguala la presión atmosférica con el interior del tubo de descarga.

INSPECCIONES GENERALES Y ANUALES

Las inspecciones generales y anuales para el mantenimiento correcto de los equipos de bombeo están supeditadas al grado de operación que se exija de ellos. No puede recomendarse el mismo lapso de tiempo para la inspección de un equipo de bombeo que da servicio durante pocas horas diarias, o aún más, en períodos más o menos irregulares, que el que se recomienda para un equipo que deba trabajar 24 horas diarias.

Así, pues, las inspecciones de bombas, motores y sus sistemas complementarios deberán realizarse de acuerdo con la intensidad de su operación.

De un modo general, y de acuerdo con la práctica más usual, se enumerarán las inspecciones que se recomiendan.

Se deberá hacer una inspección con un lapso no mayor de seis meses, que incluya lo siguiente:

- 1) Alineamiento del grupo motor-bomba para corregirlo en caso necesario.
- 2) Limpiar y aceitar pernos y tuercas, e inspeccionar empaques para reemplazar cualquiera que se encuentre dañado.
- 3) Vaciar y rellenar los conductos y conexiones lubricados por aceite.
- 4) Inspeccionar las partes lubricadas por grasa para verificar su consistencia y cantidad correcta de grasa.

Normalmente los motores eléctricos cuyos cojinetes son lubricados por grasa salen de la fábrica ya engrasados. El lapso antes de agregar la grasa debe ser determinado por el uso del motor, mientras esto dependa de la severidad de las condiciones de operación. Para motores de 10 HP o menos, se recomiendan períodos de engrase de seis meses si la operación del

motor es continua, y de dos años o más para operación ligera. Para motores mayores de 10 HP, los períodos de engrase deberán ser de tres meses a un año.

La grasa deberá ser agregada al cojinete por medio de pistolas de baja presión operadas manualmente y con la frecuencia que demanden las condiciones de operación. Se recomiendan los siguientes pasos para la operación de engrase:

- 1) El motor no deberá estar en marcha.
- 2) Se removerá el tapón o tubo de la grasera.
- 3) Deberá limpiarse el conducto de la grasera para eliminar cualquier grasa endurecida.
- 4) En los casos de graseras con tapón, se agregará grasa con el motor en marcha hasta que la grasa nueva sea expulsada a través del conducto de admisión de la grasera, lo cual tiende a purgar el cojinete de la grasa vieja. Manténgase el motor en marcha durante media hora con el conducto de admisión de la grasera abierto para permitir la expulsión del exceso de grasa.

Para las graseras con tubo, se limpiará el tubo de alivio de la grasera antes de agregar grasa. Agréguese grasa con el motor en marcha. Cuando se observe la grasa en el tubo de alivio, no se deberá agregar más. Cuando el tubo de alivio de la grasera ha sido limpiado, actúa como colector para recoger los excedentes de grasa cuando esta se expande bajo la marcha del motor.

En el caso de motores y bombas lubricadas por aceite, deberá observarse siempre el nivel de aceite en las aceiteras porque se pueden presentar fugas en puntos que no están a la vista. Por lo tanto, deberá tenerse el consumo normal de lubricante para hacer la inspección correspondiente de los conductos de lubricación en caso que sea necesario. El hecho que el nivel de aceite permanezca fijo puede también deberse a una obstrucción por suciedad o defecto mecánico en los conductos, situación que pone más en peligro la vida del equipo.

Se deberá hacer una inspección completa de la unidad cada año, la cual comprenderá:

- 1) El desmontaje de la bomba para limpiar

y examinar la flecha, los cojinetes, el impulsor y demás partes componentes.

2) Después de la limpieza y examen, y si no se han encontrado picaduras o daños en la flecha, las chumaceras, el impulsor, etc., las partes deberán cubrirse con aceite o grasa neutral sin dejar suciedad en ellas.

3) En bombas horizontales, antes de proceder al desmontaje, se deberá examinar su alineamiento desacoplándola del motor. Si el movimiento vertical en las puntas de las flechas es de sobre 150% del original, será necesario una investigación para determinar las causas.

4) Ya sea la bomba horizontal o vertical, deberá verificarse su alineamiento, observándose la excentricidad, si la hay, entre flechas de motor y la bomba.

Cuando una bomba opera 24 horas diarias, deberá inspeccionarse su sistema de lubricación por lo menos cada tres meses.

En cualquier caso, es conveniente consultar al fabricante del equipo sobre el tipo de lubricante que se debe usar, las inspecciones que se recomiendan y las tolerancias en los ajustes. Cada fabricante tiene sus propias normas para los diferentes tipos de unidades que es necesario conocer para mantener los equipos correctamente.

Las bombas lubricadas por agua requieren menos mantenimiento y ofrecen menos peligro en el aspecto de lubricación aunque si la flecha, que está siempre en contacto con el agua, no está tratada o protegida contra oxidación o desgaste (bombas de pozo profundo), su vida puede disminuir bastante. Se hace notar que una bomba lubricada por agua no debe, bajo ningún motivo, ser arrancada en seco, aun cuando el tiempo que dure la marcha sea muy corto.

Por lo que respecta a motores de combustión interna usados para impulsar bombas, su inspección es mucho más complicada, ya que requiere un examen de muchas más partes. Para éstos se recomienda la inspección en talleres especializados o del mismo fabricante, lo que reduciría la inspección de campo a los cambios normales

de lubricantes según las horas trabajadas, calibrado de bujías, platinos o inyectores y regulador cuando queman aceite Diesel.

Los sistemas de succión están constituidos por tubería, válvulas checadoras, de compuerta, de alivio u otros tipos, coladeras, y juntas de unión o que permitan las deflexiones diferenciales de las tuberías.

Los sistemas auxiliares los constituyen los aparatos usados, según el caso, para aliviar el golpe de ariete, cebar bombas, sistemas de lubricación o refrigeración, etc.

Tanto para los sistemas de succión y descarga como para los auxiliares, se recomiendan inspecciones anuales que concuerden con las inspecciones hechas a las bombas para que la interrupción parcial o total del bombeo no sea frecuente. Además, las herramientas usadas en las bombas y motores son prácticamente las mismas que las que se usan en los sistemas auxiliares.

Las inspecciones generales y anuales de un sistema de bombeo deben planearse de tal modo que su operación y mantenimiento no perjudiquen el sistema y se eviten, en lo máximo, reparaciones imprevistas. Desde luego en una operación normal son de esperarse desperfectos, pero estos serán mínimos si no se descuidan los diferentes aspectos de su mantenimiento.

ALMACENAMIENTO DE LA BOMBA Y DE SU EQUIPO COMPLEMENTARIO

En una planta de bombeo de agua potable, por regla general, no se tienen bombas almacenadas. Según la capacidad de la planta y las necesidades del servicio, se disponen unidades iguales a una de menor capacidad que otras para cubrir gastos más variados. Es común tener una o más unidades de reserva, pero estas realmente no están almacenadas sino que prestan servicio turnando su operación con las demás. Esto se hace para que todo el equipo instalado tenga un desgaste igual, además de que las unidades de reserva se instalan para reemplazar otra unidad retirada por desperfectos. Es necesario, pues,

que en una planta de bombeo todo el equipo esté instalado y disponible en todo momento, máxime si el servicio prestado es público.

En un basto sistema de bombeo con unidades como la del tipo de pozo profundo o de varias estaciones de rebombeo, si se tiene lo que pudiera llamarse bombas almacenadas—ya que se mantiene una existencia continua de partes de bombas, y como para tener menos problemas de operación y mantenimiento se procura que las unidades sean lo más similares posible—en un momento dado puede armarse una bomba completa con las refacciones del almacén. Esto es más común en los servicios públicos donde existe una gran variedad y cantidad de bombas.

En el almacenamiento de bombas y de sus equipos complementarios se presentan dos casos: cuando el almacenamiento se reduce a mantener una existencia de partes nuevas y cuando por alguna necesidad del servicio se tenga que retirar una unidad y almacenarla hasta que se vuelva a instalar.

En el primer caso, el fabricante entrega las refacciones empacadas y protegidas para que puedan ser almacenadas, por lo que sólo se recomienda que, después de comprobar el estado correcto de la entrega, se guarden en su empaque original, sin modificar, en lugares secos exentos de acciones corrosivas y fuera del peligro de daños mecánicos exteriores.

Antes de almacenar el equipo que ha sido retirado del servicio se debe tomar una serie de precauciones.

El equipo se desarmará para su completa limpieza. Todas las partes de la bomba o el motor que son lubricadas por aceite o por grasa durante la operación se deben limpiar con un disolvente como tetracloruro de carbono (precaución), e inmediatamente después se debe cubrir la superficie de las piezas con aceite o grasa neutral. Esto último se hará también con las flechas de las bombas y en general sobre todas aquellas partes que no van protegidas con material anticorrosivo.

Las partes de la bomba que estén construidas de goma no deberán entrar en contacto con

aceite o grasa ya que en este caso se atacaría la goma blanda.

Se recomienda que para las fundas de las flechas (cuando se tengan), tuberías de succión, carcacas, coladeras y demás partes de fierro dulce o fierro fundido, se haga primero en su superficie una limpieza con cepillo de alambre y después se apliquen dos manos de pintura anticorrosiva, lo cual prolongará la vida del material cuando el equipo sea reinstalado.

Para los motores eléctricos tipo horizontal o vertical, la limpieza debe reducirse a sopletear con aire seco a presión los embobinados (si se usan trapos para frotar los devanados, deberán estar limpios y secos y se hará con sumo cuidado porque de lo contrario se corre el riesgo de jalar las bobinas o de dañar su aislamiento), y a limpiar y proteger debidamente las partes metálicas exteriores, chumaceras, etc.

Cuando se trate de un motor de tipo sumergible, se le deberá sacar toda el agua para lo cual se desmontará el impulsor de la bomba, dejando el motor colocado verticalmente sobre la pieza de conexión al impulsor para que se seque al aire durante algunos días.

Para los demás accesorios, como válvulas, juntas, etc., la limpieza y preparación para su almacenamiento se hará en forma similar al de las piezas de fierro, dulce o fundido, de la bomba, teniendo en cuenta que las juntas de plomo, hule o corcho que ya han sido usadas deberán reemplazarse, pues ya comprimidas no pueden sellar como nuevas y por lo tanto provocan fugas en el sistema.

Al reinstalar una bomba que ha estado almacenada, deberá limpiarse e inspeccionarse nuevamente para librarla de oxidación o suciedad adquiridas durante un almacenamiento prolongado, se irá armando, inspeccionando perfectamente cada pieza y su conexión así como el alineamiento, y se lubricará lo suficiente antes de su operación para asegurar que todos los conductos de lubricación están llenos.

En los motores eléctricos de cualquier tipo, después de haber limpiado y lubricado los baleros, se asegurará que giren libremente. Esto

se debe hacer manualmente, es decir, antes de acoplarlo a la bomba se girará la flecha con las manos para comprobar que el rotor no presenta resistencia al movimiento.

Antes de conectarlo a la línea, se medirá la resistencia dieléctrica de los devanados y contra tierra y bajo ningún motivo deberá ponerse en servicio sin haber hecho esta prueba. Si en la prueba dieléctrica el motor da valores muy bajos, deberá secarse por medio de corrientes de aire caliente. La temperatura del aislante durante el secado no debe exceder de los 75°C cuando esta se mide en el exterior del aislamiento. Si después del secado no sube la resistencia del aislamiento, deberá investigarse la causa, que se puede deber a daños más severos. En algunos casos en que la humedad del embobinado no da valores de aislamiento muy bajos, se puede poner el motor en marcha normal con lo que se aplicará el calor interno producido por la circulación de corriente a través de los propios devanados.

Los valores en megohmios que deben obtenerse están en función de la clase de aislamiento usada en la construcción del motor, para lo cual deberá consultarse al fabricante en cada caso.

LUBRICACION Y REFRIGERACION

Normalmente, la lubricación que se usa en una bomba es por aceite o por grasa. Esta se aplica en las partes friccionantes cuyos sistemas varían según su fabricación y tipo, aunque siempre de acuerdo con su aplicación.

Se puede decir que todos los tipos de chumaceras que se fabrican actualmente son usados en las bombas o motores. Las más empleadas son las de balas, manguito y Kingsbury. Muchos equipos de bombeo tienen más de un tipo de chumacera para cumplir con sus diferentes funciones. Las chumaceras de balas pueden ser del tipo de una o dos hileras; las chumaceras de rodillos se usan ampliamente en flechas de bombas grandes; las del tipo de manguito pueden aplicarse para flechas horizontales o verticales,

y en bombas todavía mayores se usan chumaceras de empuje Kingsbury.

En los equipos de flecha horizontal las chumaceras se encuentran en receptáculos llenos de lubricante, que contienen tapones en la parte superior e inferior para el relleno o purga. Las chumaceras de manguito para flechas verticales llevan un anillo suelto de lubricación apoyado en la flecha que mantiene siempre un lado ahogado en aceite. Al girar la flecha, el anillo es arrastrado, mediante lo cual empapa la flecha del lubricante hasta su superficie en fricción.

En los equipos de flecha vertical, un tubo de diámetro pequeño parte de la aceitera o graseras hasta las chumaceras de la flecha, conectando cada una de ellas. Si se usa aceite, la aceitera lleva un dosificador que se gradúa manualmente y que por lo general se abre por medio de un solenoide conectado al mismo arrancador del motor o a sus terminales, dependiendo del voltaje tanto del motor como del solenoide. Así, al arrancar y poner en marcha el motor, el solenoide abre el dosificador y cuando el motor se para lo cierra. Debe tomarse la precaución de accionar manualmente el dosificador antes de operar la bomba pues es posible que la columna de aceite en el tubo lubricador se haya vaciado. Cuando se usan graseras en columnas de bombas verticales, una banda comunica la flecha del motor con una pequeña bomba de presión instalada en la parte inferior de la graseras que impulsa la grasa hasta las chumaceras de la bomba. En este caso, los conductos de lubricación siempre se encuentran llenos. Antes de empezar una operación por primera vez se debe lubricar el sistema con pistolas inyectoras de grasa hasta llenar los conductos.

Muchas bombas de pozo profundo, y casi todas las bombas de pequeña capacidad, emplean el sistema de lubricación por agua.

En cuanto a las bombas de pozo profundo, hay distintas opiniones sobre lo que es más conveniente, es decir, la lubricación por agua o por aceite.

El uso de agua como lubricante en las bombas de este tipo elimina la necesidad de las fundas

de las flechas necesarias en las bombas lubricadas por aceite; además, se evita el derrame de aceite sobre el agua que se está bombeando aunque esto último se puede despreciar si se considera la proporción de aceite sobre el gran caudal comparativo que se bombea.

En las bombas lubricadas por agua se elimina el riesgo de daños por obstrucción en los conductos lubricadores o el descuido en la operación de lubricación; sin embargo, también representa el riesgo de bombear con las partes friccionantes "en seco", lo cual ocasiona un daño rápido.

Para evitar esto último, se instala el equipo de bombeo con un tanque de agua que deberá proporcionar suficiente líquido para lubricar la bomba de antemano. Este tanque se llena cuando la bomba está trabajando y siempre estará listo para dosificar el agua suficiente en cada arranque de bomba. Una vez que la bomba esté en servicio, el agua succionada hace las veces de lubricante.

Estas bombas deben construirse con casquillo o manguito de metal inoxidable altamente resistente al desgaste que cubra la parte de la flecha que va en las chumaceras.

En las bombas con motores sumergibles los cojinetes de fricción son lubricados por agua y nunca deberán funcionar en seco puesto que sufrirían averías. Fuera del agua, ha de evitarse aun el arranque leve.

En un sistema de bombeo hay parte del equipo que requiere refrigeración para su funcionamiento correcto. Los motores eléctricos generalmente se refrigeran por medio de un ventilador de aspas acoplado directamente a la flecha del motor. En los motores sumergibles el agua sirve para la refrigeración del embobinado del estator.

Algunas bombas grandes de flecha horizontal necesitan refrigeración en sus chumaceras para evitar el calentamiento excesivo cuando el aceite no es capaz de refrigerar suficientemente las partes friccionantes.

En algunos sistemas se requiere un cabezal de engranes en el acoplamiento de la bomba y el motor, ya sea para cambiar de dirección en la transmisión o de velocidad. Estos cabezales de

engranes normalmente trabajan a temperaturas hasta de 60°C. Para evitar que la temperatura suba a más de lo permisible, se refrigera el cabezal de engranes por medio de aceites especiales para ese fin. El fabricante de los cabezales recomendará el tipo de refrigerante que debe usarse y las temperaturas máximas recomendables.

REFACCIONES

Es imposible dar una norma general para la cantidad y descripción de las refacciones necesarias para las bombas y sus accesorios dada la diversidad de fabricantes y de tipos de instalación.

En cada caso habrá un problema distinto, pero se está siempre en función de la cantidad de unidades instaladas y de la intensidad de su operación. Hay casos en que la unidad de emergencia es suficiente para garantizar la continuidad del servicio y otros en que se recomienda tener en existencia uno o más juegos de partes correspondientes a una unidad completa (no se incluyen tuberías de succión ni cabezales, sino sólo partes que sufran desgaste más o menos rápido). También debe tenerse en cuenta la localización de la estación de bombeo, que tiene más problemas de suministro de refacciones mientras más retirada se encuentre de centros comerciales. Este problema se acrecienta si las unidades y sus refacciones tienen que ser importadas.

En caso de requerirse una existencia de refacciones, el fabricante de los equipos proporciona una lista recomendada que por lo general cubre: impulsores, anillos de desgaste, chumaceras, estoperos, anillos de sellado, prensaestopas, empaques, juntas, coples, etc. A veces conviene tener flechas o segmentos de flecha.

Para los arrancadores de los motores se recomienda tener juegos de contactos, bobinas, elementos térmicos, fusibles—si el arrancador los lleva para su protección contra cortocircuito— y lámparas testigo indicadoras, si las hay.

En los sistemas auxiliares de las bombas de succión, de descarga, etc., donde entra una gran variedad de partes, siempre debe haber en existencia válvulas de tamaños pequeños, tubería chica, juntas, empaques, tornillería y material pequeño de instalación electromecánica para poder hacer reparaciones más o menos rápidas en caso de fallas que, aunque sencillas, pueden dejar fuera de servicio una unidad.

No deben olvidarse las herramientas y los medios necesarios que permitan hacer reparaciones completas y seguras en la misma planta. En algunos casos los equipos requieren herra-

mientas especiales que generalmente provee el fabricante.

Libros de consulta

1. Hicks, Tyler G.: *Pump Selection and Application*. Nueva York: McGraw-Hill, 1957. 432 págs.
2. Johnston Pump Company: *The Vertical Pump*. Pasadena, California.
3. Carter, Roy y colaboradores: *Pump Questions and Answers, Covering the Construction, Application, Operation, Installation, Maintenance, and Troubles of Centrifugal, Reciprocating, Regenerative, Rotary, and Vertical Turbine Pumps*. Nueva York: McGraw-Hill, 1949. 346 págs.
4. K.S.B.: *Bombas sumergibles*.

APENDICE

Montaje de equipos de bombeo del tipo de pozo profundo

JORGE AMEZCUA GARCIA

CONTENIDO

Observaciones generales
Montaje

Control del espejo de agua en una bomba de pozo profundo
Informe

Los sistemas de bombeo del tipo de pozo profundo son los que implican mayor número de riesgos en su instalación, y si esta es defectuosa, representa un mantenimiento difícil y costoso. En este capítulo se darán las instrucciones que se recomiendan para su montaje, en los tres tipos más usuales de bombas que son: las lubricadas por agua o por aceite, las de motor en la superficie, y las de motor sumergido.

OBSERVACIONES GENERALES

Del pozo. Antes de instalar la bomba se deberá inspeccionar el pozo, tanto el diámetro como su perpendicularidad y profundidad, y ver si su espejo de agua está libre de aceite o grasa (que pueden dañar las chumaceras de hule en las bombas lubricadas por agua) o si no hay en su interior trozos de herramientas o piedras, dejadas por accidente, que obstruyan el paso libre de la bomba y que puedan dañar seriamente los coladores.

De las herramientas. Se deberá contar con un tripié o grúa de suficiente rigidez y altura, capaces de soportar el peso total de la bomba y en algunos casos de la bomba y el motor (como sucede en el caso de bomba con motor sumergido), y que pueda librar la altura suficiente requerida por un tramo de columna con tazones, más el espacio necesario para la maniobra del armado. El gancho de la garrucha, o malacate, deberá poder girar libremente para permitir el enroscado de las diferentes secciones de tubería.

Se recomienda que el gancho de la garrucha se encuentre alineado con el centro del pozo.

Además, se deberá tener abrazaderas de acero para soportar tuberías, llaves de cadena o especiales para tuberías, llaves inglesas y demás herramientas comunes del mecánico.

De la base o cimiento de la bomba. Esta debe estar construida de manera que pueda soportar el equipo completo, no presentar grietas profundas y tener anclas bien distribuidas en caso que se requieran.

Es común que en la operación de una bomba el piso a flor de tierra, y adjunto al pozo, sufra asentamientos. La tubería del ademe, por presentar tanta área de sustentación a todo su largo, no sufrirá esos asentamientos. Con el transcurso del tiempo esto hará que dicha tubería aparentemente comience a aflorar, y ocasionará con ello esfuerzos peligrosos entre la base propiamente dicha y su cimiento. Por eso es conveniente construir la base o cimiento de concreto, para tener un registro que permita cortar la tubería de ademe periódicamente, según lo requieran las observaciones. En la figura 200 se da una idea de una base con registro para cortar tubería de ademe.

MONTAJE

Bombas lubricadas por agua. Una sección completa de la columna (véase fig. 201) está constituida por: 1) el tubo de la columna, 2) la flecha, 3) con mango de acero extra duro, 4) donde van las chumaceras de hule, 5) las portachumaceras, 6) completas con sus chumaceras y con su tapa, 7) el cople para la flecha y 8) el cople para el tubo de la columna.

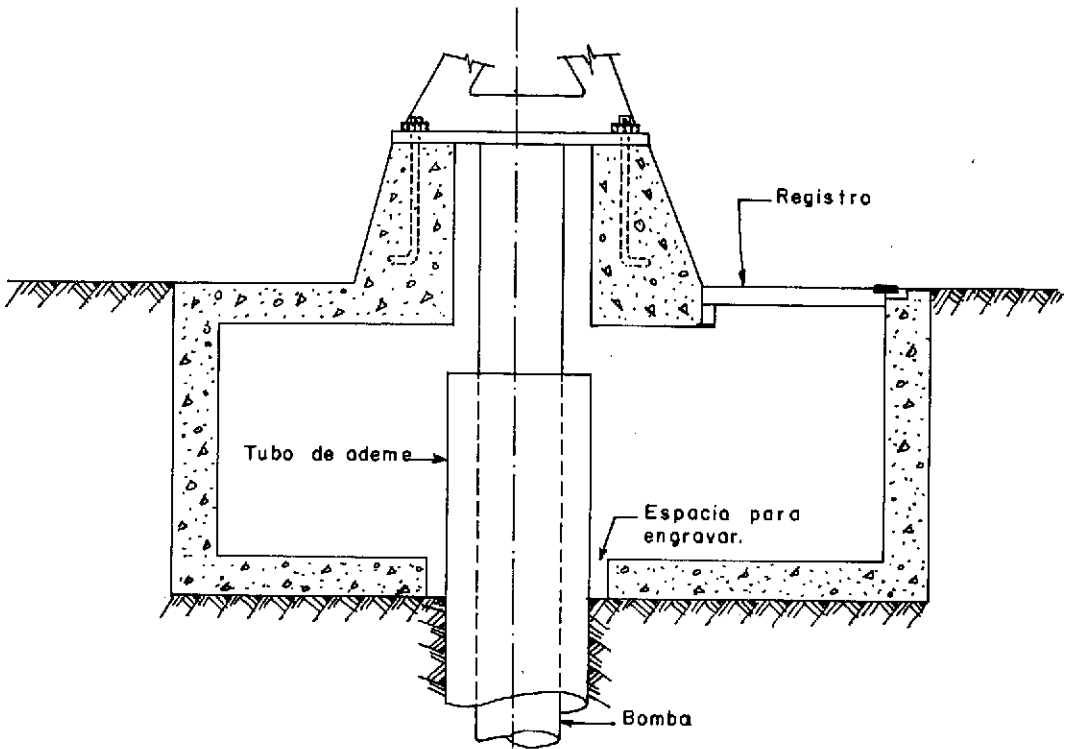


Fig. 200. Base con registro para cortar la tubería de ademe.

Normalmente las portachumaceras de bronce se suministran con sus chumaceras de hule y están listas para ser instaladas.

Antes de la instalación debe verificarse su alineamiento y todas las roscas, tanto de las flechas como de los tubos y coples, y deben limpiarse con aceite o líquido disolvente con trapo en buen estado (nunca con estopa, por las hilachas que puede dejar entre los hilos de las cuerdas). Los coples se atornillan en cada tramo de flecha intermedia.

El primer paso en la instalación de la bomba es montar una abrazadera en la boca del pozo. Esta se abre de modo que pase el colador y el tubo de succión. A este se le adapta otra abrazadera para elevarlo con la garrucha y pasarlo por la boca del pozo donde se encuentra colocada la primera abrazadera. Se afirma el tubo de succión con la primera abrazadera procurando que queden unos 60 cm de tubo libres arriba de ella con el fin de no deformar la sección donde se encuentra la rosca.

Se procede entonces a izar el juego de tazones

y atornillarlos al tubo de succión con las precauciones debidas.

Para la instalación de la columna de la bomba, primero se deberá ir armando cada tramo de tubería asegurando la flecha con cáñamo o cable a la columna de descarga, e izando ambos por medio de abrazaderas hasta colocarlos en posición de ir uniéndolos con los ya instalados en el pozo. Debe tenerse mucho cuidado en no maltratar la cuerda de la flecha al hacer las maniobras, ni golpear los extremos de las tuberías cubreflechas o de descarga para que no pierdan su perfecta circunferencia.

Las portachumaceras se colocan pasándolas sobre los extremos superiores de las flechas con la tapa hacia abajo. Debe verificarse si la chumacera de hule gira libremente y que no haya en absoluto residuos de grasa en el interior de la portachumacera. Esta va atornillada en la rosca del cople del tubo de descarga, que debe quedar apretada, sin juego. Las portachumaceras y el cople del tubo tienen *rosca a la derecha*.

Las flechas de las secciones prearmadas y eleva-

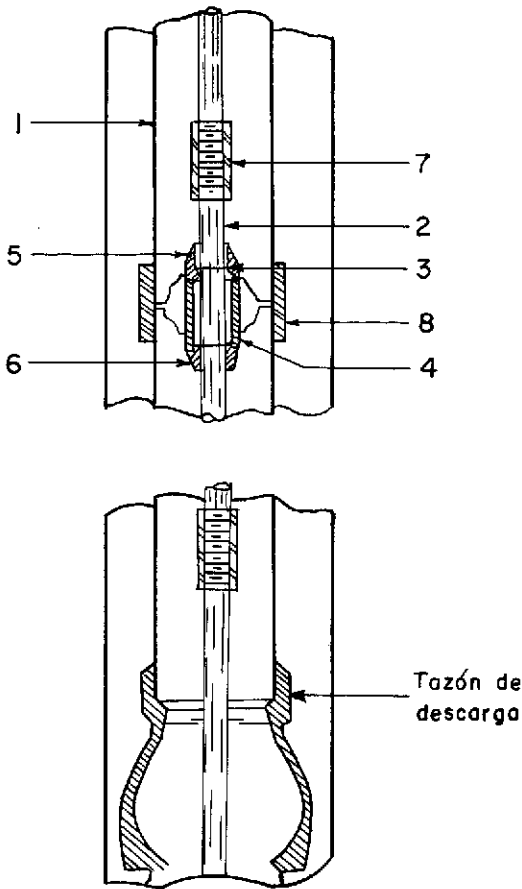


Fig. 201. Componentes de una sección de columna en una bomba lubricada por agua.

das con sus respectivas garruchas se atornillan a las flechas ya montadas, se pintan las roscas a unir con blanco de zinc o lubricante especial para roscas y se aprietan con llaves de tubería. Todas las roscas de flecha son *roscas a la izquierda*.

Después de esto, se unen los tubos de la columna de descarga para lo cual se untan las roscas con aceite de ricino con plumbagina (polvo de grafito), procurando siempre un cierre perfecto. Los tubos de la columna de descarga tienen *roscas a la derecha*.

Bombas lubricadas por aceite. En las bombas lubricadas por aceite, una sección completa de la columna está formada como sigue (véase fig. 202): 1) la flecha, 2) con cople, 3) el tubo cubreflecha o funda, 4) la chumacera, 5) el tubo exterior o columna de descarga, 6) el anillo sepa-

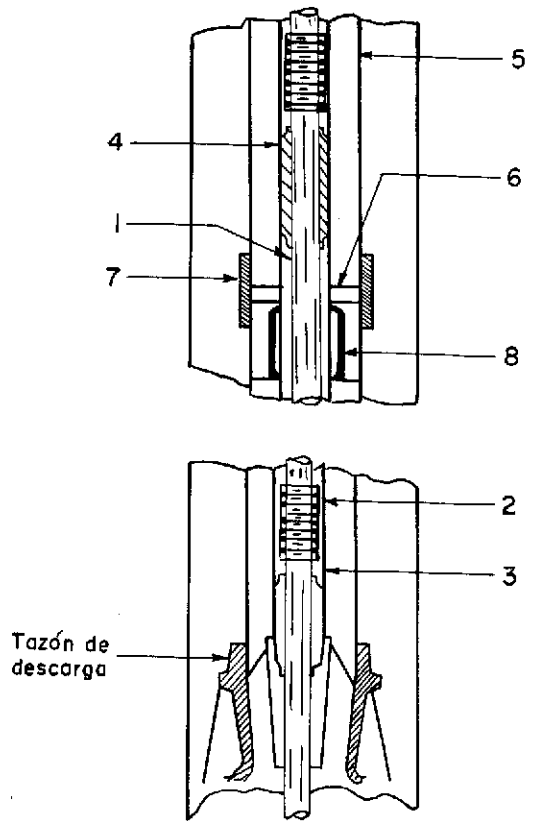


Fig. 202. Componentes de una sección de columna en una bomba lubricada por aceite.

rador, 7) el cople del tubo de la columna de descarga y 8) araña de hule para centrar la funda.

Normalmente, las chumaceras de la flecha (que también sirven para las fundas) se suministran para enroscarse en un extremo de cada funda al preparar el material para armar la sección completa de columna.

Se repite la recomendación de examinar las roscas de las flechas, fundas, chumaceras, tubos, coples y demás observaciones indicadas para las bombas lubricadas por agua.

El primer paso es igual al de los equipos lubricados por agua. Se tiene que poner una abrazadera en la boca del pozo para fijar el tubo de succión, al cual se atornillará, izándose con una segunda abrazadera, el juego de tazones.

Antes de instalar cada sección de columna se armarán con antelación dichas secciones como sigue: se arreglan secciones de cubreflechas o fundas de igual longitud que los tubos exteriores

o de descarga suministrados, utilizando para ello las chumaceras de las flechas que sirven a su vez de coples para los tramos de la funda. A cada extremo de una se atornilla una chumacera, juntándose dos fundas; antes de enroscar las fundas y las chumaceras se limpian y se pintan las roscas con blanco de zinc, cuidando que esta pintura no se meta en las ranuras de lubricación de las chumaceras.

A la flecha, cuidadosamente limpiada, se le coloca un cople y se introduce en su sección de funda, asegurando que su cople quede en el lado opuesto al de la chumacera que se atornilló a un extremo de la sección de fundas.

Arregladas así la flecha y la funda, se introducen ambas en el tubo de descarga, tomando el cuidado necesario para que la chumacera de la funda y el cople del tubo de descarga estén en el mismo extremo. La flecha y su funda se aseguran con un cáñamo o cable de henequén al tubo de descarga; se coloca una abrazadera en el extremo del tubo de descarga por el lado del cople y luego se iza el conjunto con la garrucha. Una vez acomodada la sección de columna sobre la sección de tazonos, se conectan las flechas, se pintan sus roscas con blanco de zinc o lubricante para roscas, y se atornillan los extremos de flechas hasta que se toquen en el centro del cople, sin dejar juego alguno. Las roscas de flecha son *roscas a la izquierda*. Las flechas no deben entrar forzadas al cople (lo que indicaría su mal estado), sino libremente y sólo al hacer el apriete final se deben usar las llaves inglesas. Se debe asegurar que la rosca de la chumacera superior del juego de tazonos se encuentre limpia y pintada con blanco de zinc.

Se vierten *no más de dos o tres cucharadas de aceite* lubricante liviano sobre la flecha para que empape la chumacera antes citada y lo mismo se hace con las secciones subsecuentes a medida que se vayan montando. Las fundas tienen *rosca a la izquierda* que enroscan con las chumaceras superiores de la bomba que han sido pintadas con blanco de zinc.

A continuación se procede a la colocación del tubo exterior o de descarga, para lo cual se pintan las roscas con aceite de ricino y plumbagina (polvo de grafito). Luego se baja el tubo y se atornilla en el tazón de descarga de la bomba. Las roscas del tubo de descarga son *roscas a la derecha*. Las secciones subsecuentes se instalan de igual modo que la primera, teniendo precaución sólo de que el anillo separador vaya colocado entre cada extremo superior e inferior del tubo de descarga (No. 6 de la figura 202).

Para centrar perfectamente la funda, se moja

con agua la llamada araña, que es de hule, y se instala entre el tubo de descarga y la funda. *No se use grasa o aceite* para colocar la citada araña.

Bombas de motor sumergido. Las bombas de motor sumergido van equipadas con cojinetes de fricción lubricados por agua, motivo por el cual no deben funcionar en seco.

Antes de montar una bomba de este tipo, es necesario llenar el motor con agua limpia libre de arena o ácidos. Eso se logra por medio de una entrada especial de relleno localizada normalmente en la parte superior del motor o en el cuerpo de entrada de la bomba. Una vez que el motor haya sido llenado con agua, se le golpea ligeramente para que escapen las burbujas de aire que puedan haber quedado en el devanado, se verifica si está completamente lleno, se le pone un tapón en el conducto de llenado y con eso el motor queda listo para funcionar. El agua dentro del motor tiene dos funciones: refrigeración del embobinado del estator y lubricación de los cojinetes de fricción.

La instalación de una bomba de motor sumergido es muy simple, ya que no se tiene flecha a la superficie sino sólo la tubería de descarga.

En el caso de equipos de poco a mediano peso, el motor, grupo de tazonos y un tramo de tubería de descarga se unen e izan en conjunto por medio de una abrazadera montada en el extremo superior del tubo de descarga, teniendo el cuidado de dejar unos 60 cm libres para maniobrar el siguiente tramo de tubería que deberá ser unido. Con los tramos subsiguientes se procede en la misma forma.

En los equipos pesados las tuberías de descarga no van provistas de rosca y nipples para unir las, sino con bridas y taladros que se unirán por medio de tornillos, debido, precisamente, al gran peso que dichas tuberías deben soportar. En estos casos, el motor, grupo de tazonos y un pequeño tramo de tubería de descarga (podría decirse más bien un carrete) con brida en su parte superior, son armados antes de introducir el conjunto en el pozo.

Una tapa ciega taladrada como las bridas de la tubería de descarga, que llevará una horquilla para izaje, se atornilla al extremo del carrete de descarga y así dispuesto el conjunto se iza con la garrucha para meterlo en el pozo. Sobre la boca del pozo se coloca una abrazadera lo suficientemente fuerte para soportar la bomba y su descarga. Se cuidará de que dicha abrazadera sea de forma tal que apoye la brida de cada tramo y tenga piso para apoyar los tornillos por el lado de la cabeza ya que estos, además de

servir para recibir la tapa ciega de izaje, servirán también para atornillar el siguiente tramo de tubería de descarga.

Debe tenerse mucho cuidado del buen estado de las superficies de las bridas y de las juntas de plomo que se colocan entre ellas.

Desde que se inicie la instalación de una bomba de pozo profundo tipo motor sumergido, el cable eléctrico de alimentación debe examinarse constantemente, ya que, aun cuando haya sido probado (como el motor) dieléctricamente, se puede dañar accidentalmente en las maniobras de montaje.

El cable eléctrico deberá ser fijado con abrazaderas a la tubería de descarga, aproximadamente a cada 4,00 m. En las tuberías de descarga de equipos pesados, las bridas llevan un canal para alojar el cable y protegerlo contra daños.

Para comprobar su rotación correcta, se hace funcionar el motor en ambas direcciones con la válvula de compuerta cerrada. Un manómetro instalado en la tubería de descarga en cada dirección, antes de la válvula de compuerta, indicará dos presiones distintas, la presión superior marcará la rotación correcta. (El cambio de rotación del motor se logra cambiando dos fases cualesquiera del cable alimentador.)

CONTROL DEL ESPEJO DE AGUA EN UNA BOMBA DE POZO PROFUNDO

El abatimiento del espejo estático hasta el espejo dinámico de un pozo no se alcanza sino hasta que se establezca el equilibrio hidráulico entre la capacidad de bombeo del equipo instalado y la capacidad de producción del pozo.

El espejo dinámico o abatido se predetermina, normalmente, en el aforo del pozo, pero es muy importante seguir inspeccionando la profundidad del nivel dinámico para la protección de su propio equipo.

Existen varios métodos para controlar el espejo de agua en un pozo profundo. Uno de ellos es por medio del sondeo manual que resulta primitivo y poco aplicable. Consiste en bajar un trozo de madera amarrado a un cable y cuando se sienta que la madera ha tocado el espejo de agua, se sabe la profundidad del espejo por la longitud del cable desarrollado.

Otro sistema es la sonda eléctrica, compuesta por una batería o fuente de corriente, un timbre, foco o amperímetro y dos hilos de corriente que se encargan de cerrar el circuito al hacer contacto con el espejo de agua. Este método puede resultar

ineficaz, pues el circuito puede cerrarse cuando el aparato es bañado por escurrimientos internos del pozo o por roce accidental pero continuo con la columna de la bomba, lo cual daría valores falsos.

El método más recomendable y que deberá ser previsto antes de instalar el equipo definitivamente, además de no resultar costoso y sí es muy efectivo, es el llamado método neumático.

Consiste de un manómetro, una bomba de aire tipo manual y tubo galvanizado de $\frac{1}{4}$ " en cantidad suficiente (véase fig. 203) para que su extremo inferior quede a la altura de la parte inferior del juego de tazones.

