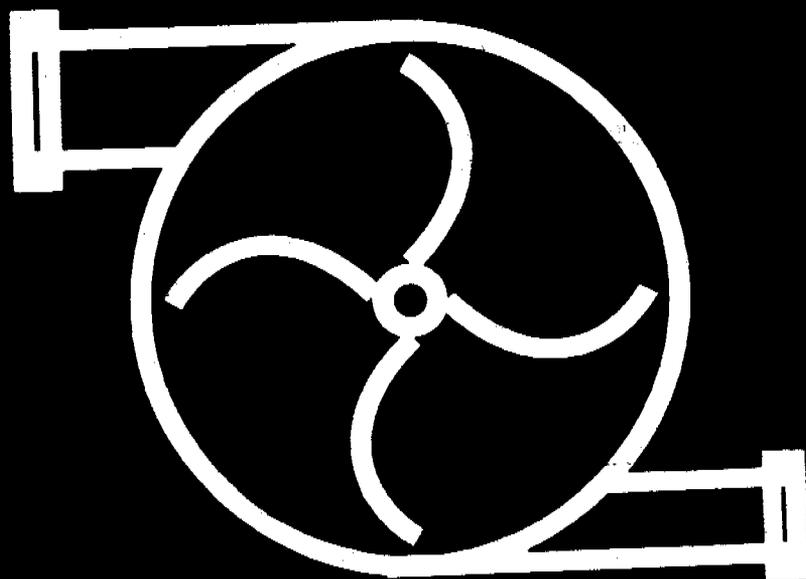


BOMBAS Y ESTACIONES DE BOMBEO



Antonio Castillo Ruiz

Gerardo C

230-9380-12370

Para San Teun Visscher,
excalente amigo, acompa-
ñado con panes de trabajo,
con muchas caricias.
Abanti.

**BOMBAS Y
ESTACIONES DE BOMBEO**

LIBRARY
INTERNATIONAL REFERENCE CENTRE
FOR COMMUNITY WATER SUPPLY AND
SANITATION (IRC)

**BOMBAS Y
ESTACIONES DE BOMBEO**

Antonio Castilla Ruiz

Ingeniero Civil, Facultad Nacional de Minas, Medellín, Colombia
Asesor Hidráulico de CINARA

Gerardo Galvis Castaño

Ingeniero Sanitario, Universidad del Valle, Cali, Colombia
M. Sc University of Newcastle, Upon Tyne, England
Director de CINARA

LIBRARY, INTERNATIONAL REFERENCE
CENTRE FOR COMMUNITY WATER SUPPLY
AND SANITATION (ICRS)

P.O. Box 3070, 2300 AD The Hague
Tel. (070) 814311 ext. 141/142

RN:

12370

LO:

230 9380

© 1993

**CINARA - Centro Inter-Regional de Abastecimiento
y Remoción de Agua**
Cali, Colombia

Autores:

Antonio Castilla Ruiz

Ingeniero Civil, Facultad Nacional de Minas, Medellín, Colombia
Asesor Hidráulico de CINARA

Gerardo Galvis Castaño

Ingeniero Sanitario, Universidad del Valle, Cali, Colombia
M. Sc University of Newcastle, Upon Tyne, England
Director de CINARA

Diseño e impresión:

Ultragraf Editores

Impreso en Colombia

Los autores desean hacer énfasis en el hecho de que el objetivo principal del libro es el de que sirva como un valioso auxiliar a los ingenieros civiles, sanitarios y químicos dedicados al diseño, operación y mantenimiento de sistemas de abasto de agua potable y remoción de aguas residuales. Por otra parte, le solicitan al lector que suministre información a CINARA sobre los eventuales errores y deficiencias que encuentre en la edición con el fin de mejorar al máximo las futuras publicaciones.

Contenido

	Pág.
CAPITULO I	ECUACIÓN DE LA ENERGÍA O DE BERNOULLI 11
	¿Qué es energía? 13
	1. Energía de posición 14
	2. Energía cinética 15
	3. Energía de presión 16
	Ecuación de la energía 17
	Consideraciones teóricas 21
	Problema del sifón 27
	Problema del tubo en U 30
CAPITULO II	TEOREMA DEL MOMENTUM 35
	Sistema 37
	Volumen de control 37
	Ecuación general 41
	Teorema del momentum 41
	Ejemplos 43
CAPITULO III	MOMENTO DEL MOMENTUM 47
	Derivación de la ecuación general 49
	Torque 53
	Ecuación de Euler para las bombas 53
CAPITULO IV	BOMBAS CENTRÍFUGAS 55
	Clasificación de las bombas 57
	Turbinobombas 57
	Bombas de voluta 59
	Ecuación de Euler 64
	Eficiencia 65
	a) Eficiencia hidráulica 65
	b) Eficiencia volumétrica 65
	c) Eficiencia mecánica 65
	Carga desarrollada por la bomba 65
	Efecto de la variación de la velocidad de giro 68

	Ejemplo	69
	Efecto de la variación del diámetro	70
	Ejemplo	71
	Bombas de diseño homólogo	71
CAPITULO V	HIDRÁULICA DE LA OPERACIÓN CONJUNTA	
	DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE	79
	Consideraciones hidráulicas básicas y definición de términos	82
	Ilustración del método con un sistema de dos bombas	85
	Solución gráfica	85
	Solución analítica	88
	Ilustración del método con un sistema de tres bombas	89
	Problema 1	91
	Problema 2	92
	Problema 3	92
	Problema 4	93
	Diámetro económico. Ejemplo	98
	Bombas en serie	101
CAPITULO VI	ALTURA DE SUCCIÓN Y CARGA NETA	
	DE SUCCIÓN POSITIVA NPSH	105
	Carga de succión en las bombas centrífugas	107
	N P S H (Carga neta de succión positiva)	110
	Ejemplo	112
CAPITULO VII	BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	115
	Clasificación	117
	Bombas de acción directa	117
	Bombas de diafragma	122
	Bombas rotatorias	122
	Curvas características	123
	Cálculo de la altura de succión para una bomba reciprocante	125
	Cómo especificar una bomba reciprocante	128
CAPITULO VIII	PROBLEMAS ESPECIALES	131
	Velocidad crítica	133
	Zona de trabajo de las bombas centrífugas	136
	Inversión del flujo	137
	Zona inestable	143
	Pérdida de capacidad	143
CAPITULO IX	ESTACIONES DE ELEVACION	145
	Pozos de succión	147
	Espaciamiento de las unidades	147
	Distancias mínimas a las paredes y al fondo del pozo	147

	Forma de los pozos de succión	148
	Sumergencia	148
	Determinación del volumen del pozo húmedo	149
CAPITULO X	PROBLEMAS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO	165
	Problemas originados en el diseño	167
	Problemas originados en la construcción del equipo	170
	Problemas originados en la instalación y operación	174
	Mantenimiento preventivo	178
	Operación de una red de distribución con un sistema de bombeo y tanque de compensación	181
CAPITULO XI	ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO	183
	Deducción de las ecuaciones fundamentales	186
	Ecuación de continuidad - disminución de velocidad	187
	Ecuación general	189
	Interpretación física de las ecuaciones	190
	Ecuaciones encadenadas de Allievi para el caso de un conducto forzado simple	192
	Método gráfico Schnyder - Bergeron	196
	Ejemplo 1	200
	Ejemplo 2	201
	Ejemplo de cálculo del golpe de ariete en un sistema de bombeo	202
	Cálculo del golpe de ariete en el sistema de bombeo de la quebrada La Honda, Medellín, Colombia	204
CAPITULO XII	BOMBAS DE TORNILLO DE ARQUÍMEDES	227
	1. Introducción	229
	2. Consideraciones históricas	229
	3. Clasificación	233
	4. Variables de trabajo	237
	5. Capacidad de descarga y elevación	238
	5.1 Diámetro del tornillo	239
	5.2 Diámetro del eje	240
	5.3 Velocidad de giro	240
	5.4 Número de hojas o espirales	241
	5.5 Angulo de inclinación	243
	5.6 Nivel en la estructura de entrada	244
	5.7 Potencia	245
	6. Consideraciones sobre sus características en relación con las bombas centrífugas	247
	6.1 Bajas velocidades de operación	247
	6.2 Riesgos menores de obstrucción y desgaste	247

6.3 Buena eficiencia en un rango amplio de caudales	247
6.4 Capacidad de auto-regulación	248
6.5 Economía en la altura de bombeo	249
6.6 Bajos niveles de ruido y vibración	249
6.7 Bajas capacidades de elevación	249
6.8 Imposibilidad de descargar en conductos a presión	250
7. Aplicaciones	250
7.1 Riego y drenaje de suelos	251
7.2 Aguas residuales domésticas e industriales	251
7.3 Bombeo o rebombeo en sistemas de alcantarillado	251
7.4 Procesos industriales	252
7.5 Circulación de agua en canales o embalses	252
8. Consideraciones sobre el diseño	252
8.1 Selección de las bombas	252
8.2 Especificaciones de los tornillos	256
8.3 Estructura de entrada	256
8.4 Canal de salida	257
9. Consideraciones sobre construcción	257
10. Consideraciones sobre operación y mantenimiento	260
10.1 Cojinete inferior	260
10.2 Cojinete superior	260
10.3 Unidad motriz	260
10.4 El tornillo	261
10.5 Seguridad	262
11. Consideraciones finales	262
12. Referencias	263

Introducción

El curso sobre bombas y estaciones de elevación de agua que se ofrece en las páginas siguientes tiene objetivos bien definidos que se detallan a continuación:

1. En primer lugar, está dirigido a profesionales que se dedican al diseño de obras de ingeniería civil o sanitaria en el campo específico de la hidráulica, dando los conocimientos técnicos necesarios para producir un diseño razonable, que tenga buena flexibilidad, bajo costo en la operación, bajo costo de inversión inicial y buen funcionamiento.
2. Se ha deseado aclarar algunos conceptos elementales que facilitan mucho la comprensión del fenómeno hidráulico. Como ejemplo me remito a los comentarios hechos a la ecuación de Bernoulli (ecuación 17) según se indica en la página 21 y siguientes del capítulo I. En relación con el deseo de aclarar estos conceptos elementales son también interesantes los comentarios que se encuentran en las páginas 27 y siguientes y en particular en el capítulo XI, donde se da un ejemplo completo del cálculo de las sobrepresiones y subpresiones para un caso específico en un sistema de bombeo.

Este fenómeno es de capital importancia en el diseño de una estación elevadora y se encuentra en relación con los sistemas de bombeo, parcialmente tratado en la literatura sobre este tema.

En general, uno de los objetivos del curso, es el de presentar todos los problemas y derivación de ecuaciones de una manera muy clara y comprensible.

3. Se ha querido presentar un resumen teórico de las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos con la intención de facilitar la comprensión de las ecuaciones que definen el fenómeno hidráulico en las bombas, desde el punto de vista del diseño de estaciones de elevación. No se ha intentado obtener ecuaciones para el diseño de la estructura interna de la bomba.
4. El curso se ha centrado sobre estaciones de elevación que operan con bombas centrífugas por ser éstas las que más se utilizan en las obras hidráulicas de la ingeniería civil o sanitaria. En este sentido no se ha intentado hacer un manual en donde se encuentre absolutamente todo lo que se relaciona con todos los tipos de bombas posibles.
5. Se ha incluido un capítulo sobre estaciones de elevación que describe las formas de algunas estaciones ya construidas con el fin de dar alguna idea al ingeniero civil o sanitario de cómo puede abordar el diseño geométrico de las diferentes partes hidráulicas y de las edificaciones.
6. Para complementar el tema y desde el punto de vista de la utilidad que puede representar para los ingenieros civiles y sanitarios se ha incluido un capítulo, el VIII, sobre problemas especiales en las estaciones elevadoras y el capítulo X sobre operación y mantenimiento.
7. Finalmente se ha obtenido el objetivo específico de ayudar a nuestros estudiantes en la obtención de conocimientos académicos sobre los temas descritos en el curso, pues el volumen que se presenta aquí servirá como material de texto y de referencia para cursos especiales y para los cursos regulares que se dictan a través de nuestro Departamento de Mecánica de Fluidos y Ciencias Térmicas.

Antonio Castilla Ruiz

CAPÍTULO I

ECUACIÓN DE LA ENERGÍA O DE BERNOULLI

¿Qué es energía?

Hoy, cuando los grandes físicos de la humanidad han demostrado que la materia es una forma de energía, que la materia es también energía, de una manera sutil hemos empezado a pensar que TODO es energía. No es extraño, pues, cuando discutimos agradablemente con nuestros amigos en nuestras reuniones que algunos de ellos expresen la idea de que el pensamiento y aún la vida misma son igualmente, otras formas de energía. Cabe preguntarse, ya que sabemos que una forma de energía puede transformarse en otra, si el pensamiento, y también la vida, pueden transformarse en materia y si la materia podría transformarse en pensamiento o en vida. Y si la materia pudiera transformarse en vida, ¿por qué no podría transformarse en una vida humana? Los milagros y aun el fenómeno de la resurrección podrían con el tiempo llegar a ser hechos científicos susceptibles de estudio o investigación y muchas de las extrañas preguntas que todos nos hemos hecho desde que empezamos a usar la razón seguramente serán contestadas fácilmente en el futuro.

Pero, probablemente subsistirá por mucho tiempo la pregunta: ¿Y qué es la energía? Podría igualmente "nacer" esta pregunta: ¿es esta energía consciente? Ya que la energía tiene "capacidad" de producir un "trabajo" y por medio de este "trabajo" pudo haber sido posible la transformación de la materia en una vida humana.

Alguna forma de respuesta tenemos que darnos para poder entender más conscientemente los principios físicos y especialmente los principios hidráulicos que con relación a la energía repasaremos en este primer capítulo de nuestro estudio sobre bombas y estaciones de bombeo.