Debe conocerse exactamente la longitud del

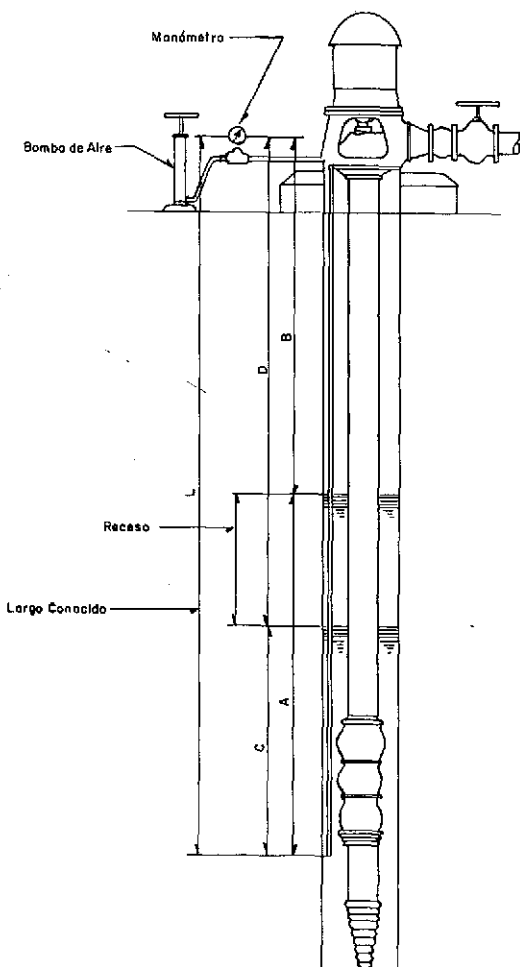


Fig. 203. Método neumático para medir el nivel dinámico.

tubo de ¼" desde su extremo inferior hasta algún punto fijo en la superficie exterior (por ejemplo hasta el centro del orificio de descarga).

En el extremo superior del tubo se conecta el manómetro y la bomba de aire. Al aplicar aire a presión con la bomba, la presión del manómetro ascenderá hasta que el agua acumulada en el tubo colgado del pozo sea totalmente expulsada. Desde este momento se estabiliza la presión marcada por el manómetro. La presión máxima indicada a la presión ejercida por la columna de agua contenida antes en el tubo y el largo de esa columna equivale al tramo sumergido del tubo de medición de ¼". La diferencia de la presión indicada por el manómetro, una vez convertida a unidades de longitud, indicará la longitud de tubo sumergido y por tanto el nivel dinámico en el momento de la medición. (Si se usa un manómetro calibrado en Kg/cm² cada kilogramo de presión es igual a 10 m de altura; si el manó-

metro está calibrado en lbs/pulg², cada libra de presión equivale a 2,31 pies de altura.)

INFORME

En cualquier sistema de bombeo es necesario llevar un informe diario de su operación. Se recomienda que este sea formulado en forma sencilla para que no implique problemas al operador común y para que se pueda estudiar fácil y rápidamente, sobre todo en sistemas bastos.

En el cuadro 11 se da una idea general de un informe supuesto para un sistema de bombas de pozo profundo.

Desde luego, en sistemas donde existe equipo más variado, muchas veces es necesario llevar hojas de informe más exactas, pero se hace hincapié en que en la fracción de observaciones se pueden notificar la mayoría de las fallas, que por ser eventuales, no necesitan informe diario.

CUADRO 11—Modelo de informe.

Fecha	Bomba No.	Tipo	Motor	Voltios	Amperios	Hora		Observaciones
						Entrada	Salida	
21/IV/64	San Luis 3 50 lps	P.P. Agua F. Morse P. 6900	100 HP 3/50/440 G.E.	Fase 1-2 438	Fase 1 106	12:30		Ninguna
				" 2-3 438	" 2 104			
				" 3-1 438	" 3 106			
				Fase 1-2 440	Fase 1 105			
22/IV/64	"	"	"	" 2-3 440	" 2 104	11:15		Ninguna Operador: J. Rojas
				" 3-1 440	" 3 109			
				Fase 1-2 440	Fase 1 109			
				" 2-3 440	" 2 107			
				" 3-1 440	" 3 109			
				Fase 1-2 440	Fase 1 132			
				" 2-3 440	" 2 128			
				" 3-1 440	" 3 132			
23/IV/64	Se desmontó el equipo y se encontró que una tapa de registro de la columna de descarga se abrió por falla en el empaque y que se quemaron tres chumaceras por falta de lubricación. Se hará revisión total. Ing. A. Ortega.							
26/IV/64	"	"	"	Fase 1-2 440	Fase 1 105	8:00		Ninguna
				" 2-3 440	" 2 104			
				" 3-1 440	" 3 105			
				Fase 1-2 440	Fase 1 107			
				" 2-3 440	" 2 106			
" 3-1 440	" 3 107	17:00	Ninguna	Operador: J. Rojas				

CAPITULO 9

Dispositivos de control automático

AURELIO FUENTES *

CONTENIDO

Control automático en estaciones de captación (pozos)
Control para protección del equipo de bombeo en estaciones de rebombeo
Control automático de estaciones de rebombeo sin cárcamo (sistema de refuerzo)

Control de velocidad en las bombas (presión constante-gasto variable)
Bombeo directo a la red (presión constante-gasto variable)

El uso de dispositivos de control automático en los sistemas de bombeo permite obtener de estos un mayor rendimiento, al mismo tiempo que reduce los costos de operación y mantenimiento.

El mayor rendimiento se obtiene porque los dispositivos de control mantienen las condiciones de operación que se tomaron en consideración al diseñar un sistema y seleccionar su equipo.

La reducción en el costo de operación se logra al sustituir el personal que se requeriría para la operación manual del sistema por dispositivos de control automático de bombeo.

La reducción en el costo de mantenimiento se obtiene al quedar protegidos los equipos del sistema de bombeo contra su operación en condiciones desfavorables que impedirían su buen funcionamiento.

En esta discusión se considerarán las funciones de operación y protección más comúnmente usadas en los sistemas de bombeo y los dispositivos empleados para realizarlas.

La captación más común en abastecimientos

de agua es la de depósitos subterráneos para la cual se utilizan bombas de pozo profundo. Por esa razón, en este caso se ha enfocado la atención hacia ese tipo de captación.

Los otros pasos que se han considerado en un sistema de bombeo también son de los que más comúnmente se encuentran en uso, como son plantas de rebombeo con cárcamo, plantas de rebombeo sin cárcamo y plantas de bombeo directo a una red de distribución sin tanque de almacenamiento.

CONTROL AUTOMATICO EN ESTACIONES DE CAPTACION (POZOS)

Control de presión a la descarga de las bombas. Al controlar la presión a la descarga de las bombas de pozo profundo, la bomba se mantiene siempre operando en las condiciones para las cuales fue seleccionada a fin de obtener un rendimiento máximo. Este control también sirve para evitar que las bombas y el equipo motorizado seleccionados operen bajo condiciones contrarias a la operación para la cual fueron diseñados y al mismo tiempo evita la sobreexplotación

* Gerente Técnico de Consulmex, S. A., México.

de los pozos cuando la presión baja demasiado en la línea de conducción a la cual están conectadas las bombas. Para ilustrar lo anterior se verá el siguiente ejemplo:

De acuerdo con las condiciones existentes en el sistema representado en la figura 204, selecciónese una bomba para ser instalada en el pozo 1. Calculando las pérdidas por fricción en la línea de conducción con la aportación de la totalidad de los equipos instalados y aplicando la fórmula de Manning, se tiene:

$$h_f = KLQ^2$$

$$K = 0,01570$$

$$L = 20.000 \text{ m}$$

$$Q = 0,5 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$h_f = 0,01570 \times 20.000 \times 0,25 = 80 \text{ m}$$

Asumiendo que la carga estática a la cual tendrá que operar esta bomba es de 25 m, se tendrá que la carga dinámica total para ella es de:

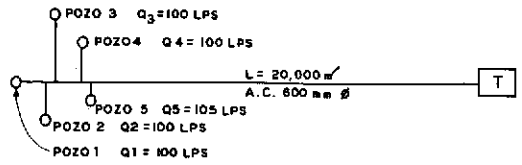


Fig. 204. Sistema de pozos profundos para suministrar agua.

$$h + h_f = 25 + 80 = 105 \text{ m}$$

Con los datos del gasto requerido y la carga dinámica total a la que tendrá que trabajar esta bomba, se entra a la curva de características de una bomba que aparece en la figura 205 y se observa que en C_1 , con un 80% de eficiencia, esta bomba proporciona el gasto requerido contra una carga de 15 m de columna de agua, por lo que, usando siete tazones, se obtendrá la carga requerida de 105 m en el pozo 1.

Para seleccionar un motor eléctrico que accione la bomba, se calcula:

$$HP = \frac{100 \times 105}{76 \times 0,8} = 172,7$$

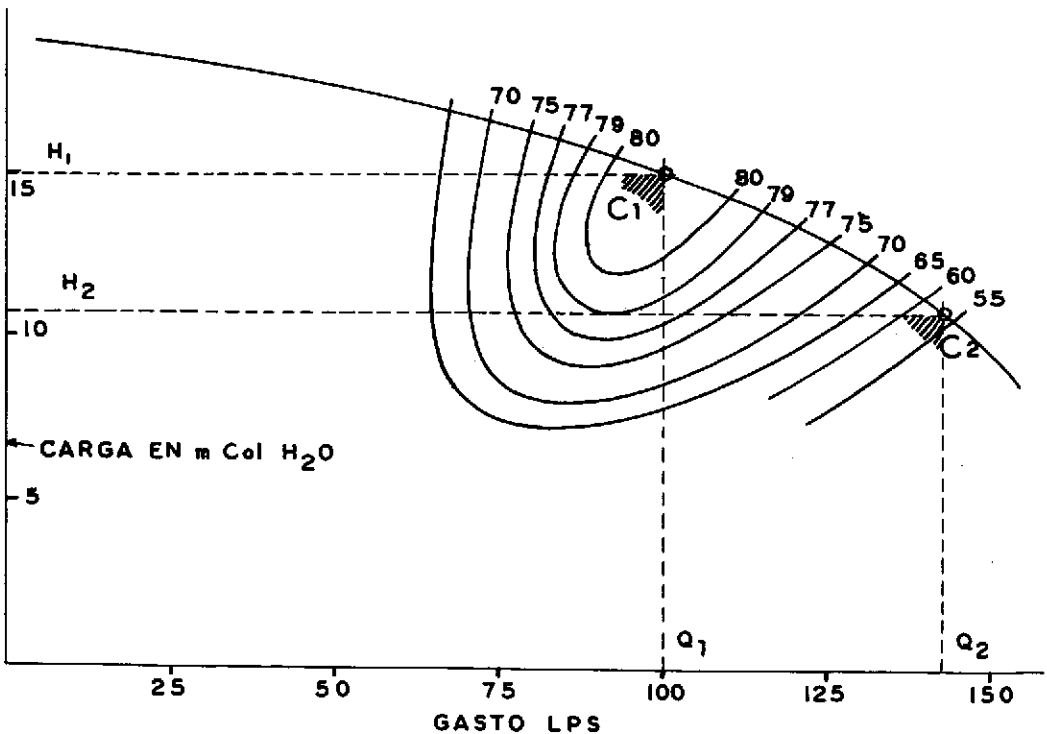


Fig. 205. Curva de características de una bomba.

Entonces se selecciona un motor eléctrico de 200 HP.

Hasta aquí se ve que el equipo seleccionado reúne las características para operar en condiciones favorables cuando se encuentra trabajando el 100% del equipo de bombeo instalado; pero veamos qué sucedería si estuviera fuera de operación el equipo de bombeo instalado en el pozo 5.

Se calculan nuevamente las pérdidas por fricción en la línea de conducción con el nuevo gasto, y se tiene:

$$h_r = 0,01570 \times 20.000 \times 0,16 = 50,25 \text{ m}$$

Sumando la carga debida a pérdidas por fricción a la carga estática, se tiene:

$$h + h_r = 25 + 50,25 = 75,25$$

Como la bomba que se seleccionó para ser instalada en el pozo 1 consta de siete tazones, se divide la carga dinámica total necesaria obtenida entre el número de tazones y se tiene:

$$\frac{75,25}{7} = 10,75 \text{ m}$$

Se vuelve a la curva de características de la bomba y se observa que al disminuirse la carga, el punto de operación de la bomba se corre de C_1 a C_2 , y que el gasto que proporciona la bomba es de 142,5 lps.

Aquí se encuentra que cuando la carga disminuye en la línea de conducción, la explotación del pozo aumentaría en un 42,5%, por lo cual se hace necesaria la adopción del dispositivo de control. Pero, además, si se verifica la potencia requerida para accionar la bomba en estas condiciones con una eficiencia del 55%, que es la que indica la curva de características de la figura 205, se tiene:

$$HP = \frac{142,5 \times 75,25}{76 \times 0,55} = 256,5$$

Resulta entonces que también el equipo motriz seleccionado no es suficiente para accionar la bomba en estas condiciones, y por este motivo es necesario la adopción del dispositivo de control de presión a la descarga de la bomba.

Se han visto casos en que para un sistema de bombeo que opere bajo condiciones como las del

que se representa en la figura 204, es necesario la adopción de un control de presión a la descarga de la bomba, es decir, a) cuando al variar una de las características de operación se presenta el problema de una sobreexplotación del pozo donde se encuentra instalada la bomba y b) cuando el equipo motriz seleccionado resulta insuficiente para accionar la bomba.

Si ahora se considera que los equipos instalados en los pozos 4 y 5 se encuentran fuera de servicio, al calcular las pérdidas por fricción con este nuevo gasto se tiene:

$$h_r = 0,01570 \times 20.000 \times 0,09 = 28,26 \text{ m}$$

Sumando esta carga a la estática, se tiene:

$$h + h_r = 25 + 28,26 = 53,26$$

Dividiendo la carga dinámica total requerida entre el número de tazones de la bomba seleccionada, se obtiene:

$$\frac{53,26}{7} = 7,6 \text{ m}$$

Volviendo a la curva de características de la bomba en la figura 205, se encuentra que esta nueva condición se sale de las características de diseño de la bomba seleccionada.

Con estos ejemplos se demuestra que por las causas inicialmente expuestas, es necesario usar dispositivos de control de presión a la descarga de las bombas de pozos profundos, cuando las condiciones de operación del sistema de bombeo lo requieran.

Los dispositivos comúnmente empleados para controlar la presión a la descarga de las bombas de pozo profundo son las válvulas controladoras de presión del tipo "autocontroladas", las cuales están representadas esquemáticamente en las figuras 206 y 207, y cuya operación se expondrá a continuación.

En la figura 206 se representa la válvula autocontrolada con cilindro motriz que funciona de la siguiente manera:

El agua de la línea en la descarga de la bomba entra por la cámara E y tiende a abrir la válvula V , pero a la vez, el cilindro C se empieza a llenar de agua a través de la válvula de aguja V_m . Dentro del cilindro C corre el émbolo P

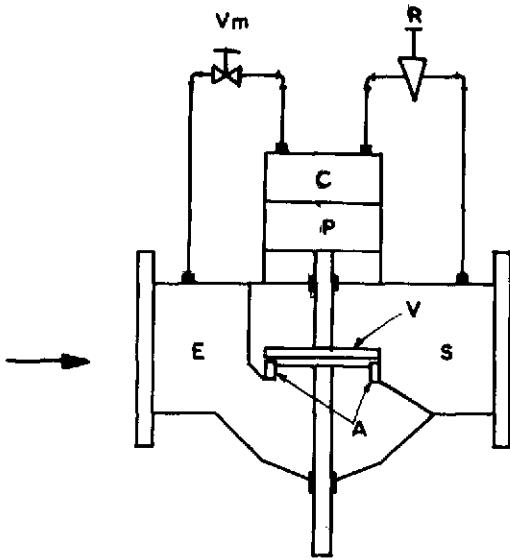


Fig. 206. Válvula controladora de presión de cilindro matriz.

que tiene un área ligeramente mayor que el área de la válvula V , por lo que al ir subiendo la presión dentro del cilindro C , el émbolo P tenderá a cerrar la válvula V sobre el asiento A . Para fijar el punto de control de la válvula, existe un desfogue del cilindro C a través de la válvula piloto reguladora de presión R que, cuando la presión en la cámara E y el cilindro C alcanza el valor establecido, deja escapar el agua hacia la cámara S que está conectada a la línea de conducción. De esta forma permite que la válvula principal V mantenga la abertura necesaria para obtener una presión constante en la cámara E .

En la figura 207 se representa la válvula autocontrolada con diafragma matriz que funciona de la siguiente manera:

Debido a que este tipo de válvula es de doble puerto, las válvulas principales V quedan equilibradas hidráulicamente por la presión que se establece en la cámara E , que es la que se conecta a la bomba. El resorte R mantiene cerrada la válvula al ejercer presión sobre el diafragma D , que está conectado con el vástago que mueve las válvulas V . Este resorte R tiene, para cada rango de presión de la válvula, un tornillo de

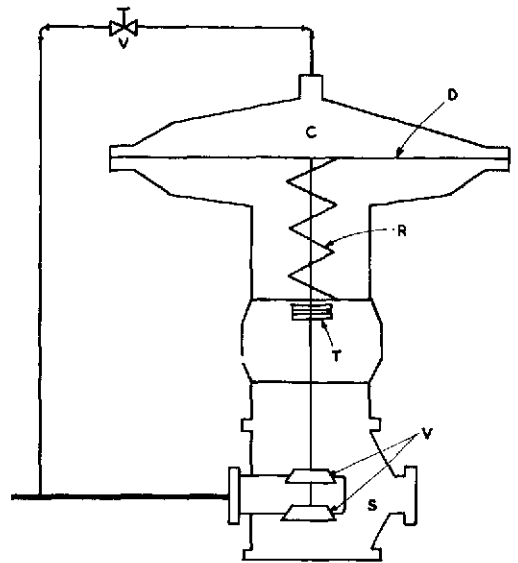


Fig. 207. Válvula controladora de presión de diafragma matriz.

ajuste T que es el que sirve para fijar el punto de control de operación de la válvula. Para que pueda abrirse la válvula, la cámara C arriba del diafragma D se conecta a la línea que une a la bomba con la cámara E , y cuando la presión sube dentro de la cámara C , hace que baje el diafragma D y por consiguiente el vástago que es el que abre las válvulas V , hasta que llega el punto en que se estabiliza el empuje ejercido por la presión del agua en la cámara C y el resorte R .

Los dos tipos de válvulas descritos pueden usarse en cualquier sistema de bombeo en pozos profundos, pero las válvulas del tipo de diafragma matriz están limitadas a sistemas cuya presión no exceda la resistencia del diafragma, que normalmente es de 100 m de columna de agua.

Con respecto a la pérdida de carga constante en la válvula, se tiene que las válvulas con diafragma matriz ofrecen menores pérdidas que las de cilindro matriz, por tener doble puerto.

Protección contra el abatimiento del manto freático. En las estaciones de bombeo de pozos profundos que no tengan personal de planta para su operación, es necesario el uso de dispo-

sitivos de control para eliminar la posibilidad de operar la bomba en seco por abatimiento del manto freático, pues de lo contrario esta se dañaría por falta de lubricación por agua.

Por lo común, estos dispositivos son controladores de nivel que se encuentran conectados en el sistema de paro automático del motor que acciona la bomba, sea este eléctrico o de combustión interna. Como se ha dedicado un capítulo de este curso al estudio de los controladores de nivel, no se analizarán estos ahora excepto que se mencionará que el controlador de nivel más comúnmente usado para esta aplicación es el de electrodos.

También es común usar estos dispositivos en conjunto con un dispositivo de bloqueo de seguridad con restablecimiento anual, para evitar que el equipo arranque nuevamente, antes de que el personal de operación o mantenimiento acuda a la estación de bombeo para investigar las causas que originaron el paro de la bomba. Este último dispositivo suele ser, por lo común, un relevador eléctrico de traba mecánica y que se representa esquemáticamente en la figura 208 y cuya operación es la siguiente:

Al presentarse la condición que hará operar al relevador, se energiza la bobina B_1 que se encuentra conectada con el controlador de nivel a través de sus terminales A_1 y A_2 ; al magnetizarse el núcleo N , atrae a la armadura A , que pivota sobre P_1 y la cual al moverse acciona los contactos C a cuyos terminales C_1 , C_2 , C_3 , etc.,

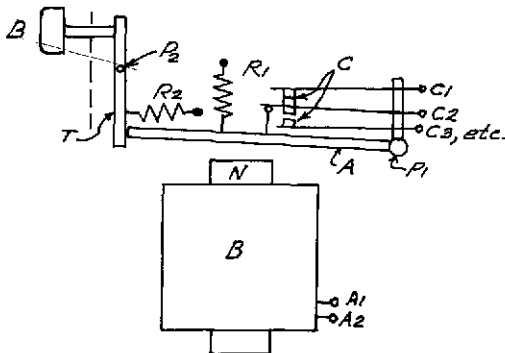


Fig. 208. Esquema de un relevador eléctrico de traba mecánica.

se conectan los dispositivos de parada del motor de la bomba. Al bajar la armadura A , la traba T gira sobre el pivote P_2 y se corre arriba de la armadura A , atraída por el resorte R_2 evitando que la armadura y los contactos vuelvan a adquirir su posición original aun cuando la bobina B quede desenergizada. Para restablecer el relevador, se oprime el botón B que hace girar nuevamente la traba T a su posición original por medio del resorte R_1 .

Protección contra vibración anormal de las bombas. Los dispositivos de protección contra vibración anormal de las bombas son de mucha utilidad aun cuando actualmente no tienen una amplia aplicación.

Estos dispositivos previenen la operación de la bomba al presentarse una falla en su funcionamiento que la haga vibrar más de lo normal, lo que evita que los equipos se dañen más al trabajar en condiciones anormales. En muchos casos los dispositivos de control de parada de los motores no detectan la falla inmediatamente, sino hasta que, debido a la misma falla, los motores se sobrecargan cuando la bomba se encuentra bastante dañada.

En la figura 209 se representa esquemáticamente un dispositivo de protección contra vibración anormal llamado interruptor de vibración. Aun cuando estos interruptores de vibración tienen su traba de seguridad, conviene que una instalación cuente con un dispositivo de traba de seguridad como el que se discutió en la sección sobre protección contra el abatimiento del manto freático, y que se instalen conjuntamente. Los interruptores de vibración funcionan de la siguiente manera:

La armadura A , restringida a un solo movimiento en el sentido del eje de sensibilidad, gira sobre un pivote flexible exento de fricción P , constituido por dos bloques traslapados y unidos entre sí por un resorte de muelle M . La armadura A se encuentra balanceada por el empuje del resorte R_1 , que tiende a hacerla girar hacia un sentido y por el imán de restablecimiento que tiende a hacerla girar en sentido contrario.

Cuando el interruptor se somete a vibración,

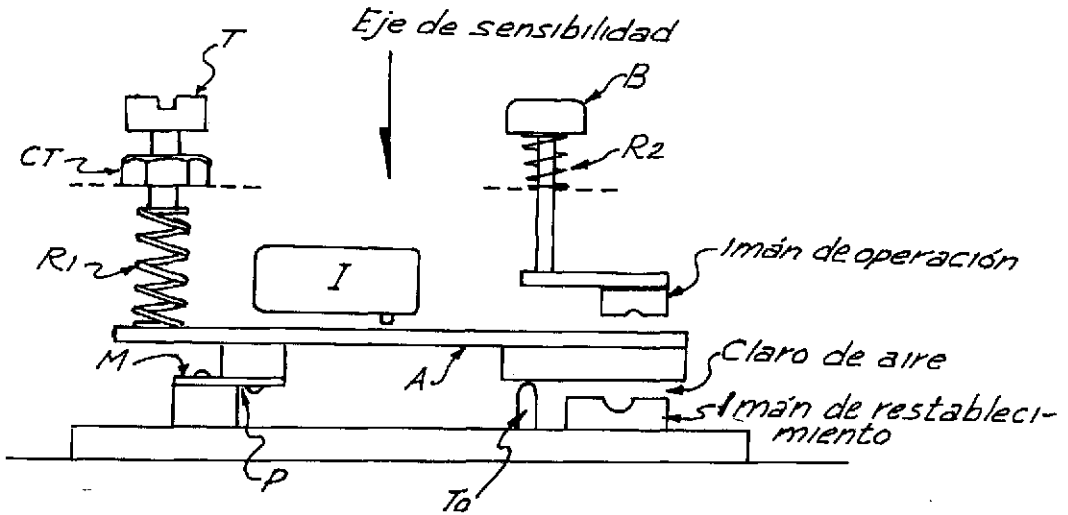


Fig. 209. Esquema de un interruptor de vibración.

la fuerza de inercia que se produce al multiplicar el valor máximo de la aceleración por la masa de la armadura, más el empuje del resorte R_1 , tiende a hacer que la armadura se separe del tope T_0 y que aumente el claro de aire. Cuando se excede la máxima aceleración prefijada, la armadura se separa lo suficiente del imán de restablecimiento y se acerca lo suficiente al imán de operación para que este lo atraiga y en esta forma se opera el interruptor I . Para el ajuste del interruptor de vibración, existe un tornillo T que regula la presión del resorte R_1 sobre la armadura A . Cuando se ha fijado el ajuste, este se asegura por medio de la contratuerca CT .

Para restablecer el interruptor, se oprime el botón B que hace bajar la armadura hacia el tope T_0 , en donde, al restablecerse el claro de aire con el imán de restablecimiento, vuelve a quedar balanceada la armadura. El resorte R_2 vuelve el botón de restablecimiento B y el imán de operación a sus posiciones.

Protección contra falta de aceite de lubricación. Estos dispositivos de protección contra operación de la bomba por falta de aceite de lubricación se emplean sólo en las bombas que no son lubricadas por agua.

Son simples interruptores de flotador que, al

bajar el nivel de aceite de lubricación a un mínimo prefijado, envían una señal al dispositivo de paro automático del motor de la bomba.

Conviene también conectar este dispositivo a través del dispositivo de bloqueo de seguridad (discutido en la sección sobre protección contra el abatimiento del manto freático).

Control de arranque y parada de las bombas, según demandas de acuerdo con condiciones hidráulicas. Para controlar el arranque y la parada de las bombas de pozos profundos, se puede recurrir a los cambios de presión que se presentan en la línea de conducción a la que están conectadas las bombas, cuando estos cambios de presión correspondan a los cambios de demanda de la red de distribución a la que sirven.

Para explicar los dispositivos de control de arranque y parada de las bombas de acuerdo con condiciones hidráulicas, es necesario que la bomba se encuentre siempre bombeando contra un depósito elevado que tenga niveles máximo y mínimo de parada y arranque.

Uno de los tipos de dispositivos que se emplean para realizar esta función de control es el interruptor de presión. Estos se conectan eléctricamente con los dispositivos de arranque

y parada de los motores de las bombas y deben contar con un ajuste diferencial de acuerdo al valor de la presión correspondiente a la diferencia de niveles en el depósito elevado.

Este tipo de control tiene como limitación la relación que existe entre la carga dinámica total, a la que tendrá que operar la bomba, y la carga producida por la columna correspondiente a la diferencial de los niveles en el depósito elevado, pues esta última no podrá ser menor de un 5% de la carga dinámica total, para hacer posible que el interruptor de presión logre descubrir esta diferencial.

Otro dispositivo de control más elaborado para realizar esta función de control es el controlador neumático de presión con banda proporcional, el cual da una señal ampliada de los cambios de presión con la cual se puede emplear un interruptor de presión como el que se indicó antes.

El regulador neumático de presión con banda

proporcional es un dispositivo de control que, de acuerdo con los cambios de la variable que mide, tiene una salida de aire controlado de 0,2 Kg/cm² (30 lbs/pulg²). La banda proporcional del instrumento permite, para un porcentaje de desplazamiento del elemento detector de la variable, que la presión del aire de control recorra todo su rango. Por lo tanto, si esta banda proporcional se fija de acuerdo con el porcentaje que representa la diferencial en el depósito elevado con respecto a la carga dinámica total, se tendrá que el rango de presión del aire controlado corresponderá casi en relación directa con los cambios en la diferencial del depósito elevado. Entonces se podrá instalar en esta línea de aire controlado, el interruptor de presión de un rango que pueda descubrir perfectamente los cambios de presión en esta línea.

En la figura 210 se ve una gráfica de operación de un controlador de presión como el que se acaba de explicar.

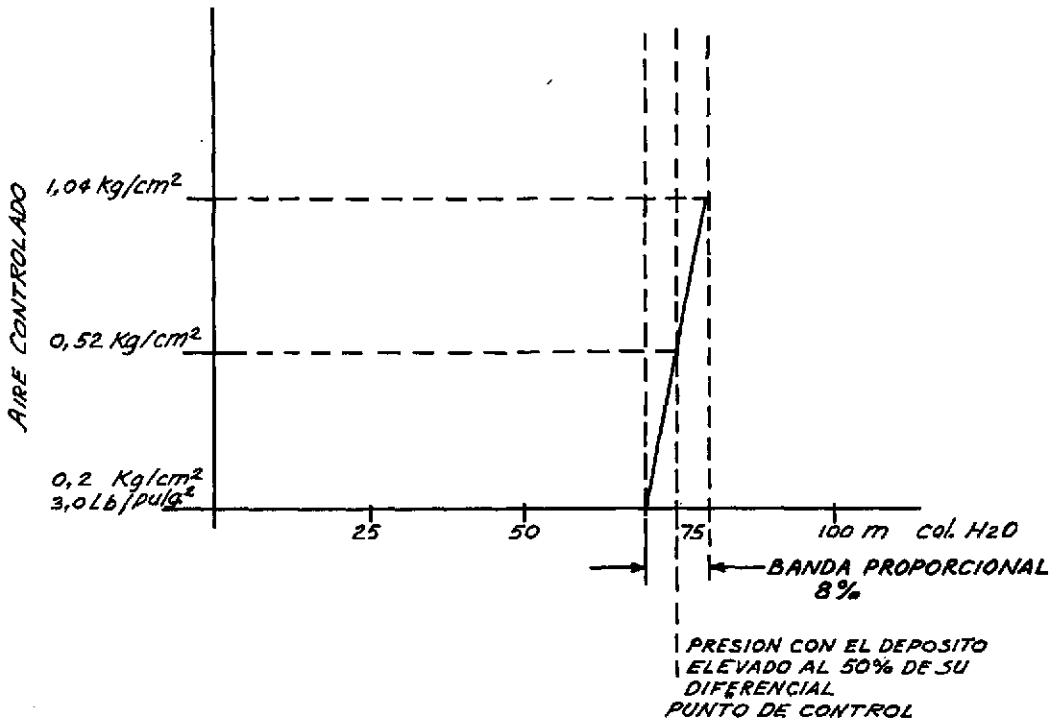


Fig. 210. Curva del controlador de presión con banda proporcional y salida de 0,2 Kg/cm² a 1,04 Kg/cm².

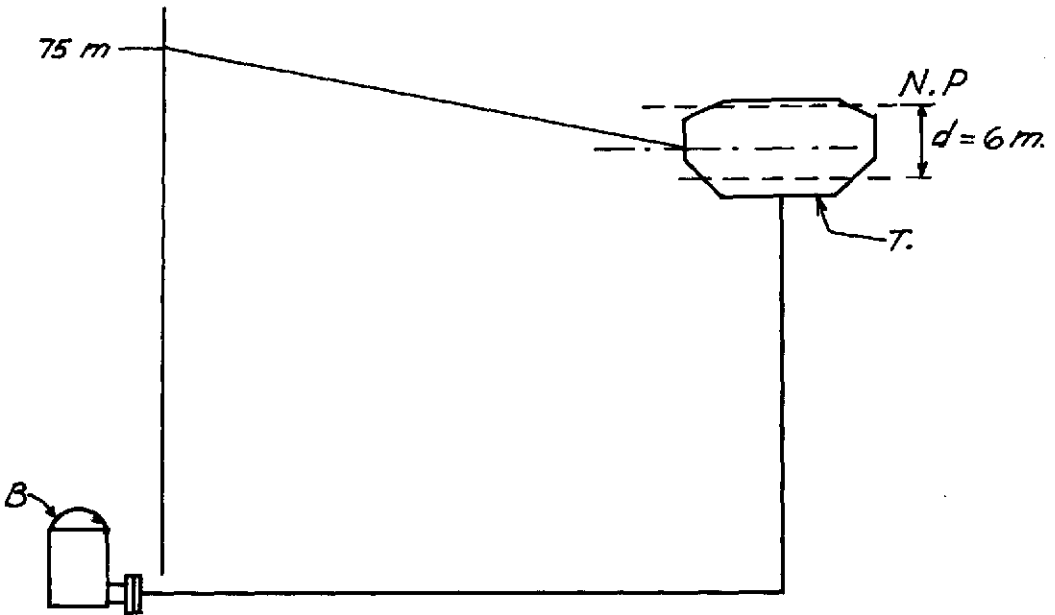


Fig. 211. Esquema del sistema en que se aplica un controlador con curva como la de la figura 210.

En la figura 211 se presenta esquemáticamente un sistema en el cual se emplearía el controlador de presión y se ve que al ajustar la banda proporcional del controlador al 8% de la escala total del mismo, se obtendrá un desplazamiento del 100% del rango de la presión del control, puesto que la diferencial de 6 m en el tanque

elevado T corresponde al 8% de la carga dinámica total a la que trabaja en estas condiciones.

En la figura 212 se indica con un diagrama de bloques, cómo estaría instalado el controlador de arranque y de parada en una estación de bombeo, de acuerdo con las condiciones hidráulicas.

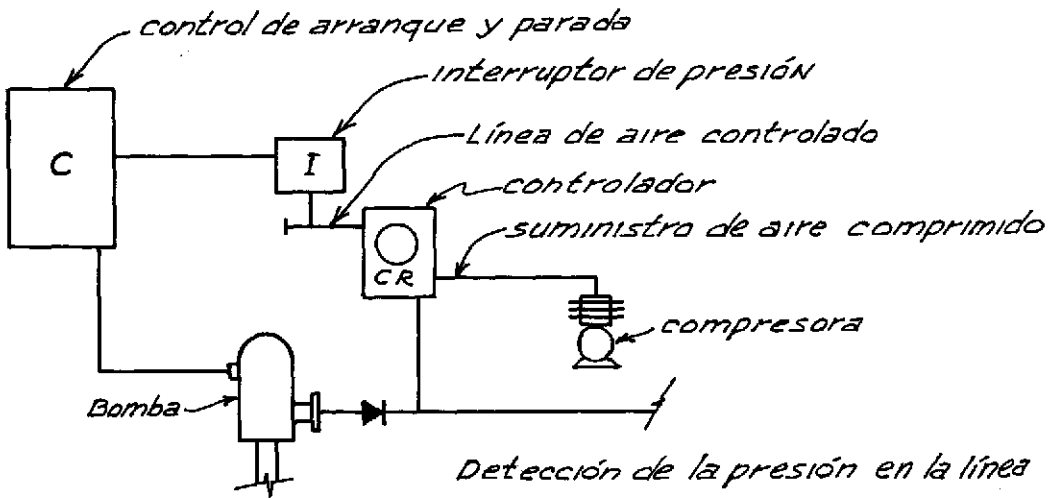


Fig. 212. Control de arranque y parada con controlador de presión y banda proporcional.

Otra condición que puede presentarse al usar controladores de presión para controlar el arranque y la parada de las bombas, es que en sistemas donde la carga debida a pérdidas por fricción sea mayor a la diferencial en el depósito elevado, la presión que detectaría el controlador de presión como diferencial para arranque y parada sería mayor que la diferencial real de depósito elevado, pues para señal de parada sería considerada la diferencial más la carga por fricción y la de arranque sería la carga real estática.

En casos como el indicado, el punto de control y la banda proporcional del controlador se ajustarían a las condiciones del sistema.

Otra manera de aplicar estos dispositivos de control es haciendo que el controlador de presión sirva exclusivamente para controlar el paro de la bomba y un relevador de tiempo la ponga en marcha transcurrido un lapso predeterminado, el cual será computado por el relevador de tiempo a partir del momento en que se para la bomba.

Siempre que se usen controladores de presión para controlar la parada de las bombas, es necesario instalar también un relevador de tiempo entre el controlador y los dispositivos de parada del motor, para evitar que la bomba se pare cuando se presenten sobrepresiones transitorias. Este relevador de tiempo retrasa la señal de parada y sólo cuando esta se mantiene durante un tiempo prefijado, el relevador de tiempo transmite la señal de parada.

En la figura 213 se presenta un diagrama de bloques para un control de parada por presión y de reanque por tiempo determinado. En el diagrama se observan:

- B—Bomba y motor
- A.P.—Dispositivo de control de arranque y parada del motor
- T.A.—Relevador de tiempo para reanque
- T.P.—Relevador de tiempo para retrasar la parada
- I.P.—Interruptor de presión

Control de arranque y parada de las bombas, según demandas, por medio de sistemas de telemando. El telemando o telemoción es un sis-

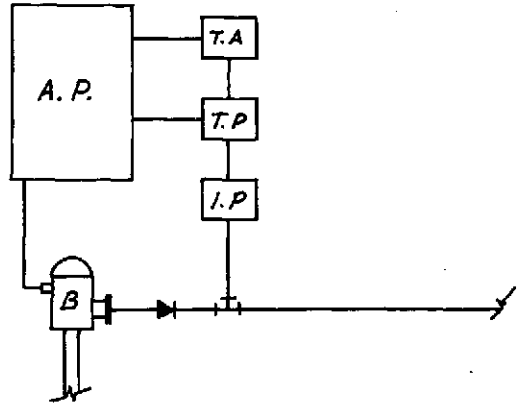


Fig. 213. Control de parada por presión y arranque después de tiempo predeterminado.

tema de envío de señales que pueden realizar ciertas funciones entre estaciones distantes.

Estas señales podrían ser la aplicación de un voltaje en una estación y el encendido de una lámpara en otra, por ejemplo. Más aún, si hay varias estaciones conectadas a la misma línea que transmite la señal de voltaje, y lámparas en cada una de las estaciones, estas lámparas siempre responderán a la señal que emita la estación donde se aplica el voltaje. Si el circuito se conecta con todas las lámparas en serie y en cada estación también hay un interruptor, se verá que, estando todos los interruptores en posición cerrada, todas las lámparas estarán encendidas; pero en el momento en que se abra cualquiera de los interruptores, todas las lámparas se apagará, por lo que todas las estaciones conectadas en el sistema reciben las señales que partan de cualquiera de ellas.

Este sería un sistema de telemando o telemoción de lo más simple que se ve en el diagrama de la figura 214. En esta figura se observa que al estar los interruptores *I* en su posición de cierre, circula corriente de la batería *B* a través de todo el circuito, haciendo que las lámparas *L*, colocadas en cada estación, se enciendan.

En este tipo de sistema de telemedición o telemando, se puede ver que las señales que se emitan desde cualquier estación serán recibidas en las demás estaciones y que, además, el tipo

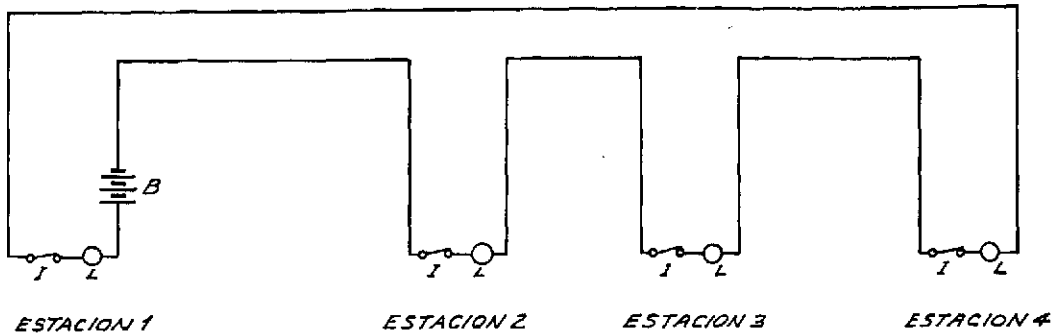


Fig. 214. Sistema de telemedición por medio de señales luminosas.

de señales que se emitan siempre es el mismo, o sea, apagar y encender una lámpara.

Si en el sistema representado en la figura 214 se considera la estación 1 como la estación principal y las estaciones 2, 3 y 4 como las estaciones dependientes o esclavas, se podría adaptar un código mediante el cual se pudiera enviar señales que fueran obedecidas solamente por la estación esclava seleccionada por la estación principal. En el sistema de telemedición representado, esto se podría lograr si en cada una de las estaciones, tanto en la principal como en la esclava, hubiera operadores que accionaran los interruptores para enviar señales e interpretar las señales recibidas en forma de código por medio de existencia y no existencia de señal, es decir, lámpara encendida o lámpara apagada.

Así se ve, pues, que adaptando un código de señales, la estación principal podrá enviar una señal que seleccione a una sola estación esclava, independientemente que la señal sea recibida en las demás estaciones; cuando se recibe la señal de selección de la estación, el operador de dicha estación se prepara para recibir la señal de función y una vez recibida esta, espera la señal de mando de la estación central. Cuando llega la señal de mando, es ejecutada por el operador de la estación seleccionada, independientemente de que sea recibida la señal en las demás estaciones.

En el caso de que alguna estación esclava quiera transmitir una información a la estación principal, también usará el código convenido para que la estación principal pueda distinguir

cuál de las estaciones esclavas es la que está transmitiendo la información.

El tipo de sistema de telemedición descrito es el llamado servicio de pulsos por segundo (IPS) de corriente continua.

Es evidente que para que los operadores en las estaciones del sistema descrito en la figura 213 transmitan e interpreten una señal, necesitarían bastante tiempo para ejecutar la operación. Los sistemas de telemedición o telemando cuentan con dispositivos eléctricos o electrónicos para realizar estas funciones.

Dado que un sistema de telemedición como el que se está estudiando sólo cuenta con dos valores, es decir *existencia de señal* y *no existencia de señal*, que expresados en números del sistema decimal serían 0, 1, se ve entonces que el sistema numérico con que se cuenta es un sistema binario, puesto que no cuenta más que con dos números ya que parte de cero y llega a 1, que es el número más alto.

Entonces se tendrá que los sistemas de telemedición de pulsos por segundo de corriente continua utilizan como lenguaje un código de sistema binario que tiene por nombre "decimal codificado en binario". Mediante esta codificación se establece el lenguaje entre las estaciones de telemedición, como se verá a continuación.

Puesto que este sistema de telemedición usa pulsos del mismo valor para transmitir un número decimal grande, por ejemplo el número 622, se tendría:

1001101110

que fácilmente se confunde con el número binario

1001001110

que es el equivalente al decimal 590.

De modo que si se estudia un poco la representación en el sistema binario de números del sistema decimal, se tiene:

Binario	Decimal
0	0
1	1
10	2
11	3
100	4
101	5
110	6
111	7
1000	8
1001	9
1010	10
1011	11
1100	12
1101	13
1110	14
1111	15

Aquí se ve que en la columna de la derecha de los números binarios equivalentes a los decimales, los "0" y los "1" se alternan de uno en uno. Si se observa la siguiente columna, se nota que en ella también se alternan los "0" y "1", pero ahora en grupos de 2; en la tercera columna, la alternación se hace en grupos de 4 y en la cuarta columna en grupos de 8.

Binario	Decimal
Valor de la columna	
8421	0
0	1
1	2
10	3
11	4
100	5
101	6
110	7
111	8
1000	9
1001	10

De acuerdo con la característica que se ha notado en el sistema binario, se le puede dar un valor a cada columna de acuerdo con el número de "0" y "1" que se alternan y se tiene:

Binario	Decimal
1011	11
1100	12
1101	13
1110	14
1111	15

Al observar los número anteriores, se encuentra que, si se suman los valores de la columna de los números binarios cuando aparece un "1" y no se suman cuando aparece un "0" se obtiene el valor de su decimal correspondiente. Por ejemplo, tómese el número binario 1001 y se verá que su equivalente decimal es:

Valor de la columna	8	4	2	1
Número binario	1	0	0	1
Suma equivalente	8 + 0 + 0 + 1 = 9			

De acuerdo con esto, se puede establecer que los "1" que aparecen en la columna de valor 8 sean mayores que los "1" que aparecen en la columna de valor 1.

Aceptado lo anterior, se conviene en que a los pulsos se les ha dado peso de acuerdo con la posición que ocupan en un grupo de pulsos.

Se puede ver que un grupo de cuatro pulsos o intervalos es suficiente para transmitir un número del sistema decimal codificado en binario del 0 al 9. A estos números se les llamará dígitos.

Los sistemas de telemedición raramente utilizan un solo número para transmitir una información; más bien requieren de un grupo de números o dígitos. Entonces, volviendo al número 622, se tendrá que para transmitirlo, primero se envía el número 6, luego el 2 y después nuevamente el 2.

	Binario	Decimal			
Valor de la columna	8	4	2	1	
primer dígito	0	1	1	0	6
segundo dígito	0	0	1	0	2
tercer dígito	0	0	1	0	2

En un grupo de números o dígitos que se envían, el primer número siempre representa la selección de estación, el segundo dígito la función a realizar y el tercero el orden de mando.

Este tipo de sistema de telemedición o tele-

mando utiliza por lo común líneas telefónicas como medio de unión entre las estaciones que sirve, aun cuando pueden usarse estaciones de radio o microonda como medio de enlace entre las estaciones. En este tipo de sistema de telemedición no hay una transmisión de señales simultánea entre la estación principal y las estaciones esclavas, sino que, cuando en la estación principal se desee obtener algún dato de cualquiera de las estaciones esclavas, la estación principal envía primero la orden y después queda en reposo para recibir la señal que contiene la información solicitada. Este tipo se llama de paso medio doble (*Half Duplex Path*) debido a esta característica.

Otro tipo de sistema de telemedición es el de desplazamiento de frecuencia que consta de osciladores o transmisores electrónicos que oscilan a una frecuencia fija, pero que al cerrar un contacto cambia su frecuencia de oscilación unos cuantos ciclos por segundo (cps) arriba de la frecuencia base y por lo regular varía entre 25 y 42 cps. En las estaciones receptoras existen dispositivos electrónicos con filtro que dejan pasar exclusivamente las frecuencias correspondientes a los transmisores que envían las señales a esa estación y para la función requerida.

Como en este caso se utiliza normalmente una frecuencia para cada función en cada estación, es posible mantener una comunicación constante y simultánea en ambos sentidos. Este tipo de sistema se llama de paso doble completo (*Full Duplex Path*).

Como se ha visto que los sistemas de telemedición pueden enviar señales que pueden ser interpretadas por dispositivos eléctricos o electrónicos, en los sistemas de bombeo se utilizan para arrancar o parar las bombas de captación de pozos que se encuentran alejadas del tanque de almacenamiento cuando el nivel baja o sube en dicho tanque. A la vez, se utilizan para recibir las señales de alarma en la estación principal cuando estas se presenten en las estaciones remotas.

Alarmas. En todas las estaciones que no tengan personal de planta para operarla, o aun

cuando este personal exista, es conveniente contar con un sistema de alarma que puede ser audible, visual o mixto, que actúa en caso de fallas en los equipos. La alarma puede ser también continua o intermitente y en los casos de pozos sin personal de operación, es necesario enviar la señal de alarma a la estación por medio de un sistema de telemedición.

Registro de rendimiento de pozos. Para un mejor control de la explotación de los pozos, conviene registrar su rendimiento por medio del registro de gasto que se extrae y del registro de variación del nivel de la falda freática. Lo primero se logra mediante un registrador de flujo. Este normalmente suele ser un registrador de presión diferencial conectado a un dispositivo generador de presión diferencial, que puede ser una placa de orificio, una tobera de flujo o un tubo Venturi. El registrador del nivel freático normalmente es un registrador de presión que se conecta con una línea de aire de purga que está sumergida en el pozo. Para los registros anteriores no es muy conveniente instalar los registradores en forma permanente en cada pozo, sino que pueden estar montados en un equipo móvil que permite su transporte a todos los pozos; por lo tanto, en cada estación de captación solamente estarían los generadores de presión diferencial y los tubos de purga de aire dentro del pozo.

Eliminación del golpe de ariete. Cuando el golpe de ariete en la línea de conducción a la que están conectadas las bombas de pozo profundo es de un valor tal que puede poner en peligro las instalaciones y equipos, conviene usar dispositivos automáticos que eliminen o reduzcan las sobrepresiones o las depresiones de valor peligroso. El dispositivo más común en las estaciones de captación de pozos es la válvula eliminadora del golpe de ariete cuyo esquema se ve en la figura 215 y que funciona de la siguiente forma:

La cámara *E* se conecta con la línea a la descarga de la bomba; al entrar el agua a la cámara *E*, tiende a abrir la válvula *V*, levantándola de

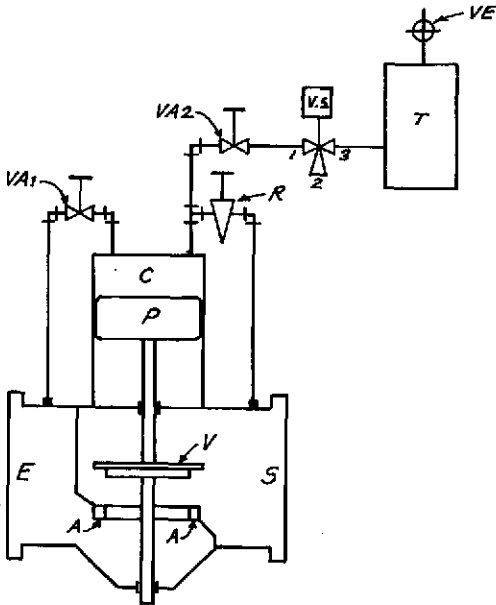


Fig. 215. Válvula eliminadora del golpe de ariete.

su asiento A; pero a la vez, el cilindro C se llena de agua que pasa a través de la válvula de aguja VA1 y la presión que ejerce el agua dentro del cilindro C sobre el émbolo P hace que se cierre la válvula, pues el área del émbolo P es ligeramente mayor que el área de la válvula V. En el momento en que se presenta una sobrepresión causada por golpe de ariete, la válvula piloto reguladora de presión R deja escapar el agua del cilindro C hacia la cámara S que descarga a la atmósfera, permitiendo que el agua en la cámara E abra la válvula V para aliviar la sobrepresión en la línea de descarga.

Estas válvulas también se abren cada vez que la bomba de la estación con la que están conectadas se para y esta operación se realiza en la siguiente forma:

La válvula de solenoide de tres vías VS se mantiene energizada mientras la bomba se encuentra trabajando y tiene comunicados sus puertos 2 y 3, lo que hace que el tanque T descargue a la atmósfera. Al pararse el motor que acciona a la bomba, la válvula VS se desenergiza y comunica entonces sus puertos 1 y 3, haciendo que

el agua del cilindro C pase al tanque T a través de la válvula de aguja VA2 y la válvula de solenoide VS. El agua continúa fluyendo del cilindro C al tanque T hasta que este último se llene de agua, que es cuando se cierra la válvula eliminadora de aire VE.

La válvula de aguja VA2 sirve para graduar la velocidad de apertura de la válvula cuando se para el motor que acciona la bomba y la válvula de aguja VA1 sirve para graduar la velocidad con que se vuelve a cerrar la válvula después de actuar.

Como se ve, las válvulas eliminadoras del golpe de ariete son similares a las válvulas reguladoras de presión autocontroladas con cilindro motriz, sólo que tienen otros dispositivos adicionales para realizar sus funciones.

Resumen de control automático en estaciones de captación (pozos). De acuerdo con lo que se ha visto respecto a los dispositivos de control automático en las estaciones de captación, la figura 216 presenta un diagrama de bloques de

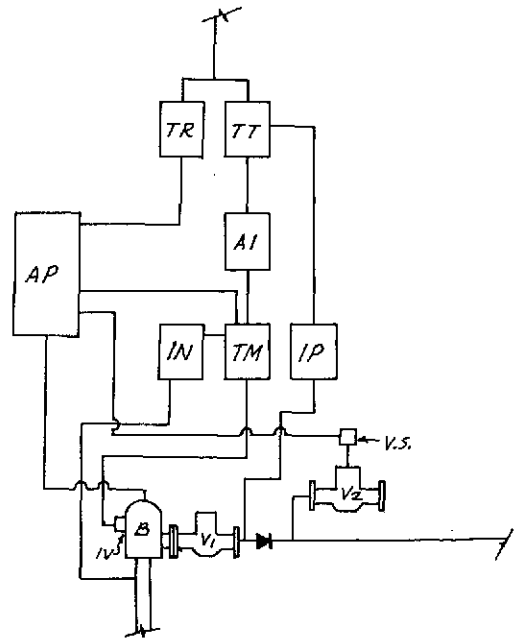


Fig. 216. Diagrama de una estación de captación totalmente automatizada.

una estación de captación totalmente automatizada. En esta figura se nota:

- B—Cabezal de la bomba y motor
- V1—Válvula controladora de presión
- V2—Válvula eliminadora del golpe de ariete
- 1V—Interruptor de vibración
- 1N—Interruptor de nivel
- TM—Relevador de traba mecánica
- 1P—Interruptor de presión
- A1—Alarmas
- AP—Dispositivo de arranque y parada del motor
- TR—Receptor de telemedición
- TT—Transmisor de telemedición
- VS—Válvula de solenoide

CONTROL PARA PROTECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO EN ESTACIONES DE REBOMBEO

Control de nivel en el cárcamo para proteger las bombas contra operación en seco. En las estaciones de rebombeo que cuentan con cárcamo de almacenamiento, es necesario tener una protección contra la posibilidad de que la bomba funcione cuando le falta agua en el cárcamo.

Los dispositivos empleados para este fin son controladores de nivel, de los cuales hay diferentes tipos, a saber: 1) controladores de nivel de flotador; 2) controladores de nivel de electrodos; 3) controladores de nivel con purga de aire, y 4) controladores de nivel por presión en el cárcamo.

Para proteger las bombas contra bajo nivel en el cárcamo, el controlador de nivel más conveniente es el de electrodos. Este controlador es un relevador que se energiza a través de electrodos colocados dentro del agua y que al energizarse actúa los contactos que paran el motor que acciona la bomba.

Control de presión a la descarga de las bombas. Cuando en una estación de rebombeo hay varias bombas que trabajan en paralelo sobre la línea de conducción, es necesario controlar la presión a la descarga de las bombas para evitar que estas se salgan de las condiciones de operación para las cuales fueron diseñadas.

Los dispositivos de control usados para reali-

zar esta función son las válvulas controladoras de presión autocontroladas como las que se presentaron anteriormente (véase pág. 197), o las válvulas controladoras de presión con actuador neumático.

Las válvulas controladoras de presión con actuador neumático son accionadas por la señal de salida de un controlador de presión neumática con banda proporcional.

Alternación de la secuencia de arranque. En las estaciones de rebombeo donde trabajan varias bombas conviene tener más equipo del necesario, de reserva, en caso de que falle alguno de ellos. También es conveniente alternar la secuencia de arranque de las bombas para obtener un desgaste uniforme en el equipo.

Esta alternación de secuencia de arranque puede hacerse por un período de tiempo determinado, por ejemplo cada 24 horas, o la secuencia de arranque puede ser alternada a cada paso de las bombas por falta de demanda.

Los alternadores por lo general son relevadores de pasos, que avanzan un paso cada vez que reciben un impulso eléctrico, y cada vez que avanzan un paso, cierran un circuito diferente, que es el circuito que determina la secuencia de arranque de las bombas.

Protección contra sobrecalentamiento de las chumaceras de las bombas. En las estaciones de rebombeo donde haya bombas horizontales con chumaceras lubricadas por aceite o grasa y con enfriamiento por aire o por agua, es necesario contar con un dispositivo de protección que para el motor de la bomba cuando la temperatura de las chumaceras exceda un valor predeterminado.

Los dispositivos empleados para la función anterior son termóstatos de dimensiones muy pequeñas que se adosan o se introducen en las chumaceras, y cuando la temperatura de estas llega al valor prefijado en el termóstato, este acciona el contacto que hace parar el motor de la bomba.

Es conveniente utilizar, junto con estos dispositivos de control, un relevador de traba como

el descrito anteriormente (véase pág. 199), para evitar que la bomba pueda arrancar nuevamente antes de que el personal de mantenimiento revise las chumaceras.

Protección contra vibración anormal de la bomba. Para evitar que las bombas sigan trabajando cuando sufren alguna falla que las haga vibrar más de lo normal y que pueda causarle daños mayores si no se para, conviene usar los dispositivos de control llamados interruptores de vibración ya estudiados (véase pág. 199).

Control de arranque y parada de las bombas, según demandas, de acuerdo con condiciones hidráulicas. Lo mismo que se discutió en la parte dedicada al control de arranque y parada de las bombas (véase pág. 200), de acuerdo con las condiciones hidráulicas, se aplica en el caso de bombas en estaciones de rebombeo.

Control de arranque y parada de las bombas, según demandas, por medio de sistemas de telemando. Conforme a lo que se presentó (véase pág. 203), los sistemas de telemando se pueden aplicar en las estaciones de rebombeo para realizar las funciones de arranque y parada de las bombas cuando la demanda en el tanque de almacenamiento que alimentan así lo requiera.

Alarmas. Para cada una de las condiciones de operación anormales, es conveniente que se accionen alarmas visuales o audibles o de tipo mixto, a la vez que deben ser transmitidas por medio de los dispositivos de telemedición cuando en la planta no haya personal para operarla.

Eliminación del golpe de ariete. Para eliminar el golpe de ariete, cuando el valor de este es muy alto, se emplean las válvulas eliminadoras del golpe de ariete como las que se analizaron anteriormente (véase pág. 206).

Además de las válvulas, se pueden utilizar otros dispositivos para la eliminación del golpe de ariete como son los tanques de aire o los volantes de inercia, pero en este curso sólo se considerarán las válvulas automáticas.

CONTROL AUTOMATICO DE ESTACIONES DE REBOMBEO SIN CARCAMO (SISTEMA DE REFUERZO)

Control de la presión del lado de la succión. Cuando existe un sistema de rebombeo sin cárcamo, es necesario controlar la presión del lado de succión de las bombas para evitar que esta presión baje demasiado y se presente el problema de cavitación en las bombas.

Como no existe otra forma de controlar esta presión excepto a base de controlar el gasto de las bombas, este control se realiza por medio de válvulas de control automático a la descarga de las bombas, que son actuadas por controladores de presión neumáticos con banda proporcional.

Control de presión del lado de descarga de las bombas. Para evitar que las bombas operen en condiciones desfavorables cuando varias se encuentran conectadas en paralelo, y una o más deja de funcionar, es necesario controlar la presión de descarga de las bombas. En los sistemas tipo refuerzo las mismas válvulas que sirven para controlar la presión del lado de succión de las bombas sirven para controlar la presión a la descarga, utilizando para accionar las válvulas controladoras dobles de presión neumáticas.

CONTROL DE VELOCIDAD EN LAS BOMBAS (PRESION CONSTANTE, GASTO VARIABLE)

En sistemas de bombeo donde las bombas funcionan sobre una línea de conducción o una red en que se desee mantener una presión constante, las variaciones del gasto pueden ser absorbidas por bombas que varíen su velocidad de acuerdo con el gasto.

Motores de velocidad variable. Los motores de velocidad variable pueden ser los motores de combustión interna, motores eléctricos de corriente continua y motores eléctricos de corriente alterna con rotor devanado. Dada la preferencia por el uso de motores eléctricos, habría que seleccionar entre un motor de corriente continua o uno de corriente alterna con rotor devanado.

Debido a que las instalaciones de corriente continua son muy escasas, los motores de velocidad variable más recomendables son los motores de corriente alterna con rotor devanado.

Los motores de corriente alterna con rotor devanado utilizan controladores de velocidad que aumentan o disminuyen la resistencia entre los devanados del rotor, según se requiera menor o mayor velocidad del motor.

Motores con acoplamiento de velocidad variable. Cuando se requiere variación de velocidad en las bombas, es preferible usar acoplamientos entre el motor y la bomba para variar la velocidad de esta en vez de usar motores de velocidad variable.

Un tipo de acoplamiento de velocidad variable es el reductor de cadena de velocidad variable, cuyo principio de operación es el cambio de relación de diámetros entre dos catarinas unidas por una cadena especial.

Otro tipo de acoplamiento de velocidad variable y el más común—dado que es el que consume menos energía y tiene menos problemas de mantenimiento—son los embragues magnéticos de velocidad variable o dispositivos de deslizamiento de corrientes de Eddy.

BOMBEO DIRECTO A LA RED (PRESION CONSTANTE, GASTO VARIABLE)

Se puede bombear directamente a una red de distribución y mantener, mediante el bombeo, una presión constante para su buen funcionamiento. Los cambios en la demanda se absorben variando la aportación del equipo de bombeo.

Una forma de variar el gasto de las bombas es cambiando su velocidad y otra es aumentando o disminuyendo el número de equipos de bombeo según lo requieran las demandas.

Control de velocidad. Como ya se expuso (véase págs. 209 y 211), la velocidad de las bombas puede variarse utilizando motores o acoplamientos de velocidad variable. Para accionar los dispositivos que controlan la velocidad de las bombas según las demandas, se utilizan controladores de presión que como salida tienen un potenciómetro, que es el que controla los dispositivos de velocidad variable.

Control de arranque y parada de equipos de bombeo. Cuando se encuentran varias bombas conectadas a un múltiple que alimenta una red de distribución, las variaciones en el gasto pueden absorberse aumentando o disminuyendo el número de bombas en operación, pero antes de parar o arrancar alguna es conveniente controlar la presión a la descarga de estas por medio de válvulas de control automáticas con actuador de diafragma.

Estas válvulas automáticas reciben una señal de un controlador de presión neumático que tiende a cerrarlas cuando la presión en la red aumenta y a abrirlas cuando la presión en la red baja.

Cuando las válvulas cierran hasta cierto punto, los equipos de bombeo empiezan a pararse hasta que la presión se estabiliza en el punto prefijado. Cuando las válvulas empiezan a abrir, los equipos de bombeo que estaban fuera de operación empiezan a arrancar hasta que se restablece la presión en el lado de descarga de las bombas.

CAPITULO 10

Bombeo y almacenamiento

ARNULFO PAZ SANCHEZ *

CONTENIDO

Hidrograma y diagrama de Rippl. Aplicaciones a sistemas con bombeo
Métodos para el cálculo de volúmenes de almacenamiento

HIDROGRAMA Y DIAGRAMA DE RIPPL APLICACIONES A SISTEMAS CON BOMBEO

Hidrograma. Si se considera una sección en una tubería o corriente de agua y se construye una gráfica de las variaciones de los gastos con relación al tiempo, la curva resultante se llama *hidrograma* (véase fig. 217).

El área bajo un hidrograma entre dos tiempos es el volumen de agua escurrido en ese intervalo:

$$A = \int_{t_1}^{t_2} Q dt = \text{vol. escurrido entre } t_1 \text{ y } t_2 \quad (10.1)$$

Si se considera entre dos tiempos, un rectángulo que tenga la misma área que la encerrada por la curva y las ordenadas de los tiempos, la altura del rectángulo es el Q medio de ese escurrimiento.

Los hidrogramas sirven para calcular los volúmenes escurridos por la sección considerada.

* Jefe de la Sección de Plantas de Tratamiento, Dirección General de Obras Hidráulicas, Departamento del Distrito Federal; Profesor de Hidráulica e Ingeniería Sanitaria, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México; Profesor de Ingeniería Sanitaria, Facultad de Ingeniería, División del Doctorado, Universidad Nacional Autónoma de México.

Sistemas de bombeo-almacenamiento, Sistemas hidro-neumáticos

Con estos datos se puede construir la *curva masa* o *diagrama de Rippl*.

Diagrama de Rippl. Si en un sistema de ejes coordenados se trazan los *volúmenes acumulados* escurridos con relación al tiempo, la curva resultante se llama *curva masa* o *diagrama de Rippl* (véase fig. 218).

Características de la curva masa:

1. La diferencia de ordenadas para dos tiempos dados mide el volumen escurrido en ese intervalo (véase fig. 219).

$$y_2 - y_1 = \text{vol. escurrido entre } t_1 \text{ y } t_2$$

2. La pendiente de la tangente en un punto de la curva mide el gasto en ese punto (véase fig. 220).

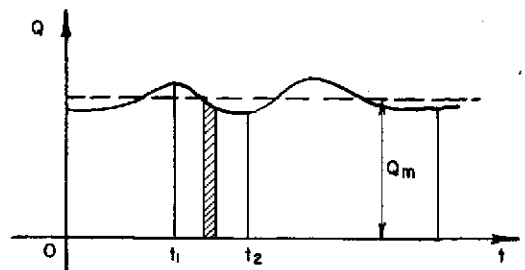


Fig. 217. Curva de variación de gastos con respecto al tiempo en una sección de una tubería.

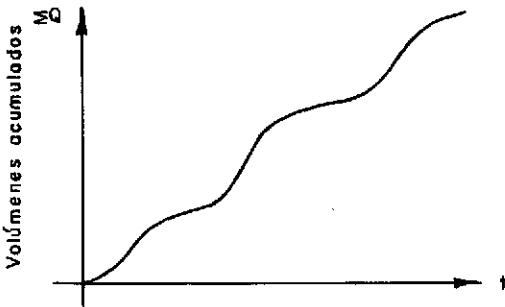


Fig. 218. Curva masa o diagrama de Rippl.

$$Q = \frac{dv}{dt} \quad (10.2)$$

Obviamente, en una curva masa no puede haber pendientes negativas, cuando mucho iguales a cero.

3. Si se unen dos puntos de la curva masa por medio de una recta, su pendiente es el gasto medio entre esos puntos (véase fig. 221).

$$Q_m = \frac{\text{vol. escurrido}}{t_2 - t_1} \quad (10.3)$$

Diagramas múltiples. En la práctica se puede tener combinaciones de diagramas de masa para el cálculo de almacenamientos que puedan tener varias entradas y demandas de agua.

De todas formas, los diagramas de entradas y demandas se sumarían por separado para tener finalmente un diagrama doble, esto es, sólo dos curvas, una que indicaría los volúmenes acumulados entrantes y otra los salientes.

Suma de diagramas. La suma de diagramas consiste simplemente en sumar las ordenadas de

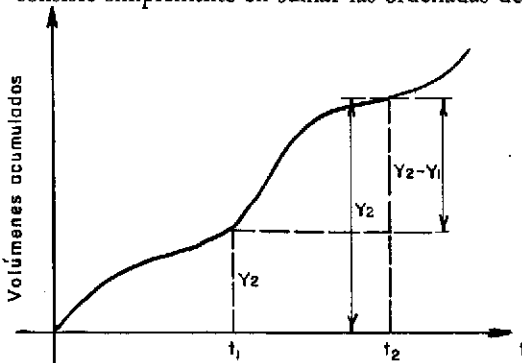


Fig. 219. La diferencia de ordenadas para dos tiempos dados mide el volumen escurrido en el intervalo de tiempo.

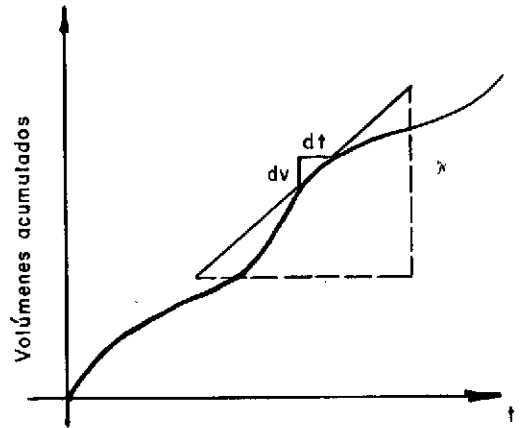


Fig. 220. La pendiente de la tangente en un punto de la curva de masa mide el gasto en ese punto.

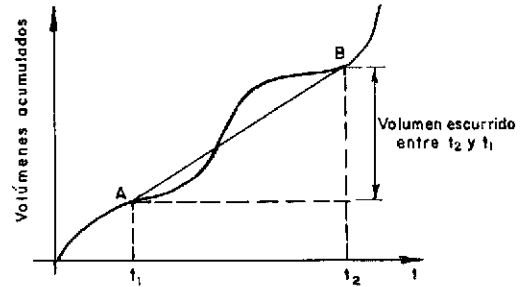


Fig. 221. La pendiente de la recta que une los puntos A y B es el gasto medio entre esos puntos.

cada uno para los mismos tiempos (véase fig. 222).

En un diagrama doble, la diferencia de ordenadas entre las dos curvas para un tiempo dado, representa el excedente o el déficit de agua para

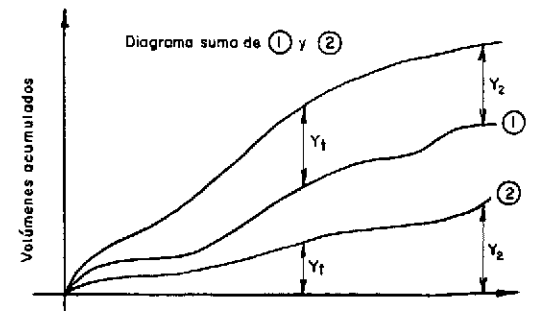


Fig. 222. Suma de diagramas de masa (entradas y demandas).

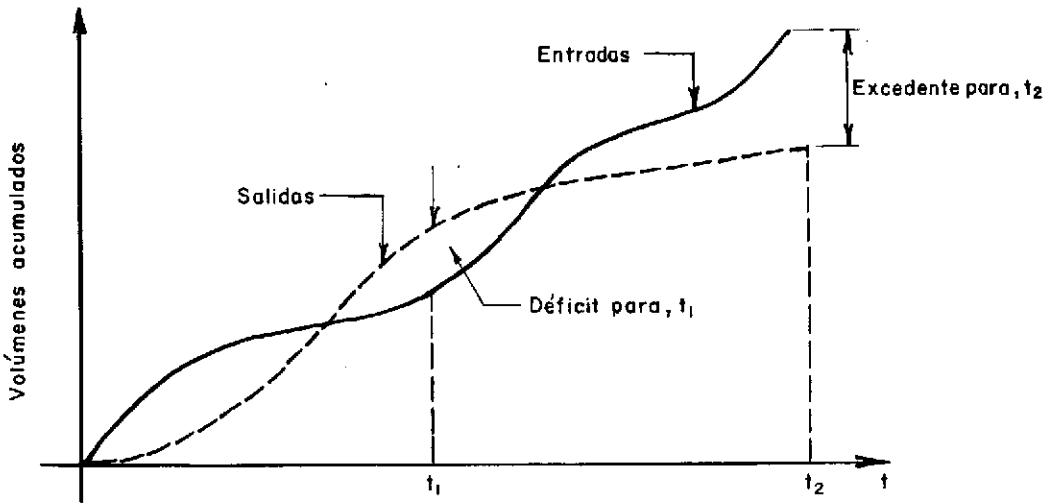


Fig. 223. La diferencia de ordenadas entre las dos curvas, para un tiempo dado, representa el excedente o déficit de agua para ese tiempo.

ese tiempo, según que la curva de entradas esté arriba o abajo de la de demandas respectivamente (véase fig. 223).

MÉTODOS PARA EL CALCULO DE VOLUMENES DE ALMACENAMIENTO

Aplicación a abastecimientos de agua. Con referencia sólo al caso de abastecimientos de agua, casi siempre la regulación de una ley de entradas y salidas se hace diariamente. Los diagramas tienen la particularidad de que sus ordenadas máximas, es decir, los volúmenes acumulados máximos, son iguales, lo que sencillamente significa que la cantidad de agua extraída diariamente debe ser igual a la cantidad que ha entrado al almacenamiento.

Método gráfico. Tratándose ahora en el eje de las "x" de un período de un día, será conveniente conocer las variaciones horarias tanto de las entradas como de las salidas.

En el eje de las "y" se puede trabajar con unidades de volumen o bien con el porcentaje del volumen medio horario. El caso se puede ilustrar con el siguiente ejemplo.

El cárcamo de bombeo C (véase fig. 224) es alimentado por dos fuentes que a su vez tienen

sólo ciertas horas de bombeo. Calcúlese el volumen de C.

Solución. Se trabajará primero con unidades de volumen; para este caso será m³.

1. Volumen total proporcionado por el pozo:

$$\frac{15 \times 24 \times 3.600}{1.000} = 1.296 \text{ m}^3$$

2. Volumen total proporcionado por el manantial:

$$\frac{3 \times 86.400}{1.000} = 259,2 \text{ m}^3$$

Esta cantidad debe llegar a C dentro de 6 a 18 horas. El volumen total acumulado será = 1.296 + 259,2 = 1.555,2. Por lo tanto, los diagramas de entrada serán los de la figura 225.

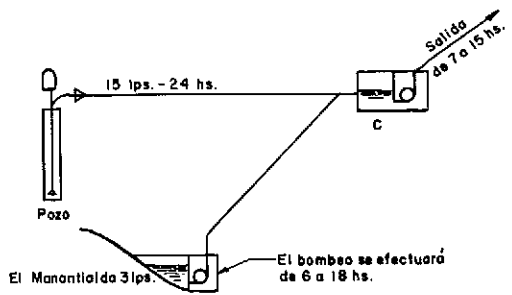


Fig. 224. Esquema para ilustrar la aplicación del método gráfico.

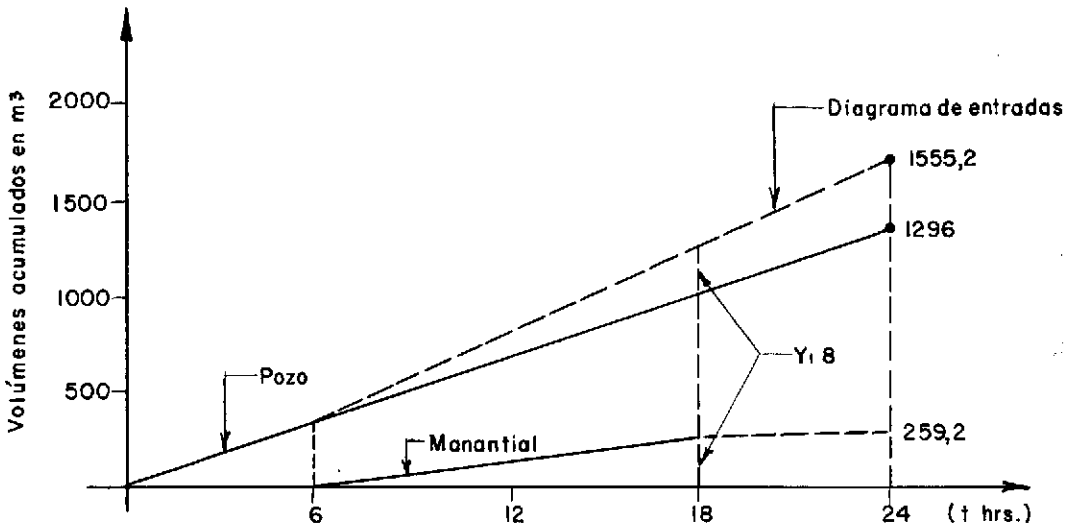


Fig. 225. Diagramas de entradas al cárcamo C.

La pendiente del diagrama del pozo es equivalente a 15 litros por segundo (lps).

La pendiente del diagrama del manantial es equivalente a:

$$Q_{ent.} = Q_{ent.} \times \frac{\text{Horas entrada}}{\text{Horas salida}} = 3 \times \frac{24}{12} = 6 \text{ lps}$$

Esta simple expresión se deriva de:

$$Q_{sa.} \times \text{horas salida} = Q_{ent.} \times \text{horas entrada}$$

o sea:

$$\text{Volumen de salida} = \text{volumen de entrada}$$

La combinación del diagrama de entrada y de salida queda como se muestra en la figura 226.

y_7 = Máximo excedente
 y_{15} = Máximo déficit

Luego el volumen de almacenamiento necesario será:

$$V = \Sigma [\text{Máximo déficit} + \text{Máximo excedente}]$$

Ahora bien, de la gráfica se ve que si se empieza a llenar el cárcamo C, a las 0 horas, se tendrá un volumen almacenado de y_7 en el momento de iniciar el bombeo.

Como el gasto de bombeo en C excede al gasto de entradas, obviamente el cárcamo se irá vaciando. El momento de vacío total ocurre justamente en el cruce de los dos diagramas.

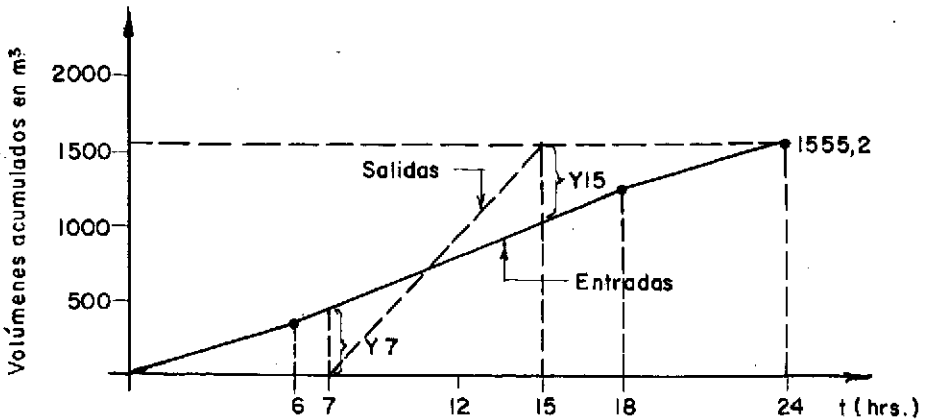


Fig. 226. Combinación de diagramas de entrada y salida al cárcamo C.

De ahí, hasta las 15 hrs, el gasto de salidas excede al de entradas.

El máximo déficit es y_{15} , y este valor puede verse claramente en el volumen que se acumularía de 15 a 24 horas.

Luego, si se empezara a llenar a las 15 horas, después de 24 se llegaría a un volumen 0, y la cantidad de agua total acumulada para que esta no falte será:

$$y_7 + y_{15} = 399,6 + 550,8 = 950,4 \text{ m}^3$$

Este volumen estaría de las 15 horas hasta las 7 de la mañana en el depósito.

Para resolver el mismo problema con el porcentaje del Q medio horario, el diagrama de salida se analiza rápidamente para ver cuál es el total de agua que debe salir en 8 horas.

$$\text{El total de agua será } 24 \times 100\% = 2.400\%$$

Por lo tanto, cada hora saldrá:

$$\frac{2.400}{\text{Hora de salida}} = \frac{2.400}{8} = 300\%$$

Para las entradas se tiene que hacer un pequeño cálculo:

$$\begin{aligned} \text{Volumen medio horario} &= \frac{\text{vol. total}}{24} \\ &= \frac{1.555,2}{24} = 64,8 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Ahora bien, de 0 a 6 y de 18 a 24 entrará cada hora:

$$\frac{15 \times 3.600}{1.000} = 54 \text{ m}^3$$

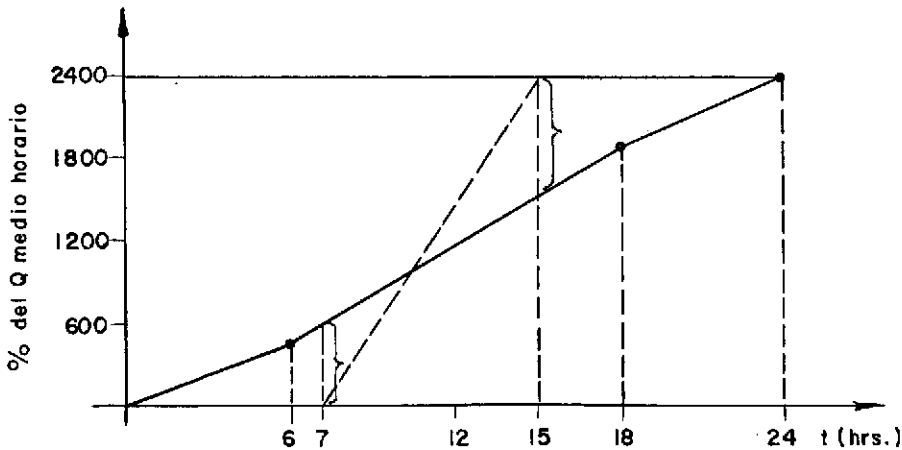


Fig. 227. Diagramas de entrada y salida al cárcamo C, utilizando el porcentaje del volumen medio horario.

o sea:

$$\frac{54}{64,8} \times 100 = 83,3\%$$

y de las 6 a las 18 horas:

$$\frac{21 \times 3.600}{1.000} = 75,6 \text{ m}^3$$

o sea:

$$\frac{75,6}{64,8} \times 100 = 116,7$$

con certeza:

$$83,3 \times 12 + 116,7 \times 12 = 2.400\%$$

Luego los diagramas serán como se ilustra en la figura 227.