Se puede decir, pues, en términos muy generales que energía es la capacidad de producir un trabajo o que es el trabajo mismo. La capacidad de producir un trabajo es energía potencial y el trabajo mismo es la energía en acción o energía dinámica. Aun cuando estos términos son abstractos, el trabajo es un ente que puede medirse y es por lo tanto susceptible de estudiarse científicamente por medio de la medición de sus diferentes manifestaciones. El trabajo se mide definiéndolo como el producto de una fuerza por un espacio escogido en la dirección de esa fuerza y adoptando la unidad de fuerza y la unidad de espacio según el sistema de unidades que se emplee. Así, si F es una fuerza que actúa en la dirección S y e un espacio medido en la dirección S y a lo largo del cual se mueve la fuerza F , entonces energía E o trabajo T es:

$$E = T = Fe \quad (1)$$

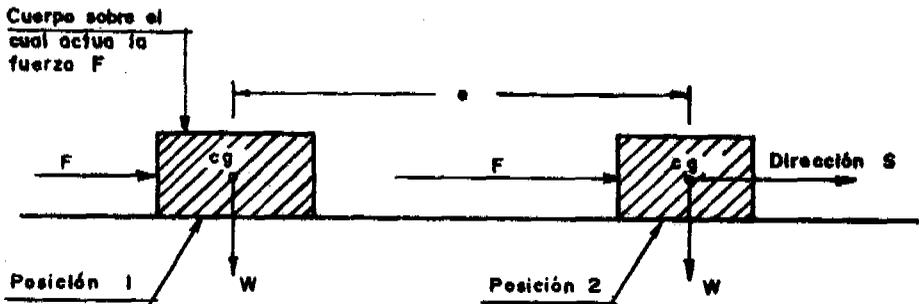


Figura 1

En la Figura 1 se muestra este concepto gráficamente.

La energía, tal como se estudia en hidráulica tiene tres formas principales de manifestarse que se describirán a continuación:

1. Energía de posición:

Si una partícula cuyo peso es W se encuentra a una altura z sobre un plano de referencia, como se muestra en la Figura 2 entonces su energía potencial o energía de posición es:

$$E = Wz$$

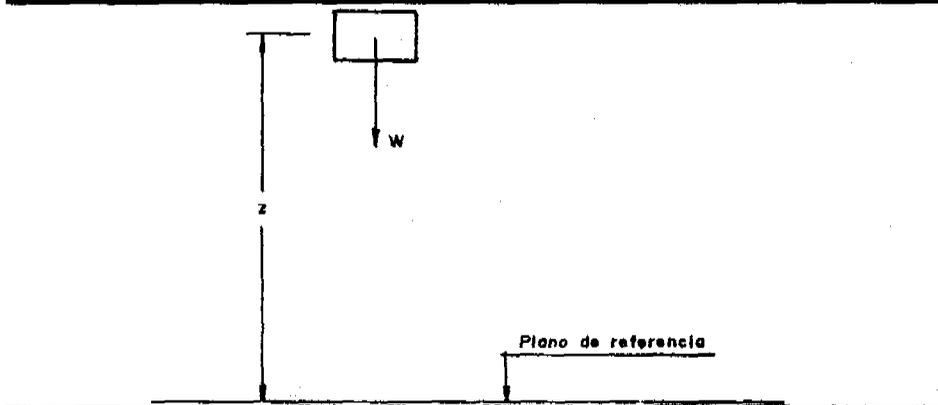


Figura 2

La energía de posición por unidad de peso es:

$$\frac{E}{W} = Z \quad (2)$$

Esta energía de posición por unidad de peso es, pues, la distancia z de la partícula sobre el plano de referencia y su dimensión es evidentemente una longitud.

2. Energía cinética

Si el cuerpo de la Figura 1 cuyo peso es W se moviera a lo largo de la dirección S en una superficie sin fricción, partiendo del reposo, al final de un tiempo t , el cuerpo tendría una velocidad V . La energía que corresponde a esta velocidad V la obtenemos a partir de la ecuación (1) de la manera siguiente:

Según la segunda ley de Newton la fuerza F está relacionada con la aceleración a por medio de las expresiones siguientes:

$$a = \frac{dV}{dt}$$

$$F = M \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

en donde M es la masa que corresponde al peso W . Se puede expresar la ecuación (3) también de la manera siguiente:

$$Fdt = \frac{W}{g} dV \quad (4)$$

Si el cuerpo avanza en un instante dado con la velocidad V el valor de dt es:

$$dt = \frac{dV}{V} \quad (5)$$

y reemplazando (5) en (4) e integrando:

$$\int_0^E F dV = \int_0^V \frac{W}{g} V dV = \int_0^E dE$$

$$E = \frac{WV^2}{2g} = \text{Energía cinética.}$$

La energía cinética por unidad de peso es:

$$\frac{E}{W} = \frac{V^2}{2g} \quad (6)$$

Como g es la aceleración de la gravedad, la dimensión de la energía cinética por unidad de peso es una longitud ya que dimensionalmente la ecuación (6) se puede expresar así:

$$\frac{E}{W} = \frac{L^2 T^2}{T^2 L} = L$$

3. Energía de presión:

Los fluidos están siempre sometidos a una presión de alguna magnitud. Supongamos que un pistón está actuando contra un fluido de peso específico γ como se muestra en la Figura 3.

El área seccional del recipiente es infinitamente grande y el área del pistón infinitamente pequeña. El pistón se mueve hacia la izquierda una distancia infinitesimal ds . La presión p que actúa contra el pistón y la presión total P son respectivamente:

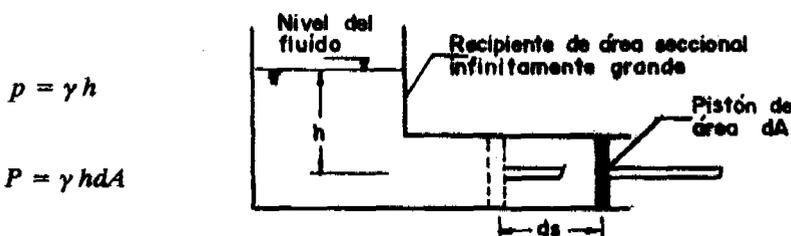


Figura 3

El trabajo T que hace el pistón al moverse es:

$$T = Pds = \gamma h dA ds = p dA ds \quad (7)$$

Si se divide la ecuación por $\gamma dA ds$ que es el peso del volumen $dA ds$ se obtiene el trabajo por unidad de peso que corresponde a la presión p :

$$\frac{T}{\gamma dA ds} = h = \frac{p}{\gamma} \quad (8)$$

El término p/γ es la energía por unidad de peso que corresponde a la presión p del fluido y evidentemente, tiene unidades de longitud. El valor de h es la altura de una columna de fluido cuyo peso específico es γ y que produce la presión p .

Las tres formas de energía analizadas anteriormente, de posición, cinética y de presión, por unidad de peso, tienen una importancia capital en la ingeniería hidráulica, como se verá posteriormente al estudiar la ecuación fundamental de la energía que rige el movimiento de los fluidos. A las tres formas de energía estudiadas anteriormente se las conoce también con los siguientes nombres:

$z =$ Carga de altura o de presión

$\frac{V^2}{2g} =$ Carga de velocidad

$\frac{p}{\gamma} =$ Carga de presión

Ecuación de la energía

De acuerdo con la Figura 4, una partícula de fluido se mueve a lo largo de una línea de corriente. Se supone que el flujo es sin fricción y por lo tanto la partícula no está

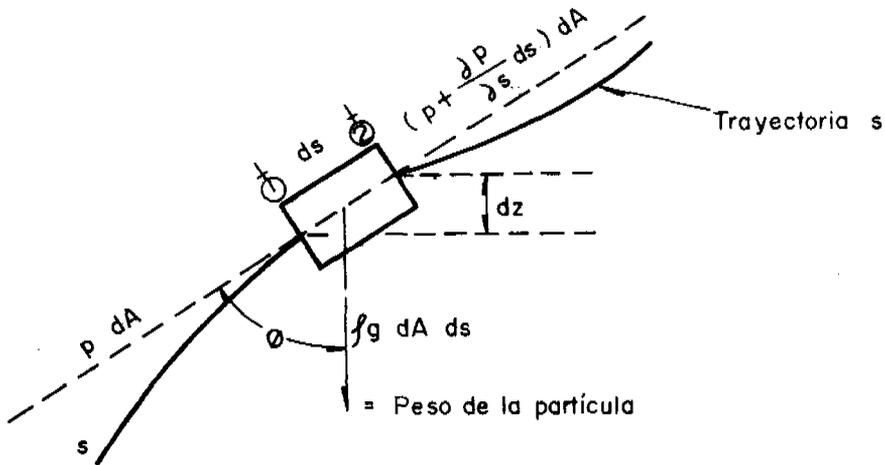


Figura 4

sujeta a esfuerzos tangenciales, por lo cual estará sometida solamente a las fuerzas de presión que actúan en la superficie y al peso de la partícula.

Suponemos una partícula de área dA infinitamente pequeña, normal a la trayectoria, área que permanecerá constante en las secciones 1 y 2 separadas una distancia ds . La presión en la sección 1 es p y en la sección 2 es $p + (\partial p/\partial s)ds$. Se aplicará la segunda ley de Newton al movimiento de la partícula en la dirección de la tangente a la trayectoria. La masa de la partícula es dm y su aceleración en la dirección indicada atrás es a .

De acuerdo con la Figura 4 se cumple en la dirección s , siendo g la aceleración de la gravedad y ρ la densidad del fluido:

$$pdA - (P + \frac{\partial p}{\partial s} ds) dA - \rho g dA ds \cos \varphi = \rho dA ds a$$

Simplificando y dividiendo por la masa de la partícula se tiene:

$$-\frac{\partial p}{\rho \partial s} - g \cos \varphi = \frac{dv}{dt} \quad (9)$$

Al variar s en la magnitud ds varía la altura z de la partícula con relación a un plano de referencia, en la magnitud dz . La Figura 4 se puede considerar como una fotografía del flujo y el tiempo se ha hecho constante. Por lo tanto:

$$\frac{\partial z}{\partial s} = \frac{dz}{ds} = \cos \varphi \quad (10)$$

También, si la velocidad v de la partícula varía con la ordenada s y el tiempo t , entonces:

$$dv = \frac{\partial v}{\partial s} ds + \frac{\partial v}{\partial t} dt$$

y dividiendo por dt :

$$\frac{dv}{dt} = v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (11)$$

Si reemplazamos (10) y (11) en (9) se tiene:

$$-\frac{\partial p}{\rho \partial s} - g \frac{\partial z}{\partial s} - v \frac{\partial v}{\partial s} = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (12)$$

Dividiendo por g se obtiene, siendo γ el peso específico del fluido:

$$-\frac{\partial p}{\gamma \partial s} - g \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{v \partial v}{g \partial s} = \frac{\partial v}{g \partial t} \quad (13)$$

Si se define H como la carga total del fluido según la siguiente ecuación:

$$H = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \quad (14)$$

entonces, según la ecuación (13) y si H es constante, o sea, si el fluido es incompresible:

$$\frac{\partial H}{\partial s} = - \frac{\partial v}{g \partial t} \quad (15)$$

Esta ecuación (15) es la ecuación del movimiento de Euler, y tiene gran importancia en el estudio del golpe de ariete en tuberías de presión, según se verá en el capítulo once.

Se define como régimen permanente aquel en el cual se cumple que todas las propiedades del fluido y las características del campo de flujo, en un punto fijado dado de la trayectoria, no cambian con el tiempo.

En este caso $\partial v/g \partial t = 0$. Una gran mayoría de los problemas que encuentra el ingeniero en su trabajo profesional cae dentro de este régimen permanente. Para este caso se tiene:

$$\frac{\partial H}{\partial s} = 0 \text{ esto es,} \quad (16)$$

$$H = \text{constante}$$

Esta es la llamada ecuación de Bernoulli o ecuación de la energía. Por lo tanto, en dos puntos consecutivos a lo largo de la trayectoria de la partícula, o sea, a lo largo de una línea de corriente se tiene, indicando los puntos con los subíndices 1 y 2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (17)$$

La ecuación (17) para que sea válida requiere:

1. Que se aplique a lo largo de una línea de corriente.
2. Que se considere que el movimiento se efectúa sin fricción.
3. Que el peso específico del fluido sea constante, o sea, que el fluido es incompresible.

4. Que el régimen de flujo sea permanente.

Como ya se vio inicialmente, los términos p/γ , $v^2/2g$ y z son formas de energía por unidad de peso y por lo tanto la ecuación (17) no es otra cosa que una forma del principio de la conservación de la energía aplicable al movimiento de los fluidos incompresibles en régimen permanente.

Para tener en cuenta las pérdidas de energía por fricción que se producen en los procesos de la naturaleza, si el fluido se mueve del punto 1 al punto 2, la ecuación de Bernoulli toma la forma:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f \quad (18)$$

en donde h_f es la pérdida de energía por fricción, por unidad de peso, experimentada por el fluido al moverse entre los puntos 1 y 2.

En la ecuación (18):

$$H_1 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \quad (a)$$

H_1 es la energía total por unidad de peso en el punto 1 en las formas de energía cinética, $v^2/2g$; de presión p/γ y potencial z .

$$H_2 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (b)$$

H_2 es la energía total por unidad de peso en el punto 2.

h_f es la pérdida de fricción entre los dos puntos mencionados.

Aun cuando la ecuación de Bernoulli no se aplica sino entre dos puntos situados en una misma línea de corriente, si todas las líneas de corriente se inician en una fuente en donde todos los puntos tienen la misma energía inicial, entonces la ecuación de Bernoulli puede aplicarse entre dos puntos situados en diferentes líneas de corriente.

La ecuación puede aplicarse con suficiente aproximación entre dos secciones de una vena líquida utilizando valores promedios de la velocidad, la presión y la altura, así:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f \quad (19)$$

en donde V , p y z son los valores promedios.