El volumen será:

$$\begin{aligned} \text{Vol.} &= \frac{Q \text{ med. hr.}}{100} \Sigma [\text{Máx. \% excedente} \\ &\quad + \text{Máx. \% déficit}] \\ &= \frac{64,8}{100} [616,9 + 849,5] \\ &= 0,648 \times 1.464 = 947,2 \text{ m}^3 * \end{aligned}$$

Método analítico. En idéntica forma se puede trabajar con volúmenes o bien con porcentaje.

1. Trabajando con volúmenes resulta el cuadro 12.

* La diferencia se debe a la aproximación de la regla de cálculo.

CUADRO 12—Método analítico, a base de volúmenes

Horas	Entradas	Salidas	Diferencias	Diferencias acumuladas
0- 1	+54		+ 54	+ 54
1- 2	+54		+ 54	+108
2- 3	+54		+ 54	+162
3- 4	+54		+ 54	+216
4- 5	+54		+ 54	+270
5- 6	+54		+ 54	+324
6- 7	+75,6		+ 75,6	+399,6
7- 8	+75,6	-194,4*	+118,8	+280,8
8- 9	+75,6	-194,4*	-118,8	+162,0
9-10	+75,6	-194,4*	-118,8	+ 43,2
10-11	+75,6	-194,4*	-118,8	- 75,6
11-12	+75,6	-194,4*	-118,8	-194,4
12-13	+75,6	-194,4*	-118,8	-313,2
13-14	+75,6	-194,4*	-118,8	-432,0
14-15	+75,6	-194,4*	-118,8	-550,8
15-16	+75,6		+ 75,6	-475,2
16-17	+75,6		+ 75,6	-399,6
17-18	+75,6		+ 75,6	-324,0
18-19	+54		+ 54	-270,0
19-20	+54		+ 54	-216,0
20-21	+54		+ 54	-162,0
21-22	+54		+ 54	-108,0
22-23	+54		+ 54	- 54,0
23-24	+54		+ 54	0
	1.555,2	1.555,2		

* Valor ajustado.

El valor exacto es: 194,2 m³

Volumen de almacenamiento:

$$V = 399,6 + 550,8 = 950,4 \text{ m}^3$$

Siguiendo otro procedimiento se puede proceder como se indica en el cuadro 13.

2. Trabajando con porcentajes se puede resolver el problema de la misma manera (véase cuadro 14).

Sólo se ilustrará el primer procedimiento, simplificándolo.

Volumen adicional. El volumen calculado es el necesario para que no falte agua, pero de acuerdo con el diseño de la estación de bombeo, habrá que agregar un volumen adicional, ya sea para tener la mínima sumergencia en bombas verticales, o la altura mínima para que el equipo quede cebado o para que no se aumente la altura máxima de succión permisible.

CUADRO 13—Método analítico, mediante otro procedimiento

Horas	Entradas	Salidas	Volumen necesario para cubrir la demanda
0- 1	54		
1- 2	54		
2- 3	54		
3- 4	54		
4- 5	54		
5- 6	54		
6- 7	75,6		
7- 8	75,6	194,4	118,8
8- 9	75,6	194,4	118,8
9-10	75,6	194,4	118,8
10-11	75,6	194,4	118,8
11-12	75,6	194,4	118,8
12-13	75,6	194,4	118,8
13-14	75,6	194,4	118,8
14-15	75,6	194,4	118,8
15-16	75,6		
16-17	75,6		
17-18	75,6		
18-19	54		
19-20	54		
20-21	54		
21-22	54		
22-23	54		
23-24	54		

 $\Sigma = 950,40 \text{ m}^3$

CUADRO 14—Método analítico, a base de porcentajes

Horas	Entradas	Salidas	Diferencias	% acumulado
0- 6	$83,3 \times 6 = 499,8$	0	+499,8	
6- 7	+117,0	0	+117,0	+616,8
7- 8	+117,0	-300	-183,0	+433,8
8- 9	+117,0	-300	-183,0	+250,8
9-10	+117,0	-300	-183,0	+ 67,8
10-11	+117,0	-300	-183,0	-115,2
11-12	+117,0	-300	-183,0	-298,2
12-13	+117,0	-300	-183,0	-481,2
13-14	+117,0	-300	-183,0	-664,2
14-15	+117,0	-300	-183,0	-847,2
15-16	+117,0	0	+117,0	-730,2

$$\Sigma \% = 616,8 + 847,2 = 1.464\%$$

$$\therefore \text{Vol.} = \frac{1.464}{100} \times 64,8 = 947,2 \text{ m}^3$$

La diferencia se debe a la aproximación de la regla de cálculo.

SISTEMAS DE BOMBEO-ALMACENAMIENTO
SISTEMAS HIDRONEUMATICOS

Los sistemas de bombeo-almacenamiento usados comúnmente en abastecimientos de agua se pueden dividir en dos:

Sistemas primarios. Son sistemas que toman el agua de alguna fuente de abastecimiento y la descargan en unidades de tratamiento o tanques de almacenamiento o una combinación de ambos.

Sistemas secundarios. Se llaman también sistemas elevadores de potencial hidráulica (*booster*); trabajan en combinación con los sistemas primarios para aumentar la presión o el gasto, pero con el caudal de agua de un sistema primario.

Hay tres clases de sistemas primarios: a) con tanque elevado; b) con bomba directa o sistemas

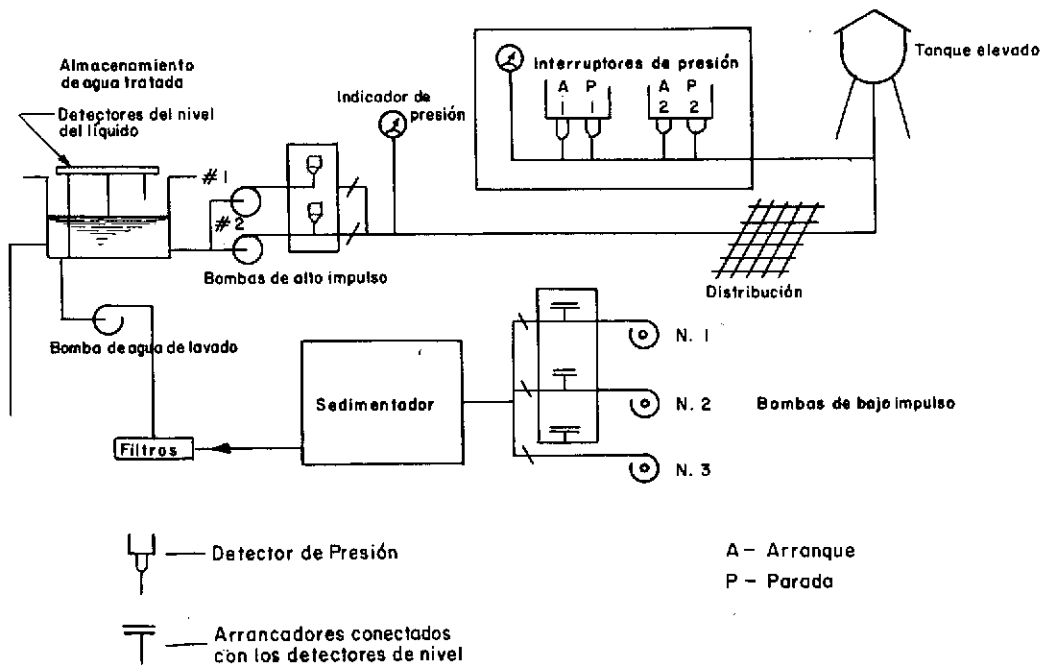
"sin tanque"; c) sistemas hidroneumáticos (sólo para abastecimientos privados y/o rurales).

a) *Sistemas con tanque elevado.*

1. Con planta de tratamiento (véase fig. 228).
2. Sistema simple de bombeo a través de la red (véase fig. 229).
3. Con alimentación a tanque elevado solamente (véase fig. 230).
4. Sistema con pozos urbanos.

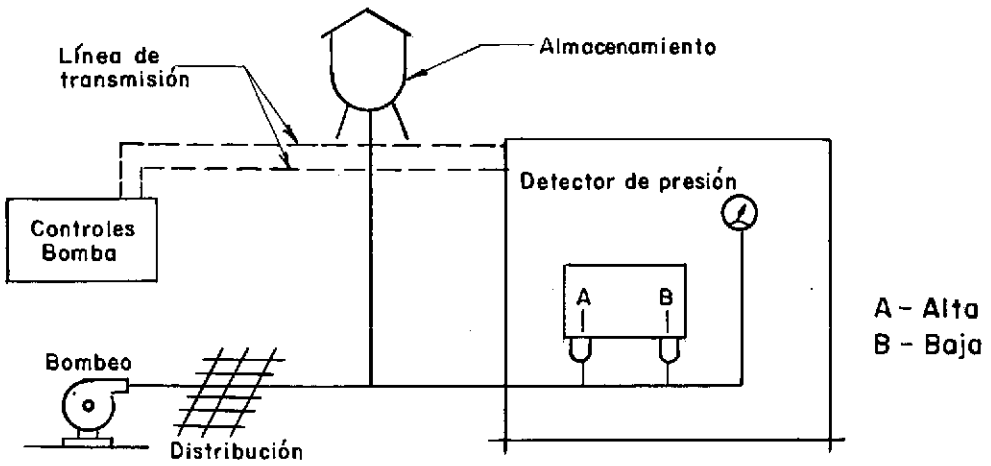
El concepto importante es la disociación de ciertas bombas del tanque o tanques elevados.

Esto implica la posibilidad de tener una o dos estaciones principales de bombeo, cercanas al tanque y con las bombas controladas para mantener el tanque con el nivel lo más alto posible. Las bombas de los otros pozos, sin considerar el nivel del tanque, tendrían su control con la presión de la zona inmediata de



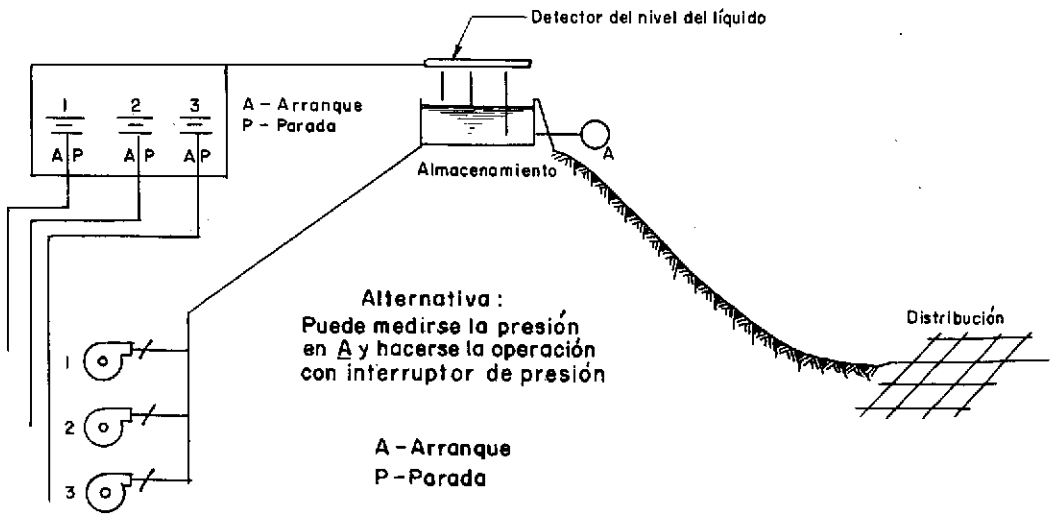
OPERACION: El transmisor de presión opera las bombas de alto impulso y la alarma del nivel bajo o alto del tanque elevado. Los detectores de nivel en el tanque de agua tratada operan las bombas de bajo impulso y alarmas de bajo o alto nivel en ese tanque.

Fig. 228. Sistema bombeo-almacenamiento con tanque elevado y planta de tratamiento.



OPERACION: La presión medida se transmite a control remoto para operar las bombas.

Fig. 229. Sistema con tanque elevado y bombeo a través de la red.



OPERACION: El nivel detectado se transmite a control remoto para operar las bombas.

Fig. 230. Sistema con alimentación a tanque elevado solamente.

influencia del pozo. Trabajarían cuando la presión cayera al mínimo considerado, lo cual haría su trabajo continuo o intermitente.

b) *Bomba directa.* Estos sistemas no tienen tanques de almacenamiento o tanque para estabilizar la presión (véase fig. 231). Diseñados y controlados adecuadamente, son los sistemas más eficientes y más estables. La presión se mantiene entre límites muy estrechos, pero su automatización los hace muy costosos. Por ello se usan estos sistemas principalmente para suplir agua en caso de emergencia.

Trabajan con el siguiente principio. *Usan la bomba como un medidor de gasto y regulan el bombeo a los requisitos de gasto.*

Algunas veces los sistemas sin tanque se agregan a sistemas existentes de tanques elevados sustituyendo un aumento de capacidad (del tanque). En estos casos no deberá perderse de vista que los principios de control de cada sistema son completamente incompatibles.

c) *Sistemas hidroneumáticos.* Son los que se utilizan en abastecimientos privados (véase fig. 232).

1. *Ventajas*

a) Son muy compactos y se pueden instalar en cualquier lugar.

b) Pueden dar presiones hasta de 70 psi en los equipos disponibles en el mercado.

c) Ofrecen protección sanitaria del agua.

d) Los equipos eléctricos son silenciosos y requieren un mínimo de atención.

e) Pueden automatizarse totalmente para dar un servicio excelente.

f) Los costos de operación son muy bajos.

g) El costo inicial es moderado.

2. *Rango usual de operación.* Compresión del colchón de aire entre 20 y 40 psi.

3. *Ciclo de operación.* El motor arranca cuando la presión llega a 20 psi y se para a las 40 psi.

4. *Volumen de agua por ciclo de operación.* El volumen de agua que puede ser extraído de un tanque entre las 20 y 40 psi depende del tamaño del tanque y de la relación inicial aire/agua dentro del tanque (véase cuadro 15). A medida que disminuye el volumen de aire, menor es la extracción.

La condición de carencia de aire se llama "tanque ahogado". Se detecta fácilmente cuando el motor arranca cada vez que se abre una llave.

El volumen máximo de aire también tiene un límite práctico para evitar su escape hacia las tuberías del abastecimiento.

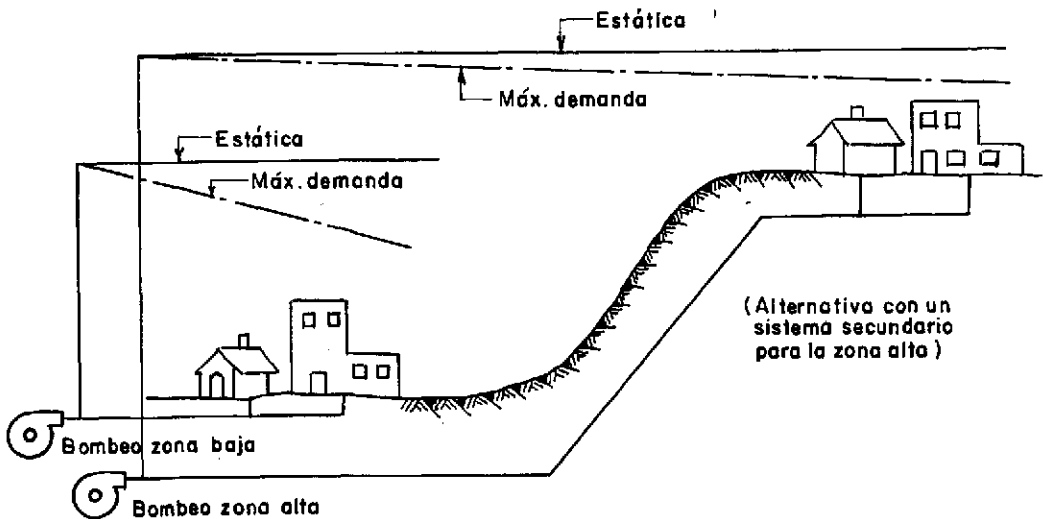


Fig. 231. Sistema primario con bombeo directo a la red.

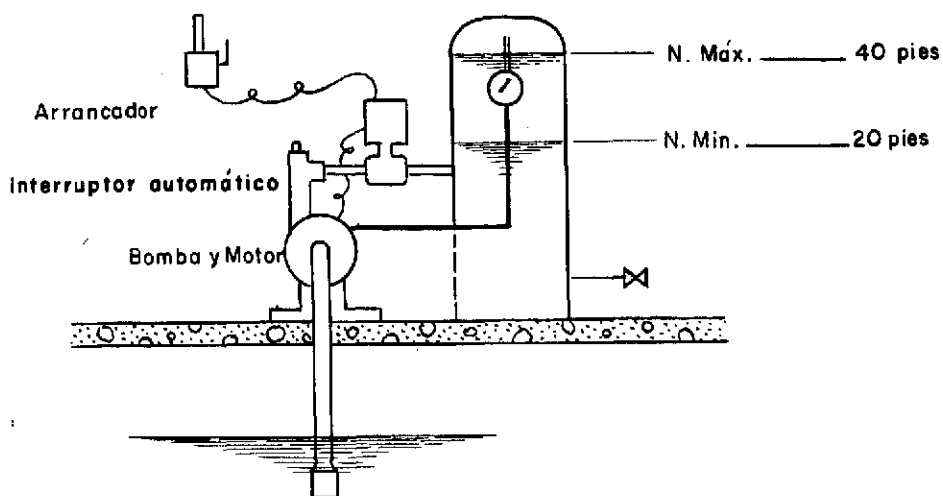


Fig. 232. Sistema hidroneumático.

5. *Controles del volumen de aire.* Cuando se confinan aire y agua a presión, el agua tiende a absorber aire, pudiéndose presentar la condición conocida como "tanque ahogado". Esto se evita usando un dispositivo automático de control del volumen de aire que mantiene el nivel

correcto de aire dentro de tanque. Se usan dos tipos: de flotador y de desplazamiento de agua.

La fuente de aire para mantener el volumen puede ser la misma bomba, si se usan bombas recíprocantes, o un compresor auxiliar si se usan bombas centrífugas o de chorro.

CUADRO 15—Cantidad aproximada de agua disponible en un ciclo de operación (galones)

Rango de operación		% del tanque lleno de agua a		Tamaño del tanque (galones)									
Presión mínima	Presión máxima	Presión mínima	Presión máxima	12	30	42	80	120	220	315	530	1000	
20	a	40	25	53	3,3	8,2	11	22	33	60	87	146	275
			33	58	2,9	7,3	10	19	29	53	77	130	245
			50	68	2,2	5,5	8	15	22	40	57	97	183
30	a	40	25	39	1,6	4,1	6	11	16	30	43	73	137
			33	45	1,5	3,7	5	10	15	27	38	65	122
			50	59	1,1	2,7	4	7	11	20	29	48	91
30	a	50	25	48	2,8	7,0	10	19	28	51	73	123	232
			33	54	2,5	6,2	9	16	25	45	65	109	206
			50	65	1,8	4,6	6	12	18	34	48	82	154
40	a	50	25	37	1,4	3,5	5	9	14	26	37	62	116
			33	43	1,2	3,1	4	8	12	23	32	55	103
			50	58	0,9	2,3	3	6	9	17	24	41	77
40	a	60	25	45	2,4	6,0	8	16	24	44	63	106	200
			33	51	2,2	5,4	7	14	22	40	57	95	180
			50	63	1,6	4,0	6	11	16	29	42	71	134
50	a	60	25	35	1,2	3,0	4	8	12	22	31	53	100
			33	42	1,1	2,7	4	7	11	20	28	48	90
			50	57	0,8	2,0	3	5	8	15	21	35	67

6. Dispositivos de seguridad.

a) Interruptor automático de presión. Este dispositivo es el elemento primario de seguridad, pero puede fallar. Si la bomba está conectada a una bomba recíproca puede provocarse una presión peligrosa que podría hacer explotar el tanque. Por ello, estas instalaciones deben tener siempre una válvula adicional de alivio de presión que deberá revisarse periódicamente.

b) Si se usara una bomba tipo turbina regenerativa, convendría tomar la misma precaución. Con otros tipos de centrífugas no es tan importante y puede omitirse.

c) La mayor parte de estos sistemas tienen una tercera protección que evita que el motor trabaje sobrecargado (elementos térmicos).

7. Otros accesorios.

a) Cuando se usan bombas centrífugas o de chorro, úsese una válvula de retención en la descarga.

8. *Diseño de un sistema hidroneumático.* Este sistema comprende la capacidad de la bomba, el

tipo de bomba y el tamaño del tanque de presión.

Capacidad de la bomba. Si hay suficiente agua en la fuente la bomba deberá suplir las demandas diarias en dos horas de bombeo. La limitación a este valor es el rendimiento de la fuente.

Tipo de bomba. De acuerdo con las características de la fuente y las tuberías de succión y descarga. (Se estudia cada detalle en otra parte del curso.)

Tamaño del tanque de presión. Si hay suficiente agua y no hay demandas demasiado severas, y si la bomba es automática, basta un tanque de 42 galones. En caso de demandas muy altas o limitaciones de la extracción de la fuente, los tanques pueden ser de 1.000 galones o mayores.

9. *Combinación de un sistema hidroneumático y uno de gravedad.* Dado caso que se haga esta combinación, el conjunto se asimila en igual forma a la descrita para los combinados de bombeo y tanque elevado.

CAPITULO 11

Golpe de ariete en estaciones de bombeo

GILBERTO SOTELO AVILA*

CONTENIDO

Teoría general del golpe de ariete
Solución gráfica del golpe de ariete

Golpe de ariete en las líneas de descarga de
estaciones de bombeo
Aplicaciones numéricas

TEORIA GENERAL DEL GOLPE DE ARIETE

Introducción. En la operación de una planta hidroeléctrica es usual que ocurran perturbaciones del flujo establecido en sus conductos de alimentación y desfogue. Esto se debe, fundamentalmente, a las variaciones de gasto en las máquinas producidas por la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de consumo, o bien por el arranque o paro lento o brusco de las mismas.

Perturbaciones semejantes pueden presentarse en los conductos de descarga de un sistema de bombeo por diversas condiciones de operación. La interrupción brusca del transporte de líquido puede ocurrir debido a un proceso rápido de regulación de los órganos de cierre o por la interrupción repentina de energía eléctrica al motor y, en forma eventual, hasta por un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema. Esta serie de perturbaciones en un sistema hidráulico lleva el nombre genérico en la literatura técnica de golpe de ariete.

Descripción del fenómeno. Considérese una tubería de sección y espesor constantes, de longitud L , la cual es alimentada por un recipiente que contiene una gran masa de agua (véase fig. 233).

Para modificar el régimen del escurrimiento, se recurre a la operación de la válvula colocada en el extremo inferior de la tubería; sin embargo, el cambio de régimen no se realiza con la misma rapidez de la operación sino en forma gradual. Esto produce fuertes oscilaciones de la velocidad y de la presión del líquido fluente, las cuales tratan de ajustarse a las condiciones del nuevo régimen.

Si se realiza el cierre instantáneo total de la válvula, la energía cinética del agua en la sección B es rechazada y transformada bruscamente en energía potencial, lo cual se traduce en un incremento de la presión hidrostática original que existe en el conducto para el régimen establecido. A su vez, esta energía potencial se transforma en trabajo elástico de deformación de las paredes del conducto y del líquido en la vecindad de la sección B . La conversión de energía cinética a energía elástica de deformación crea una onda de presión positiva que se transmite hacia el depósito con una celeridad a próxima a la del sonido.

* Profesor de Hidráulica, Facultad de Ingeniería y División del Doctorado, Universidad Nacional Autónoma de México; Investigador de la Sección de Hidráulica, Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México; Comisión del Río Balsas, Secretaría de Recursos Hidráulicos.

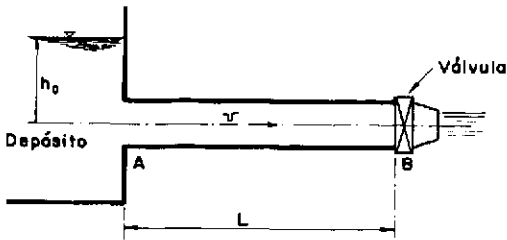


Fig. 233. Tubería en su estado original.

En la zona del conducto, aguas abajo del frente de onda, se modifican totalmente las condiciones originales. Por efecto del aumento de presión, las paredes del conducto se deforman y el líquido ocupa el espacio libre a gran presión; la porción líquida se comprime, con el consecuente incremento de su masa específica, y por último, su velocidad se reduce a cero (véase fig. 234). La porción de agua comprendida entre el depósito y el frente de onda posee todavía las características originales del escurrimiento, velocidad v_0 y carga de presión hidrostática h_0 .

Este estado de deformación se extiende a lo largo del tubo con la misma celeridad del frente de onda. En el instante en que este llega al depósito, la totalidad de la tubería se encuentra deformada y llena de líquido en reposo, bajo una carga de presión adicional uniforme a lo largo del tubo (véase fig. 235).

Si el nivel del agua en el depósito permanece constante, el frente de onda no puede modificar las presiones más allá de la sección A de entrada a la tubería, de modo que un manómetro instalado en ella registraría, en cualquier

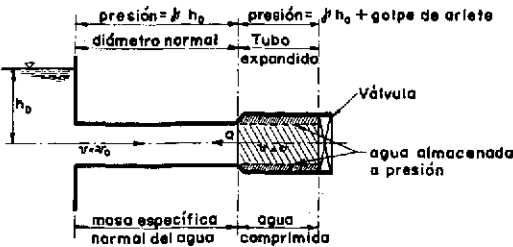


Fig. 234. Fase directa. Frente de onda positiva, hacia el depósito.

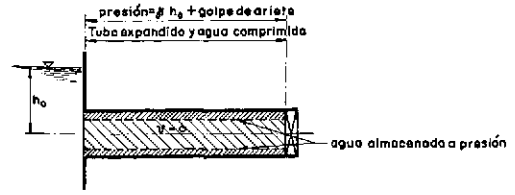


Fig. 235. Fase directa. Frente de onda positiva, llegando al depósito $t = \frac{L}{a}$.

instante, la presión correspondiente a la carga h_0 . El líquido contenido en el depósito actúa a manera de pantalla que refleja íntegramente la onda de presión y el líquido, almacenado en el espacio producido por la deformación de las paredes del tubo, empieza a expandirse por efecto de la sobrepresión producida por el frente de onda y fluye hacia el depósito con una velocidad v_0 idéntica a la original pero en dirección opuesta. Esto alivia las presiones nuevamente a los valores de la carga hidrostática h_0 , con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda ahora en dirección a la válvula, facilitando el retorno de las paredes del conducto a su estado original (véase fig. 236).

En el instante $t = \frac{2L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el tubo se encuentra nuevamente bajo la carga de presión hidrostática h_0 y el líquido se mueve con velocidad v_0 hacia el depósito (véase fig. 237). Esta primera serie de eventos se llama fase directa o golpe directo.

El líquido continúa fluyendo hacia el depósito con la consecuente caída de la carga de presión por debajo de la hidrostática h_0 y con una magnitud igual a la producida al iniciarse

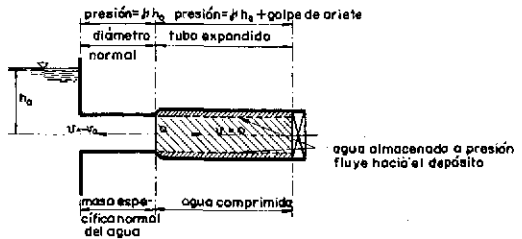


Fig. 236. Fase directa. Frente de onda negativa, hacia la válvula.

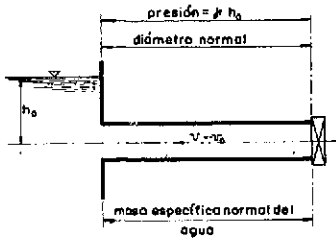


Fig. 237. Fase directa. Frente de onda negativa, llegando a la válvula $t = \frac{2L}{a}$.

el fenómeno. Esto ocasiona una onda de presión, ahora de carácter negativo, que se transmite hacia el depósito con la misma rapidez que la positiva y que contrae las paredes del conducto anulando la velocidad del líquido en la zona aguas abajo del frente de onda (véase fig. 238).

En el instante $t = \frac{3L}{a}$ en que el frente de onda negativa alcanza el depósito, las presiones en la totalidad del conducto se encuentran por debajo de la hidrostática, el conducto se ha contraído a menos del diámetro inicial y el agua se ha expandido con densidad menor que la original (fig. 239) y con velocidad igual a cero.

Cuando se ha producido la reflexión de la onda en el depósito, el líquido trata de recuperar nuevamente el espacio ocupado por las paredes del tubo en su nuevo estado de deformación y fluye del depósito a la válvula con

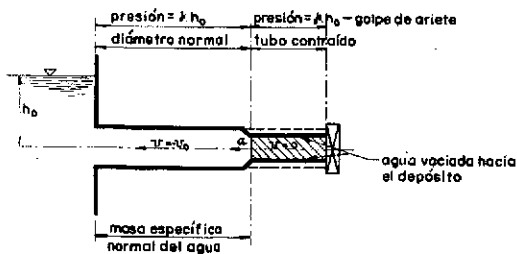


Fig. 238. Fase inversa. Frente de onda negativa, hacia el depósito.

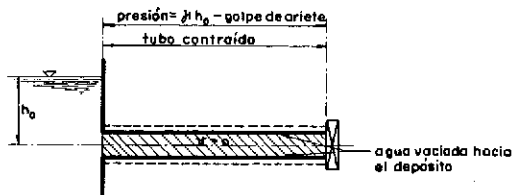


Fig. 239. Fase inversa. Frente de onda negativa, llegando al depósito $t = \frac{3L}{a}$.

velocidad v_0 . Esto alivia las presiones nuevamente al valor de h_0 con la misma rapidez con que se desplaza el frente de onda en dirección a la válvula, retornando las paredes del conducto a su estado original (véase fig. 240).

En el instante $t = \frac{4L}{a}$ en que el frente de onda llega a la válvula, el tubo se encuentra con las mismas características antes de realizarse el cierre de la misma (fig. 241). A esta segunda serie de eventos se le llama fase inversa o contragolpe.

El fenómeno se repite nuevamente con la misma secuencia de eventos antes descrita y de no ser por la disipación de energía en la forma de calor producida por la fricción en el conducto, el ciclo observado continuaría por tiempo indefinido. Obsérvese que la duración de las fases directa o inversa es idéntica e igual al intervalo de tiempo $T = \frac{2L}{a}$. Este intervalo de tiempo se usa en la literatura técnica indistintamente con los términos: "período del tubo", "tiempo crítico", "un intervalo de tiempo" o "tiempo de reflexión". En adelante se usará el último término.

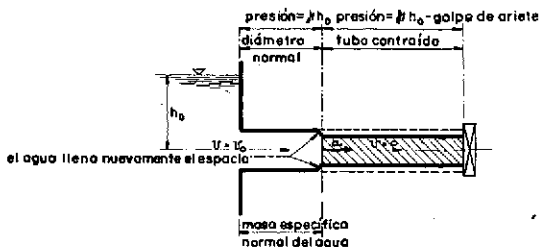


Fig. 240. Fase inversa. Frente de onda positiva, hacia la válvula.

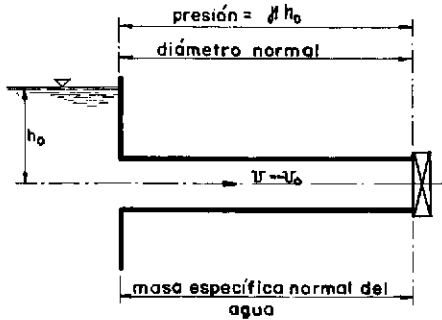


Fig. 241. Fase inversa. Frente de onda positiva,
llegando a la válvula $t = \frac{4L}{a}$.

Una secuencia de eventos similar se observaría al cerrar la válvula A del sistema de bombeo mostrado en la figura 242, contra el flujo proporcionado por la bomba con velocidad de rotación constante. La primera onda de presión generada viaja de la válvula A hacia la bomba.

Si en el sistema hidráulico mostrado en la figura 233 se abre la válvula B , se observa una serie de eventos semejantes pero con una secuencia distinta; es decir, primero se genera una onda de presión negativa que se transmite hacia el depósito y que trata de ajustar las condiciones al nuevo régimen, para continuar con una onda de presión positiva.

Con el cierre de la válvula B del sistema hidráulico mostrado en la figura 242, se ob-

serva una serie de disturbios que se inician con la formación de una onda de presión que viaja de la válvula al depósito y produce la serie de perturbaciones ilustradas en las figuras 238-241. De este modo, se invierte el orden de los eventos con respecto a los ocurridos al cerrar la válvula del sistema hidráulico de la figura 233, ya que el fenómeno se inicia con la fase inversa para continuar con la fase directa.

Hipótesis y ecuaciones fundamentales. La explicación matemática del proceso físico descrito se debe a Lorenzo Allievi, quien planteó las leyes y fórmulas fundamentales en las que se basan los estudios más modernos del fenómeno.

Con el fin de exponer los puntos básicos de la teoría, considérese un tubo cualquiera de sección transversal y espesor constantes (fig. 243), el cual es alimentado por un recipiente cuya superficie libre no varía y cuyo gasto se controla con una válvula colocada en el extremo aguas abajo.

Con referencia a la figura 243, se llama p a la presión, v a la velocidad media, Q al gasto, a a la celeridad de la onda de presión, ρ y γ la masa específica y peso específico del agua, S el área de la sección transversal del tubo. Una sección cualquiera de la tubería se puede fijar por la distancia x , a partir del punto donde se originan los disturbios y medida a lo largo del eje del conducto.

Se admiten además las siguientes hipótesis:

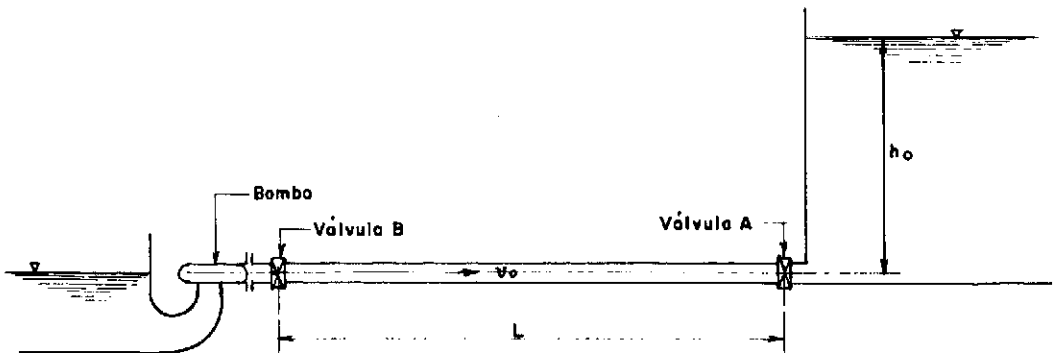


Fig. 242. Sistema de bombeo.

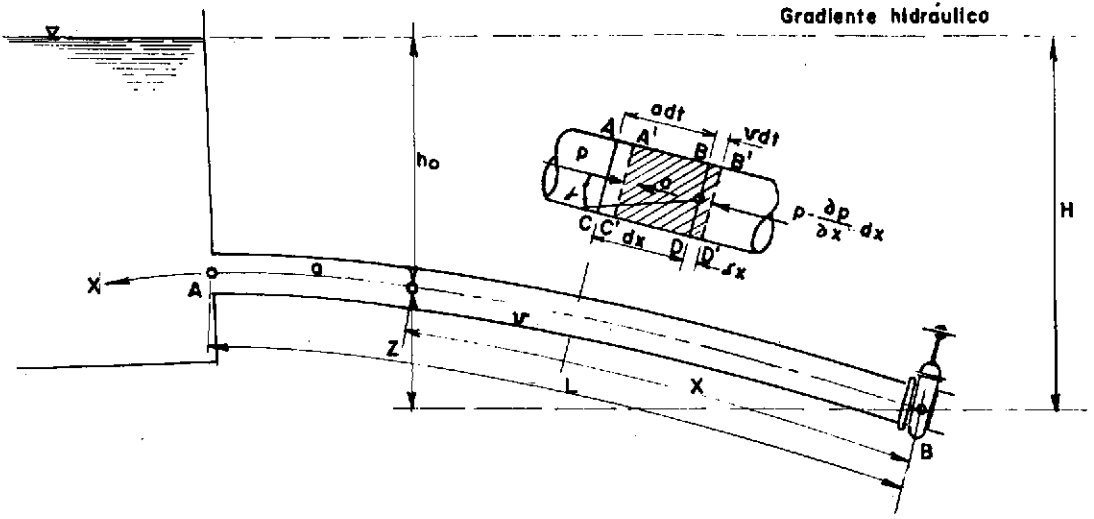


Fig. 243. Ilustración de las notaciones utilizadas en la teoría.

a) El agua es un medio homogéneo susceptible de deformación, para el cual se cumple que:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} \neq 0, \frac{\delta \rho}{\delta x} = 0$$

b) La presión y la velocidad del agua dentro del tubo son funciones continuas y diferenciables con respecto a las coordenadas y al tiempo.

c) La celeridad a con que se propagan los disturbios es mucho mayor que la velocidad v del líquido, o sea:

$$a \gg v$$

d) La aceleración de la gravedad es la única que produce fuerzas másicas.

e) La velocidad en el conducto (y por consecuencia la carga de velocidad y la fricción) es despreciable, dada la rapidez del fenómeno.

En régimen permanente, antes de cualquier perturbación en la tubería, la carga de presión en la sección que dista x del origen, se puede obtener con la expresión:

$$h_x = h_0 - Z_x = h_0 - \int_0^x \text{sen } \alpha \, dx \quad (11.1)$$

Una vez cerrada la válvula, la onda de presión generada por la maniobra se traslada hasta la sección x . La onda continúa su traslación

con celeridad a y en el intervalo de tiempo dt , avanza la longitud $dx = a dt$. La masa del elemento de líquido $A B C D$, de longitud dx , en el mismo intervalo de tiempo dt sufre también un desplazamiento hacia aguas abajo, de magnitud $\delta x = v dt$, quedando finalmente en la posición $A' B' C' D'$.