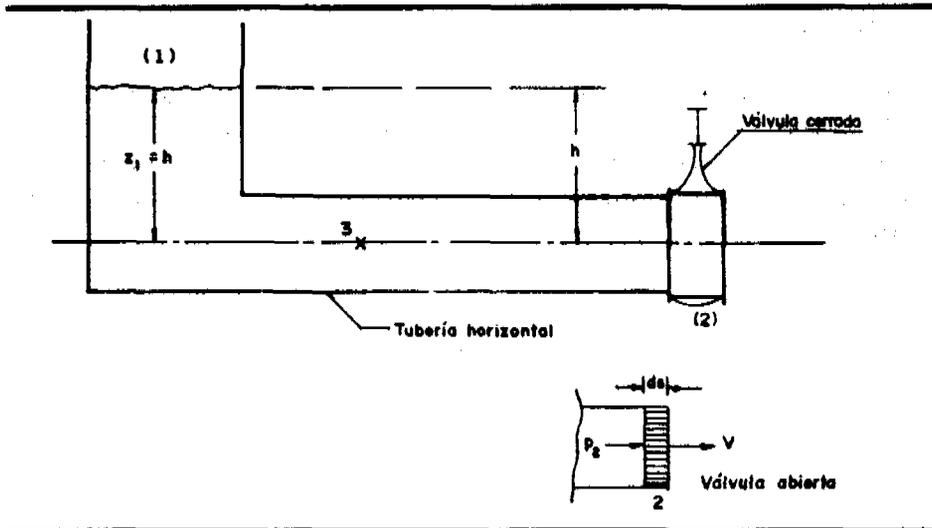


Figura 5

Es muy importante hacer algunas consideraciones puramente teóricas a partir de la ecuación (17), la cual no considera la existencia de la fricción:

1. La ecuación (17) nos dice que no es necesario para que haya flujo que la energía en el punto 1 sea mayor que la energía en el punto 2, puesto que $H_1 = H_2$, según dicha ecuación. Pero sí es necesario que exista un mecanismo o condición por medio del cual la energía del punto 1 pueda transformarse en la energía del punto 2. Considérese por ejemplo la condición que se muestra en la Figura 5.

Podemos suponer que el área en la sección 1 es lo suficientemente grande como para que la velocidad del agua, cuando ocurra, pueda considerarse nula en todos los casos. Si la válvula en el punto 2 está cerrada, la energía en el punto 1 y en el punto 2 es la misma, pero *no* hay flujo porque no se ha dado todavía la condición para que la energía de posición de una partícula en el punto 1 se convierta en energía cinética en el punto 2.

Mientras la válvula en el punto 2 esté cerrada, en este punto sólo existe energía de presión, si consideramos un plano de referencia que pase por el eje de la tubería horizontal. En este caso la energía de posición es nula en el punto 2 ya que $z_2 = 0$.

Cuando la válvula en 2 se abre, entonces se dan las condiciones para que haya flujo. El "mecanismo" por medio del cual la energía de posición en el punto 1 o la de presión en el punto 2 se convierten en energía cinética en el punto 2 es el siguiente:

Al abrirse la válvula instantáneamente, en un espacio infinitesimal ds del fluido en el punto 2 existe la condición de que a la derecha la presión es la atmosférica y a la izquierda hay una presión igual a la atmosférica más el producto λh . Esta diferencia de presiones produce una fuerza resultante que actuando sobre la masa dm corres-

pendiente al espacio ds origina una aceleración sobre dicha masa. Esta aceleración produce en el punto 2 una velocidad V. Esta velocidad va en aumento. Como al aumentar la velocidad disminuye la presión, de acuerdo con la ecuación de Bernoulli, se llega a la condición de que la masa dm está sujeta a dos presiones iguales a ambos lados. En este momento la fuerza resultante actuando sobre la masa dm se hace nula y la velocidad se hace uniforme e igual a V_2 correspondiente al régimen permanente. Planteando Bernoulli entre 1 y 2 se tiene, llamando p_a a la presión atmosférica:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_2$$

Si $V_1 = 0$ y $z_2 = 0$ se tiene:

$$V_2 = \sqrt{2gz_1} \quad \text{ó} \quad \frac{V_2^2}{2g} = z_1$$

Obsérvese que la energía 2 sigue siendo igual a la energía en 1, pero ahora hay flujo porque se dio la condición para que éste se produjera.

Si en este mismo problema se calculara la presión en el punto 3 se tendría:

$$\frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_2$$

Si se ha alcanzado el régimen permanente, entonces $V_3 = V_2$ para un caudal constante y como $z_3 = z_2 = 0$, se tiene:

$$p_3 = p_a$$

O sea que en cualquier punto de la tubería la presión es igual a la presión atmosférica. Por este motivo, sobre la masa dm que corresponde al espacio ds en el extremo derecho del tubo, la presión se ha reducido de $p_a + \gamma h$ al iniciarse el flujo a p_a al finalizar el proceso de transformación de energías. Como sobre dicha masa dm ya no hay una fuerza resultante, la velocidad desde este momento en adelante permanece constante e igual a V_2 , la velocidad del régimen permanente. Dicho sea de paso, una vez establecido el régimen permanente, debido a que la resultante de las fuerzas que actúan sobre una masa dada de agua se ha hecho nula, el flujo puede efectuarse de un punto de una presión dada a otro punto de *igual* presión. Inclusive, y es bueno ir acostumbrándose a este concepto, el flujo puede establecerse desde un punto de *menor* presión a otro punto de *mayor* presión si se da el equilibrio de las

diferentes fuerzas que actúan sobre una masa de fluido, como es el caso de los sifones, por ejemplo.

2. Remitiéndonos nuevamente a la ecuación (17), observamos que dada la linealidad de p/γ y z , se puede escoger una presión cualquiera de referencia para las presiones y un plano horizontal de referencia cualquiera para las alturas, para iniciar el origen de presiones y de alturas, porque es la diferencia de presiones y la diferencia de alturas las que importan, como se ve en la ecuación (17) transformándola a:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 = \frac{V_2^2}{2g} \quad (20)$$

Se acostumbra tomar la presión atmosférica como presión de referencia para las presiones y es frecuente tomar el nivel del mar como plano de referencia para las alturas, aun cuando para éstas es normal buscar el plano de referencia más adecuado según cada caso particular. Con esta base, la ecuación de Bernoulli se expresa así:

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

o sea:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (21)$$

ecuación en la cual p_1 y p_2 son los excedentes de presiones sobre la atmosférica la cual se toma como presión cero. Así, una presión positiva p_1 es una presión mayor que la atmosférica en esa cantidad p_1 y una presión negativa p_1 es una presión menor que la atmosférica en la cantidad p_1 . Este es el significado de una presión negativa. Una presión negativa no significa que el fluido está resistiendo una tensión en lugar de una comprensión, puesto que el fluido, por definición no puede resistir tensiones. Si en algún problema existiera una presión por debajo del cero absoluto (o sea una tensión), esto significaría que el flujo no es posible en las condiciones supuestas.

3. Si los términos de la energía en diferentes puntos se dibujan teniendo como base la tubería, resultan dos líneas muy importantes para la práctica profesional del ingeniero. Véase la Figura 6.

La primera línea, más alta, que une los puntos A y B, es la línea de energía, la cual es horizontal en un flujo sin fricción. En un flujo con fricción el punto B estaría más bajo que el punto A en el monto de las pérdidas por fricción h_f .

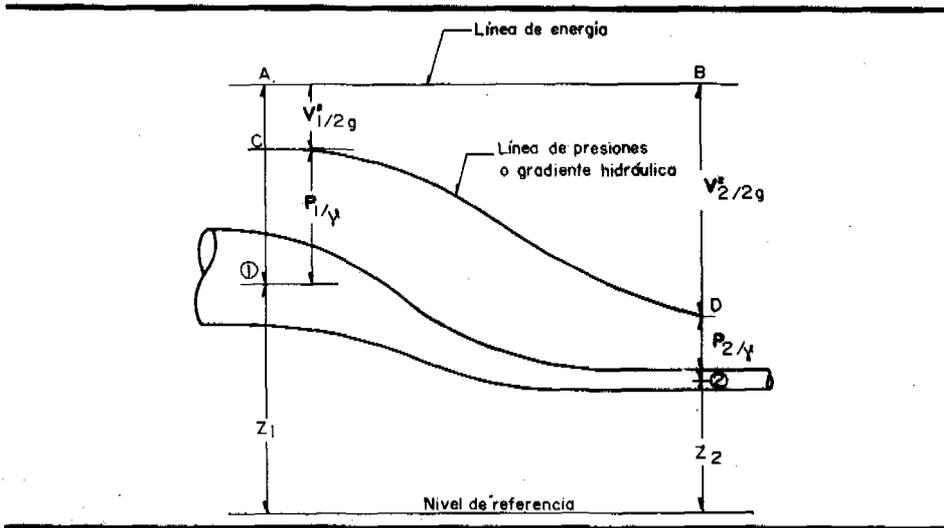


Figura 6

La segunda línea CD es la línea de presiones o gradiente hidráulico. Para dibujar las líneas, se dibuja primero, por sobre el eje de la tubería, la carga de presión. Sobre la carga de presión se dibuja la carga de velocidad y sobre el plano de referencia para las alturas se dibuja la carga de altura hasta el eje de la tubería. Una carga de presión negativa se dibuja en este diagrama hacia abajo, partiendo del eje de la tubería.

4. Existiendo la fricción, al término de la derecha en la ecuación (17) se le suma la pérdida de energía por unidad de peso h_f debida a dicha fricción, para obtener la ecuación 18, como ya se explicó. En este caso, el flujo siempre se verifica del punto de mayor energía al punto de menor energía, cosa que se da normalmente en la práctica. Para que el flujo pueda efectuarse desde un punto de menor energía hacia otro de mayor energía, en régimen permanente, es necesario darle al fluido una energía exterior por medio de una máquina llamada bomba que entrega al fluido la energía necesaria proveniente de un motor. En este caso y para un fluido incompresible se puede plantear todavía la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2 en la forma siguiente:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + E = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f \quad (22)$$

en donde E es la energía por unidad de peso añadida por la bomba al agua entre los puntos 1 y 2. La pérdida de energía entre estos mismos puntos sigue siendo h_f .

Para el caso práctico normal, sin bombas, el flujo se verifica, como ya se dijo desde el punto de mayor energía hacia el punto de menor energía, debido a la pérdida por

fricción. Pero debemos recordar que para que esto sea posible, es necesario que exista el "mecanismo" o las condiciones que permitan la conversión de energía. Consideremos por ejemplo el caso, muy interesante que se muestra en la Figura 7. Se escoge como plano de referencia el que pasa por el eje de la tubería en el punto 1.

Sea H_1 = la energía total en dicho punto 1. Efectuemos una derivación por medio de un tubo de muy pequeño diámetro, de la forma que se muestra en la Figura 7, cuya altura esté comprendida entre h y H_1 y cuyo valor sea H_2 . El punto 2 tiene una energía de posición inferior a H_1 y si el tubo de derivación está vacío y abierto a la atmósfera, pareciera como si el flujo entre 1 y 2 fuera posible por ser $H_1 > H_2$. Sin embargo, no es posible porque no se dan condiciones suficientes para la completa transformación de la energía total H_1 en energía de posición. Veamos lo que pasa. Supongamos que el tubo de derivación tiene en su parte inferior una área unitaria y no importa que se ensanche en su parte superior. Dicho tubo se ha supuesto de diámetro muy pequeño, para que al establecerse el flujo dentro de él, no se perturben las condiciones en el punto 1. Considerando la Sección A, en la clave del tubo a ambos lados de dicha sección existen dos presiones: p_1 y p_a . (p_a es la presión atmosférica). Suponemos $p_1 > p_a$. ($p_a = 0$ si se toma la presión atmosférica como presión de referencia). La diferencia de presiones (y de fuerzas), permite que el fluido pueda adquirir una aceleración vertical hacia arriba y se inicia un flujo por el tubo de derivación. Al ascender el fluido, aumenta el peso del mismo dentro de la derivación disminuyén-

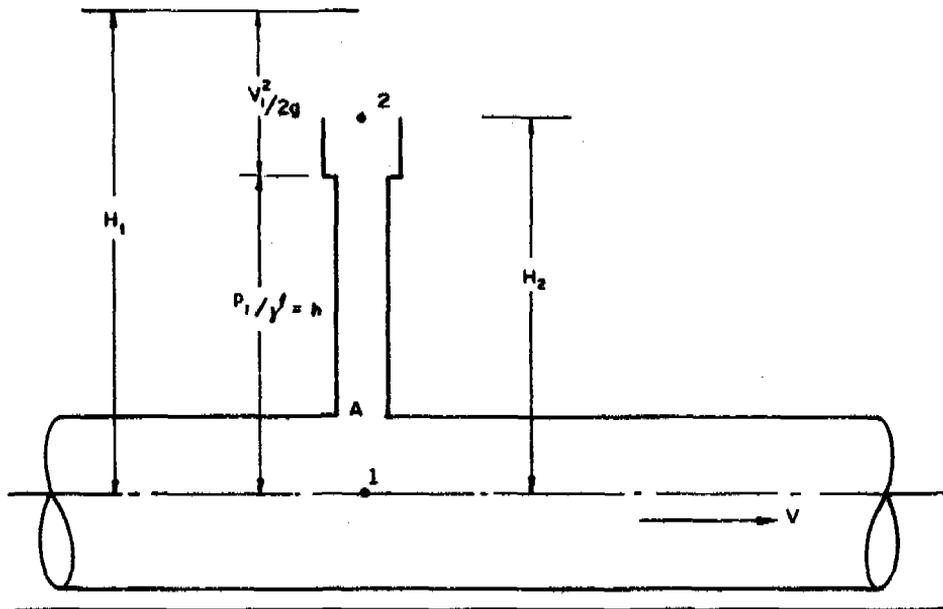


Figura 7

dose la aceleración inicial. Finalmente el peso de la columna de agua sobre una área unitaria, se hace igual a la presión p_1 y la aceleración se hace nula. Si en este momento el fluido tuviera alguna velocidad, ella se mantendría en virtud de la inercia y continuaría el aumento de la columna de fluido; por lo tanto el peso de dicha columna sería mayor que la presión p_1 produciéndose una resultante en sentido contrario con una desaceleración del flujo. Así se disminuiría su velocidad a cero y principiaría un movimiento de la columna de fluido hacia abajo. Esto muestra que la columna no puede tener una altura mayor que $h = p_1/\gamma$. La altura de la columna de agua podrá oscilar alrededor de este valor h , pero en un tiempo brevísimo el movimiento cesa y la altura se estabiliza en dicho valor. El tubo de derivación se convierte así en un piezómetro, es decir, en un dispositivo para medir la presión del punto 1. En resumen, el flujo entre 1 y 2 no pudo darse a pesar de que si se estableciera la ecuación de Bernoulli entre estos dos puntos el flujo parecería posible. En otras condiciones lo sería, por ejemplo, a) si el tubo de derivación se convirtiera en un tubo Pitot, o b) en el caso del sifón, como se explicará más adelante.

Naturalmente si H_2 fuera menor que p_1/γ sí podría establecerse el flujo entre 1 y 2 y podría plantearse la ecuación de Bernoulli entre estos puntos, teniendo en cuenta las pérdidas de energía producidas por la derivación.