La suma algebraica de las fuerzas que se generan debido a las presiones actuantes en las secciones $A' D'$ y $B' C'$ y al peso propio del elemento líquido, es:

$$\begin{aligned} sp - s(p - \frac{\delta p}{\delta x} dx) + \gamma S dx \text{sen } \alpha \\ = S \frac{\delta p}{\delta x} dx + \gamma S dx \text{sen } \alpha \end{aligned}$$

Por tanto, de la ley del impulso y de las hipótesis aceptadas, se puede obtener:

$$S \frac{\delta p}{\delta x} dx + \gamma S dx \text{sen } \alpha = \rho S dx \frac{dv}{dt} \quad (11.2)$$

con $\delta x = v dt$, la derivada total $\frac{dv}{dt}$, resulta ser:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\delta v}{\delta x} \frac{\delta x}{\delta t} + \frac{\delta v}{\delta t} = \frac{\delta v}{\delta t} v + \frac{\delta v}{\delta t}$$

o bien, se puede escribir:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\delta v}{\delta t} \left(\frac{\delta t}{\delta v} \frac{\delta v}{\delta x} v + 1 \right) = \frac{\delta v}{\delta t} \left(\frac{v}{\frac{\delta x}{\delta t}} + 1 \right) \quad (11.3)$$

El término $\frac{\delta x}{\delta t}$ representa la celeridad a de la

onda de presión y siendo $a \gg v$ se tendría que $\frac{v}{a} \ll 1$ y la ecuación (11.3) se puede simplificar a la forma:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\delta v}{\delta t}$$

y (11.2) resulta:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + g \operatorname{sen} \alpha = \frac{\delta v}{\delta t} \quad (11.4)$$

Por otra parte, el principio de continuidad, expresado en este caso por la ecuación:

$$\frac{d}{dt}(\rho Q) = 0 \quad (11.5)$$

para un tubo de sección transversal de área S se particulariza a la forma:

$$\frac{\delta v}{\delta x} = \frac{1}{S} \frac{\delta S}{\delta t} + \frac{1}{\rho} \frac{\delta \rho}{\delta t} \quad (11.6)$$

El incremento de presión ocasiona un aumento del área S , y a su vez, un incremento del volumen ΔV del líquido dentro del tubo. Puesto que la masa del líquido permanece constante, dicho incremento corresponde a una disminución $\Delta \rho$ de la masa específica, esto es:

$$\rho V = (V + \Delta V) (\rho - \Delta \rho) \quad (11.7)$$

Al simplificar (11.7) con $\Delta V \cdot \Delta \rho = 0$ y tomar en cuenta la ley de Hooke, se obtiene:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{E_w} = \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (11.8)$$

en que E_w representa el módulo de elasticidad volumétrico del líquido fluyente.

Como el incremento de presión se produce en el intervalo de tiempo Δt , al dividir (11.8) entre este valor y tomar límites cuando Δt tiende a cero, se obtiene:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} = \frac{\rho}{E_w} \frac{\delta p}{\delta t} \quad (11.9)$$

En forma análoga, el incremento de presión deforma transversalmente las paredes del conducto y produce una deformación unitaria que, por la ley de Hooke y la fórmula del tubo delgado, se puede valuar con la expresión:

$$\frac{\Delta D}{D} = \frac{\Delta D}{2e} \frac{\Delta p}{E_t} \quad (11.10)$$

en que E_t representa el módulo de elasticidad

del material de que está construido el tubo y e el espesor del mismo.

Considerando que el incremento del diámetro del tubo es:

$$\Delta D = \frac{2\Delta A}{\pi D}$$

al sustituir esta magnitud en (11.10) y tomar límites cuando $\Delta t \rightarrow 0$, por definición de derivada se obtiene:

$$\frac{\delta S}{\delta t} = \frac{S}{E_t} \frac{D}{e} \frac{\delta p}{\delta t} \quad (11.11)$$

Si se sustituye (11.10) y (11.11) en (11.6), esta última toma la forma:

$$\frac{\delta v}{\delta x} = \left(\frac{1}{E_w} + \frac{1}{E_t} \frac{D}{e} \right) \frac{\delta p}{\delta t} \quad (11.12)$$

El paréntesis del segundo miembro de (11.12) depende exclusivamente de la geometría del conducto, de las propiedades elásticas del material con que se construye y del líquido fluyente, por lo cual puede considerarse constante y llamarse K .

El término:

$$a = \frac{1}{\sqrt{K\rho}} \quad (11.13)$$

posee las dimensiones de una velocidad y representa la celeridad de propagación de los disturbios dentro del conducto, de modo que (11.12) se puede escribir:

$$\frac{\delta v}{\delta x} = \frac{1}{\rho a^2} \frac{\delta p}{\delta t} \quad (11.14)$$

Las ecuaciones diferenciales (11.4) y (11.14) son las que rigen el fenómeno; su integración permite calcular la presión y la velocidad en una sección de abscisa x en el instante t .

Las ecuaciones generales de Allievi y su interpretación. Riemann demostró que la solución general de la ecuación (11.4) es:

$$p_t = \Phi(s) + \Psi(t) + c_1 \quad (11.15)$$

lo cual puede comprobarse si se escogen los argumentos de las funciones Φ y Ψ , de modo que:

$$s = t - \frac{x}{a} \quad \text{y} \quad r = t + \frac{x}{a} \quad (11.16)$$

tal selección conduce, por otra parte, a que la solución de (11.14) sea:

$$v_x = -\frac{a}{\rho} \left[\Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) - \Psi \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] + c_2 \quad (11.16)$$

y para valuar las constantes de integración es suficiente recurrir a la condición de frontera, con $t=0$, $\Phi = \Psi = 0$, $p_x = p_0$ y $v_x = v_0$, por tanto, las ecuaciones (11.15) y (11.16) toman la forma:

$$p_x = p_0 + \Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) + \Psi \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad (11.17)$$

$$v_x = v_0 - \frac{g}{\gamma a} \left[\Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) - \Psi \left(t + \frac{x}{a} \right) \right] \quad (11.18)$$

en que p_0 representa la presión en la sección x para el régimen establecido, que está dada por la ecuación (11.1) y v_0 la velocidad en régimen establecido, la cual es idéntica en todas las secciones para diámetro constante en la tubería.

Para valuar p_x y v_x sería necesario determinar las funciones Φ y Ψ , no sólo sus argumentos; sin embargo, la valuación de p_x y v_x se hace a través de relaciones en las cuales se han eliminado las funciones Φ y Ψ , con el auxilio de ciertos artificios que se discutirán posteriormente.

Por lo pronto, se puede hacer una interpretación sencilla del significado de Φ y Ψ . En efecto, si por alguna razón pudiera justificarse que $\Psi = 0$, de (11.17) y (11.18) se obtendría:

$$p_x = p_0 + \Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) = p_0 + \frac{\gamma a}{g} (v_0 - v_x)$$

Si se realiza una maniobra de cierre $v_0 > v_x$ (v_0 , la velocidad antes de iniciar el cierre de la válvula, será siempre mayor que la velocidad en los instantes posteriores), deberá tenerse que $p_x > p_0$, lo cual indica que Φ aumenta el valor de la presión al disminuir la velocidad y por tanto representa la fase directa del fenómeno.

Un razonamiento análogo haría ver que Ψ produce un efecto opuesto al de Φ y por tanto representa la fase inversa.

Si se realiza una maniobra de apertura, el

orden se invierte, de modo que Φ representa la fase inversa y Ψ la directa.

Por otra parte, si se considera la sección A al principio de la tubería, la presión en esta no cambia, puesto que no cambia el nivel en el recipiente que alimenta la tubería. Así, en cualquier instante, para la sección A ($X_A = L$), deberá tenerse:

$$p_A - p_0 = \Phi \left(t - \frac{L}{a} \right) + \Psi \left(t + \frac{L}{a} \right) = 0$$

lo que significa que, independientemente de cuáles sean las funciones Φ y Ψ , si sus argumentos difieren en:

$$\left(t + \frac{L}{a} \right) - \left(t - \frac{L}{a} \right) = \frac{2L}{a}$$

su suma es cero. El cociente $\frac{2L}{a} = T$ es el tiempo de reflexión de la onda de presión, de suerte que puede establecerse que el valor de Ψ , que ocurre un intervalo de tiempo T después que se haya presentado una cierta Φ , es el simétrico del valor de la última, esto es:

$$\Phi \left(t + \frac{X}{a} - \frac{2L}{a} \right) + \Psi \left(t + \frac{X}{a} \right) = 0 \quad (11.19)$$

De suerte que las ecuaciones de Allievi se pueden también escribir:

$$p_x = p_0 + \Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) - \Phi \left(t - \frac{2L-x}{a} \right)$$

$$v_x = v_0 - \frac{g}{\gamma a} \left[\Phi \left(t - \frac{x}{a} \right) + \Phi \left(t - \frac{2L-x}{a} \right) \right]$$

Celeridad de las ondas de presión. La celeridad de las ondas de presión en la tubería está definida por la ecuación (11.13)

$$a = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{E_w} + \frac{1}{E_t} \frac{D}{e} \right) \rho}}$$

Los módulos de elasticidad para distintos materiales son como sigue:

Material	$E(Kg/m^2)$
Agua	2×10^8
Acero	$2,1 \times 10^{10}$
Fierro fundido	6×10^9
Aluminio	$7,2 \times 10^9$
Cobre	$1,3 \times 10^{10}$
Zinc	$3,7 \times 10^9$
Estaño	$1,3 \times 10^{10}$
Asbesto-cemento	$2,38 \times 10^9$

En el caso de que el tubo sea de acero y el líquido fluente sea agua, con masa específica:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3}{9,8 \text{ m/s}^2},$$

de (11.13) se obtiene la expresión:

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48 + 0,5 \frac{D}{e}}} \quad (11.20)$$

El valor máximo que puede alcanzar la celeridad es de 1.425 m/s en el caso de un tubo rígido de módulo de elasticidad infinito. En el caso de tubos de goma la celeridad disminuye hasta valores comprendidos entre 19 y 27 m/s.

Para los conductos de concreto armado existe cierta incertidumbre debido a la heterogeneidad del material. Para valuar la celeridad de la onda se recurre a un tubo de acero equivalente, con un espesor ficticio dado por la expresión:

$$e = e_c \left(1 + \frac{1}{n} \frac{e_c}{e_s} \right)$$

en que e_c —el espesor del tubo de concreto;
 n —la relación del módulo de elasticidad del acero al del concreto y
 e_s —el espesor que tendría una placa continua de acero equivalente al refuerzo en el concreto.

Para tubos de pared gruesa, la celeridad de las ondas de presión tiene el valor:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{E_w} + \frac{2}{E_t} \frac{(R+e)^2 + R^2}{(R+e)^2 - R^2}}}$$

en donde E_t es el módulo de elasticidad del material de las paredes del conducto, R el radio interior y e el espesor del mismo.

Finalmente, para un túnel excavado en roca con un revestimiento de concreto de radio exterior R_e y radio interior R_i y una camisa de acero de espesor e , la celeridad de la onda es:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \left[\frac{1}{E_w} + \frac{1}{E_r} \frac{2R_i}{e} (1-\mu) \right]}}$$

$$\text{con: } \mu = \frac{R_i/e}{\frac{R_i}{e} + \frac{E_a}{E_c} \left(\frac{R_e^2 - R_i^2}{2R_i R_e} \right) \frac{E_a}{E_r} \frac{m+1}{m}}$$

En estas fórmulas:

e —espesor de la camisa de acero

R_i y R_e —radios interno y externo del revestimiento de concreto

E_a —módulo de elasticidad del acero

E_c —módulo de elasticidad del concreto

E_r —módulo de elasticidad de la roca

m —recíproco del módulo de Poisson de la roca

Es necesario observar que deberá usarse la misma unidad para todas las longitudes (R_i , e y R_e) y unidades idénticas para los tres módulos de elasticidad.

El desarrollo en cadena de Allievi. Para la sección B en el origen de la tubería (véase fig. 243) ($X_B = 0$) y haciendo que un instante cualquiera sea $t_i = iT$, de modo que $t_{i-1} = (i-1)T = iT - T$; de (11.17) y de (11.18) resulta:

$$p_B^i = p_B^0 + \Phi(t_i) + \Psi(t_i) \quad (11.21)$$

$$p_B^{i-1} = p_B^0 + \Phi(t_i - T) + \Psi(t_i - T) \quad (11.22)$$

$$\frac{\gamma a}{g} (v_B^0 - v_B^i) = \Phi(t_i) - \Psi(t_i) \quad (11.23)$$

$$\frac{\gamma a}{g} (v_B^0 - v_B^{i-1}) = \Phi(t_i - T) - \Psi(t_i - T) \quad (11.24)$$

Si se suman (11.21) y (11.22), se resta (11.24) de (11.23) se igualan ambos resultados y se tiene en cuenta (11.19), se obtiene:

$$p_B^i + p_B^{i-1} - 2 p_B^0 = \frac{\gamma a}{g} (v_B^{i-1} - v_B^i) \quad (11.25)$$

o, si se dividen ambos miembros entre γ , se obtiene la fórmula clásica de Allievi:

$$h_B^i + h_B^{i-1} - 2 h_B^0 = \frac{a}{g} (v_B^{i-1} - v_B^i) \quad (11.26)$$

Si se conoce la ley de cierre de la válvula, puede calcularse v_B^i y la fórmula (11.26) permite determinar h_B^i "en cadena". En efecto, si se hace $i = 1$, se tendrá:

$$h_B^1 - h_B^0 = \frac{a}{g} (v_B^0 - v_B^1)$$

Si después $i = 2$:

$$h_B^2 + h_B^1 - 2 h_B^0 = \frac{a}{g} (v_B^1 - v_B^2), \text{ etc.}$$

Es más, si se hace $i = 0,5$, con $h_{\frac{h}{B}0,5} = h_0$ y $v_{\frac{v}{B}0,5} = v_0$ se tendrá:

$$h_{\frac{h}{B}0,5} - h_0 = \frac{a}{g} (v_0 - v_{0,5})$$

para $i = 1,5$; $h_{\frac{h}{B}1,5} + h_{0,5} - 2 h_0 = \frac{a}{g} (v_{0,5} - v_{1,5})$, etc. Con lo cual puede saberse, en cualquier instante, la magnitud de la presión en el órgano de cierre.

En ocasiones puede resultar cómodo calcular con la fórmula de Allievi, expresada en términos sin dimensiones. Así, pueden definirse los parámetros siguientes:

Presión relativa: $\zeta^2 = \frac{h_{\frac{h}{B}}}{h_0}$ (11.27)

Característica de la tubería: $\epsilon = \frac{av_0}{2gh_0}$ (11.28)

Con una válvula como la mostrada en la figura 244 (válvula de aguja), para un instante cualquiera se podrá escribir:

$$Sv_1 = s_1C_v \sqrt{2gh_1} \quad (11.29)$$

De este modo, antes de iniciarse la maniobra de cierre, para $i = 0$ se tiene:

$$Sv_0 = s_0C_v \sqrt{2gh_0} \quad (11.30)$$

Si se divide (11.29) entre (11.30), se obtiene:

$$\frac{v_1}{v_0} = \eta \sqrt{\frac{h_1}{h_0}} = 1\eta_1 \zeta_1 \quad (11.31)$$

en que $\eta_i = \frac{f_i}{f_0}$, es el llamado factor de cierre de la válvula, el cual vale 1, cuando la válvula está totalmente abierta, y cero cuando está totalmente cerrada.

La ley de variación de η respecto a t se conoce con el nombre de "ley de cierre".



Fig. 244. Válvula de aguja.

Al reemplazar (11.27), (11.28) y (11.31) en (11.26) resulta:

$$\zeta_i^2 - \zeta_{i-1}^2 - 2 = 2\epsilon(\eta_{i-1} \zeta_{i-1} - \eta_i \zeta_i) \quad (11.32)$$

La ecuación (11.32) es la expresión adimensional de (11.26) y para el cálculo de las oscilaciones de presión en la válvula es necesario conocer la ley de cierre.

Ley lineal de cierre o apertura. En muchos problemas de la práctica, la ley de cierre o apertura de la válvula es o se puede considerar semejante a una ley lineal; es decir, el factor de cierre η_i varía linealmente con t_i .

Considérese, por ejemplo, que se realiza un cierre total lineal y que el tiempo de cierre es τ (véase fig. 245); entonces η_i será:

$$\eta_i = \frac{\tau - t_i}{\tau} = 1 - \frac{t_i T}{\tau T}$$

con

$$\theta = \frac{\tau}{T}$$

$$i = \frac{t_i}{T}$$

Se tendrá entonces:

$$\eta_i = 1 - \frac{i}{\theta} \quad (11.33)$$

que es la ley de un cierre lineal.

Si ocurre un cierre con $\tau \leq T$, se dice que el cierre es rápido y θ queda comprendido entre los valores 0 y 1, con $\eta_0 = 1$ y $\eta_i = 0$. De (11.32) resulta entonces para $i = 1$, con $\zeta_0 = 1$

$$\zeta_1^2 - 1 = 2$$

Reemplazando en esta ecuación los términos dimensionales dados por (11.27) y (11.28), resulta:

$$h_1 - h_0 = \frac{a}{g} v_0 \quad (11.34)$$

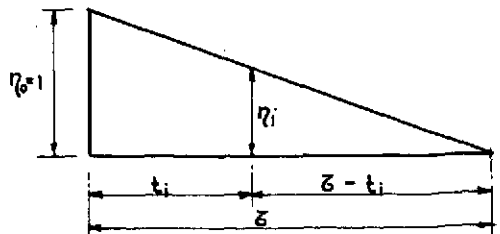


Fig. 245. Ley de cierre lineal.

La ecuación (11.34) se conoce con el nombre de ecuación de Joukovsky y permite determinar la máxima sobrepresión que ocurriría en la sección inmediata a la válvula, si el tiempo de cierre τ fuera menor que el tiempo de reflexión T .

En el caso de una apertura lineal, se produce el cambio de $\eta_0=0$ a $\eta_m=1$, en que η_m representa el factor de apertura para el gasto que se desea tener en la tubería. Siendo entonces η_i la relación del área de apertura de la válvula al área total de la misma, se tendrá (fig. 246):

$$\eta_i = \frac{t_i T}{T} = \frac{i}{\theta} \quad (11.35)$$

Allievi demostró que cualquiera que sea el tiempo de apertura, la máxima depresión en una apertura lineal se presenta siempre al final de la primera fase o sea, para $i=1$ ($t_i=T$). Por tanto $\eta_1 = \frac{1}{\theta}$ que, sustituida en (11.32) para $i=1$ con $\zeta_0^2 - 1 = 0$, resulta:

$$\zeta_1 = -\frac{\epsilon}{\theta} + \sqrt{\left(\frac{\epsilon}{\theta}\right)^2 + 1} \quad (11.36)$$

expresión que permite calcular dicho máximo.

Con la ecuación (11.32) Allievi calculó un ábaco con el cual se puede determinar la máxima sobrepresión y el instante en que ocurre para una ley de cierre lineal, utilizando los parámetros adimensionales ζ , ϵ y θ . Dicho ábaco se muestra en las figura 247, a-b-c, y es de utilidad para hacer estudios preliminares.

Del diagrama de una ley de cierre lineal, si $\epsilon < 1$ y $\theta > 3,5$, el valor máximo de ζ ocurre siempre al final de la primera fase.

Si $\epsilon > 1$, el máximo valor de ζ ocurre en alguna de las fases posteriores.

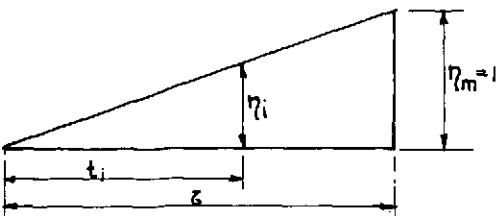


Fig. 246. Ley de apertura lineal.

Ecuaciones de Angus. La ecuación en cadena de Allievi (11.26) permite determinar las oscilaciones de presión en la sección próxima a la válvula; sin embargo, en secciones cualesquiera, estas se pueden determinar mediante una generalización de dicha ecuación.

Si se suman las ecuaciones (11.17) y (11.18), se obtiene:

$$p_x - p_0 + \frac{\gamma a}{g}(v_0 - v_x) = 2\Phi\left(t - \frac{x}{a}\right) \quad (11.37)$$

y si se resta la segunda de la primera, se tendrá:

$$p_x - p_0 - \frac{\gamma a}{g}(v_0 - v_x) = 2\Psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (11.38)$$

Las ecuaciones (11.37) y (11.38) son válidas para cualquier sección de una tubería de característica única; así, por ejemplo, considerando que (11.37) se aplica a dos secciones C y D (de coordenadas XC y XD) para los instantes b e i , respectivamente, resulta:

$$p_{0c} - p_0 + \frac{\gamma a}{g}(v_0 - v_{t_b}) = 2\Phi\left(t_b - \frac{x_c}{a}\right) \quad (11.39)$$

$$p_{0d} - p_0 + \frac{\gamma a}{g}(v_0 - v_{t_i}) = 2\Phi\left(t_i - \frac{x_d}{a}\right) \quad (11.40)$$

Para poder igualar (11.39) y (11.40) es necesario que Φ adopte el mismo valor en las secciones C y D y para que esto suceda, los argumentos deben ser iguales, es decir:

$$t_b - \frac{x_c}{a} = t_i - \frac{x_d}{a} \quad (11.41)$$

o bien, si se dividen ambos miembros de (11.41) entre T y se utiliza la notación antes usada, con $aT = 2L$ se obtiene:

$$h = i - \frac{x_n - x_c}{2L} \quad (11.42)$$

Esto significa que, para que Φ se presente con la misma intensidad en C y D , es necesario que transcurra un intervalo de tiempo $\frac{x_D - x_C}{2L}$.

De este modo, si se igualan (11.39) y (11.40), con $\frac{b}{\gamma} = b$ y $v_0 = v_0$, se obtiene:

$$h_b - h_i - (h_0 - h_0) = \frac{a}{g}(v_h - v_i) \quad (11.43)$$

Si se aplica (11.38) a las mismas secciones C y D , pero ahora para los instantes j e i , respec-

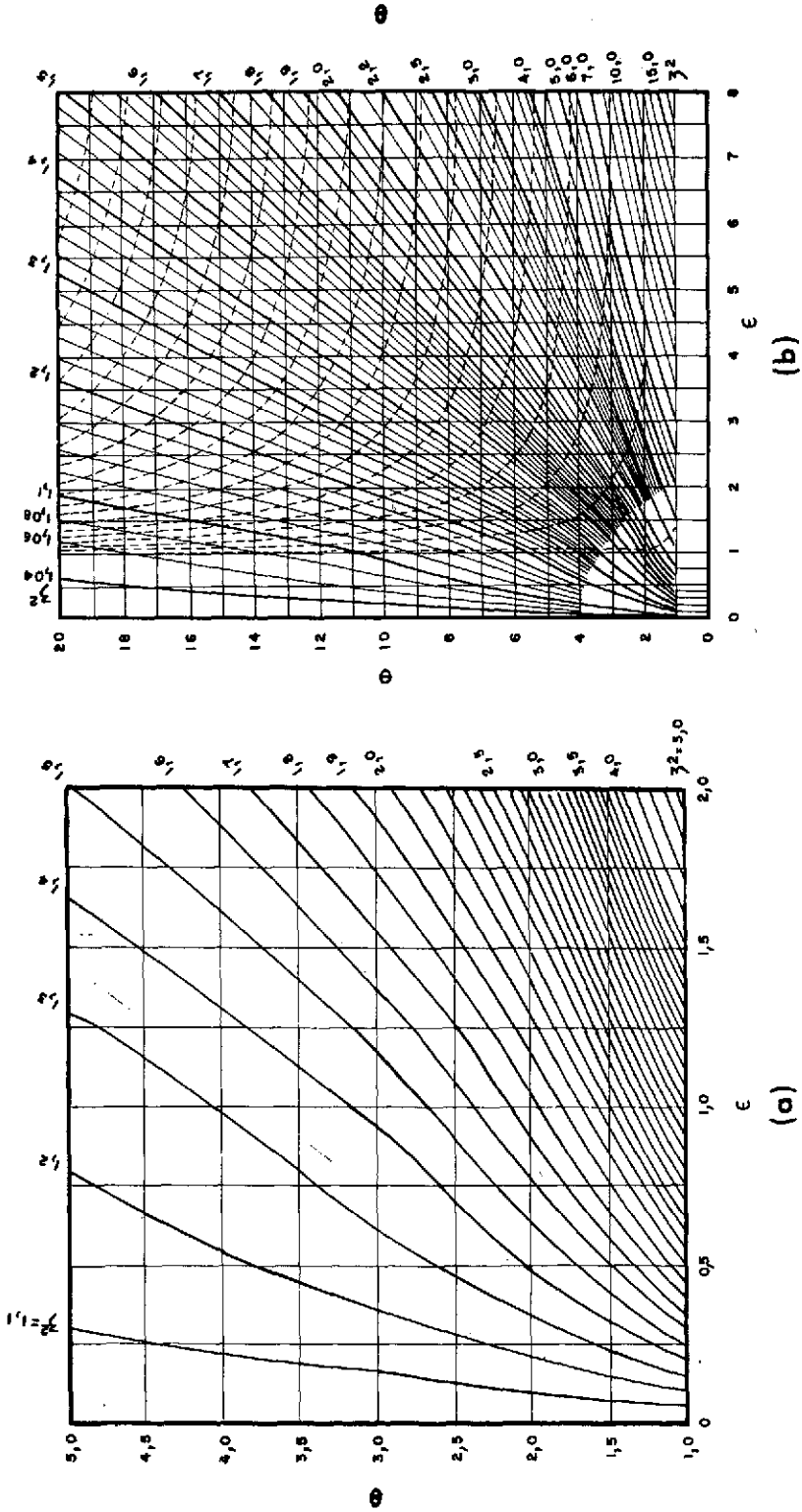


Fig. 247-a, b. Sobrepresión máxima con ley de cierre lineal.

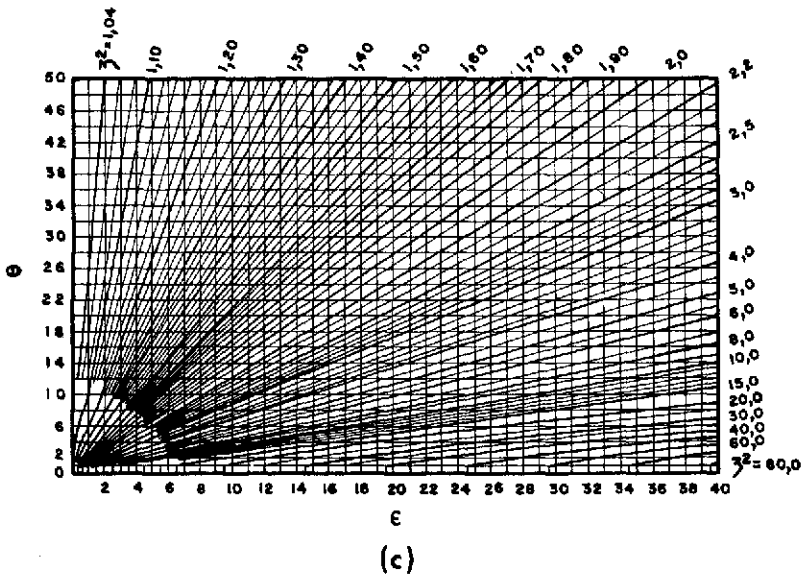


Fig. 247-c. Represión máxima con ley de apertura lineal.

tivamente, y se hacen razonamientos análogos, se tendría:

$$h_j - h_i - (h_c - h_b) = \frac{a}{g} (v_i - v_j) \quad (11.44)$$

Se debe, además, cumplir:

$$j = i + \frac{X_D - X_C}{2L} \quad (11.45)$$

A las ecuaciones (11.43) y (11.44) se les conoce como ecuaciones conjugadas del golpe de ariete o ecuaciones de Angus, y permiten el cálculo de la carga de presión en un punto *D* para el instante *i*, si se conoce la misma en un punto *C* para instantes *b* y *j* antes y después de *i* y la variación de las velocidades en ambas secciones a lo largo del tiempo.

En caso de que fuera posible conocer la variación de la velocidad sólo en una sección (por ejemplo en la *C*), se puede eliminar v_D si se suman (11.43) y (11.44), con lo que se obtiene una ecuación única que es:

$$h_b + h_j - 2h_i - 2(h_c - h_b) = \frac{a}{g} (v_b - v_j) \quad (11.46)$$

En el caso más general, se conocen las oscilaciones de presión en la sección *B* de la válvula a partir de las ecuaciones de Allievi; de este modo, con las ecuaciones (11.43) y (11.44) se pueden conocer las oscilaciones de presión de una sección cualquiera de la tubería.

Así, por ejemplo, considérese que *C* coincide con *B* y que el punto *D* se encuentra a la mitad de la tubería ($X_D = \frac{L}{2}$).

Los instantes *b* y *j*, de acuerdo con (11.42) y (11.45), serían:

$$h = i - \frac{L/2}{2L} = i - \frac{1}{4}$$

$$j = i + \frac{1}{4}$$

Si *i* corresponde al instante 1, entonces *b* = 0,75 y *j* = 1,25; por tanto, de (11.46) resulta:

$$2h_1 = h_{0,75} + h_{1,25} - 2(h_0 - h_0) - \frac{a}{g} (v_{0,75} - v_{1,25})$$

SOLUCION GRAFICA DEL GOLPE DE ARIETE

Interpretación geométrica de las condiciones de frontera. La aplicación analítica de las ecuaciones

ciones en cadena de Allievi a sistemas hidráulicos más complejos, conduce generalmente a cálculos numéricos extremadamente complicados.

Snyder y Bergeron idearon una interpretación geométrica simple de las ecuaciones de Allievi, que dio origen al método gráfico que lleva su nombre y que permite una solución más rápida de aquellos problemas, cuya solución analítica es, a menudo, prácticamente imposible.

Si se designa con S el área de la sección transversal de la tubería y se recuerda la definición de gasto, la ecuación (11.26) se puede escribir:

$$h_1 + h_{1-1} - 2h_0 = \frac{a}{gS} (Q_{1-1} - Q_1) \quad (11.47)$$

Obsérvese que las dimensiones del coeficiente del segundo miembro de (11.47) son:

$$\left[\frac{a}{gS} \right] = \frac{L T^{-1}}{L T^{-2} L^2} = \frac{[L]}{[L^2 T^{-1}]} = \frac{[h]}{[Q]} = \mu \quad (11.48)$$

Por otra parte, el gasto en el punto B de la figura 243, para un instante cualquiera, será función de la carga h_i en ese instante y del cierre representado por el factor adimensional η_i , que

varía entre los límites 0 y 1, de acuerdo con la ley de cierre correspondiente, esto es:

$$Q_i = f(\eta_i, h_i) \quad (11.49)$$

ecuación que, para el caso de una tubería cuyo gasto esté controlado por una válvula de aguja que descarga libremente, de acuerdo con (11.29) tomará la forma:

$$Q_i = K \eta_i \sqrt{h_i} \quad (11.50)$$

Debe hacerse notar que, si bien es cierto que para cada valor de Q_i hay varios pares de valores de η_i y h_i que satisfacen la ecuación (11.50), para un instante dado, η_i estará obligada por la ley de cierre; por lo cual, sólo existirá un valor de h_i que satisfaga dicha relación. De este modo, la ecuación (11.50) representa una familia de parábolas cuyo parámetro es η_i , en un plano coordenado en donde las abscisas representan los valores de Q_i y las ordenadas los valores de h_i .

La posición relativa de una parábola respecto de otra dependerá de la ley de cierre, tal como se representa en la figura 248.

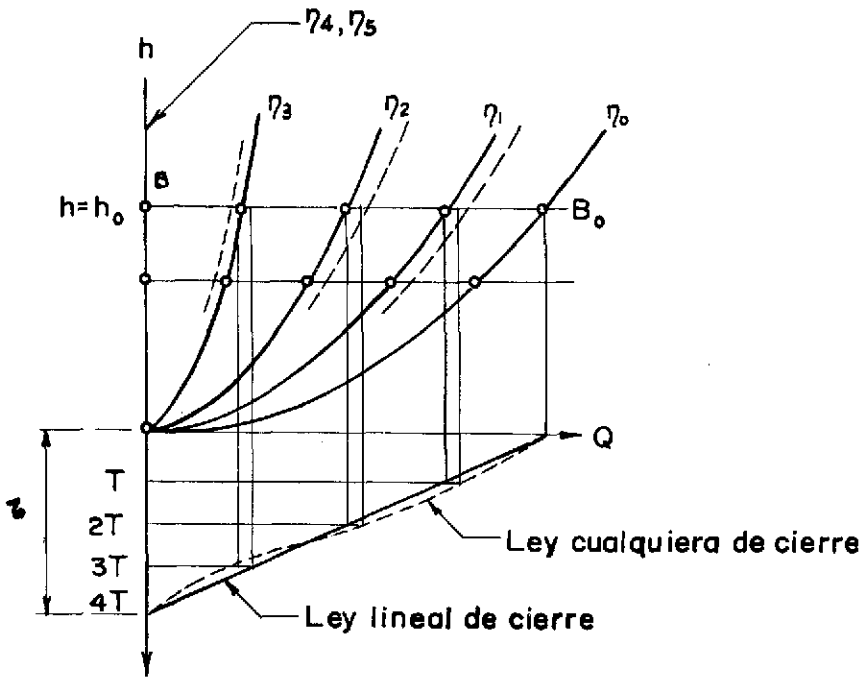


Fig. 248. Condiciones de frontera para la solución gráfica.

vertical de un segmento $B_2 B_3$, cuya proyección horizontal sea la diferencia $Q_1 - Q_2$ y su pendiente sea nuevamente $\frac{a}{gS}$. Además, deberá cumplirse que Q_2 sea la abscisa de un punto de la curva η_2 , según lo que antes se ha asentado. Tal interpretación corresponde a uno de los dos trazos siguientes:

a) Por B_0 se pasa una recta de pendiente a/gS , hasta intersectar a la vertical que pasa por B_1 ; con esto se determina un punto B_1 de coordenadas $[Q_1, (h_0 - [b_1 - h_0])]$ y a partir de este, se traza una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_2 , en donde se determina un punto B_2 , cuya abscisa es Q_2 y cuya ordenada será:

$$h_0 - (h_1 - h_0) + \frac{a}{gS}(Q_1 - Q_2)$$

esto es, de acuerdo con (11.52), será h_2 .

b) Sin embargo, resulta más sencillo, aunque obviamente equivalente, pasar por B_1 una recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ hasta determinar un punto A , sobre la recta $h = h_0$, para después levantar por ese punto una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_2 , con lo cual queda definido el punto $B_2(Q_2, h_2)$.

Con razonamientos análogos se podrán determinar los restantes puntos $B_i(Q_i, h_i)$ que permitan resolver gráficamente la ecuación de Allievi. En el caso particular de la maniobra de cierre representada en la figura 249 las parábolas $\eta_{4,5,6,\dots}$ se confunden con el eje vertical. Para determinar B_3 , se traza por B_2 una recta de pendientes $+\frac{a}{gS}$ hasta intersectar la recta $h = h_0$, y por la intersección correspondiente, se traza otra recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_4 , o sea el eje vertical, en cuya intersección estará B_3 . Para determinar B_5 , por B_4 se traza una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta inter-

sectar $h = h_0$, y a partir de este punto de intersección se trazará una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta intersectar η_5 , o sea el eje vertical, con lo que se obtiene el punto B_5 , el cual queda por debajo de la recta $h = h_0$ y cuyas coordenadas representan las condiciones en el instante 5. Para determinar B_6 se repiten los mismos trazos indicados para volver nuevamente al punto B_4 . Esto significa que las condiciones en el instante 6 son idénticas a las del instante 4. Análogamente, las condiciones de 7 son iguales a las de 5 y así sucesivamente. Se observa entonces que, a partir del instante $t = \tau$, la carga de presión oscilará siempre entre dos valores simétricos al de h_0 , si no se hace intervenir el efecto amortiguador de la fricción.

Finalmente, se podrá dibujar la curva oscilaciones de presión-tiempo, como se muestra en la figura 249, en la cual pueden distinguirse dos zonas perfectamente definidas; la primera con una duración $t = \tau$ llamada "zona de excitación" y la segunda de duración indefinida y que sigue de la anterior, llamada "zona pendular".

Obsérvese, además, que el máximo de la carga de presión puede ocurrir al terminar cualquiera de las fases dentro de la zona de excitación, pues esto depende de la pendiente de las rectas, y del número de parábolas, o sea de θ .

Cierre total rápido ($\tau < T$). En la figura 250 se muestran los diagramas $(h-Q)$ y $(h-t)$ para el caso de un cierre total rápido, o sea, con una duración τ menor que el intervalo T . Al principiar el cierre con el instante $t = 0$, la presión en B se incrementará hasta alcanzar un máximo en el instante $t = T$. Dicho máximo quedará representado por la ordenada del punto de intersección con el eje vertical de la recta que se inicia en B_0 y cuya pendiente es $\frac{a}{gS}$, es decir:

$$h_T = h_0 + \frac{a}{gS}Q_0$$

lo cual queda comprobado con la ecuación (11.34).

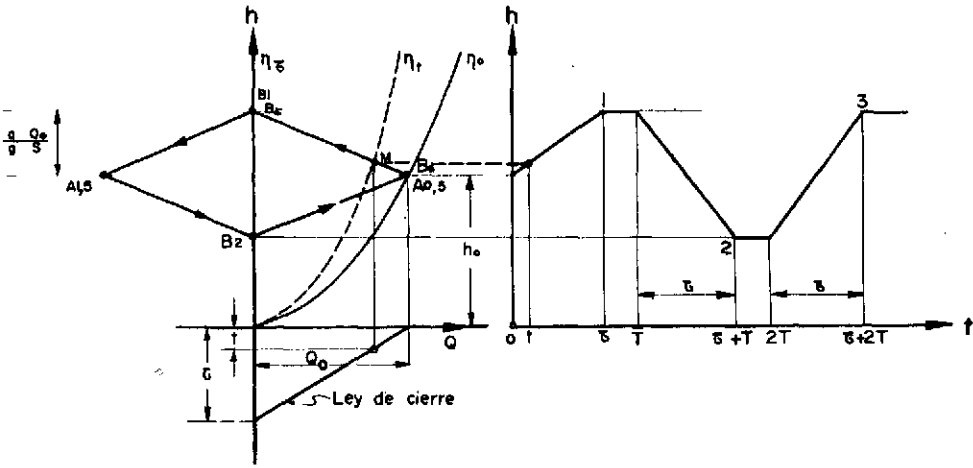


Fig. 250. Solución gráfica de un cierre total rápido.

Esta carga de presión permanece constante hasta el instante $t=T$ en el que la onda reflejada llega nuevamente a la válvula, la presión empieza a disminuir y se inicia el movimiento pendular.

Si la tubería fuera horizontal, el punto B_0 (Q_0, h_0) representa, además, las condiciones en el punto A a la entrada de la tubería en el instante $t=0,5 T$, pues la perturbación en A tarda en presentarse un intervalo de tiempo $0,5 T$. Asimismo, $A_{1,5}$ representa las condiciones en A para el instante $t=1,5 T$.