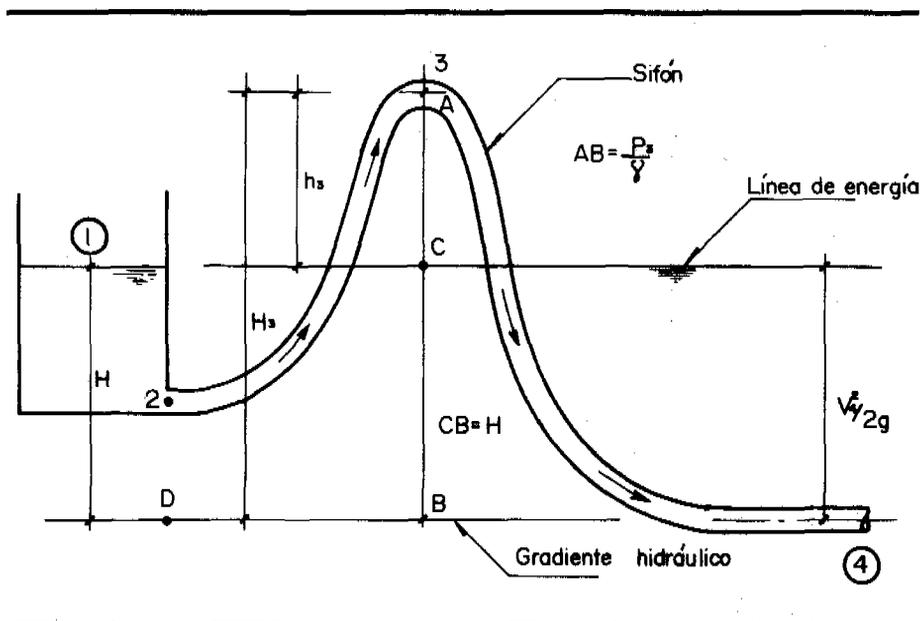


Figura 8

5. Otro problema que debe estudiarse para aclarar conceptos de manera que podamos aplicar las ecuaciones (17) o (18) sin dificultad, es el problema del sifón. El estudio de este problema tiene la ventaja adicional de que nos permitirá comprender las condiciones hidráulicas que se presentan en la tubería de succión de una bomba. Hacemos referencia a la Figura 8.

En esta figura el punto 3 está por encima del punto 1 y tal parece que el fluido no pudiera elevarse hasta el punto 3 sin la ayuda de energía externa (una bomba).

Pero sí se puede, siempre y cuando la presión en el punto 3 no baje, teóricamente, por debajo del cero absoluto: con presión nula sobre las partículas del fluido. En la práctica, la presión mínima es la presión del vapor. Para que se dé el flujo es necesario que se dé el "mecanismo" por medio del cual la energía de presión (la presión atmosférica) en el punto 1 pueda transformarse en energía cinética. Este "mecanismo" consiste en lo siguiente:

1. El punto 4 debe quedar por debajo del punto 1.
2. La tubería 2-4 debe estar completamente llena del fluido. La tubería, se dice entonces, está "cebada".

Ambas condiciones pueden cumplirse con facilidad y supongamos que este es el caso. Imaginemos una condición inicial de flujo nula. Por ejemplo, estando la tubería llena existe en el punto 4 una válvula que está cerrada. Ahora abrimos dicha válvula. En este momento en cualquier sección en la tubería existe un diferencial de presiones. Por ejemplo, analicemos el punto 4. Por el lado derecho, el tubo está abierto a la atmósfera y la presión existente es la atmosférica (p_a). Por el lado izquierdo, la presión es la estática, originada por el nivel del fluido en el punto 1: $p = p_a + \gamma H$. Este diferencial produce la aceleración necesaria que induce al movimiento del fluido desde el punto 1 al 4. Lo mismo ocurre en cualquier otra sección; por ejemplo, en el punto 3 se tiene: por el lado derecho, existe una presión $p_d = p_a - \gamma H_3$, calculando la presión a partir de la existente en el punto 4. Por el lado izquierdo, la presión es $p_i = p_a - \gamma H_3$, calculando la presión a partir de la existente en el punto 1.

Como $p_i > p_d$, el fluido se acelera y comienza el movimiento hacia la derecha. Se han escogido para este análisis puntos en que la tubería es horizontal para no tener en cuenta el peso del fluido pero si se escoge cualquier otra sección puede hacerse el análisis en la misma forma, escogiendo una longitud ds infinitesimal, con lo cual el peso del fluido puede hacerse tan pequeño como se quiera. En el límite el peso de fluido será nulo pero permanece el diferencial de presiones. Se establece, pues, el flujo y a medida que aumenta la velocidad el diferencial de presiones disminuye y llega un momento en que se hace nulo en cada sección, estableciéndose así el régimen permanente. El flujo es posible, como ya se dijo anteriormente, siempre que la presión mínima en el punto 3 no sea inferior a la presión del valor, pues si esto ocurre, el líquido se vaporiza y se corta el flujo. Alcanzado el régimen permanente planteemos

la ecuación de Bernoulli, entre el punto 1 y el punto 3. Al hacer esto despreciaremos la fricción para facilitar el análisis y tomaremos como plano de referencia el que pasa por el eje del tubo en el punto 4. Se tiene:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + H = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_3^1}{\gamma} + H_3$$

p_3^1 = presión absoluta.

Entonces,

$$\frac{p_3^1}{\gamma} = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_3^2}{2g} - \frac{p_a}{\gamma} + H - H_3 \quad (23)$$

Como $V_1 = 0$ si el recipiente es de área muy grande y si hacemos $p_3 = p_a + p_3$ en donde p_3 es la presión relativa se tiene:

$$\frac{p_a}{\gamma} + \frac{p_3}{\gamma} = - \frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} - h_3$$

$$\frac{p_3}{\gamma} = - \frac{V_3^2}{2g} - h_3 \quad (24)$$

p_3 es, entonces, una presión *negativa*, es decir, la presión absoluta es una presión mayor que cero pero menor que la presión atmosférica, precisamente en la cantidad p_3 .

Al establecerse el régimen permanente, si el diámetro es constante, entonces $V_3 = V_4$. Para encontrar el valor de V_4 (o V_3) planteamos Bernoulli entre 1 y 4:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + H = \frac{V_4^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + 0$$

Si $V_1 = 0$, entonces:

$$H = \frac{V_4^2}{2g} \quad (25)$$

Reemplazando este valor de H en la ecuación (24), ya que $V_3 = V_4$, se tiene:

$$\frac{p_3}{\gamma} = - H - h_3$$

Dibujando esta carga de presión, como ya se indicó anteriormente cuando se habló del gradiente hidráulico, se obtiene el punto B de este gradiente. El gradiente hidráulico es en este caso, una línea horizontal, ya que $CB = H$ y la línea de energía es horizontal, que parte del punto 4 (presión conocida e igual a cero). Dibujando

desde el punto B hacia arriba la carga de velocidad $\frac{V_3^2}{2g} = \frac{V_4^2}{2g} H$, se obtiene el punto C que define la línea de energía. Como no estamos considerando pérdidas por fricción, la línea de energía 1-C es evidentemente horizontal.

Obsérvese sin sorpresa que, una vez establecido el régimen permanente, el flujo es posible desde un punto de *menor* presión, punto 3, hacia un punto de *mayor* presión, punto 4. Pero para que este régimen permanente pudiera establecerse, fue necesario que existiera *inicialmente*, en cada sección, un diferencial de presiones y que el flujo empezara a establecerse desde un punto de mayor presión (izquierda de cada sección) hacia un punto de menor presión, (derecha de cada sección).

En el punto 2 existirá una presión relativa, "negativa", representada por la distancia 2 - D, ¿no es verdad?

Al fenómeno de haber hecho posible que el flujo se produjera desde un punto bajo 1 hasta un punto más alto 3, se le da el nombre de succión cuando en dicho punto 3 se establece una presión más baja que la atmosférica como en nuestro caso. Pero debe comprenderse el "mecanismo" o condición que hizo posible dicho flujo, consistente en crear un diferencial de presiones, para que el término "succionar" tenga un significado concreto y no abstracto o vago. El término succión se usa mucho cuando se trata de bombeos, porque a la tubería situada antes de la bomba se le llama tubería de succión dado que generalmente la presión del fluido en la entrada de la bomba es menor que la atmosférica.

En los párrafos anteriores se han discutido algunos aspectos relacionados con la ecuación (17) la cual corresponde a un régimen permanente. Esta ecuación muestra que para que dicho régimen sea posible es condición que la energía por unidad de peso H permanezca constante a lo largo de una línea de corriente: $H_1 = H_2 = H_3 \dots$ etc. Pero esta condición no es válida para un régimen transitorio, el cual está definido por la ecuación (15):

$$\frac{\partial H}{\partial s} = - \frac{\partial V}{g \partial t} \quad (15)$$

La ecuación anterior nos indica que, para un instante t dado, existe una variación de la carga H en diferentes puntos del conducto y que la tasa de cambio de la carga H en una longitud infinitesimal es igual a la tasa de cambio de la velocidad con respecto al tiempo dividida por (g) y con signo negativo, tasa de cambio ésta que se está verificando en el intervalo de longitud infinitesimal mencionado antes y a partir del instante t en el cual se midió el valor de $\frac{\partial h}{\partial s}$.

Para un régimen transitorio, H no es, pues, constante sino variable a lo largo del conducto, pudiéndose dar un flujo desde un punto de energía mayor a otro de energía

menor o también desde un punto de energía menor a otro mayor, en ausencia de fricción y aún más, en ausencia de un suministro de energía externa por medio de una bomba.

Veamos por ejemplo, el caso de la Figura (9). Esta figura nos muestra un tubo en U, de diámetro constante, dentro del cual existe un líquido cuyo nivel en el punto A es más alto que en el punto B. Supongamos que el líquido se encuentra en estado de reposo en la situación indicada en la figura. El líquido empezará a moverse con un movimiento oscilatorio entre los puntos A y B' por tiempo indefinido, en ausencia de fricción.

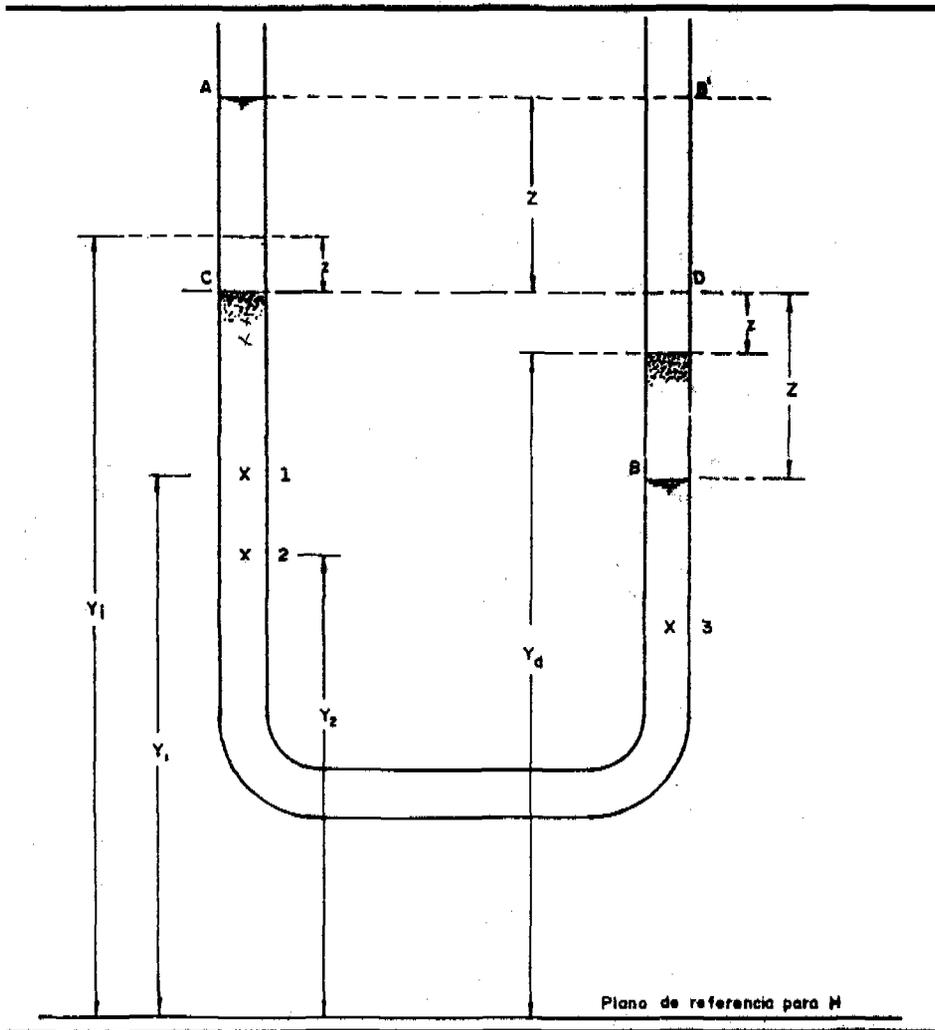


Figura 9

En la situación indicada es evidente que el líquido está sujeto a un sistema de fuerzas no equilibrado que le producirá una aceleración generándose un régimen transitorio controlado por la ecuación (15).

Se presentan los siguientes casos:

1. Mientras el nivel de la rama izquierda del tubo se encuentra entre A y C el valor de $\partial v / \partial t$ es positivo y la ecuación (15) nos indica que durante este intervalo el valor de $\partial H / \partial s$ es negativo; por lo tanto H decrece cuando aumenta (s) y para los puntos 1 y 2 que se muestran en la figura y para un instante dado, se tiene:

$$H_1 > H_2 > H_3 \dots etc$$

2. Cuando los niveles de agua en ambas ramas del tubo en U coinciden con el eje de la oscilación CD, no existe sobre el líquido una fuerza resultante y por lo tanto no existe aceleración. La aceleración local $\partial v / \partial t$ es nula y el valor de $\partial h / \partial s$ es nulo igualmente:

$$\frac{\partial H}{\partial s} = 0$$

En este instante, en cualquier punto del fluido H es constante y por lo tanto $H_1 = H_2 = H_3 \dots etc$. Se podría aplicar la ecuación de Bernoulli, deducida para régimen permanente, para encontrar los valores de H_1, H_2 , etc., en dicho instante.

3. Mientras los niveles del líquido toman las posiciones C y D en las ramas izquierda y derecha respectivamente, el sistema ha adquirido una velocidad V. De acuerdo con las leyes de inercia dicha velocidad no puede ser modificada a menos que exista una fuerza resultante que produzca esta modificación.

Por lo tanto el nivel en la rama izquierda sigue bajando y en la rama derecha sigue subiendo con lo cual se obtiene una fuerza no equilibrada que trata de desacelerar el sistema.

En esta tercera fase el valor de $\partial v / \partial t$ es negativo y por lo tanto $\partial H / \partial s$ es positivo. Esto significa que H crece con (s) y por lo tanto H_1 es menor que H_2 .

$$H_1 > H_2 > H_3 \dots etc$$

En este momento el líquido se mueve, desde un punto de menor energía H_1 hacia otro punto de mayor energía H_2 , aun sin la intervención de un elemento externo, como una bomba, por ejemplo. Finalmente el líquido en la rama derecha alcanza un nivel B', situado a la misma altura que el punto A, se alcanza el estado de reposo y se inicia un flujo en sentido contrario al inicial, estableciéndose

un movimiento oscilatorio de duración indefinida en ausencia de fricción. Existiendo ésta, las oscilaciones consecutivas se van amortiguando hasta que al final del proceso el líquido alcanza el estado final de reposo con niveles que coinciden con el eje CD.

El problema expuesto puede llevarse a un grado mayor de detalle en la siguiente forma:

Multiplicamos ambos miembros de la ecuación (15) por ds y se obtiene:

$$\frac{\partial H}{\partial s} ds = - \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} ds \quad (26)$$

Para un instante dado (t) se integra la ecuación (26) y se obtiene:

$$\int_{H_1}^{H_2} dH = - \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} \int_{S_1}^{S_2} ds$$

El término $\partial v/\partial t$ puede sacarse del integral porque siendo el fluido incompresible el valor de $\partial v/\partial t$ es el mismo para cualquier punto del fluido en un instante dado.

Así pues:

$$H \left[\begin{array}{c} H_2 \\ \\ H_1 \end{array} \right] = - \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} s \left[\begin{array}{c} S_2 \\ \\ S_1 \end{array} \right] \quad (27)$$

Si se integra entre los niveles extremos y para un instante dado, llamando (z) a la distancia entre el eje de la oscilación y dichos niveles, se tiene:

Por el lado izquierdo:

$$H_i = 0 + \frac{v_i^2}{2g} + Y_i \quad (28)$$

$$H_d = 0 + \frac{v_d^2}{2g} + Y_d \quad (29)$$

En donde:

0 , v_i , v_d , Y_i , Y_d , son la presión, velocidades y alturas sobre el plano de referencia para los puntos extremos en un instante dado, y i , d son las cargas correspondientes.

Para un fluido incompresible $v_i = v_d$ para un instante dado y por lo tanto:

$$H_i - H_d = y_i - y_d = 2z \quad (30)$$

Al integrar la ecuación (27) entre los puntos extremos se tiene entonces:

$$2z = - \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} L \quad (31)$$

en donde L es la longitud llena de fluido en el tubo U.

ahora podemos integrar la ecuación (31) para un punto dado, en cualquier lugar del tubo en U, así:

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{2gz}{L} \quad (32)$$

La derivada parcial se ha reemplazado por la derivada total, porque para *un punto dado* la velocidad sólo depende del tiempo.

Ahora, si dicho punto se escoge como perteneciendo a uno cualquiera de los dos niveles extremos, se tiene:

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{d^2z}{dt^2}$$

y por lo tanto:

$$\frac{d^2z}{dt^2} = - \frac{2gz}{L} \quad (33)$$

La ecuación (33) es la ecuación diferencial que corresponde al movimiento armónico simple.

Cuando se obtuvo la ecuación (17) se explicó que la constancia de H en la ecuación de Bernoulli era una forma de expresión del principio de conservación de la energía. Ahora analizando la ecuación (15), se ha visto que H es variable y podría pensarse que para la ecuación (15) no es válido el principio de conservación de la energía. Sin embargo dicho principio sigue siendo válido y en el caso del problema ya explicado del tubo en U, lo que sucede es que se produce una transferencia de la energía desde un punto a otro. Por ejemplo, unas veces la energía está manifestándose en el punto A como energía potencial y posteriormente, cuando la energía del punto A disminuye al mínimo, la energía del punto B' tiene ahora el máximo de energía potencial.

Se ha efectuado una transferencia de energía desde el punto A al punto B'.

Una situación similar es la que se presenta en el conocido fenómeno del golpe de ariete el cual se explicará en detalle en otro capítulo. En una estación de bombas, por ejemplo, cuando falla la corriente eléctrica, la carga H en las bombas empieza a disminuir y esta disminución se trasmite hacia el tanque de descarga de manera que en los primeros instante del golpe de ariete, en la tubería de impulsión, el flujo se está efectuando desde un punto de menor energía por unidad de peso (la bomba), hacia un punto de mayor energía por unidad de peso (el tanque de descarga).

CAPÍTULO II

TEOREMA DEL MOMENTUM

Teorema del momentum

El teorema del momentum relaciona las fuerzas que actúan sobre un fluido con las velocidades de éste. La relación matemática expresada en este teorema es muy importante para comprender las ecuaciones básicas que gobiernan el comportamiento de las bombas y por esta razón se introduce la deducción matemática correspondiente.

Se llama sistema a una masa definida de materia que fluye a través del espacio, la cual puede cambiar su forma, sus características térmicas, sus características hidráulicas de velocidad, presión, etc. Estos cambios pueden darse en el espacio y en el tiempo, con la condición de que la masa no varíe. Se llama volumen de control a un volumen de forma y magnitud constantes, fijo con respecto a un eje de coordenadas a lo largo del cual fluye el sistema. La superficie que limita a este volumen es llamada superficie de control.

Supongamos ahora un sistema que en un momento dado coincide con un volumen de control como se muestra en la Figura 1.

Consideramos en este sistema una propiedad N del mismo, propiedad que varía con el tiempo a medida que el sistema se desplaza en relación con el volumen de control que permanece fijo. La propiedad por unidad de masa la designamos como n .

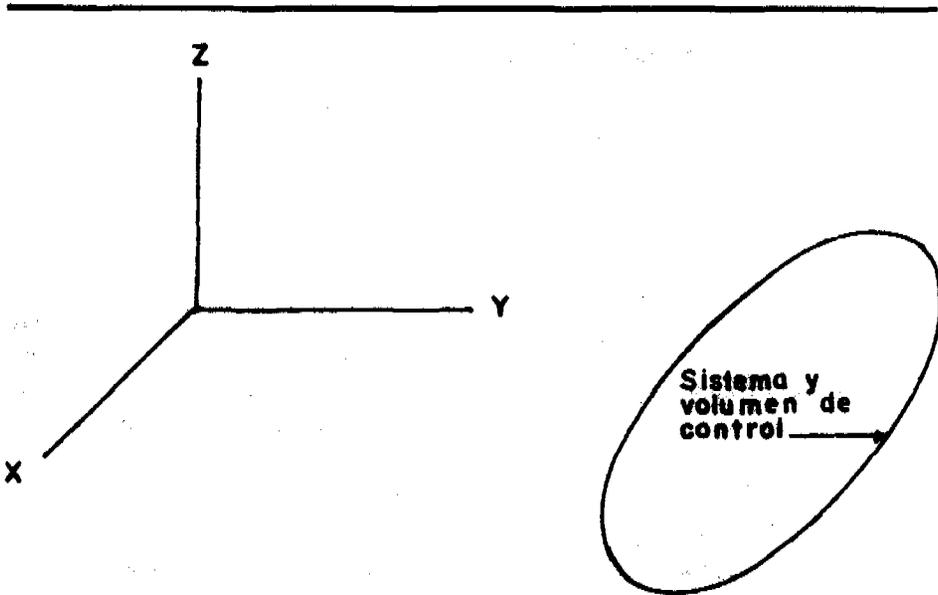
Entonces, si V' es el volumen y ρ la densidad se tiene:

$$N = \int_V n \rho dV'$$

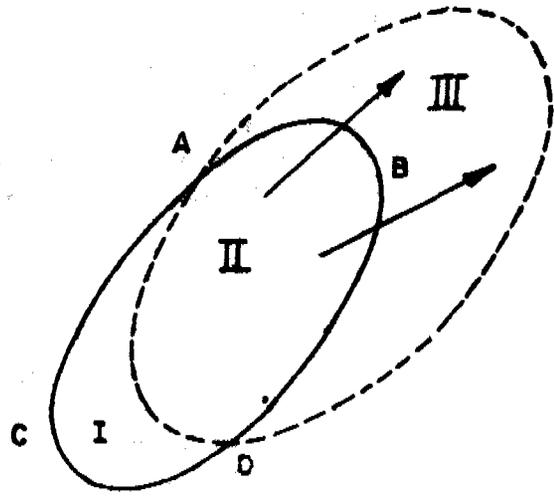
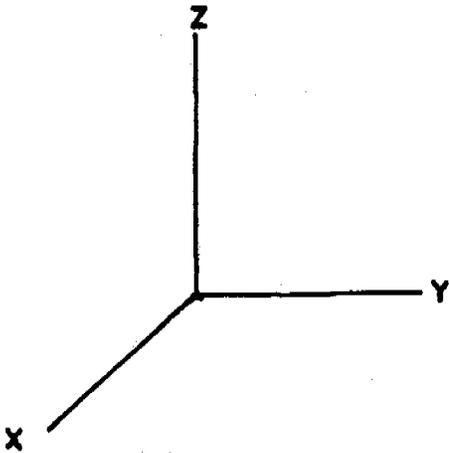
Se quiere obtener una ecuación para la tasa de cambio de la propiedad N con respecto al tiempo: dN/dt . Con este objeto dividimos al sistema en dos volúmenes, II y III, como se observa en la Figura 1. El volumen I corresponde al volumen no ocupado por el sistema en el volumen de control.

El volumen II es común al volumen de control y al sistema, y el volumen III corresponde al volumen de sistema fuera del volumen de control. Entonces:

$$\frac{dN}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{\left(\int_{\text{III}} n \rho dV' + \int_{\text{II}} n \rho dV' \right)_{t + \Delta t} - \left(\int_{\text{I}} n \rho dV' + \int_{\text{II}} n \rho dV' \right)_t}{\Delta t}$$



Tiempo t .



Tiempo $t + \Delta t$

Figura 1

De acuerdo con el teorema del cálculo infinitesimal que establece que la suma de los límites es igual al límite de la suma, se puede reordenar la ecuación anterior para obtener:

$$\begin{aligned} \frac{dN}{dt} = & \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{II} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t} - \left(\int_{II} n \rho dV' \right)_t}{\Delta t} \\ & + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{III} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t}}{\Delta t} \\ & - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{I} n \rho dV' \right)_t}{\Delta t} \end{aligned} \quad (1)$$

En la ecuación (1) hay tres procesos de reducción al límite que corresponden a los tres términos de la derecha de la ecuación, los que estudiaremos por separado para obtener significados más prácticos. Veamos el primero de ellos:

Obsérvese el importante hecho de que cuando Δt tiende a cero, en el límite, el volumen II se convierte en el volumen de control v_c , el cual está fijo en el espacio. Podemos decir entonces que en el límite se cumple que:

$$\begin{aligned} & \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{II} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t} - \left(\int_{II} n \rho dV' \right)_t}{\Delta t} \\ = & \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{v_c} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t} - \left(\int_{v_c} n \rho dV' \right)_t}{\Delta t} \\ = & \frac{\partial \int_{v_c} n \rho dV'}{\partial t} \end{aligned}$$

Se ha obtenido que el primer proceso de reducción al límite es la tasa de cambio de la propiedad o característica del sistema con respecto al tiempo dentro del volumen de control (v_c). Como este volumen de control permanece invariable con respecto al eje de coordenadas X, Y, Z, dicha tasa de cambio es la derivada parcial de la propiedad N con respecto al tiempo.

Veamos ahora el significado del segundo proceso de reducción al límite:

La integral $\left(\int_{III} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t}$ puede visualizarse como la cantidad total de la propiedad N que ha pasado, hacia afuera, a través de la superficie representada por A B D. Por lo tanto al dividir dicha integral por Δt obtenemos la tasa promedio del flujo de dicha propiedad a través de la superficie A B D y hacia afuera del volumen de control. En el límite, cuando Δt tiende a cero, se obtiene la tasa exacta del flujo de

dicha propiedad. Considerando un elemento de área de la superficie de control como un vector cuyo sentido positivo es hacia afuera del volumen de control y cuya dirección coincide con la normal a dicho elemento de superficie, entonces la tasa de flujo de la propiedad N a través de la superficie A B D puede representarse como:

$$\int_{ABD} n \rho (V \cdot dA)$$

ya que el producto escalar del vector velocidad V y el vector dA es el elemento de caudal que sale por la superficie dA. Así se tiene, pues:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_{III} n \rho dV' \right)_{t+\Delta t}}{\Delta t} = \int_{ABD} n \rho (V \cdot dA)$$

Igualmente, por las mismas razones, el tercer proceso de reducción al límite en la ecuación (1) puede representarse así:

$$-\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left(\int_I n \rho dV' \right)_t}{\Delta t} = \int_{ACD} n \rho (V \cdot dA)$$

Expresión en la cual el signo menos está tenido en cuenta implícitamente en el producto escalar $V \cdot dA$ ya que, como se muestra en la Figura 2 el valor de $\cos \theta$ es negativo para la zona de entrada del área A C D.