Para un instante cualquiera t , tal que $0 < t < \tau$, será necesario trazar la parábola correspondiente y su intersección M , con la recta del golpe de ariete que se inicia en B_0 , representa las condiciones en la válvula para ese instante.

Cierre parcial lento. En el caso de efectuar un cierre parcial lento, se dibujarán sobre el plano $Q-b$ las parábolas hasta la η_c correspondiente al cierre parcial (η_c es el grado final de apertura de la válvula).

El trazo de las rectas del golpe de ariete será idéntico al mostrado en la figura 249 hasta alcanzar la curva η_c . A partir de esta curva, la intensidad de la presión disminuye de una fase a la otra, con una amortiguación que depende

de la pendiente de las rectas (véase fig. 251) y puede o no ser acompañada de ondas negativas de reflexión.

Presión en cualquier sección de la tubería. En la práctica, es de importancia conocer sólo el incremento máximo de presión que toma lugar generalmente en la válvula. Sin embargo, para ilustrar la flexibilidad y propiedades generales de la solución gráfica, se mostrará aquí el método usado para determinar la carga de presión en cualquier sección D de la tubería, comprendida entre la válvula y la entrada, en el caso de un cierre total lento.

Nuevamente désignese con S el área de la sección transversal de una tubería de característica única y eje horizontal y considérese que el punto C coincide con B ($h_c = h_0$). La ecuación (11.46) se transforma en:

$$2 h_D = h_h + h_1 + \frac{a}{gS} (Q_1 - Q_h) \quad (11.53)$$

Supóngase ahora que en el plano $Q-b$ (fig. 252) se conocen los puntos B_h y B_j . La ecuación de la recta de pendiente $\mu = \frac{a}{gS}$ que pasa por B_h es:

$$h = h_h + \frac{a}{gS} (Q - Q_h) \quad (11.54)$$

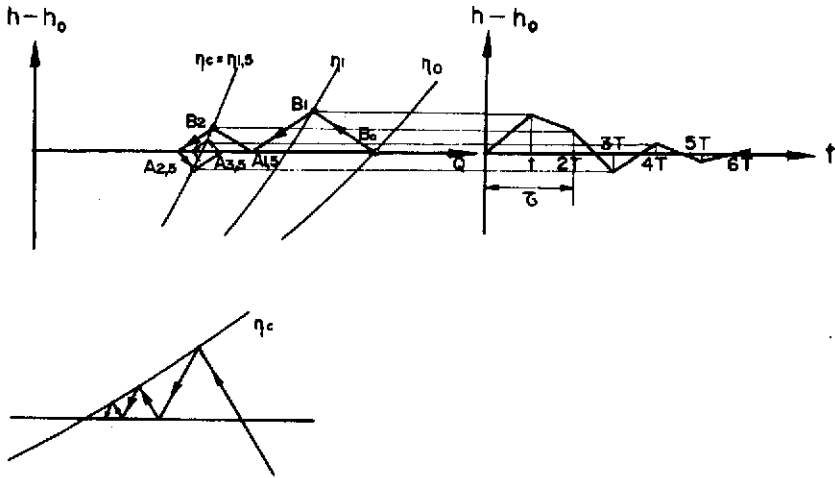


Fig. 251. Solución gráfica de un cierre parcial lento.

y de la ecuación de la recta que pasa por B_j y tiene pendiente $-\mu$, es:

$$h = h_j + \frac{a}{gS}(Q_j - Q) \quad (11.55)$$

Si se suman (11.54) y (11.55) se obtendrá la ordenada de la intersección de las dos rectas anteriormente citadas:

$$2h = h_j + h_0 + \frac{a}{gS}(Q_j - Q_0) \quad (11.56)$$

ecuación que, comparada con (11.53), muestra que la intersección de las rectas mencionadas es

precisamente el punto (Q_j, h_j) , que resuelve el problema.

Así, por ejemplo, en la figura 253 se muestra el trazo de las rectas del golpe de ariete para la tubería horizontal mostrada, correspondiente a un cierre total lento, con un tiempo de cierre $\tau = 3T$. Con el fin de determinar las cargas de presión para un punto D , situado a la mitad de la tubería, se han trazado también las parábolas intermedias $\eta_{0,5}$, $\eta_{1,5}$ y $\eta_{2,5}$.

El punto $B_0 (Q_0, h_0)$ representa las condiciones iniciales en el origen B de la tubería. Por ese punto se pasa una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$.

Las intersecciones de esta recta con las parábolas $\eta_{0,5}$ y $\eta_{1,5}$ determinan los puntos $B_{0,5}$ y B_1 , respectivamente, cuyas ordenadas representan a su vez las cargas de presión $h_{0,5}$ y h_1 .

Por el punto $B_{0,5}$ se hace pasar una recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ hasta cortar a la recta $h = h_0$ y desde esa intersección se lleva una recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$ hasta cortar la parábola $\eta_{1,5}$. Esa intersección determina el punto cuya ordenada representa la presión $h_{1,5}$.

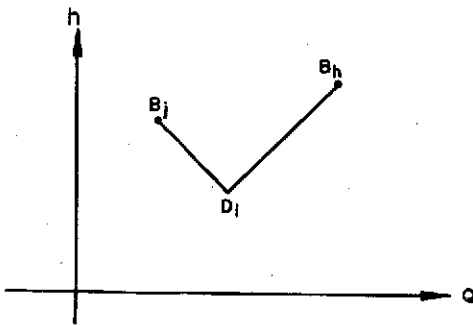


Fig. 252. Condiciones de frontera para una sección intermedia de la tubería.

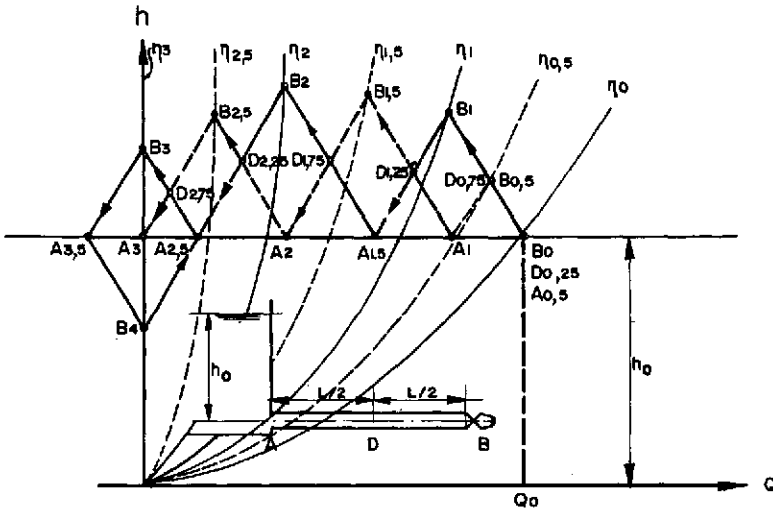


Fig. 253. Solución gráfica de las presiones en la sección a la mitad de la tubería para un cierre total lento.

En forma análoga se pueden determinar los restantes puntos $B_{2,5}$, $B_{3,5}$ y los puntos B_2 , B_3 , etc.

Ahora bien, para el punto D en el centro de la tubería, puesto que $X_D = \frac{L}{2}$, con $X_C = X_B = 0$, de (11.42) y (11.45) resulta:

$$h = i - \frac{L/2}{2L} = i - 0,25$$

$$j = i + 0,25$$

de suerte que, si $i = 1,25$, $b = 1$ y $j = 1,5$ y de (11.53), podría escribirse:

$$2 h_{D,1,25} = h_1 + h_{B,1,5} + \frac{a}{gS} (Q_{B,1,5} - Q_1)$$

De modo que si por B_1 se pasa una recta de pendiente μ y por $B_{1,5}$ una recta de pendiente $-\mu$, la intersección de ambas determinará el punto $D_{1,25}$, cuya ordenada será $h_{D,1,25}$.

En forma similar, con ayuda de $B_{1,25}$ y B_2 , se puede determinar $D_{1,75}$ y así sucesivamente.

Conviene observar que para obtener $D_{0,75}$ se requeriría emplear los puntos B_1 y $B_{0,5}$, si bien la intersección de la recta de pendiente $-\mu$, que pasa por B_1 , con la recta de pendiente $+\mu$, que pasa por $B_{0,5}$, es precisamente $B_{0,5}$; esto es,

coinciden $D_{0,75}$ con $B_{0,5}$. De modo semejante se puede hacer ver que coinciden B_0 y $D_{0,25}$.

De acuerdo con este razonamiento, para el punto A en el arranque de la tubería, $\frac{X_A}{2L} = \frac{L}{2L} = 0,5$, de modo que los puntos B_j , auxiliares en la determinación de los A_i , se calcularán para los instantes $B_{i-0,5}$ y $B_{i+0,5}$. En particular, para determinar A_1 , se deberá buscar la intersección de la recta de pendiente $+\mu$, que pasa por $B_{0,5}$, con la recta de pendiente $-\mu$, que pasa por $B_{1,5}$. Si se recuerda como se determina $B_{1,5}$ a partir de $B_{0,5}$, la intersección A_1 está sobre la recta $h = h_0$; esto es, en el instante $t_1 = T$, la carga en A sigue siendo h_0 , de acuerdo con las discusiones de los primeros párrafos.

En forma análoga se pueden determinar las presiones en otros puntos de la tubería, utilizando el número de parábolas que fuese necesario. En el caso de que la tubería no sea de eje horizontal, se considera como si esta lo fuera, con una carga h_0 igual a la que tiene la tubería real en la válvula y a los valores de h , calculados con el método anterior, deberá restarse la carga de posición de la sección D en estudio.

Golpe de ariete en una tubería larga y una corta. Considérense dos tuberías de secciones transversales idénticas (celeridades iguales) pero de longitudes tales que la tubería corta tenga una longitud L_c igual a la mitad de la larga; es decir:

$$L_1 = 2 L_c$$

Por tanto, el tiempo de reflexión T_1 de la tubería larga será el doble del de la corta: $T_1 = \frac{2L_1}{a} = 2 \frac{2L_c}{a} = 2T_c$.

Si se realiza una maniobra de cierre cuya duración sea la misma en las dos tuberías, por ejemplo: $\tau = 3T_1 = 6T_c$ y si la carga h_0 es igual en ambas, para la tubería larga resultarán tres parábolas, y para la corta seis, como se muestra en la figura 254.

Si para las dos tuberías se hace el trazo geométrico descrito (véase págs 233-235), se encuentra que las oscilaciones de presión son mayores en la tubería larga que en la corta. Por tanto, a medida que una tubería es más corta, los efectos del golpe de ariete se dejarán sentir con menor intensidad.

Apertura total lenta ($\tau > T$). El análisis gráfico de los efectos de golpe de ariete que resultan de la apertura de una válvula, no presentan

ninguna dificultad. Un ejemplo de apertura total lenta se muestra en la figura 255 para un tiempo $\tau = 3T$, en los puntos A, B y C de una tubería de eje horizontal.

El método es idéntico al descrito para un cierre, con la circunstancia de que el punto de coordenadas $(0, h_0)$ representa el punto B_0 en las condiciones iniciales y a los puntos $A_{0,5}$ y $C_{0,25}$. Este último queda localizado a la mitad de la tubería y, además, la recta que pasa por B_0 tiene pendiente negativa, hasta intersectar la parábola η_1 en el punto B_1 , para después continuar con una recta de pendiente positiva hasta intersectar la recta $h = h_0$ en el punto $A_{1,5}$ y así sucesivamente. La carga de presión en la sección C quedará determinada, en cada instante, por la intersección de las rectas de pendiente negativa y positiva que pasan por los puntos A_i y B_i , respectivamente, o sea, a través de A_1 y B_1 , $A_{1,5}$ y $B_{1,5}$, A_2 y B_2 , etc., se obtienen los puntos $C_{1,25}$, $C_{1,75}$, $C_{2,25}$, etc., que dan la carga de presión en C , para los instantes $1,25T$, $1,75T$, $2,25T$, etc.

Obsérvese que en el caso de una apertura siempre existe amortiguación.

Apertura brusca ($\tau < T$). En el análisis se diferencian los dos casos representados en la figura 256. Para $t = 0$ el grado de apertura de

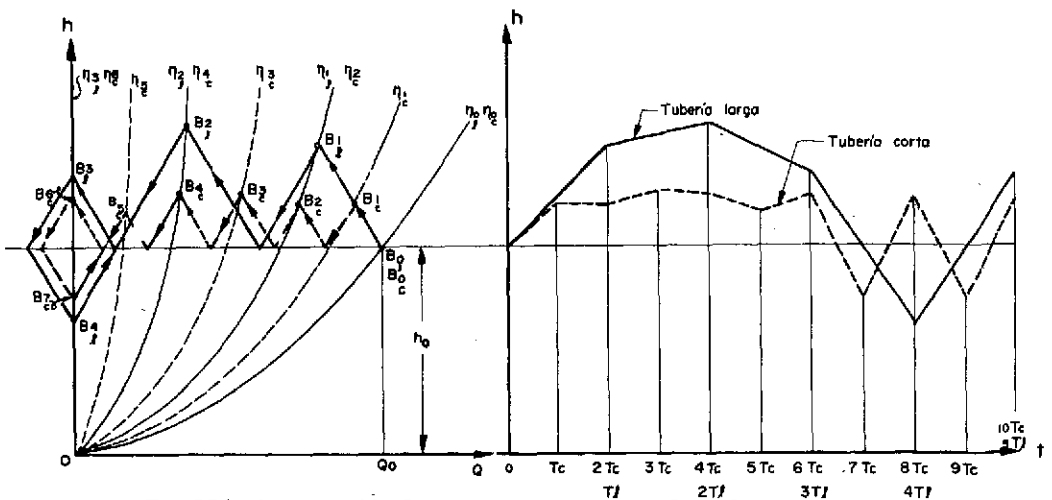


Fig. 254. Comparación de las presiones en una tubería larga y una corta.

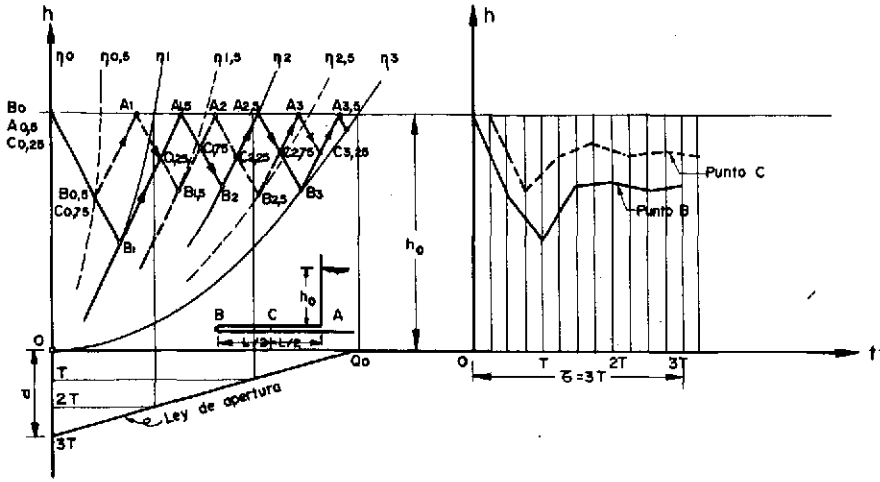


Fig. 255. Solución gráfica de una apertura total lenta.

la válvula es $\eta_0 = 0$ (válvula totalmente cerrada) y en el instante $t = \tau \leq T$, $\eta_1 = 1$, $\eta_2 = 1$ (válvula totalmente abierta). Dependiendo sobre todo de la pendiente $\pm \mu$ de las rectas del golpe de ariete, la carga de presión $h_2 - h_0$ puede ser positiva o negativa.

pérdida por fricción. En la derivación de las ecuaciones fundamentales del golpe de ariete se supuso que la carga de velocidad y las pérdidas hidráulicas eran despreciables en comparación con los cambios de la carga de presión. Esta suposición se justifica para la mayoría de las tuberías donde ocurren cambios bruscos de la

Análisis del golpe de ariete incluyendo la

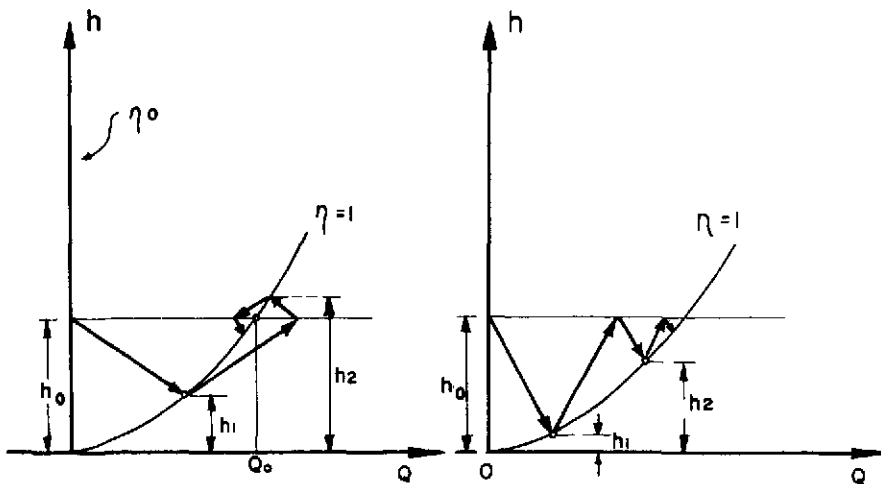


Fig. 256. Solución gráfica de una apertura total brusca.

carga. Sin embargo, en ocasiones es necesario incluir el efecto de estas pérdidas en los cálculos del golpe de ariete.

Si se supone que la carga de velocidad y las pérdidas hidráulicas varían con v^2 , el efecto de estas pérdidas puede incluirse en las ecuaciones del golpe de ariete, por la introducción de un término adicional en las ecuaciones de equilibrio de la masa de agua. Sin embargo, la solución simultánea de las ecuaciones resultantes resulta prácticamente imposible.

Existen varios métodos para tomar en cuenta la pérdida por fricción en el tubo en la solución gráfica. Todos ellos son aproximados pero suficientemente seguros en la determinación del incremento máximo de presión en uno de los extremos del conducto.

Se expondrán aquí sólo dos de los métodos:

1. En el problema presentado en la figura 249, supóngase que la pérdida por fricción en la longitud L del tubo, de acuerdo con cualquiera de las fórmulas clásicas, es:

$$h_f = k_f \frac{Sv_i^2}{S} = K_f Q_i^2 \quad (11.57)$$

Esta ecuación corresponde a una parábola en el plano $Q-h$. Según el método de Schnyder, la pérdida por fricción en el tubo se resta de las características del sistema h_0 para el punto A a la entrada del tubo y la curva resultante (curva Rc) es usada para el diagrama de las oscilaciones, como se muestra en la figura 257-a. El

trazo de las rectas del golpe de ariete será el mismo que el mostrado en la figura 249 con la única diferencia que en lugar de apoyarse sobre la recta $h = h_0$, ahora se apoya sobre la parábola trazada.

2. En el segundo método se supone que toda la pérdida por fricción está concentrada en la válvula en el punto B . Esto hace que las presiones en todo el sistema de curvas (parábolas $\eta_0, \eta_1, \eta_2, \dots$ figura 257-b), se desplazan hacia arriba lo necesario para producir los mismos gastos (curvas $\eta'_0, \eta'_1, \eta'_2$). Usando este nuevo sistema de curvas el diagrama se completa siguiendo el mismo procedimiento señalado en la figura 249. Este método es en esencia el método usado por Bergeron.

Para un flujo establecido o un gasto inicial dado en el tubo, si la válvula se cierra bruscamente o en un tiempo $\tau < T$, el incremento de presión será el mismo, con o sin fricción.

Sin embargo, para una carga fija la velocidad inicial será más pequeña y las presiones iniciales en la válvula serán más pequeñas, si se incluye el efecto de fricción.

Para un cierre de válvula en un tiempo mayor que T , una cierta cantidad de energía será consumida por la fricción en el tubo durante cada viaje de la onda de presión.

La suposición hecha de que toda la pérdida por fricción se concentre en alguno de los extremos del tubo (en lugar de repartirla a lo largo

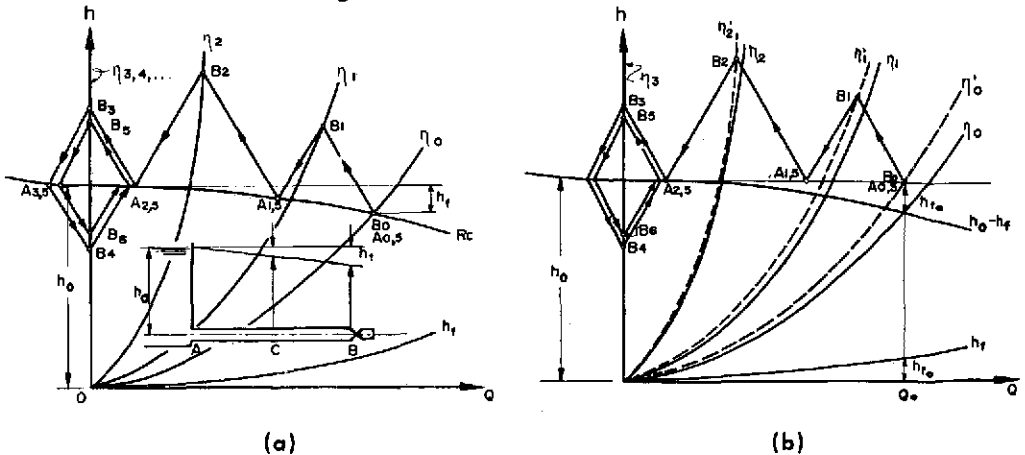


Fig. 257-a, b. Inclusion de las pérdidas de carga por fricción en la solución gráfica.

del tubo), introduce un error en la determinación de los incrementos de presión en cualquier punto intermedio. El incremento de presión en ambos extremos del tubo se ve poco afectado por esta aproximación.

Análisis de tuberías de característica múltiple.
La solución en cadena de Allievi es válida únicamente para tuberías de característica única; esto es, tuberías de diámetro, espesor y propiedades elásticas constantes. En el caso de tuberías de característica múltiple, la solución analítica con las ecuaciones de Angus y la solución gráfica basada en esas mismas ecuaciones, conducen a menudo a cálculos o diagramas extremadamente complicados. Sin embargo, se pueden realizar cálculos aproximados cuando se desee determinar la magnitud del golpe de ariete en la proximidad de la válvula, por la introducción del concepto de celeridad y velocidad media.

Considérese una tubería que tiene n tramos de longitudes y áreas L_i y S_i , respectivamente, y una tubería imaginaria de características tales que su velocidad media sea v_m y que en esta el líquido tenga el mismo momento que en la tubería real; de modo que para el régimen establecido se cumpla:

$$\frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} (L_1 S_1 + L_2 S_2 + \dots) v_m^2 = \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} (L_1 S_1 v_1^2 + L_2 S_2 v_2^2 + \dots)$$

y por el principio de continuidad:

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 = \dots = Q$$

por lo cual la velocidad media es:

$$v_m = \sqrt{\frac{Q \sum_{i=1}^n L_i v_i}{\sum_{i=1}^n L_i S_i}} \quad (11.58)$$

Con esta velocidad media se puede definir la "característica media" de la tubería, cuyo valor es:

$$\epsilon_m = \frac{a_m v_m}{2gh_0} \quad (11.59)$$

en que a_m representa la "celeridad media" de la onda de presión, la cual se puede calcular con-

siderando que el tiempo de translación de la onda es el mismo en la tubería real y en la imaginaria. Esto es:

$$\frac{l_1}{a_1} + \frac{l_2}{a_2} + \dots + \frac{l_n}{a_n} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{a_m}$$

y por tanto:

$$a_m = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{a_i}} \quad (11.60)$$

Con estos conceptos podrá entonces resolverse el problema, bien sea con la solución analítica o con la gráfica.

GOLPE DE ARIETE EN LAS LINEAS DE DESCARGA DE ESTACIONES DE BOMBEO

Generalidades. El golpe de ariete en las estaciones de bombeo puede presentarse debido a diversas condiciones de operación, capaces de producir cambios sustanciales de la presión en las conducciones de descarga. La interrupción brusca o gradual del transporte de líquido puede ocurrir debido a procesos rápidos de regulación o por la interrupción repentina de la energía eléctrica al motor y, eventualmente, aun debido a un desperfecto mecánico en la bomba o grupo de bombas que integran el sistema.

Una de las condiciones de operación más frecuentes es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro instantáneo de cualquier otro motor que proporcione la potencia a la bomba. Cuando esto sucede, la única energía que permite girar a la bomba es la energía cinética de los elementos rotatorios del conjunto bomba-motor. Puesto que esta energía es muy pequeña en comparación con la requerida para mantener el flujo contra la altura de descarga, la velocidad angular de la bomba decrece rápidamente, con lo cual el gasto en la tubería también decrece, generándose ondas de presión que, partiendo de la bomba, viajan por la tubería hasta la salida, en donde se reflejan.

La disminución de la velocidad angular de la bomba llega hasta un límite en que ya no puede seguir alimentando el líquido contra la carga existente de modo que, de no tenerse una válvula de control en la bomba, el flujo a través de ella cambia de sentido aunque esta todavía gire en el sentido original, iniciándose con ello la llamada "zona de disipación de energía". A partir de este instante, la velocidad de la bomba cae más rápidamente y pasa a través de la velocidad cero, terminando con ello la zona de disipación de energía e iniciándose la "zona de operación de turbina".

A medida que la velocidad de rotación de la bomba se aproxima a la de desbrote, el flujo invertido a través de ella se reduce rápidamente y produce un nuevo incremento de presión en la bomba y a lo largo de la tubería.

La magnitud de las oscilaciones de presión, engendradas en el curso de este proceso, dependen de la inercia del motor y de la bomba, pues en el caso de que esta sea muy pequeña o despreciable, se puede considerar la anulación instantánea del gasto, incrementando considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Otras condiciones de operación, que también pueden producir golpe de ariete en las líneas de descarga de las estaciones de bombeo, son por ejemplo: el cambio en la carga de bombeo, la operación de válvulas de control y el arranque y parada de las bombas.

En la determinación de las condiciones hidráulicas a que están sujetas la bomba y la tubería de descarga, se deben considerar tres conceptos que son:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga.
- b) La inercia del conjunto bomba-motor.
- c) Las características, velocidad de operación, par motor, altura de descarga y gasto de la bomba.

El golpe de ariete en la tubería de descarga.

En la figura 258 se muestra un sistema depósito-tubería a presión-bomba, en el cual se considera

que el origen de referencia se encuentra en la sección 0 de entrada a la tubería de descarga.

De acuerdo con el fenómeno descrito, al ocurrir cualquiera de las condiciones de operación, se producen ondas de presión que parten desde la bomba hacia la salida, con lo cual su dirección, al igual que en el caso estudiado en la introducción de este capítulo, coincide con la del eje X, si bien ahora la dirección de la velocidad en régimen establecido coincide con la dirección de la celeridad de la onda inicial. Esto modifica las ecuaciones de Allievi como sigue:

$$p_t = p_o + \Phi\left(t - \frac{x}{a}\right) + \Psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (11.61)$$

$$v_t = v_o + \frac{g}{\gamma a} \left[\Phi\left(t - \frac{x}{a}\right) - \Psi\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (11.62)$$

y por tanto, la solución en cadena (11.47) a la forma:

$$h_t + h_{t-1} - 2h_o = -\frac{a}{gS} (Q_{t-1} - Q_t) \quad (11.63)$$

Esta es la ecuación general que rige el fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

Como antes, los valores de Q_t dependen de la ley con que se modifique el gasto en la tubería a través del tiempo.

Asimismo, las ecuaciones de Angus (11.43) y (11.44) se modifican a la forma:

$$h_o - h_D - (h_o - h_o) = \frac{a}{gS} (Q_D - Q_o) \quad (11.64)$$

$$h_2 - h_D - (h_o - h_o) = \frac{a}{gS} (Q_2 - Q_o) \quad (11.65)$$

y que permiten el cálculo de las presiones en puntos intermedios de la tubería.

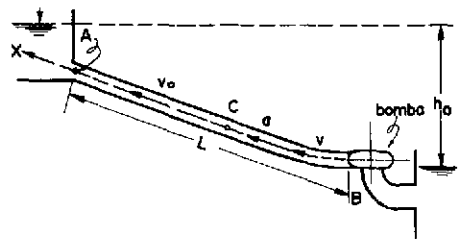


Fig. 258. Golpe de ariete en la tubería de descarga de una bomba.

Ecuación de inercia del conjunto bomba-motor. Después de la falla de la alimentación de potencia a la bomba, esta sigue efectuando trabajo en detrimento de su impulso, con una velocidad angular ω que disminuye gradualmente.

El trabajo efectuado por la bomba en un intervalo de tiempo $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$ puede expresarse, por una parte, en función de la disminución ΔE_i del impulso del sistema rotatorio, cuya velocidad disminuye de ω_{i-1} a ω_i y por otra, en términos de la potencia y de la eficiencia de la bomba; de manera que, designando con I al momento de inercia del sistema rotatorio, se puede escribir:

$$\Delta \tau = \frac{1}{2} (\omega_{i-1}^2 - \omega_i^2) = \int_{t_{i-1}}^{t_i} \frac{\gamma Q h}{\eta} dt = \frac{\gamma Q_{ik} h_{ik}}{\eta_{ik}} \Delta t_i \tag{11.66}$$

en donde h_{ik} , Q_{ik} , η_{ik} representan los valores medios de la altura de descarga, el gasto y la eficiencia de la bomba en el intervalo Δt_i ; esto es, en el instante:

$$t_{ik} = \frac{t_i + t_{i-1}}{2} = t_{i-1} + \frac{\Delta t_i}{2}$$

Si se llama

$$E_{ik} = \frac{\gamma Q_{ik} h_{ik}}{\eta_{ik}} \tag{11.67}$$

reemplazando (11.67) en (11.66), resulta:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta \tau_i}{E_{ik}} \tag{11.68}$$

Con (11.68) se puede obtener el intervalo de tiempo necesario para alcanzar los valores medios Q_{ik} y h_{ik} . El cálculo de $\Delta \tau$ exige también el conocimiento de los valores ω_{i-1} y ω_i ; con el fin de evitar una solución por tanteos y facilitar el cálculo, en (11.67) se puede hacer el valor medio E_{ik} igual al valor del instante anterior E_{i-1} , con lo cual se puede escribir:

$$E_{i-1} = \frac{\gamma Q_{i-1} h_{i-1}}{\eta_{i-1}} \tag{11.69}$$

y despejando en (11.66) resulta:

$$\omega_i = \left(\omega_{i-1}^2 - \frac{2 \Delta t}{I} E_{i-1} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{11.70}$$

Si n_i representa la velocidad angular de la bomba en rpm, se tendrá que:

$$\omega_i = \frac{2 \pi n_i}{60}$$

y el momento de inercia es: $I = \frac{WR^2}{g}$

en que W es el peso de las partes rotatorias y R el radio de giro de las mismas.

Curvas características de la bomba. Las curvas características de la bomba es un dato usualmente proporcionado por el fabricante. Dichas curvas son típicas, como las mostradas en la figura 259 y son: la curva-gasto, potencia-gasto y eficiencia-gasto, para la velocidad de operación normal de la bomba.

Para la solución de (11.70) es necesario, además, tener las curvas características para las distintas velocidades de operación en un diagrama carga-gasto y además las curvas de eficiencia de los distintos pares de valores de Q y h . Estas curvas se muestran en la figura 262 y se pueden obtener a partir de las curvas características de la bomba, para la velocidad de operación normal (figura 259), utilizando las leyes de similitud de las máquinas hidráulicas, como sigue:

Existen dos leyes de similitud que, para dos máquinas que poseen el mismo diámetro, pueden escribirse:

$$Q_e = k_1 \eta_e \text{ y } h_e = k_2 \eta_e^2 \tag{11.71}$$

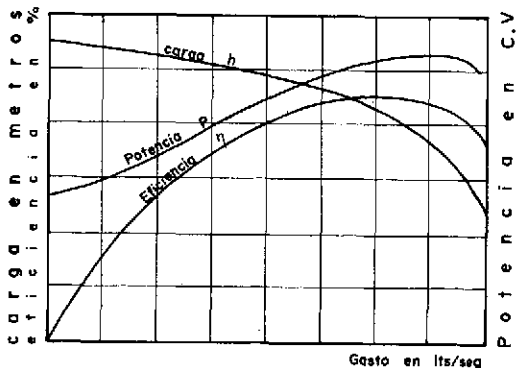


Fig. 259. Curvas características de una bomba.

o bien de estas dos expresiones puede deducirse una única, que es:

$$h_0 = \frac{k_2}{k_1^2} Q_0^2$$

y que por la definición de escalas:

$$\frac{h}{h_0} = c \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad (11.72)$$

Para aprovechar las propiedades expresadas por estas ecuaciones, se puede trazar por un punto cualquiera *A* (fig. 260), de la curva η_0 conocida (curva-carga-gasto de la figura 259 para la velocidad de operación normal) una parábola de tipo (11.72). La magnitud de n_0 (o de $w_0 = \frac{2\pi n_0}{60}$) se divide en diez partes iguales, de modo que los puntos correspondientes a $n = 0,9 n_0, 0,8 n_0, \dots$ etc., se encontrarán sobre la parábola trazada y sus ordenadas respectivas serán:

$$h = (0,9)^2 h_A$$

$$h = (0,8)^2 h_A$$

El mismo proceso se reitera con otra parábola que pase por otro punto cualquiera de la curva n_0 , obteniéndose una familia de parábolas. La unión de los puntos correspondientes al mismo

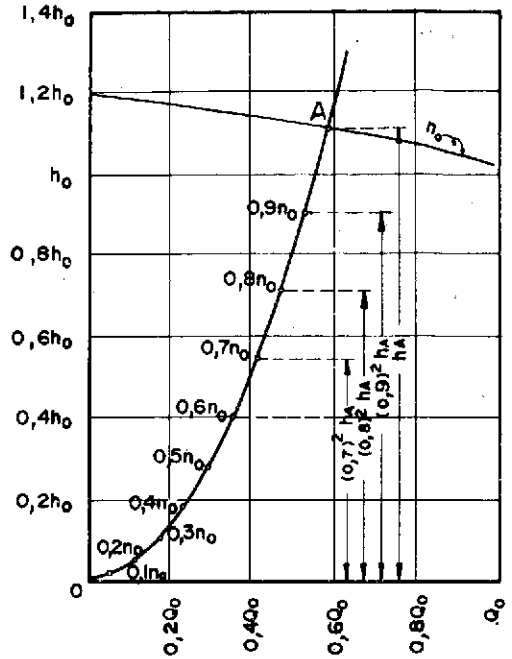


Fig. 260. Procedimiento para obtener las curvas características Q-h de una bomba para velocidades de operación distintas de la normal.

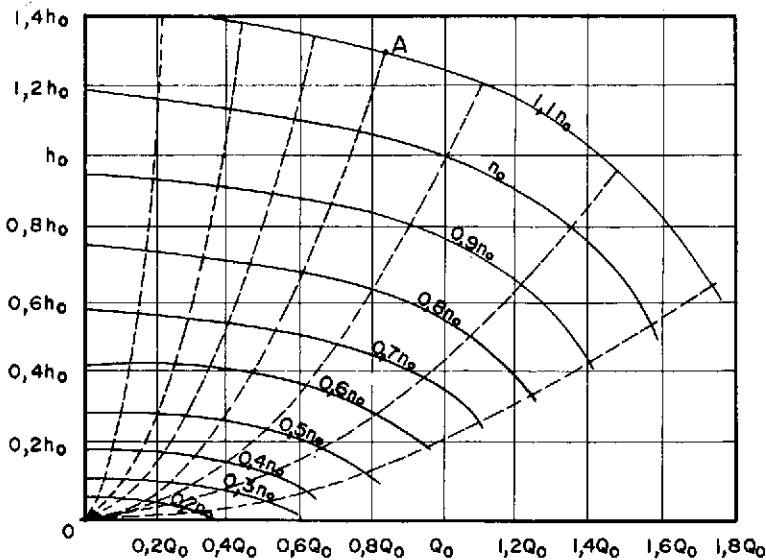


Fig. 261. Curvas Q-h de una bomba para distintas velocidades de operación.

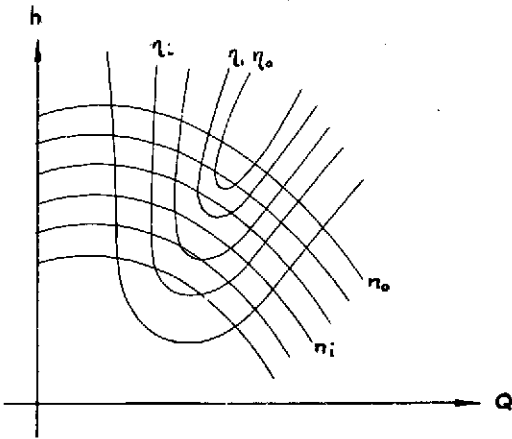


Fig. 262. Curvas características de una bomba para distintas velocidades de operación.

valor de n da por resultado la familia de curvas mostrada en la figura 261.

Las curvas de eficiencia de la bomba sólo pueden obtenerse experimentalmente y son proporcionadas por los fabricantes. En ese caso, las curvas de velocidad de operación y las de eficiencia se muestran en un solo diagrama en la figura 262.

En el caso de que sólo se disponga de la curva de eficiencia para la velocidad de operación normal, según Mattyus se puede considerar que la eficiencia η , es la misma en puntos homólogos de las curvas características correspondientes a las distintas velocidades de operación de la bomba; es decir, que en todos los puntos que quedan sobre una misma parábola de la

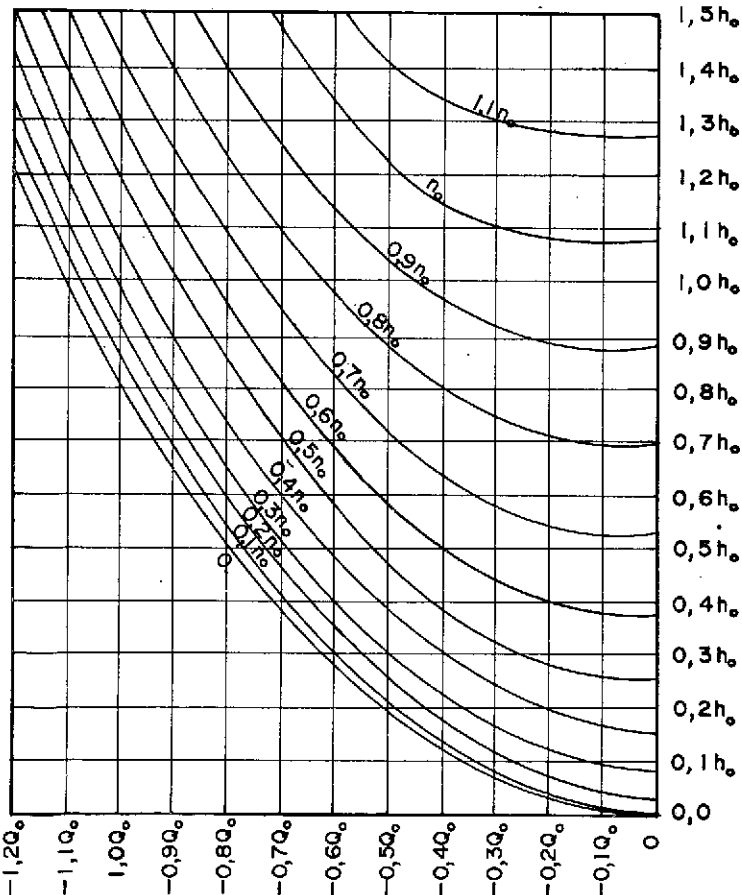


Fig. 263. Curvas características de una bomba en la zona de disipación de energía.

figura 261, la bomba posee la misma eficiencia que la que se tiene en el punto *A*, para la velocidad de operación normal. Esta hipótesis se cumple sólo aproximadamente, sobre todo en el caso de bombas de gran tamaño.