Es importante observar que, como el producto escalar $V \cdot dA$ expresa el caudal que sale o entra por la respectiva superficie de control, la velocidad V en el integral tiene

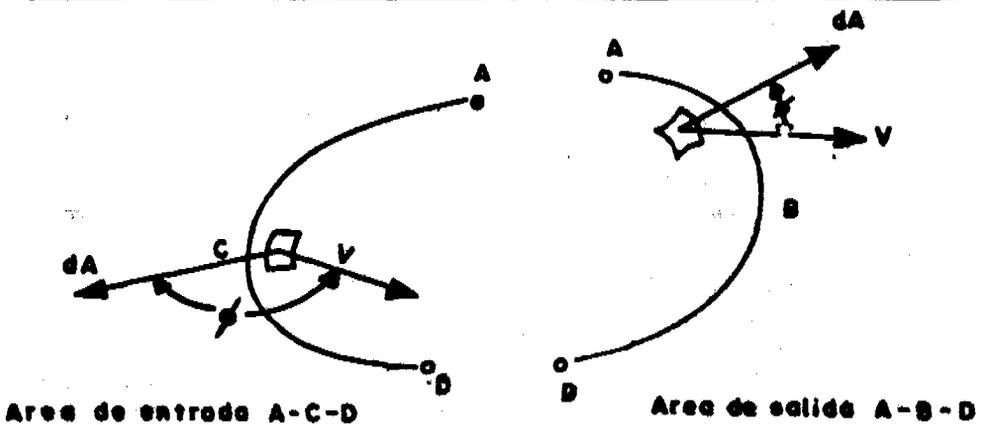


Figura 2

que ser la velocidad relativa del sistema con respecto al volumen de control que permanece fijo con respecto a los ejes de coordenadas X Y Z. El flujo neto de la propiedad N a través de las áreas A B D y A C D de la superficie de control puede representarse por el único integral:

$$\int_{SC} n \rho (V \cdot dA)$$

en donde:

S C = Superficie del volumen de control.

Haciendo entonces las substituciones correspondientes de acuerdo con los significados encontrados para los diferentes procesos de reducción al límite, la ecuación (1) puede representarse en forma definitiva en la forma siguiente:

$$\frac{dN}{dt} = \frac{\partial \int_{vc} n \rho dV}{\partial t} + \int_{SC} n \rho (V \cdot dA) \quad (2)$$

Expresada la ecuación (2) en palabras puede decirse que la tasa de variación en el tiempo de la propiedad N del sistema es igual a la tasa de cambio de la propiedad N dentro del volumen fijo de control, con respecto al tiempo, más la tasa neta del flujo de dicha propiedad N a lo largo de la superficie de dicho volumen de control.

Se aplicará ahora la ecuación (2) para obtener la expresión matemática del teorema del momentum o de la cantidad de movimiento. Se define como momentum o cantidad de movimiento al producto de la masa M por la velocidad V.

$$C = M V$$

Si la masa ρ tiene una velocidad V, entonces el valor de n, la propiedad por unidad de masa, es en este caso:

$$n = \frac{\rho V}{\rho} = V$$

Por otra parte, de acuerdo con la segunda ley de Newton, la resultante F de todas las fuerzas que actúan sobre una masa M es:

$$F = M \frac{dV_c}{dt} \quad (3)$$

En donde V_c es la velocidad del centro de gravedad de la masa M. Ya que la masa M es constante, la ecuación (3) también se puede expresar como:

$$F = \frac{d(M V_c)}{dt} = \frac{dN}{dt}$$

en donde la propiedad N es en este caso la cantidad de movimiento de la masa M. Podemos, por lo tanto, reemplazar por F el valor de dN/dt en la ecuación (2) como sigue, recordando que $n = v$:

$$F = \frac{\partial \int_{vc} V' (\rho dV')}{\partial t} + \int_{sc} V (\rho V \cdot dA) \quad (4)$$

o sea que la resultante F de todas las fuerzas que actúan sobre un sistema es igual a la tasa de cambio, con respecto al tiempo, de la cantidad de movimiento dentro del volumen de control más el flujo neto de la cantidad de movimiento a lo largo de la superficie del volumen de control.

Siendo F un vector se pueden encontrar las componentes de F a partir de la ecuación (4). Por ejemplo, la componente F_y, a lo largo del eje Y es:

$$F_y = \frac{\partial \int_{vc} V_y (\rho dv)}{\partial t} + \int_{sc} V_y (\rho V \cdot dA) \quad (5)$$

La componente X es:

$$F_x = \frac{\partial \int_{vc} V_x (\rho dV')}{\partial t} + \int_{sc} V_x (\rho V \cdot dA) \quad (6)$$

Obsérvese bien que en las ecuaciones (5) y (6) el término V.dA permanece inalterado porque dicho término es un escalar y no un vector y por lo tanto no tiene componentes en los ejes de coordenadas. Aun cuando esto es evidente, hay ocasiones en las que se presentan algunas dificultades por no tener esta observación en cuenta en la resolución de algunos problemas.

Cuando el régimen es permanente el primer término de la derecha en la ecuación (4) se hace nulo y dicha ecuación se reduce a:

$$F = \int_{sc} V (\rho V \cdot dA) \quad (7)$$

Es la ecuación (7) la que se utiliza más frecuentemente en la práctica profesional de la ingeniería civil, sanitaria, y otras ramas de la ingeniería. Al resolver los diferentes problemas hidráulicos es conveniente, al adoptar un volumen de control arbitrario, tomar superficies de control normales a la dirección del flujo. Además cuando se trata

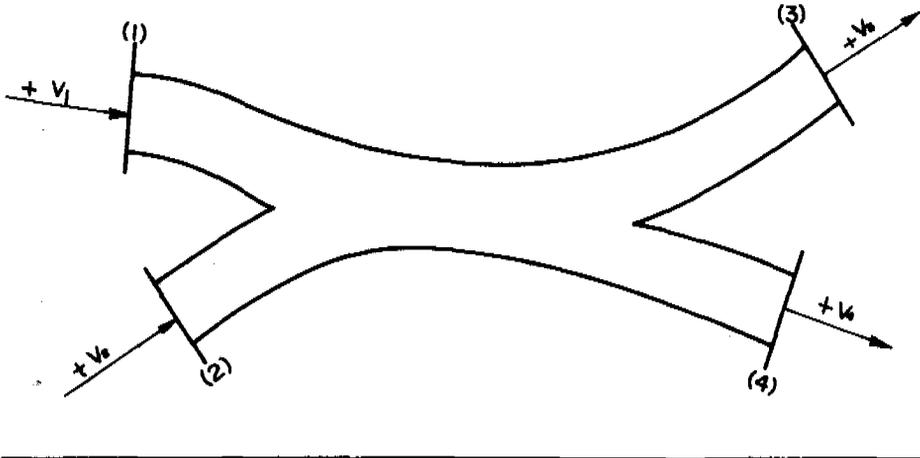


Figura 3

de conductos, se supone que la velocidad es constante en cada sección. En estos casos se facilita la integración.

Supóngase por ejemplo el caso de un conducto ramificado como el que se muestra en la Figura 3. El volumen de control está definido por el conducto y las secciones 1, 2, 3 y 4. En estas secciones las velocidades promedio son \$V_1\$, \$V_2\$, \$V_3\$, y \$V_4\$, respectivamente.

Se tiene entonces:

$$F = V_1 \int_{A_1} \rho V_1 \cdot dA_1 + V_2 \int_{A_2} \rho V_2 \cdot dA_2 + V_3 \int_{A_3} \rho V_3 \cdot dA_3$$

$$+ V_4 \int_{A_4} \rho V_4 \cdot dA_4$$

$$F = m_4 V_4 + m_3 V_3 - m_2 V_2 - m_1 V_1 \quad (8)$$

en donde \$m\$ = masa por unidad de tiempo que atraviesa las diferentes secciones. Para el caso que nos ocupa, el de la Figura 3, vemos claramente que la resultante \$F\$ de todas las fuerzas que actúan sobre la masa de agua contenida en el volumen de control es igual al flujo neto de la cantidad de movimiento a través de las superficies de control. La cantidad de movimiento, o el momentum, se puede visualizar como un ente físico que puede fluir a través de las diferentes secciones. En otras palabras, la resultante \$F\$ es igual a la cantidad de movimiento que sale (por las secciones 3 y 4) menos la cantidad de movimiento que entra (por las secciones 1 y 2). Si consideramos

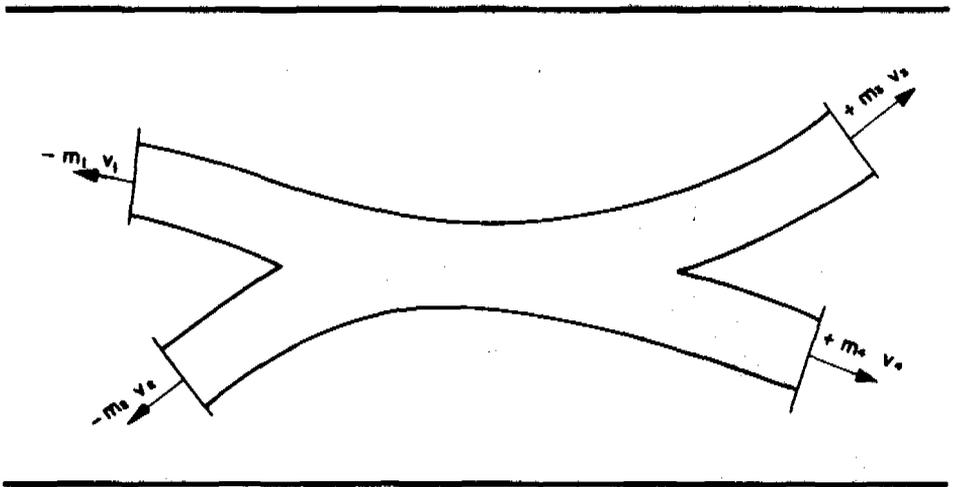


Figura 4

como positivas las direcciones de las velocidades que se muestran en la Figura 3 y positivos sus vectores asociados mV entonces la fuerza resultante F se puede representar gráficamente por la suma vectorial de los vectores que se muestran en la Figura 4.

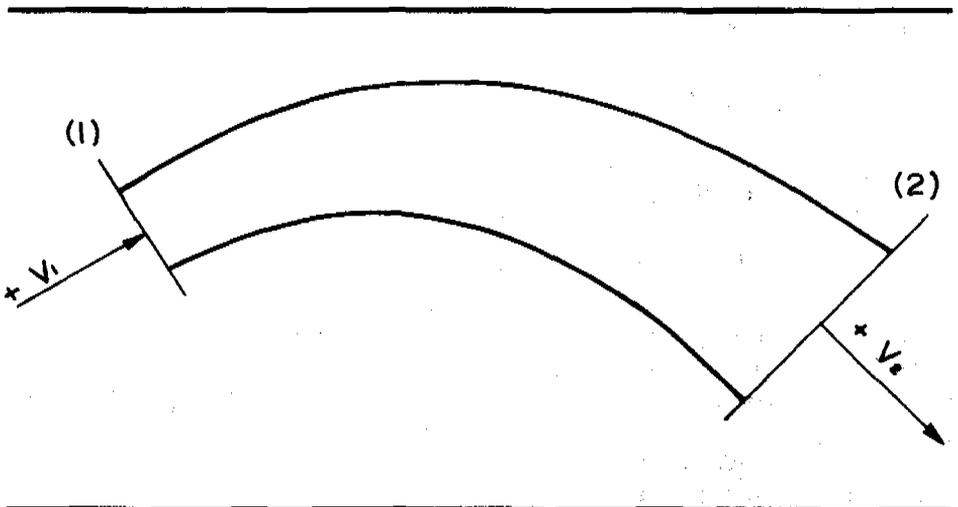


Figura 5

Los vectores mostrados en la Figura 4 y sus direcciones indicadas en esta figura son equivalentes a la fuerza F , resultante de todas las fuerzas que actúan sobre la masa de agua M dentro del volumen de control.

La dirección de los vectores m_1V_1 y m_2V_2 que se muestran en la Figura 4, está determinada por los signos negativos de estos vectores en la ecuación (8).

Veamos un ejemplo más sencillo, el de un codo en el espacio, según la Figura 5.

La fuerza F está dada por:

$$F = mV_2 - mV_1$$

La fuerza F es la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre la masa de agua contenida en el tubo entre las secciones (1) y (2). Estas fuerzas son:

W = el peso del agua.

P_1 = presión total en la sección (1)

P_2 = presión total en la sección (2)

B = reacción del tubo contra el agua, producida por la acción que hace el agua contra el tubo.

Gráficamente son equivalentes, independientemente, las Figuras 6, 7 y 8.

De manera que si P es la resultante de P_1 y P_2 , se tiene la siguiente expresión vectorial:

$$F = B + P + W = mV_2 - mV_1 \tag{9}$$

Fig. 6 Fig. 8 Fig. 7

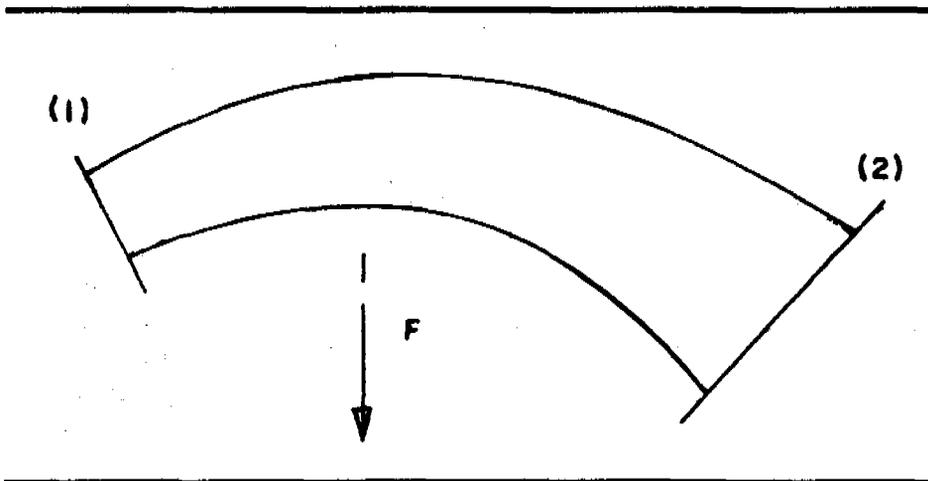


Figura 6

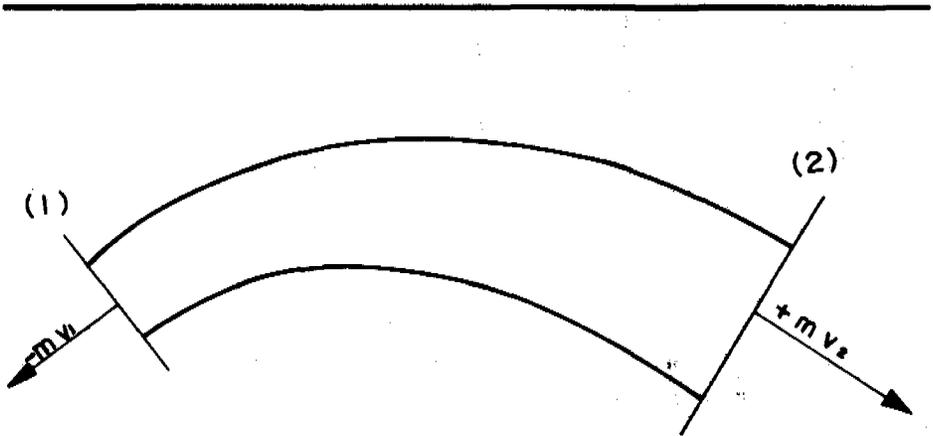


Figura 7

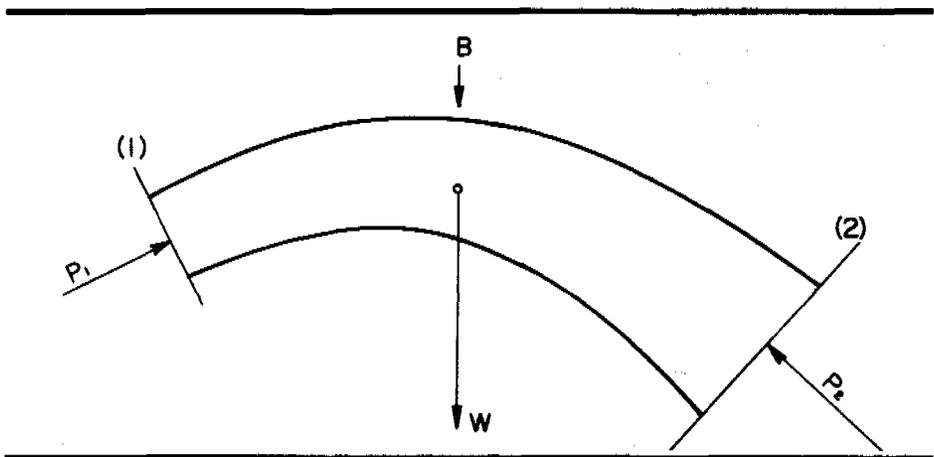


Figura 8

La ecuación (8) tiene importancia en el cálculo de algunas uniones de canales. La ecuación (9) tiene importancia para el cálculo de los anclajes de una tubería. En este caso se calcula la fuerza B_t la cual, actuando contra el tubo, es igual en magnitud, pero de sentido contrario, a la fuerza B de la ecuación (9). El anclaje debe resistir esta fuerza B_t que actúa contra el tubo para que el sistema sea estructuralmente estable.

CAPÍTULO III

MOMENTO DEL MOMENTUM

Momento del momentum

Se obtuvo en el capítulo II la ecuación (4) en la forma:

$$F = \frac{\partial \int_{vc} V (dv')}{\partial t} + \int_{sc} V (\rho V \cdot dA) \quad II (4)$$

en donde, para recordar, F es la resultante de todas las fuerzas que actúan en la masa de fluido dentro del volumen de control. Si R es el vector de posición de un punto situado en la línea de acción de la fuerza F con respecto a un punto O , entonces el momento de dicha fuerza con respecto a este punto es el producto vectorial $R \times F$. Si r representa el vector de posición correspondiente a una cualquiera de las fuerzas componentes se tiene entonces:

$$R \times F = \frac{\partial \int_{vc} (r \times v) (\rho dV)}{\partial t} + \int_{sc} (r \times V) (\rho V \cdot dA) \quad (1)$$

El término de la izquierda en esta ecuación es el torque producido por todas las fuerzas que actúan sobre el sistema, con respecto al punto O . El primer término de la derecha es la tasa de cambio con respecto al tiempo, del momento del momentum dentro del volumen de control y el segundo término de la derecha es el flujo neto del momento del momentum a través de la superficie de control. Recordamos aquí que el volumen de control está fijo y que ambos términos de la derecha se miden con respecto al volumen de control.

En los problemas prácticos se utiliza solamente una componente escalar, lo cual significa que se toman los momentos con respecto a un eje y no con respecto a un punto. Este es un concepto importante.

En los párrafos siguientes se mostrará la aplicación de la ecuación (1) a una bomba centrífuga y se obtendrá la ecuación de Euler, la cual es puramente teórica pero muy útil cuando se intenta comprender los principios fundamentales del comportamiento de esta clase de máquinas. Una bomba es una máquina que al recibir energía externa proveniente de un motor, aumenta la presión de un fluido y gracias a este aumento puede elevarlo desde un nivel determinado a otro superior, no alcanzable sino mediante la utilización de dicha energía. En la Figura 1 se muestra esquemáticamente una bomba centrífuga radial en sus cortes normal y paralelo al eje de rotación.

En la Figura 1 (a) se indican los principales elementos de la bomba:

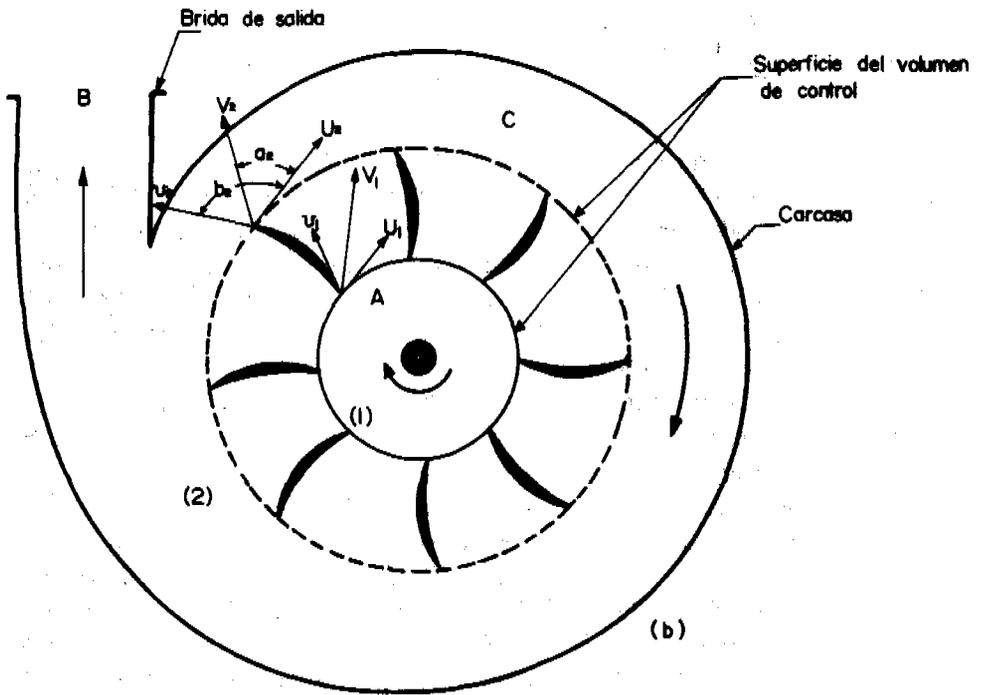
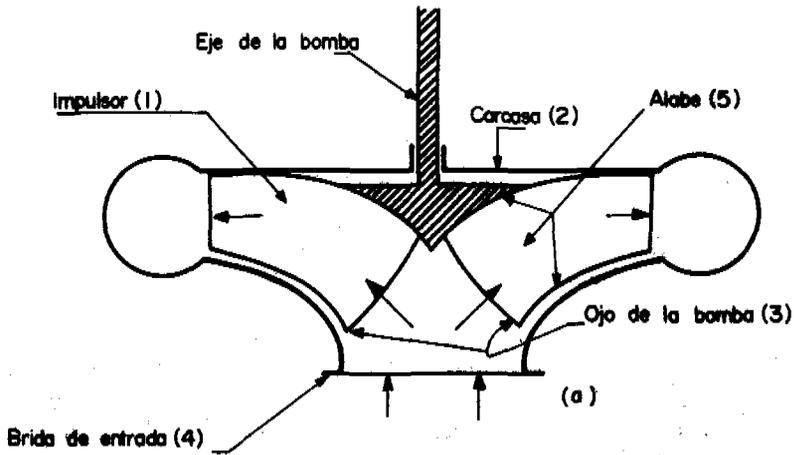


Figura 1

- 1) El impulsor, o elemento rotatorio, el cual es accionado con un movimiento de rotación por medio de un eje, acoplado a su vez, al motor.
- 2) La carcasa, o elemento fijo que rodea el impulsor y que recoge el líquido bombeado.
- 3) El ojo de la bomba o círculo a través del cual penetra el líquido al impulsor.
- 4) La brida de entrada, por medio de la cual se acopla la bomba a la tubería de succión.
- 5) El álabe del impulsor o superficie curva sobre la cual pasa el fluido.

En la Figura 1 (a) se muestra que el líquido penetra por el ojo de la bomba paralelamente a su eje y sale en sentido radial; de ahí el nombre de dicha bomba. En la Figura 1 (b) se muestran los vectores de velocidad en la entrada y salida de los álabes y aun cuando se muestran en un mismo plano para facilidad del dibujo, dichos vectores actúan en dos planos diferentes según se considere la entrada o la salida.

Para la explicación se adopta la siguiente nomenclatura, entendiéndose que los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y salida, respectivamente:

U = Velocidad tangencial del álabe.

V = Velocidad absoluta del líquido, por ejemplo, con respecto al volumen de control.

v = Velocidad relativa del líquido con respecto al álabe.

n = Velocidad angular en rad/seg.

a = Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial.

b = Angulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial.

M = Masa de líquido que pasa por segundo.

W = Peso de líquido correspondiente a la masa M .

P = Potencia.

T = Torque de la bomba.

Q = Caudal que entra por el ojo de la bomba y sale por la tubería de impulsión una vez establecido el régimen permanente de flujo.

ρ = Densidad del fluido

ρ_s = Peso específico del fluido.

El fluido entra al impulsor por el ojo de la bomba y entre dos álabes consecutivos entra por la zona A. Sale a la zona C comprendida entre el impulsor y la carcasa y haciendo un recorrido circunferencial, sale finalmente por la sección B hacia la tubería de impulsión, la cual se conecta a la bomba por medio de la brida de salida.

En los párrafos siguientes se indicará cómo se calcula el torque que induce el motor en la bomba.

Al entrar el líquido en los álabes su velocidad cambia en magnitud y dirección. Este cambio no puede efectuarse si no ejerce sobre el líquido una fuerza F , la cual puede calcularse por medio de la ecuación 4 del capítulo II.

Adoptamos ahora un volumen fijo de control cuya superficie coincide con la superficie exterior del impulsor y que termina exactamente en la entrada y salida de los álabes como se muestra en la Figura 1 (b).

Si se desprecia la fricción no existirán fuerzas tangenciales en la superficie de control y sólo se deben considerar fuerzas normales a dichas superficies. En el caso que nos ocupa, no interesa calcular el torque alrededor de un punto, sino alrededor del eje de la bomba.

Las fuerzas paralelas a dicho eje no producen torque; tampoco lo producen las fuerzas normales al mismo y que pasan por él. Las fuerzas normales que no pasen por el eje sí lo pueden producir. La fuerza causada por el peso del fluido, produce un torque nulo debido a la simetría de la distribución del fluido con respecto al eje. Las presiones normales a los álabes en el interior del impulsor tampoco producen torque porque se anulan al considerar caras opuestas dentro de un mismo conducto o al considerar presiones opuestas a lado y lado de un mismo tabique.

La única fuerza que queda para producir torque es la reacción del fluido contra las paredes del impulsor, igual y de sentido contrario a la reacción que el impulsor ejerce contra el fluido. De dicha fuerza sólo produce torque la componente tangencial al impulsor, o sea la componente normal a su radio. Todas las fuerzas que actúan sobre el fluido están sintetizadas en la fuerza F de la ecuación 4 del capítulo II, como una fuerza resultante. De esta fuerza nos interesa su componente F_t , tangencial al impulsor y normal a su radio, tanto en la entrada como en la salida. Esta fuerza F_t es la que produce finalmente el torque cuya expresión matemática estamos buscando.

Para encontrar la expresión matemática del torque se analizarán primero las condiciones de permanencia del flujo. En primer lugar, se parte de la base de que la velocidad angular del impulsor es constante. En general este es el caso, ya que los motores trabajan con velocidad angular constante gracias a sus características de construcción. Además, se supone que el caudal que pasa por la bomba es constante y por lo tanto el flujo es permanente antes de entrar al impulsor e inmediatamente después de salir de él, es decir en las superficies de control de entrada y salida. En cualquier punto que se considere dentro de los álabes, la velocidad relativa es constante y la velocidad absoluta también lo es, ya que la velocidad angular es constante. Por otra parte, haciendo una sección normal a dos álabes consecutivos, se hace la suposición de que en toda el área de esta sección la velocidad relativa es la misma. La situación es tal, entonces, que si se pudieran tomar fotografías del flujo en diferentes tiempos, dentro del volumen de control, todas ellas darían el mismo resultado, mostrarían la misma imagen.

Puede decirse, pues, con toda propiedad, que el flujo corresponde a un régimen permanente dentro del volumen de control. Por lo tanto la derivada parcial con respecto al tiempo en la ecuación 4 del capítulo II, se hace nula. Así, tomando la componente F_t la ecuación que nos interesa es:

$$Ft = \int_{sc} Vt (\rho V \cdot dA) \quad (2)$$

Si \bar{r} es el radio que corresponde al centro de gravedad de Ft y r' es un radio variable en la superficie de control, el torque que recibe la bomba es:

$$Ft \bar{r} = T = \int_{sc} r' Vt (\rho V \cdot dA) \quad (3)$$

Como no hay flujo a través de las paredes del impulsor, la integral de la ecuación (3) sólo se efectúa sobre las superficies de control de entrada y salida del impulsor y siendo r_1 y r_2 los radios medios en dichas secciones, respectivamente, se obtiene:

$$T = \rho \int A_2 r_2 Vt_2 dQ - \rho \int A_1 r_1 Vt_1 dQ$$

Ya que $Vt = V \cos a$ se tiene:

$$\begin{aligned} T &= \rho \int A_2 r_2 (V_2 \cos a_2) dQ - \rho \int A_1 r_1 (V_1 \cos a_1) dQ = \\ &= \rho Q r_2 V_2 \cos a_2 - \rho Q r_1 V_1 \cos a_1 \end{aligned} \quad (5)$$

Como la potencia es el producto del torque por la velocidad angular, la potencia requerida por la bomba es:

$$P = \frac{\rho Q n}{g} (r_2 V_2 \cos a_2 - r_1 V_1 \cos a_1) \quad (6)$$

Como $nr = U$, si hacemos $V \cos a = S$ se tiene:

$$P = \frac{\rho Q}{g} (U_2 S_2 - U_1 S_1) \quad (7)$$

La ecuación (7) es la ecuación de Euler para las bombas centrífugas.