Las características de la bomba mostradas en la figura 262 son válidas para la zona de operación normal de la bomba. Cuando falla la potencia, estas características son adecuadas para determinar las presiones mínimas en todos los puntos en la línea de descarga y para determinar la posición de posibles puntos de separación de la columna de agua.

Sin embargo, una vez invertido el flujo a través de la bomba, se requieren características adicionales para la zona de disipación de energía para el cual la bomba gira todavía en la dirección original con el flujo invertido y además para la zona de operación como turbina, en

la cual el flujo y la rotación son las contrarias al sentido original. Las características para estas dos últimas zonas de operación sólo pueden ser obtenidas experimentalmente para cada bomba y un ejemplo de ellas se muestra en las figuras 263 y 264.

Golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía. Considérese la instalación de una planta de bombeo, como la mostrada en la figura 258, constituida por un sistema de tres bombas y considérese también que ocurre una falla de la energía eléctrica suministrada al conjunto.

La solución simultánea de las ecuaciones del golpe de ariete y de inercia se puede hacer gráficamente sobre el diagrama de características de la bomba, tal como se muestran en la figura 265. El punto de partida en la solución co-

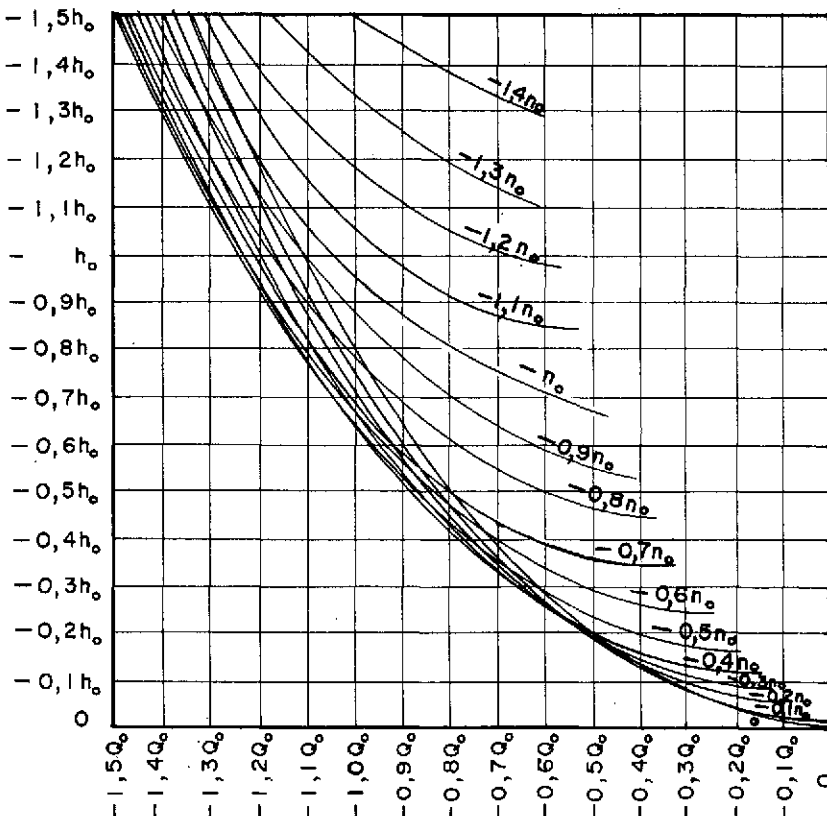


Fig. 264. Curvas características de una bomba en la zona de operación como turbina.

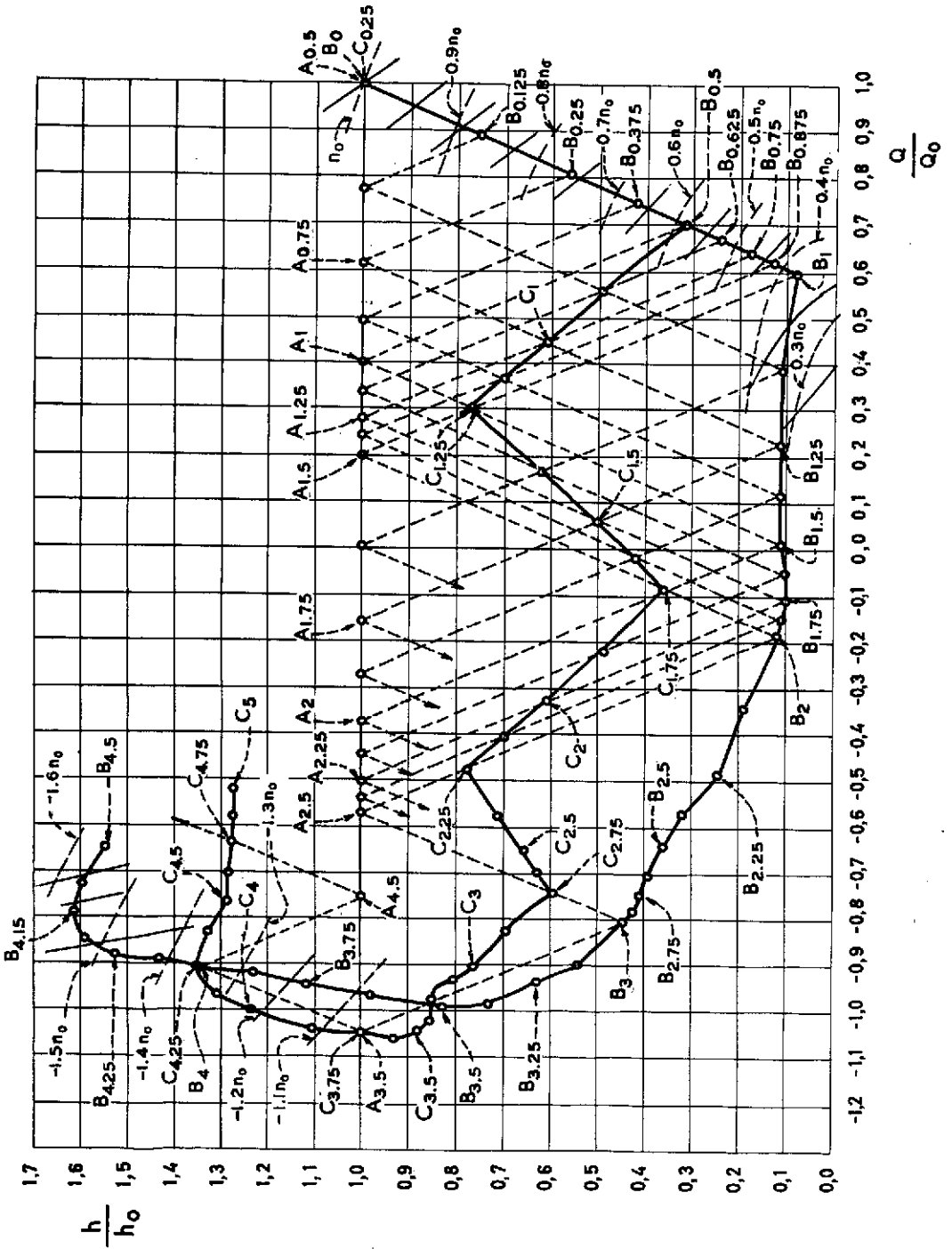


Fig. 265. Golpe de ariete en una bomba por efecto de una interrupción brusca de energía.

rresponde a B_0 y está localizado sobre el diagrama $h-Q$ con coordenadas (Q_0, h_0) sobre la curva n_0 y representa las condiciones normales de operación.

Sus características sustituidas en (11.69) proporcionan:

$$E_0 = \frac{\gamma Q_0 h_0}{\eta_0} \quad (11.73)$$

Haciendo $\Delta t = T = \frac{2L}{a}$, de (11.70) para el primer instante, se tendría:

$$w_1 = \left(w_0^2 - \frac{2T}{l} E_0 \right) \quad (11.74)$$

con

$$w_1 = \frac{2 \pi n_1}{60} \quad (11.75)$$

A partir de B_0 se traza una recta de pendiente $\frac{a}{gS}$ hasta intersectar la curva de valor w_1 en el punto B_1 .

Se repite el mismo cálculo ahora para w_2 utilizando los valores de 1 y se traza, a partir de 1, una recta de pendiente negativa $(1 - I')$ hasta la recta $h = h_0$ y otra de pendiente positiva hasta intersectar la curva de valor w_2 y así sucesivamente.

En el caso de que se quiera obtener puntos B para instantes comprendidos entre 0 y 1, podrán localizarse en la intersección de la recta $B - B_0$ y las curvas de velocidad w_1 cuyos valores se obtienen de (11.70) para los intervalos de tiempo Δt , inferiores a T correspondientes. Los valores para varios de estos puntos se muestran en la tabla siguiente y la solución gráfica en la figura 263.

Punto	w_1
B_0	w_0
$B_{0,125}$	0,863 w_1
$B_{0,25}$	0,755 w_1
$B_{0,375}$	0,668 w_1
$B_{0,5}$	0,592 w_1
$B_{0,625}$	0,528 w_1
$B_{0,75}$	0,472 w_1
$B_{0,875}$	0,425 w_1
B_1	0,383 w_1
$B_{1,125}$	0,35 w_1

En la solución gráfica se pueden usar las ecuaciones de Angus (11.64) y (11.65) para obtener puntos intermedios como el C , mostrado en la figura 258 y finalmente, en el ejemplo se encuentran los siguientes resultados:

Máxima depresión en

$$B = 0,92 h_0 = 0,92 h_{0, \text{best}}$$

Máxima depresión en $C = 0,69 h_0$

Máxima sobrepresión en $B = 0,61 h_0$

Máxima sobrepresión en $C = 0,35 h_0$

Con el fin de determinar en forma aproximada las depresiones y sobrepresiones máximas que ocurren en una bomba, en el caso de falla de potencia y de no tener válvulas de control, Parmakian preparó una serie de gráficas que se reproducen en la figura 266-a, b, c, d. Estas gráficas representan el resultado de un gran número de soluciones del golpe de ariete para una serie de características de bombas y proporcionan un método conveniente para obtener las condiciones límites transitorias en la bomba y en el centro de la tubería.

Aunque dichas gráficas son teóricamente aplicables a un tipo particular de bombas, operando con su carga estática antes de fallar la potencia, son útiles para obtener los efectos aproximados del golpe de ariete en cualquier línea de descarga en un sistema de bombeo.

El incremento de presión por encima de la carga normal y la caída de presión por debajo de la misma están dadas en por ciento de la carga normal en términos de dos parámetros 2ϵ y K adimensionales, que son:

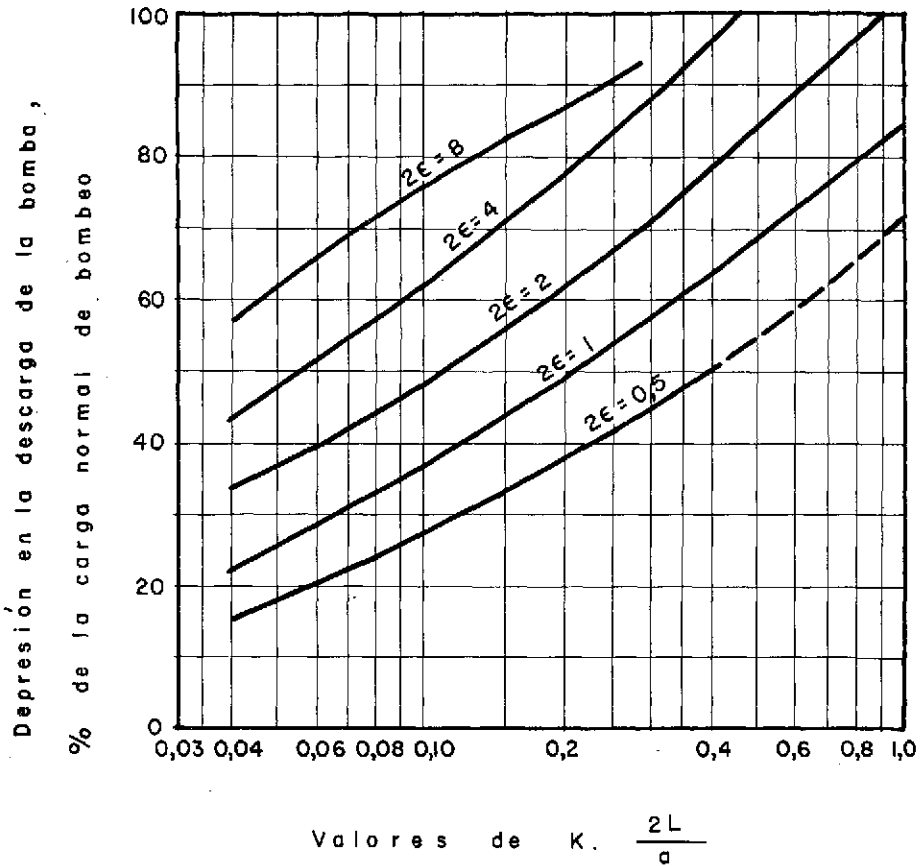
$$2\epsilon = \frac{av_0}{gb_0} \quad (11.76)$$

en que v_0 es la velocidad original de la tubería y b_0 la carga estática de bombeo.

$$K = \frac{450 g \gamma h_0 Q_0 T}{\pi^2 W R^2 \eta_0 n_0^2} = \frac{450 E_0 T}{\pi^2 l n_0^2} \quad (11.77)$$

en que I es el momento de inercia del conjunto bomba-motor expresado en kgm. seg^2 , n_0 la velocidad angular normal de la bomba en rpm y $T = \frac{2L}{a}$ en seg.

Conviene recordar que en los anteriores resultados no se ha incluido el efecto de fricción



(a)

Fig. 266-a. Depresión en la descarga de la bomba.

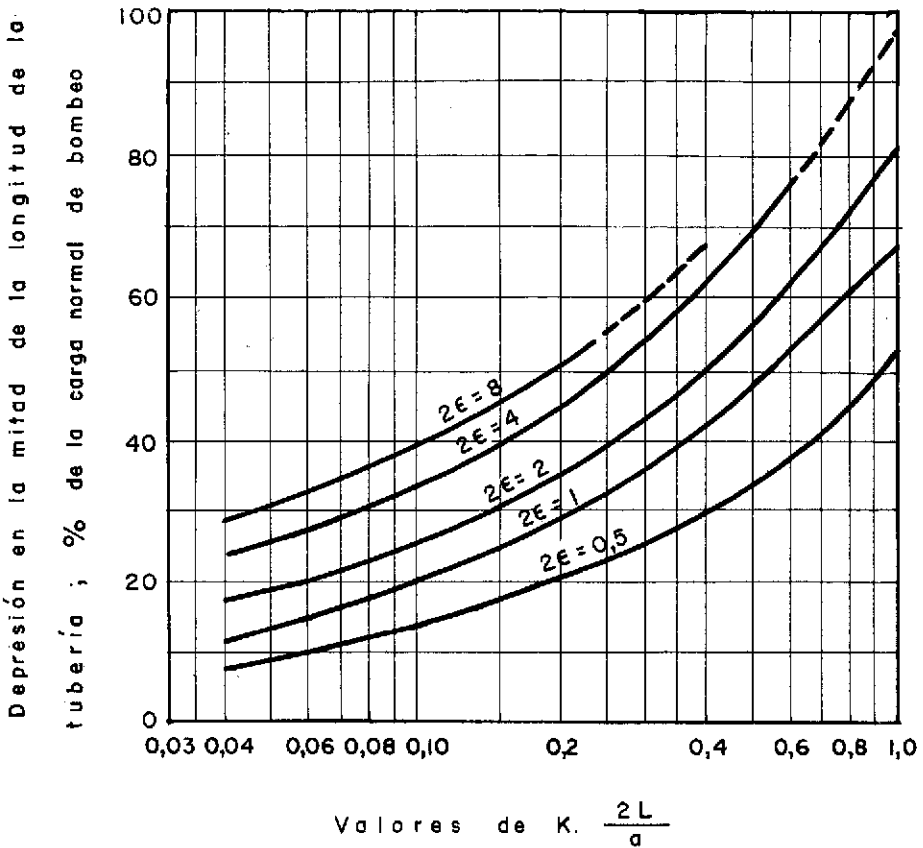
en la tubería y que las oscilaciones de presión, calculadas para puntos distintos del de la bomba, corresponden al caso de una tubería de eje horizontal. Para obtener el valor correcto de la carga de presión en cada instante, deberá restarse la diferencia de niveles entre la bomba y el punto en cuestión.

Interrupción brusca de energía cuando existe válvula de retención en la tubería. Para una tubería con una válvula de retención en el lado de la descarga, el flujo normal de la bomba con-

serva la válvula abierta. Sin embargo, al fallar la potencia, en el instante en que el flujo se invierte, la válvula de retención cierra bruscamente.

El análisis del golpe de ariete en este caso es idéntico al descrito en el inciso anterior, hasta que se alcanza el gasto cero. En este momento, la válvula de retención cierra bruscamente y los efectos del golpe continúan en la forma de un movimiento pendular, tal como se muestra en la figura 267.

Generalmente, en este caso se alcanzan sobre-



(b)

Fig. 266-b. Depresión en la mitad de la longitud de la tubería.

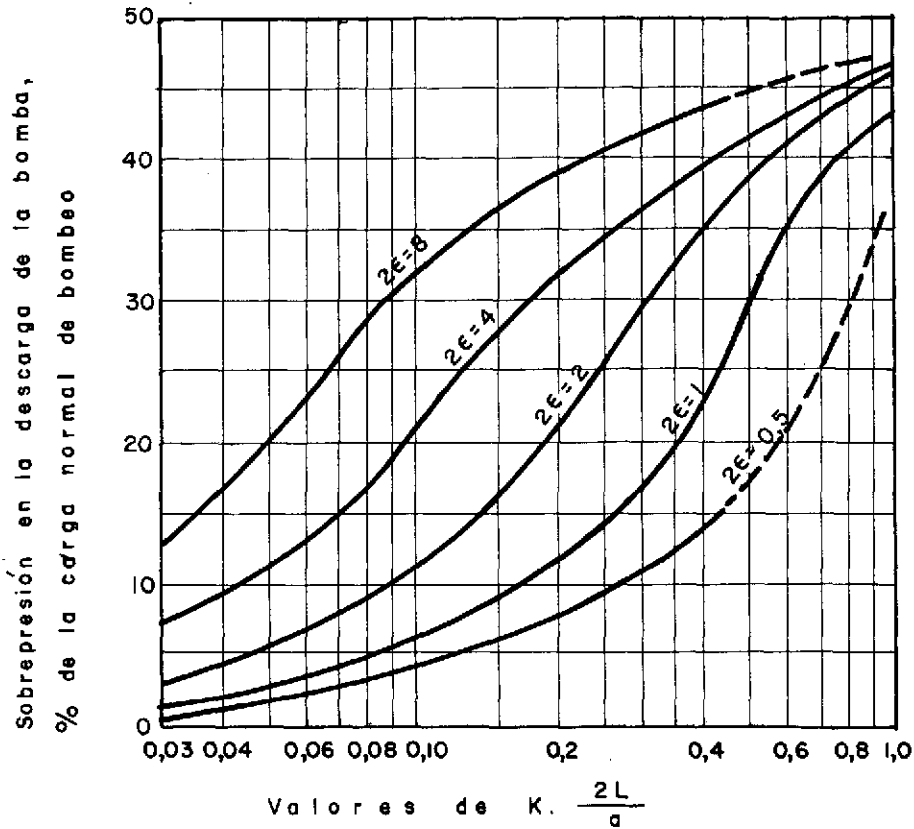
presiones mayores que en el estudiado en el inciso anterior.

Golpe de ariete sin incluir el efecto de inercia y con válvula de retención en la tubería. En el caso de que la inercia del conjunto bombamotor sea de importancia secundaria, la solución gráfica del golpe de ariete con válvula de retención en la tubería se simplifica todavía más a la forma mostrada en la figura 268.

En este caso, la recta del golpe de ariete que

parte de B_1 en la figura 267, intersecta antes al eje vertical h que a la curva w_1 , lo cual significa que el tiempo τ , necesario para que la válvula de retención se cierre y deje de influir la inercia de la bomba, es menor que el período T . Se tendría así, que para los instantes inferiores a T ($i < 1$), la carga de presión se puede calcular a partir de (11.63) como sigue:

$$h_i = h_b - \frac{a}{gS} (Q_0 - Q_i) \quad (11.78)$$



(c)

Fig. 266-c. Sobrepresión en la descarga de la bomba.

Esta ecuación representa a la recta mostrada en la figura 268 de inclinación μ y que pasa por el punto $B_0 (Q_0, h_0)$ que corresponde al inicio mismo del fenómeno.

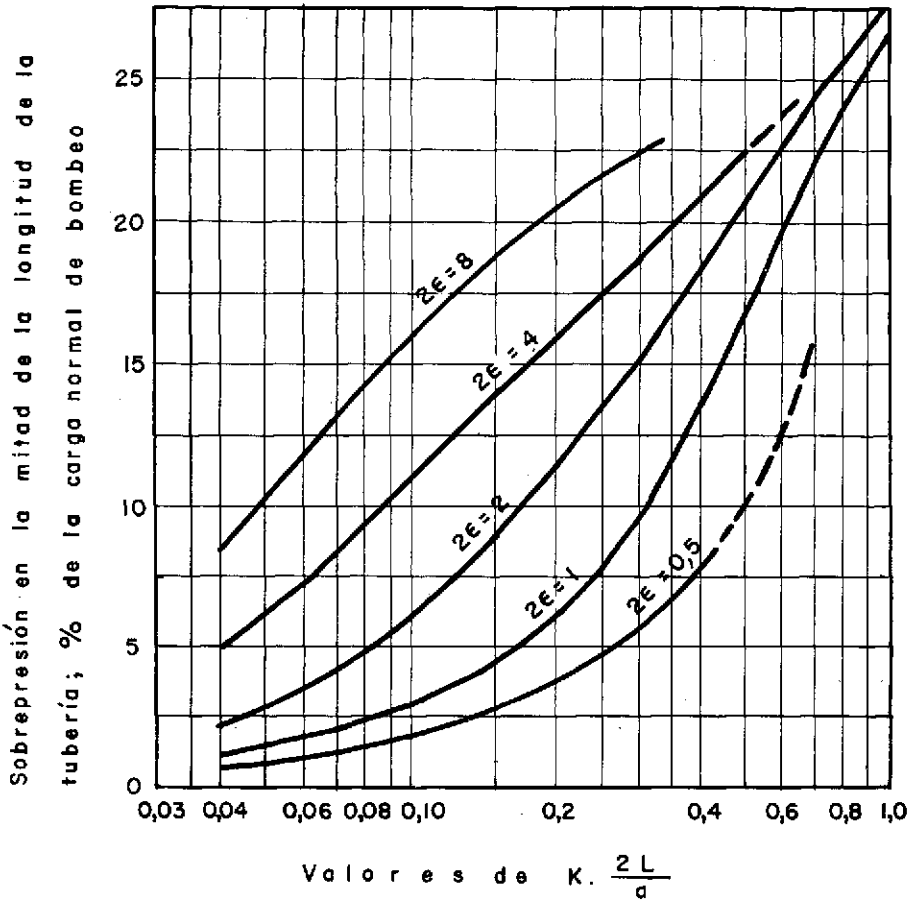
La presión mínima estará dada por la ecuación (11.78) con $Q=0$; esto es:

$$h_1 = h_0 - \frac{a}{gS} Q_0$$

y corresponde, como se ve en la figura 268 al punto B_1 . Un instante después la dirección del escurrimiento se invierte; en este momento se cierra la válvula de retención y la presión vuelve a incrementarse a lo largo de las rectas de pen-

diente negativa y positiva, con lo cual se determina la presión máxima h_2 .

Dependiendo fundamentalmente de la inclinación de la recta B_0-B_1 , esta puede intersectar el eje de los gastos antes que el eje de las cargas (fig. 269). Esto significa que la presión ha caído a la presión de succión de la bomba, no pudiendo disminuir por debajo de esta, de modo que la válvula de retroceso permanecería abierta y el flujo persistiría a través de la bomba. Al final del primer intervalo T , sólo una parte ΔQ del gasto original ha disminuido y el flujo continúa con un gasto Q_1 en la misma dirección



(d)

Fig. 266-d. Sobrepresión en la mitad de la longitud de la tubería.

y la válvula de retroceso abierta. La construcción del resto del diagrama es evidente de la figura. Nótese que se obtendrá un incremento de presión mayor si la bomba opera a un gasto original Q_0 más bajo, ocurriendo un máximo si el punto B_1' coincide con el origen.

Cierre de una válvula contra la carga de bombeo. Pueden presentarse dos casos: uno para el cual la válvula se encuentra colocada en la vecindad de la bomba, del lado de la descarga,

y otro en el que la válvula se encuentre en la vecindad del depósito, al final de la tubería.

Se empezará con el primer caso para el cual se supone una válvula como en la figura 270. Dicha válvula trabajará, en cualquier instante, con la carga H contra la que puede suministrar el gasto Q_1 , para la velocidad normal de operación y que se obtiene de la curva característica de la bomba.

De este modo, en un instante cualquiera del teorema de Bernoulli, se tendrá:

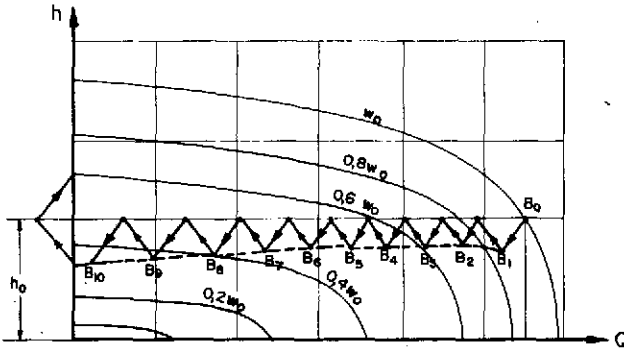


Fig. 267. Golpe de ariete en una bomba con válvula de retención, por efecto de una interrupción brusca de energía.

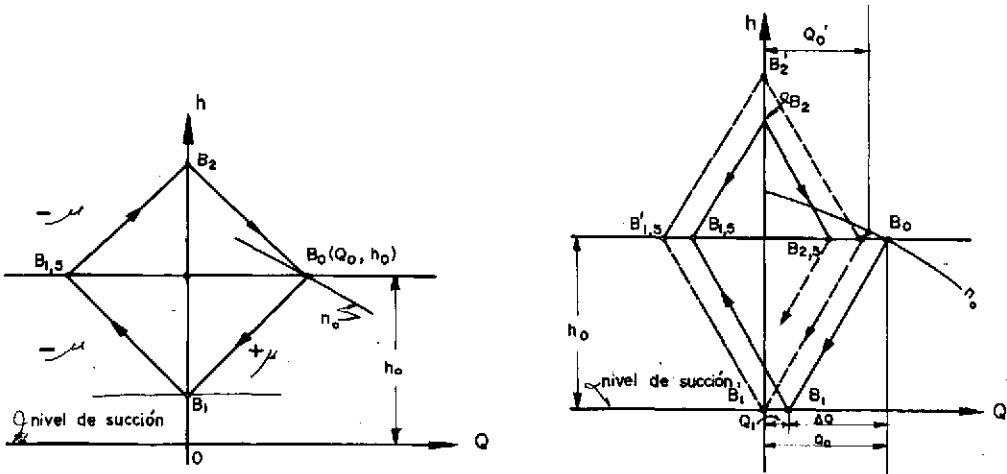


Fig. 268 y 269. Golpe de ariete en una bomba con válvula de retención, sin incluir el efecto de inercia del rotor.

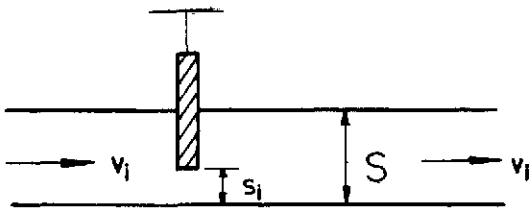


Fig. 270. Sistema de bombeo con válvula a la entrada de la tubería de descarga.

$$H_1 + \frac{v_1^2}{2g} = h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h_1$$

y por tanto:

$$h_1 = H_1 - \Delta h_1 = H_1 - \frac{K Q_1^2}{S^2 2g}$$

en que Δh_1 es la pérdida de carga en la válvula y K el coeficiente de pérdida que es función del factor de cierre $\phi_i = \frac{f_i}{f_0}$, que a su vez depende de la ley de cierre. Finalmente, para cada valor de ϕ se podrá dibujar una curva del tipo:

$$h_1 = H_1 - \frac{K(\phi_i) Q_1^2}{S^2 2g}$$

como se muestra en la figura 271.

Dada la ley de cierre, se pueden trazar dichas curvas y aplicar el método gráfico como se indica en dicha figura.

En el caso de que la válvula se encuentre en el extremo aguas abajo, en la proximidad del depósito, las curvas son del tipo dado por la ecuación (11.50).

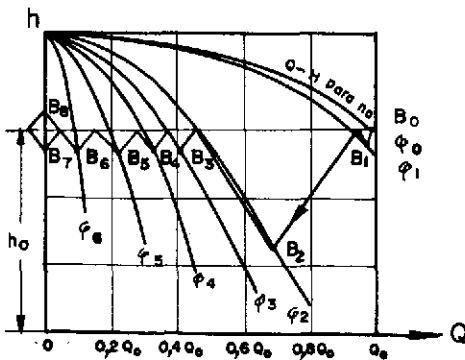


Fig. 271. Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la entrada de la tubería de descarga de una bomba.

Supóngase, por ejemplo, que la válvula C es cerrada en un tiempo $\tau = 3T$ contra la carga de bombeo, mientras la bomba sigue girando (véase fig. 272).

Las características del sistema para el punto C , con la válvula cerrada en los intervalos de tiempo $T, 2T, 3T$, son ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , respectivamente. Las características de las oscilaciones de presión $A_{0,5}, C_1, A_{1,5}, C_2, A_{2,5}, C_3$ se dibujan de la manera usual, presentándose la máxima presión en C_3 .

En ese instante se cierra la válvula de control en A , y se inicia el movimiento pendular.

Si la válvula en C se cierra en un tiempo, $\tau \leq T$, las características de las oscilaciones serán $A_{0,5}, C_1, A_{1,5}, C_2$ que se muestran con líneas de puntos.

Arranque de una bomba. Los efectos del golpe de ariete debidos al arranque normal de una bomba generalmente son despreciables. Sin embargo, estos efectos pueden ser disminuidos usando válvulas de control apropiadas o equipo

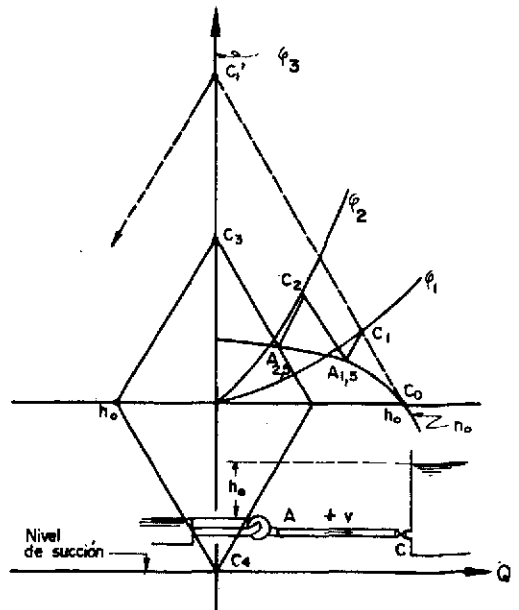


Fig. 272. Golpe de ariete por efecto del cierre de una válvula a la salida de la tubería de descarga de una bomba.

especial de arranque, asegurándose que todo el aire de las líneas de descarga sea removido. Si hay una válvula de control sobre el lado de la descarga, la bomba se arranca hasta que alcance la velocidad normal de operación, todavía con la válvula cerrada, y posteriormente se abre. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables; por el contrario, si esta es brusca (como en el caso de una válvula de retroceso), es decir, con $\tau \leq T$, ocurre una sobrepresión si las bombas arrancan bruscamente. Este efecto se muestra en la figura 273.

Golpe de ariete en la tubería de succión. En todos los ejemplos anteriores se ha concentrado la atención al golpe de ariete exclusivamente en la tubería de descarga. Sin embargo, cualquier cambio de gasto en la tubería de descarga se presenta también en la tubería de succión y consecuentemente golpe de ariete en esta tubería y en la carcasa de la bomba, que mecánicamente son las partes más vulnerables de toda la instalación. Por otra parte, dada la longitud generalmente corta de la tubería de succión, los efectos del golpe de ariete resultan despreciables y es poco frecuente que ocurra una falla en ellos.

En aquellos casos en que la longitud de la tubería de succión sea grande, se pueden hacer los mismos estudios del golpe de ariete de una tubería de descarga cualquiera, cuyas condiciones de frontera son fijadas por las caracte-

rísticas del sistema, las cuales son comunes a la tubería de descarga de la bomba.

Evidentemente, si el objeto del estudio es la determinación del máximo incremento de presión, no hay necesidad de dibujar un diagrama del golpe de ariete para la tubería de succión. Este máximo será igual al que se presente en la tubería de descarga, reducido tan sólo por la pérdida de carga a través de la carcasa de la bomba, en el caso de que no se haya previsto una válvula de retención.

Separación de la columna de agua. Los cambios positivos y negativos de presión, obtenidos de las soluciones del golpe de ariete antes estudiadas, se pueden dibujar sobre el perfil de la línea de descarga, como se muestra en la figura 274, con lo cual se determinan las presiones límites para las cuales deberá diseñarse la tubería. Puede ocurrir que la presión mínima, en algún punto a lo largo de la línea de descarga de la bomba, alcance la presión de vaporización del agua. En ese caso, la solución del golpe de ariete obtenida ya no es válida, pues si la condición de presión por debajo de la atmosférica dentro del tubo persiste por un período suficiente, las partículas líquidas de la columna se separan por la inclusión de vapor.

Esta separación de la columna ocurrirá sólo en aquellos instantes en que se presentan oscilaciones negativas de presión y deberá evitarse mediante el empleo de cámaras de aire, válvulas de alivio o momentos de inercia mayores en el conjunto bomba-motor, ya que pueden crear altas presiones cuando el fenómeno se invierte.

Dispositivos de alivio. Los incrementos de presión en las líneas de descarga de sistemas de bombeo sólo pueden disminuirse mediante una reducción gradual de la velocidad dentro del tubo, lo que puede lograrse por cualquiera de los medios siguientes:

- Mediante el diseño de sistemas de tuberías con velocidades originales bajas.
- Con válvulas controladas positivamente, que combinen las funciones de una válvula de control y una de retención.

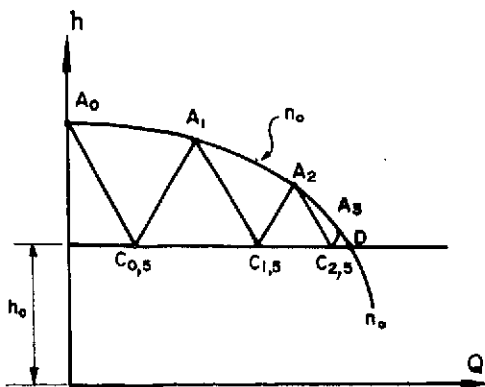


Fig. 273. Arranque de una bomba.

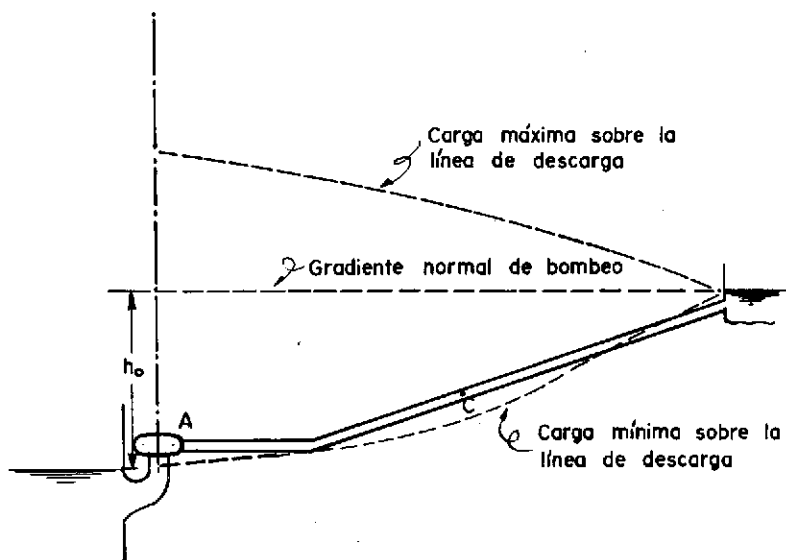


Fig. 274. Separación de la columna de agua en un sistema de bombeo.

c) Con válvulas de alivio que, en el caso de que se manejen con un control positivo, se conocen con el nombre de supresores de oscilación.

d) Por válvulas de retención especiales, o con una válvula de paso alrededor de estas, que pueda ser cerrada lentamente (manual o automáticamente) después que se haya cerrado la válvula de retención.

e) Por el uso de dispositivos especiales como las cámaras de aire, acumuladores o tanques de oscilación. Estos últimos son generalmente los más caros y sólo se justifican en circunstancias especiales.

f) Cuando la separación de la columna de agua dentro de la tubería es inevitable, es necesario instalar válvulas que permitan la entrada de aire al interior del tubo para amortiguar el choque en el momento en que ocurra el fenómeno.

Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería. Para realizar el cálculo de los efectos del golpe de ariete, cuando se desee la instalación de una válvula especial como las antes señaladas, es necesario tener las curvas características de las mismas.

Una de las más usadas es el llamado supresor de oscilaciones, que consiste de una válvula especial de alivio de capacidad adecuada, dispuesta de tal modo que se abra a una magnitud prefijada en condiciones que produzcan una oscilación antes de que se cierre la válvula de retención, para cerrar lentamente una vez que esto ocurra. El manejo del supresor de oscilación puede ser hidráulico, mecánico o eléctrico y un método de operación se ilustra en la figura 275, con el diagrama del golpe de ariete para

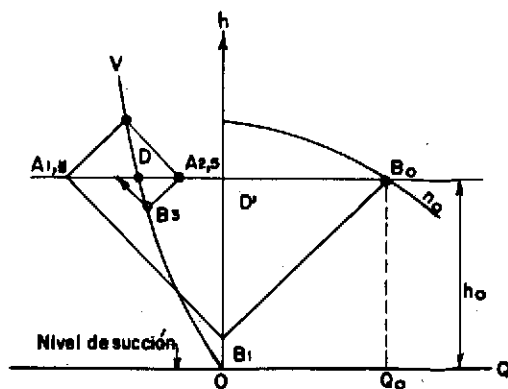


Fig. 275. Golpe de ariete con válvula de alivio en la tubería de descarga de una bomba.

una válvula de alivio con válvula de retención y supresor de oscilación.

La curva característica del supresor de oscilación corresponde a la parábola V . El supresor se abre en un instante entre T y $1,5 T$. La oscilación de presión de B_0 a B_1 se traza en la forma normal correspondiendo a la falla de potencia con inercia despreciable en el sistema.

Los puntos B_2 y B_3 se determinan con las intersecciones de rectas de pendiente negativa y positiva apoyadas sobre la parábola V . De este modo, el incremento de presión es eliminado prácticamente y una vez que este se ha amortiguado totalmente en el punto D , el supresor de oscilación se cierra lentamente de modo que el punto final del sistema se mueve de D a D' .

Cámara de aire. Un dispositivo que puede controlar efectivamente las oscilaciones de presión en la línea de descarga de una instalación de bombeo es la llamada cámara de aire, como la que se muestra en la figura 276 y que generalmente se instala aguas abajo de la bomba.

La porción inferior de la cámara contiene agua, mientras que la superior contiene aire a presión. Cuando ocurre la falla de potencia, tanto la carga desarrollada por la bomba como el gasto decrecen rápidamente, lo cual permite que el aire comprimido dentro de la cámara desaloje el agua hacia la tubería a través del orificio en el fondo de la cámara. De esa forma

se reducen los cambios de velocidad y los efectos del golpe de ariete en la línea de descarga.

Cuando la bomba funciona normalmente, el contenido de aire en la cámara se comprime bajo la presión de trabajo y almacena energía en forma análoga a lo que acontece con un resorte comprimido.

Cuando falla la energía, la presión disminuye y el aire comprimido se expande, presionando gradualmente el contenido de agua de la cámara, la cual fluye hacia el exterior y alimenta así a la tubería. Con esto, el escurrimiento en la tubería decrece paulatinamente y el ritmo de la caída de presión disminuye.

Una vez que la velocidad angular de la bomba disminuye hasta el punto en que ya no puede mantener el flujo contra la altura de descarga, la válvula de retención colocada del lado de la descarga se cierra, con lo cual el paro de la bomba es más lento y el flujo en la tubería de descarga y en la cámara se invierte en dirección al depósito y al interior de la cámara. Por lo cual el volumen de aire nuevamente disminuye, presentándose un incremento positivo de presión.

Las cámaras de aire deben ser constantemente abastecidas con pequeñas cantidades de aire comprimido que reemplacen al que se disuelve en el agua. Para hacer que estas tengan un funcionamiento más efectivo es necesario una estrangulación como la que se muestra en la figura 277.

Esta estrangulación es del tipo llamado orificio diferencial y, para el flujo de la tubería a

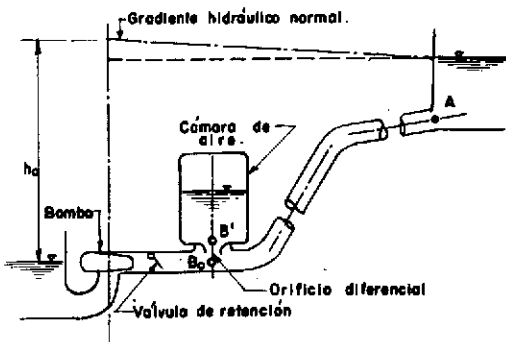


Fig. 276. Instalación de bombeo con cámara de aire.

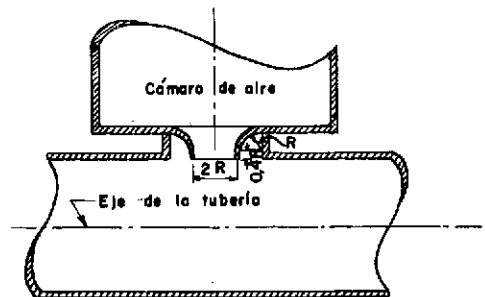


Fig. 277. Forma del estrangulamiento recomendado para una cámara de aire.

la cámara, proporciona una pérdida de carga 2,5 veces mayor que para el flujo de la cámara a la tubería y produce así una mejor amortiguación.

La ecuación de la pérdida de carga producida por el estrangulamiento es semejante a la (11.57):

$$h_e = C_e Q_i^2 \quad (11.78)$$

en que C_e es el coeficiente de pérdida por estrangulamiento, el cual depende de su forma.

Una vez que ocurre la interrupción de potencia al motor de la bomba, la carga de presión en el lado de la descarga es mantenida inicialmente por la cámara de aire, mientras que la velocidad de la bomba y el gasto caen rápidamente. Esto hace que la válvula de retención cierre casi inmediatamente después de la falla de la energía, por lo cual se puede suponer que esto sucede simultáneamente y que el flujo en la tubería sólo es proporcionado por la cámara de aire. Con esta suposición se eliminan las características de la bomba de los cálculos del golpe de ariete, pero introduce una onda de presión brusca correspondiente a la caída instantánea de la carga a través del orificio de estrangulación en la base de la cámara.

El fenómeno de compresión y expansión del volumen de aire contenido en la cámara se puede suponer (según Parmakian), como un término medio entre un proceso adiabático y un isotérmico. Es decir, en cualquier instante se cumple que:

$$H_0 V_0^{1.2} = H_i V_i^{1.2} = \text{Constante} \quad (11.80)$$

en que H_i representa la carga de presión absoluta en el instante i , o sea:

$$H_i = h_i + \frac{P_{atm}}{\gamma} \quad (11.81)$$

y V_i el volumen de aire en la cámara en el instante i , o bien, si se expresa (11.81) en los términos adimensionales siguientes:

$$H_i^* = \frac{H_i}{H_0} \text{ y } V_i^* = \frac{V_i}{V_0} \quad (11.82)$$

se puede escribir:

$$H_i^* V_i^{*1.2} = 1 \quad (11.83)$$

La ecuación (11.83) se representa por la gráfica mostrada en la figura 278.

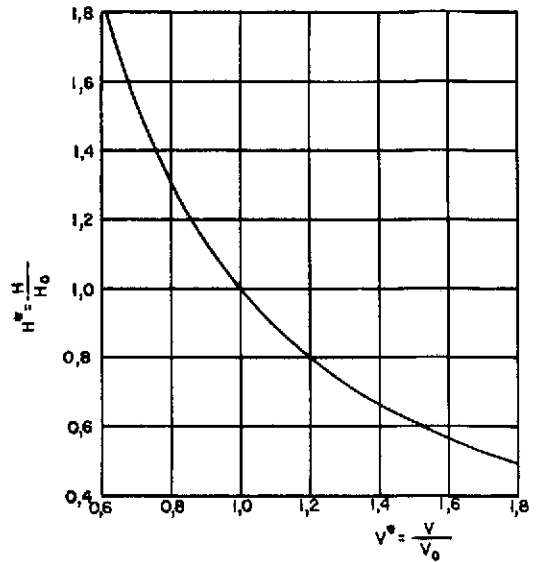


Fig. 278. Ley del proceso de expansión del aire en la cámara.

El volumen de aire en cualquier instante i , en términos del volumen en el instante $i-1$, es:

$$V_i = V_{i-1} - \int_{i-1}^i Q dt \quad (11.84)$$

en que A es el área de la sección transversal de la cámara.

Para intervalos de tiempo pequeños, la variación del gasto Q puede suponerse lineal, por lo que el volumen de aire en la cámara es entonces:

$$V_i = V_{i-1} - \left(\frac{Q_{i-1} + Q_i}{2} \right) \Delta t, \quad (11.85)$$

en que el intervalo de tiempo $t = t_i - t_{i-1}$. Por comodidad en el uso del método gráfico del golpe de ariete, es conveniente elegir Δt como una fracción del tiempo de reflexión de la onda T ; o sea que $\Delta t = \frac{2L}{a} \delta$. Así, si se sustituye en (11.85), esta se puede escribir:

$$\frac{V_i}{V_0} = \frac{V_{i-1}}{V_0} - \frac{(Q_{i-1} + Q_i)}{2 V_0 Q_0} Q_0 \frac{2 L \delta}{a} \quad (11.86)$$

y con el parámetro adimensional $Q_i^* = \frac{Q_i}{Q_0}$, se puede escribir:

$$V_i^* = V_{i-1}^* - \frac{(Q_{i-1}^* + Q_i^*) 2 \delta}{2 V_0 a} Q_0 L \quad (11.87)$$

En esta ecuación el término $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$ es también adimensional como puede observarse fácilmente. Toda vez que los cambios del volumen de aire en la cámara se definen en términos de presiones absolutas, es preferible definir la característica de la tubería en términos de cargas de presión absoluta, esto es:

$$\epsilon^* = \frac{av_0}{2gH_0} \quad (11.88)$$

Esta característica de la tubería representa además la pendiente de las rectas del golpe de ariete en un plano $Q^* - H^*$, siendo por supuesto válidos los métodos de solución antes descritos.

El procedimiento gráfico para la solución del problema de la cámara de aire es como sigue:

Sobre un plano coordenado $Q^* - H^*$ se dibuja la parábola de pérdida por estrangulamiento. El punto de coordenadas $Q^* = 1$, $H^* = 1$, representa al punto B_0 , B_0 y A_1 (véase figs. 276 y 279) es el punto de partida.

La suposición del cierre instantáneo de la válvula de retención causa un cambio del gasto

en la tubería, que sigue la recta de pendiente positiva ϵ^* . La posición del punto B_1 se puede calcular por tanteos y para esto se supone un primer valor de Q_1^* y con la fórmula (11.87) se calcula el volumen para el instante 1, para $\delta = 1$ con la fórmula:

$$V_1^* = V_0^* - \frac{2(Q_0^* + Q_1^*)}{2 \frac{V_0 a}{Q_0 L}} = V_0^* - \frac{(1 + Q_1^*)}{Q_0 L}$$

en que V_0^* tiene que ser inicialmente supuesto o fijado de antemano. Con V_1^* se obtiene de la gráfica de la figura 278 el valor de H^* que tendrá que ser el mismo supuesto para el punto en cuestión, de lo contrario se repite el mismo procedimiento.

Para calcular el punto B_2 se repite el procedimiento por tanteos y así sucesivamente.

Para puntos correspondientes a instantes intermedios, δ será igual al valor del instante para el que se desea calcular. Por ejemplo, si $i = 0,5$ (o sea el punto $B_{0,5}$), entonces $\delta = 0,5$.

Los valores de la carga de presión en el punto B' de la base de la cámara se pueden calcular en cada instante, restando la magnitud

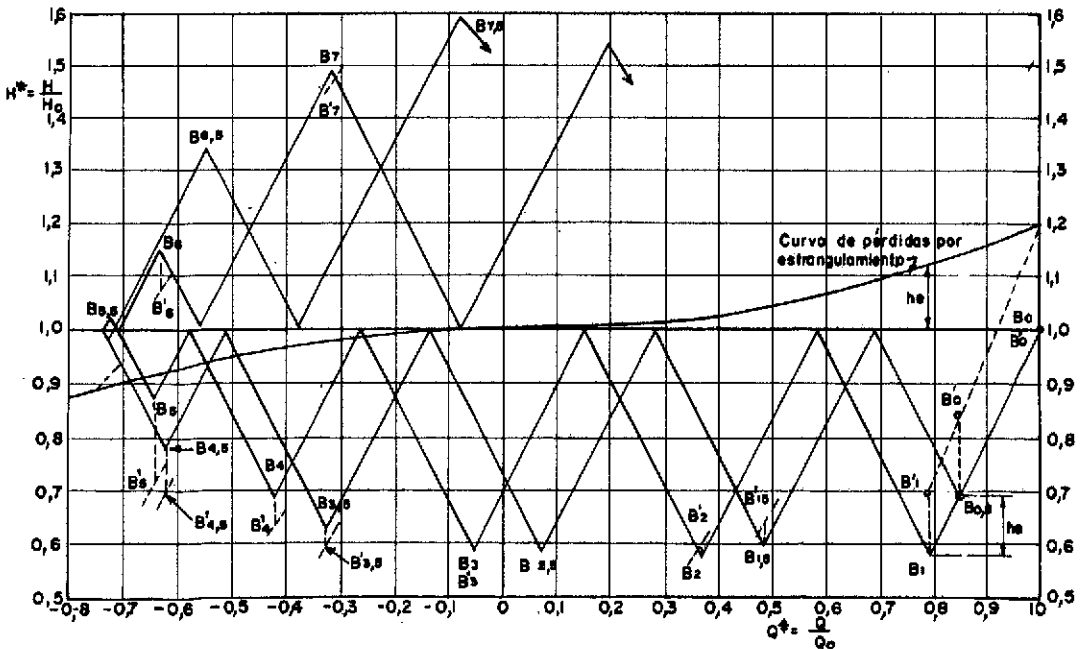


Fig. 279. Golpe de ariete en una planta de bombeo con cámara de aire.

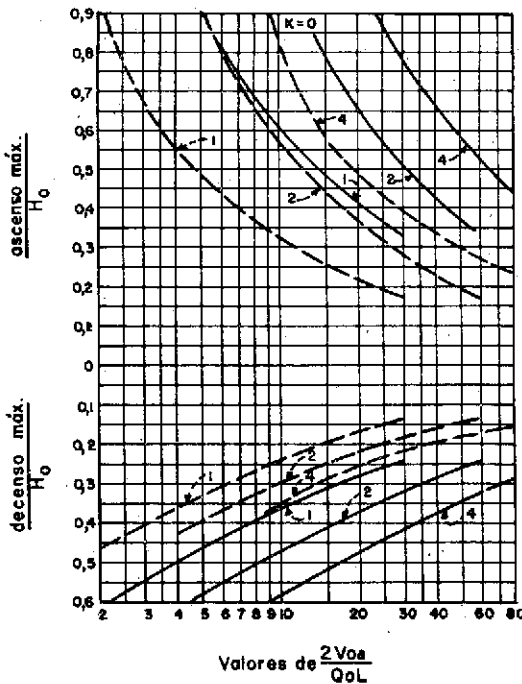
de la pérdida por estrangulamiento Δh_e correspondiente al gasto Q_t del instante en cuestión (línea de puntos).

Por otra parte, de las ecuaciones (11.87) y (11.88) se observa que existen dos parámetros básicos en la determinación del golpe de ariete en una línea de descarga con cámara de aire y que son $2\epsilon^*$ y $\frac{2V_0 a}{Q_0 L}$.

Los resultados de un gran número de soluciones de cámaras de aire se muestran en la figura 280-a, b, c, d. En estas figuras, las oscilaciones de presión en la línea de descarga adyacente a la cámara y en la mitad de la tubería, se han dibujado contra los parámetros básicos antes mencionados.

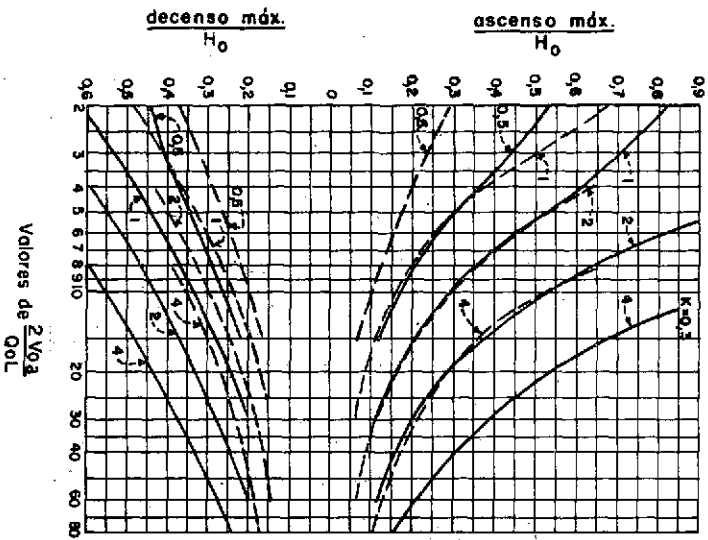
Para los valores mostrados en estos diagramas, dados por Parmakian, se han hecho las siguientes suposiciones:

- a) La cámara de aire está localizada cerca de la bomba.
- b) La válvula de retención en la bomba cierra inmediatamente después de la falla de potencia.
- c) La relación presión-volumen para el aire comprimido en la cámara de aire, es: $H^* V^{*1.2} = cte.$
- d) La relación de la pérdida de carga total para el mismo gasto entrando o saliendo de la cámara es 2,5:1; $K H_0^*$ es la suma de las pérdidas de carga por fricción en la tubería y por estrangulamiento en el orificio diferencial



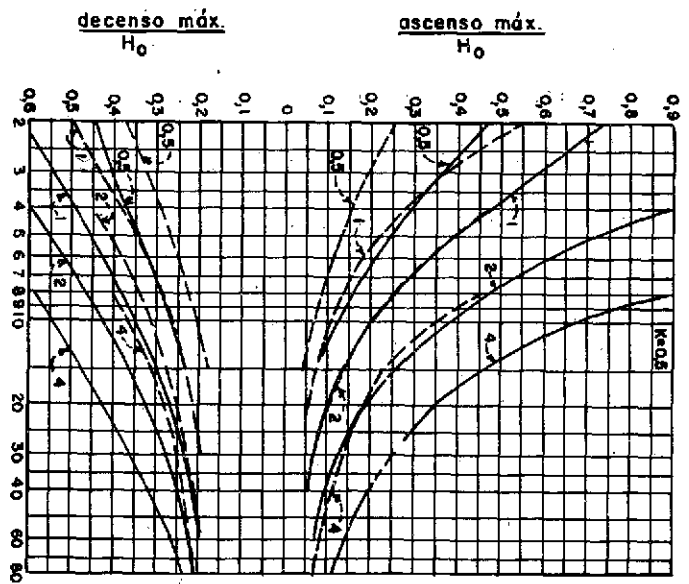
Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$
 ————— adyacente a la bomba
 - - - - - en el centro de la tubería

Fig. 280-a. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$ adyacente a la bomba
 ----- en el centro de la tubería

Fig. 280-b. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K=0.3$.



Los números sobre las curvas son valores de $2\epsilon^*$ adyacente a la bomba
 ----- en el centro de la tubería

Fig. 280-c. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K=0.5$.

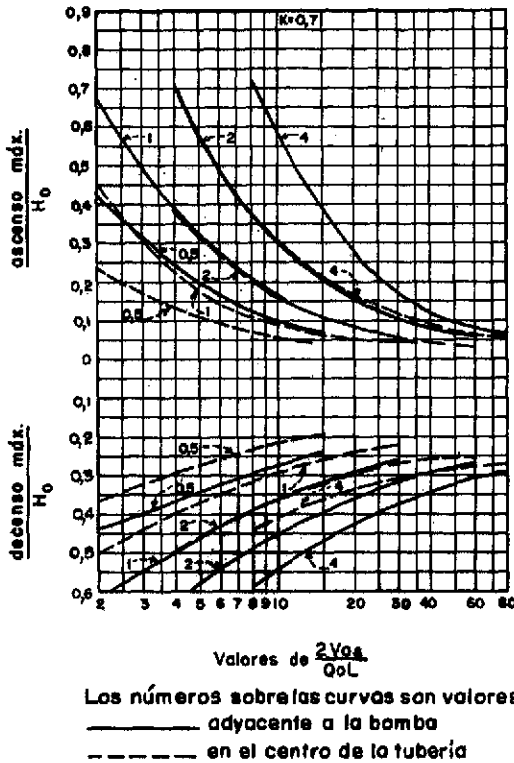


Fig. 280-d. Variaciones de presión en la tubería de descarga para $K = 0,7$.

cuando un flujo invertido igual a Q_0 pase al interior de la cámara.

Para asegurar que el aire no entre a la línea de descarga cuando ocurra la oscilación mínima, el volumen total que deberá tener la cámara de aire deberá ser mayor que V' dado por la siguiente expresión:

$$V' = V_0 \left(\frac{H_0^*}{H \min} \right)^{1/1,2} \approx \frac{V_0 H_0^*}{H^* \min} \quad (11.89)$$

en que $H^* \min = H_0^*$ menos la mínima oscilación adyacente a la bomba.

APLICACIONES NUMERICAS

Golpe de ariete producido por una interrupción brusca de energía. Supóngase un sistema

de bombeo con una tubería de acero soldado, con las siguientes características:

$N_{Koz} = 38$; $D = 0,60 \text{ m}$; $e = 0,6 \text{ cm}$; $L = 200 \text{ m}$ y que transporta un gasto $Q_0 = 0,500 \text{ m}^3/\text{s}$, contra una carga estática $b_0 = 150 \text{ m}$ (véase fig. 258).

Sea además el conjunto bomba-motor tal que:

$$I = \frac{WR^2}{g} = 18 \text{ Kg. ms}^2$$

Las curvas características de la bomba, para la velocidad normal de operación, se muestran en la figura 281.

$$\text{De los datos de la tubería } S = \frac{\pi D^2}{4} = 0,283 \text{ m}^2$$

Velocidad del agua en condiciones normales

$$v_0 = \frac{Q_0}{S} = 1,77 \text{ m/s}$$

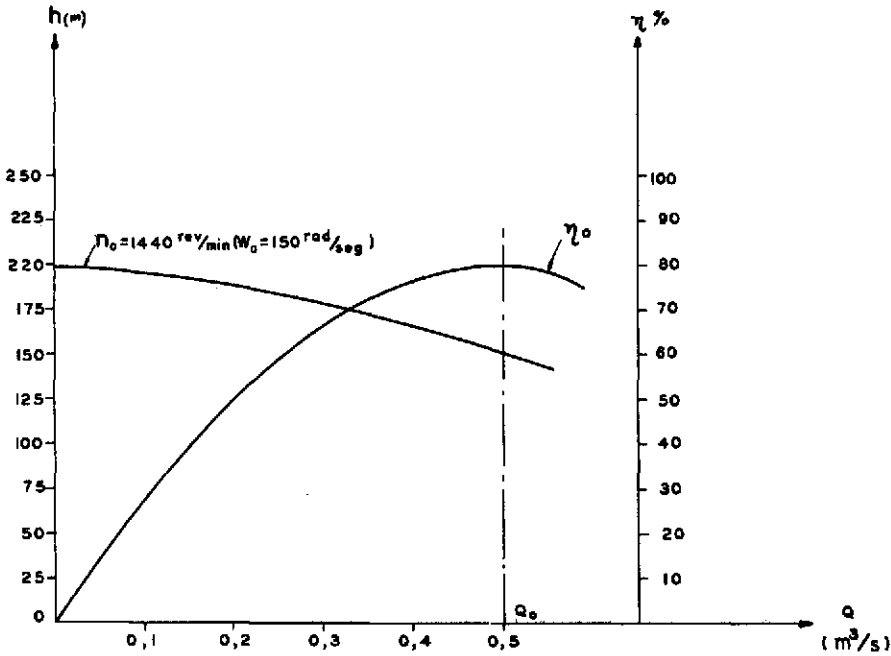


Fig. 281. Curvas características para la velocidad normal de operación de la bomba del ejemplo numérico.

Por otra parte, la pérdida de carga por fricción según la fórmula de Kozeny vale:

$$h_f = \left(\frac{1}{8,86 \log D + N} \right)^2 \frac{L}{S^2 D} Q^2$$

$$h_f = 3,21 Q^2 \quad (11.90)$$

y en condiciones normales, $h_{f_0} = 3,21 Q_0^2 = 0,80 \text{ m}$.

Por tanto, la carga que debe vencer la bomba es:

$$h_0 = h_{s_1} + h_f = 150,80 \text{ m}.$$

Ahora bien, por tratarse de una tubería de pared delgada, la celeridad de las ondas de presión de acuerdo con (11.20), vale:

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{0,5 \frac{0,6}{0,006} + 48}} \approx 1.000 \text{ m/s}$$

El tiempo de reflexión de las ondas será entonces:

$$T = \frac{2L}{a} = \frac{400}{1.000} = 0,4 \text{ seg.}$$

Supóngase ahora que repentinamente falta la corriente eléctrica que alimenta el motor de la bomba.

Para calcular el golpe de ariete que se produce en estas condiciones, se empleará el método descrito en la sección que lleva el título "Presión en cualquier sección de la tubería" (véase págs. 237-239).

Para ello, la parábola de pérdidas de carga, según la ecuación (11.57), queda tabulada en la siguiente forma:

Q	Q ²	h _f
0	0	0
0,1	0,01	0,0321
0,2	0,04	0,1284
0,3	0,09	0,2889
0,4	0,16	0,5136
0,5	0,25	0,8000

Para obtener las curvas de operación, a partir de la conocida para n_0 , se procede como se indicó en las págs. 245-248; esto es, por un punto A de la curva n_0 (fig. 282) se traza una parábola de la forma:

$$\frac{h}{h_0} = c \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2$$

A continuación se divide la abscisa del punto A en p partes iguales, con lo que los puntos de la parábola para estas abscisas serán las correspondientes a las curvas $Q-h$ para $n = \frac{n_0}{p}$,

$$n = \frac{2n_0}{p}, n = \frac{3n_0}{p}, \text{ etc.}$$

Uniendo los puntos correspondientes a la misma n en cada parábola, se obtienen las curvas $Q-h$ para dichos valores.

A continuación se trazan en el mismo plano las curvas $Q-h$ que se obtuvieron en la figura 283 y la parábola de pérdidas (ecuación 11.90), como se muestran en la figura 283.

Para convertir la velocidad de la bomba de rpm a rad/seg se emplea la relación

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

De acuerdo con el método, a partir del punto B_0 (fig. 283), se traza la recta de Allievi, cuya pendiente según ecuación (11.48) vale:

$$\frac{a}{gS} = \frac{1.000}{9,8(0,283)} = 361$$

hasta cortar la curva $Q-h$ correspondiente a

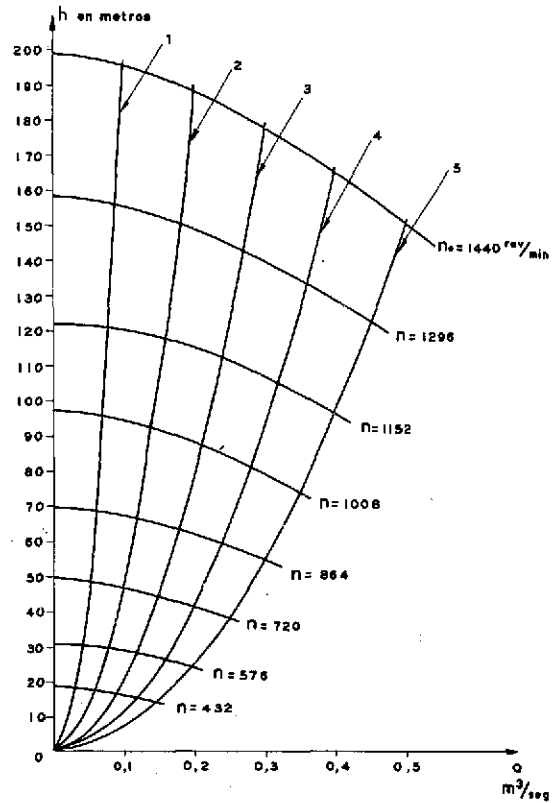


Fig. 282. Curvas $Q-h$ para diferentes velocidades de operación de la bomba del ejemplo numérico.

CUADRO 16.—*Tabulación de parábolas del problema*

Q	Q ²	Parábola 1 h = 603,2Q ²	Parábola 2 h = 1,030Q ²	Parábola 3 h = 1,975Q ²	Parábola 4 h = 4,710Q ²	Parábola 5 h = 19,600Q ²
0,025	0,000625	0,377	0,644	1,23	2,95	12,25
0,050	0,00250	1,515	2,570	4,94	11,80	49,00
0,075	0,005625	3,400	5,818	11,15	26,50	110,50
0,100	0,0100	6,032	10,30	19,75	47,10	196,00
0,150	0,0225	13,600	23,20	44,40	106,00	
0,200	0,0400	24,200	41,20	79,00	188,00	
0,250	0,0625	37,700	64,40	123,00		
0,300	0,0900	54,300	92,80	178,00		
0,350	0,1225	74,000	126,00			
0,400	0,1600	96,800	163,00			
0,450	0,2025	122,00				
0,500	0,2500	150,800				

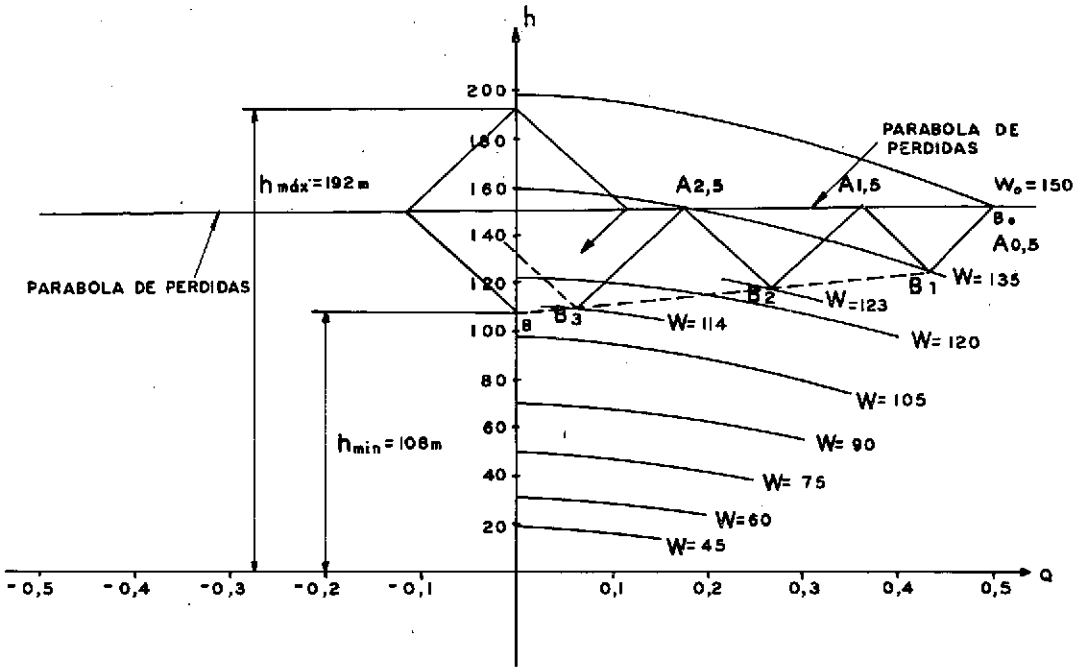


Fig. 283. Solución del ejemplo numérico.

w_1 , que, de acuerdo con (11.70) para $\Delta t = T$, vale:

$$w_1 = \left(150^2 - \frac{0,8}{1,8} E_0 \right)^{\frac{1}{2}}$$

y de (11.73)

$$E_0 = \frac{1.000 \times 0,500 \times 150,8}{0,80} = 94.100$$

de donde:

$$w_1 = (22.500 - 4.200)^{\frac{1}{2}}$$

$$w_1 = 135 \text{ rad/seg}$$

Siguiendo el método, a partir del punto B_1 obtenido en el párrafo anterior, se traza la recta de pendiente $-\frac{a}{g\delta}$ hasta cortar la parábola de pérdidas (punto $A_{1,5}$). Por este punto se traza una recta de pendiente $+\frac{a}{g\delta}$ hasta cortar a la curva correspondiente a w_2 , que se calcula a partir del punto B_1 y las ecuaciones (11.73) y (11.70).

En la ecuación (11.73) se necesitan ahora los valores de Q_1 , b_1 y η_1 .

Para tener Q_1 y b_1 bastará proyectar el punto B_1 sobre los ejes (fig. 283).

Para el cálculo de η_1 se seguirá el método de Mattyus, que supone las misma eficiencia en puntos homólogos de las curvas $Q-h$ para distintas n (sobre la misma parábola de la fig. 283). Para poder trabajar más fácilmente con las parábolas de la figura 282, se pasa la curva n_0 al punto $Q-\sqrt{h}$ de la figura 284, en el que las parábolas de la figura 282 serán rectas que pasan por el origen. A continuación, se lleva el punto B_1 (fig. 283) al mismo plano $Q-\sqrt{h}$ (fig. 284). Uniendo este punto 1 con el origen y prolongando la recta así obtenida hasta cortar la curva n_0 , se obtiene el punto homólogo al 1 perteneciente a la curva n_0 pero en el plano $Q-\sqrt{h}$ (punto 1') el cual, referido a la curva n_0 , da el valor de η_1 buscado.

Ya conocidas Q_1 , b_1 y η_1 se calcula w_2 en la siguiente forma:

de (11.69)

$$E_1 = \frac{1.000 \times 0,430 \times 125}{0,79} = 68.000$$

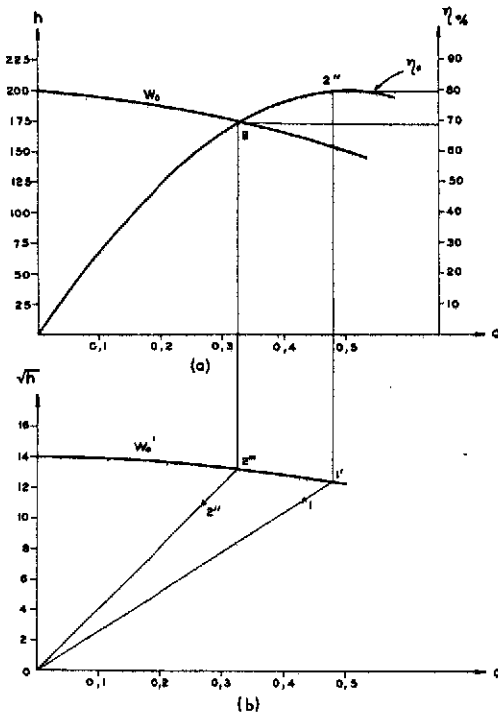


Fig. 284. Determinación de la eficiencia de la bomba para distintas velocidades de operación.

y de (11.70)

$$w_2 = \left(135^2 - \frac{0,8}{18} 68.000 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$w_2 = 123 \text{ rad/seg.}$$

En igual forma se obtiene el punto B₃ a partir del punto B₂

$$E_2 = \frac{1.000 \times 0,256 \times 118}{0,69} = 45.400$$

$$w_3 = \left(123^2 - \frac{0,8}{18} 45.400 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$w_3 = 114 \text{ rad/seg}$$

Al continuar en igual forma para obtener el punto B₄ se observa en la figura 284 que con la recta de pendiente $\frac{-a}{gS}$ que parte del punto B₃, se corta al eje vertical h, por lo cual se unirán ahora con trazo continuo los puntos B₁, B₂, y B₃ prolongándose ese trazo hasta cortar el eje vertical h. A partir de este punto B se traza la recta de pendiente $-\frac{a}{gS}$, como se indica

en la figura 283, ya que en ese instante se cierra la válvula de retroceso.

De la figura 283 se obtiene una carga de presión mínima $h_{min.} = 108 \text{ m}$ y una carga de presión máxima $h_{max.} = 192 \text{ m}$, debidas al golpe de ariete.

La sobrepresión debida al golpe de ariete es entonces el 28% de la carga de presión de funcionamiento normal de la tubería y debió tenerse en cuenta al dimensionar la misma. Así, de acuerdo con la fórmula para tubos delgados:

$$\sigma = \frac{\Delta p D}{2} = \frac{19,2 \times 60}{2 \times (0,6)} = 960 \text{ Kg/cm}^2$$

es el esfuerzo máximo a que estará sujeta la tubería de descarga teniendo en cuenta el efecto del golpe de ariete.

Cámara de aire. Considérese una instalación de bombeo como la mostrada en la figura 276 para la cual se desea determinar el tamaño de una cámara de aire tal, que impida que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga adyacente a la bomba exceda a 0,43 H₀* y además, que la depresión máxima en el centro del tubo no exceda a 0,21 H*.

Los datos del problema son:

$$h_{st} = 60 \text{ m}$$

$$h_f = 0,920 \text{ m}$$

$$h_0 = 60,92 \text{ m}$$

$$Q_0 = 2,86 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S = 1,84 \text{ m}^2$$

$$v_0 = 1,55 \text{ m/s}$$

$$a = 900 \text{ m/s}$$

$$H_0 = 60,92 + 10,33 = 71,25 \text{ m}$$

$$2\epsilon^* = 2$$

$$L = 610 \text{ m}$$

Diferencia entre el nivel de succión y el punto medio de la tubería = 53,5 m.

De las gráficas mostradas en la figura 280 se encuentra que las condiciones de presión antes señaladas se satisfacen con K=0,3 y para:

$$2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$$

como se puede comprobar fácilmente de la figura 280. De esta figura se obtiene que la sobrepresión máxima en la tubería de descarga

adyacente a la bomba es de $0,27 H_0^*$, la máxima depresión en el centro del tubo es de $0,21 H_0^*$ y la máxima depresión adyacente a la bomba es $0,32 H_0^*$.

Para la instalación mostrada, la pérdida por fricción para el gasto normal de bombeo Q_0 asciende a $0,92 m$. El orificio diferencial requerido en la cámara de aire debe entonces proporcionar para un flujo Q_0 contra la carga, una pérdida que deberá ser:

$$h_c = K H_0 - h_f = 0,3 \times 71,25 - 0,92 = 20,46 m$$

Además, con $2 \frac{V_0 a}{Q_0 L} = 21$ se puede calcular

el volumen inicial de aire comprimido dentro de la cámara y que es:

$$V_0 = \frac{21 \times 2,86 \times 610}{900 \times 2} = 20,3 m^3$$

y el volumen mínimo que deberá poseer la cámara de aire V' , se puede determinar de la ecuación (11.89)

$$V' = \frac{V_0 H_0^*}{H^* \min} = \frac{V_0 H_0^*}{(1 - 0,32) H_0^*} = \frac{20,3}{0,68} = 29,7 m^3$$

Libros de consulta

1. Brown, John G.: *Hydroelectric engineering practice*, Vol. 1. *Civil Engineering*. Londres: Blackie & Son, 1958. 1189 págs.
2. Bergeron, L.: *Du Coup de Belier en Hydraulique*

au Coup de Foudre en Electricite. Paris: Dunod, 1950. 336 págs.

3. Jaeger, Charles: *Engineering fluid mechanics*. Londres: Blackie & Son, 1956. 529 páginas.

4. Kozeny, J.: *Hydraulik*. Viena: Springer, 1953. 588 págs.

5. Moreno, A.: "Algunos efectos del golpe de ariete en sistemas de bombeo". Tesis profesional. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 1960.

6. Parmakian, John: *Waterhammer Analysis*. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 161 páginas.

7. Rich, George Rollo: *Hydraulic Transients*. 2ª edición. Nueva York: Dover Publications, Inc., 1963. 409 páginas.

8. Rouse, Hunter: *Engineering Hydraulics*. Proceedings of the Fourth Hydraulics Conference, Iowa Institute of Hydraulic Research. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1950. 1039 páginas.

9. Schlag, A.: *Hydraulique Générale*. Paris: Dunod, 1957. 243 págs.

10. Sánchez, J. L.: "Teoría del golpe de ariete". *Ingeniería Civil*. México, 1955.

11. Stepanoff, Alexey J.: *Centrifugal and axial flow pumps; theory, design and application*. Nueva York: John Wiley & Sons, Inc., 1948. 428 páginas.

12. Stucky, A.: *Druckwasserschlosser von Wasserkraftanlagen*. Berlín: Springer, 1962. 181 págs.

13. Volk, W.: *Absperrorgane in Rohrleitungen*. Berlín: Springer, 1959. 178 págs.

14. Wechmann: *Hydraulik*. Berlín: Technic, 1959. 306 págs.