En el capítulo IV, cuando se discutan algunos aspectos sobre estas bombas, se deducirá nuevamente esta ecuación por un método muy sencillo y por lo tanto más fácilmente comprensible.

CAPITULO IV

BOMBAS CENTRÍFUGAS

Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas son aquellas que generan un aumento de la presión del líquido bombeado, por medio de elementos rotatorios llamados impulsores, los cuales producen sobre el fluido una acción centrífuga.

Las bombas centrífugas admiten tres grandes grupos de clasificación:

- 1) Las bombas radiales, que son aquellas en las cuales el líquido entra al impulsor más o menos en dirección de su eje y sale radialmente, en dirección perpendicular a él.
- 2) Las bombas mixtas, en las cuales la velocidad del agua tiene componentes axiales y radiales.
- 3) Las bombas axiales, en las cuales el líquido bombeado se mueve en la dirección del eje de la bomba desde la entrada hasta la salida del líquido bombeado. En estas bombas no existe una acción centrífuga, pero la bomba se comporta como un caso límite de los dos anteriores, tanto en el tratamiento teórico de los conceptos como en el diseño, razón por la cual:
 - a) No se justifica una clasificación especial para este tipo de bombas.
 - b) Se incluyen dentro de la clasificación de bombas centrífugas.

En los párrafos siguientes se dará al ingeniero la información necesaria para el diseño de estaciones de elevación y para la selección y operación del tipo adecuado de bomba, pero no se intentará dar ninguna indicación para el diseño de la forma de los impulsores o de otros detalles de construcción de la bomba misma.

Otra clasificación que puede hacerse de las bombas centrífugas se describe a continuación:

1) Turbinobombas

En las turbinobombas el impulsor está rodeado de una serie de paletas o álabes directrices fijos llamados difusores, porque en ellos se permite que la gran velocidad del líquido al salir del impulsor vaya disminuyendo gradualmente gracias a su forma divergente. (Figura 1)

Los difusores están colocados en forma tal que el paso del líquido proveniente del impulsor se efectúe sin choques, en cuanto sea posible. Después de su paso por los difusores el líquido pasa al espacio comprendido entre éstos y la carcasa. Esta última puede ser concéntrica con respecto al eje del impulsor o excéntrica, con lo cual el

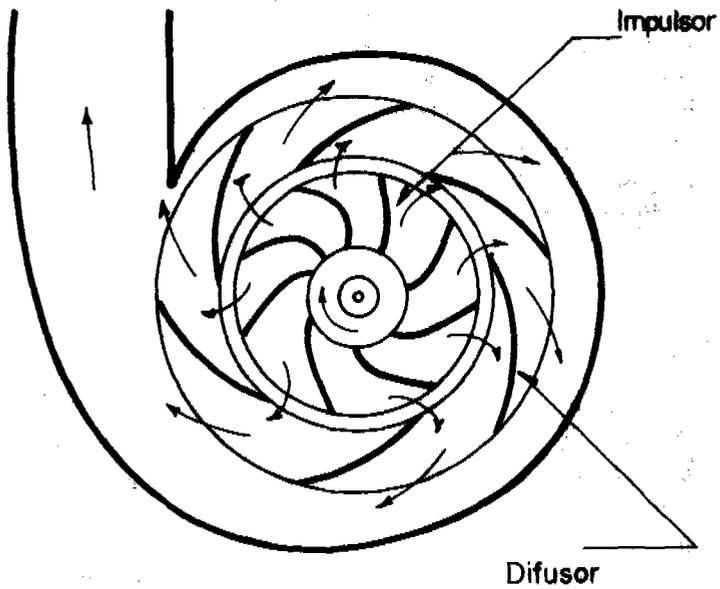
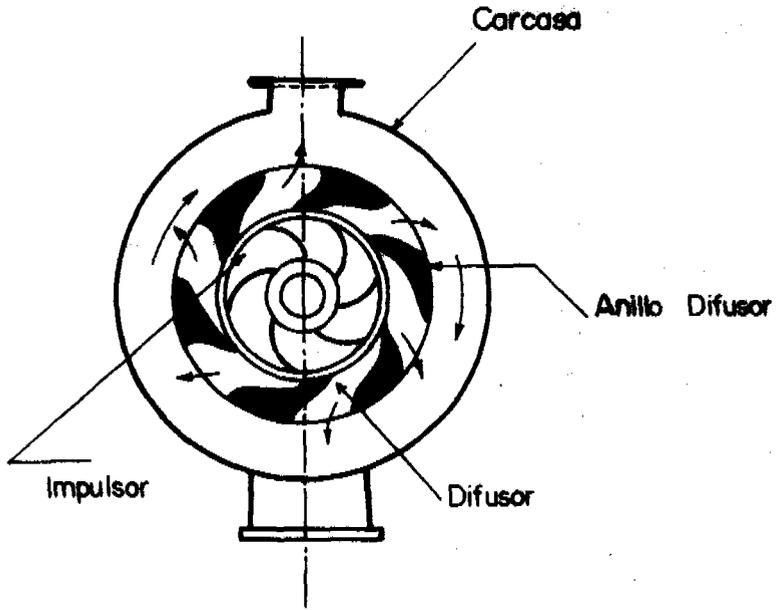


Figura 1

espacio entre la carcasa y los difusores va aumentando gradualmente con el fin de conseguir que la velocidad del agua sea constante a su paso por la carcasa o que vaya aun disminuyendo gradualmente hasta buscar la brida de salida de la bomba.

Estas bombas operan eficientemente sólo para un valor dado de la descarga a una determinada velocidad de giro del impulsor. Para otras descargas, el líquido producirá una pérdida de carga por choque en los difusores. Cuando las bombas están bien diseñadas los difusores pueden recuperar hasta el 75% de la energía cinética del líquido, convirtiéndola en presión.

La bomba toma su nombre de su semejanza con las turbinas Francis, en las cuales el líquido antes de pasar al rodete debe pasar por una serie de álabes que no rotan pero que son móviles y que se acomodan a las diferentes descargas tratando de mantener altas eficiencias. En las turbinobombas estos álabes (difusores) son fijos y como ya se dijo producen una alta eficiencia sólo para una condición dada de descarga y velocidad de giro. Por esta razón y por su alto costo se usan cada vez menos en las operaciones industriales.

2) Bombas de voluta

En estas bombas se elimina el anillo difusor y la carcasa es excéntrica con respecto al impulsor. Como el área a partir del punto A hacia la izquierda (ver Figura 2) va aumentando proporcionalmente, la velocidad en la carcasa permanece bastante uniforme. La carcasa puede también diseñarse como para que la velocidad vaya disminuyendo gradualmente a medida que se acerca al punto de descarga.

La forma de los álabes y de la carcasa permite en forma limitada una reducción gradual de velocidad entre el impulsor y la boca de descarga. Si la bomba está correctamente diseñada, la velocidad en la carcasa debe ser aproximadamente igual a la de salida del impulsor.

Si fuera posible igualarlas, de todas maneras habría pérdidas de energía a causa del cambio más o menos brusco de dirección que el fluido tiene que soportar. También hay pérdidas de energía por cambio de velocidad cuando el líquido penetra a la tubería de descarga. Cuando se diseña una cámara de transición para permitir una disminución más gradual de la velocidad, se obtienen mejores eficiencias. (Ver Figura 3a.).

Por otra parte se clasifican en bombas de succión simple y de succión doble según que el impulsor reciba agua de un solo lado o de ambos.

Para el bombeo de grandes caudales a alturas relativamente pequeñas el tipo de succión doble resulta más económico. El impulsor de las bombas de succión doble puede considerarse como formado por dos impulsores de succión simple acoplados uno al lado del otro. La tubería de succión es común a ambos. La carga desarrollada es igual a la de un solo impulsor pero el caudal es el doble. Tienen, además, la ventaja

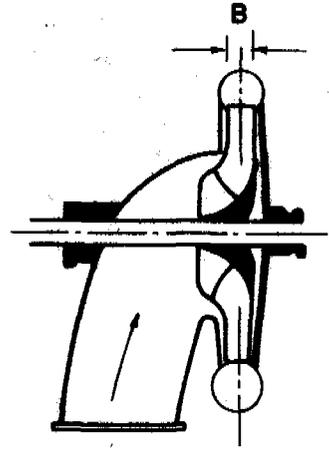
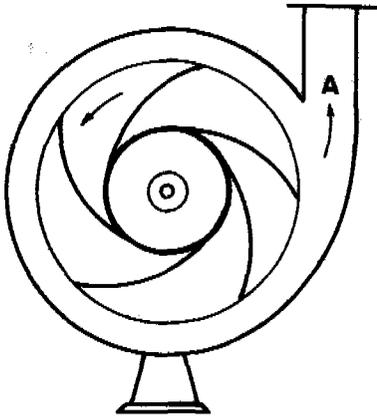


Figura 2

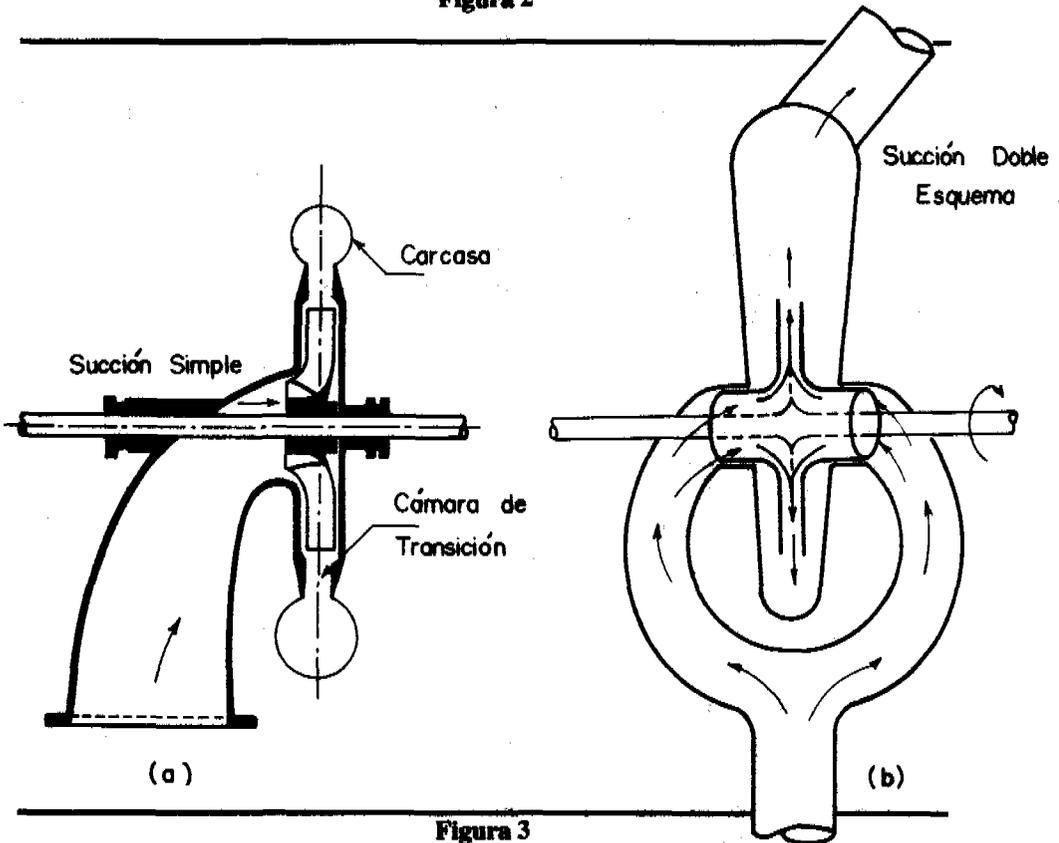
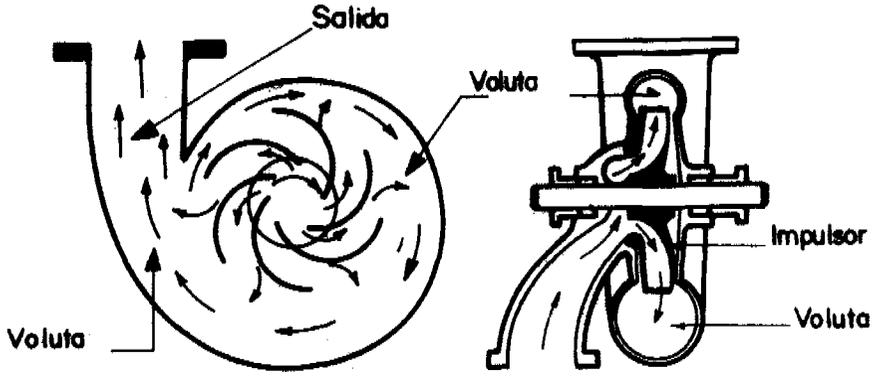
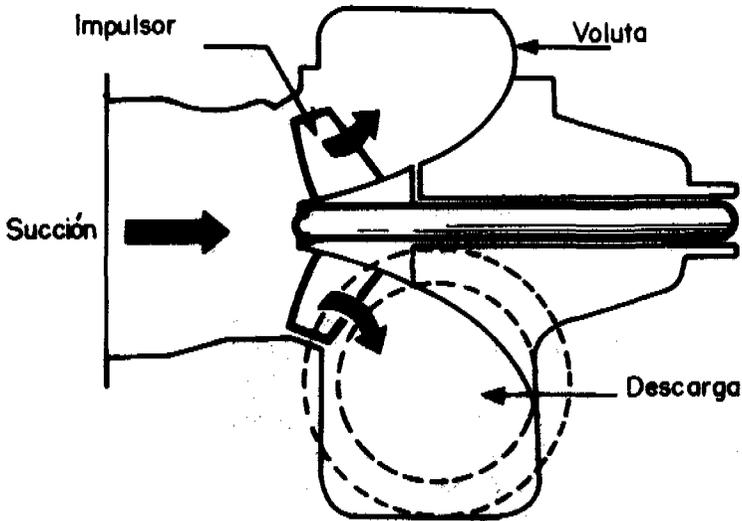


Figura 3



BOMBA RADIAL



BOMBA MIXTA

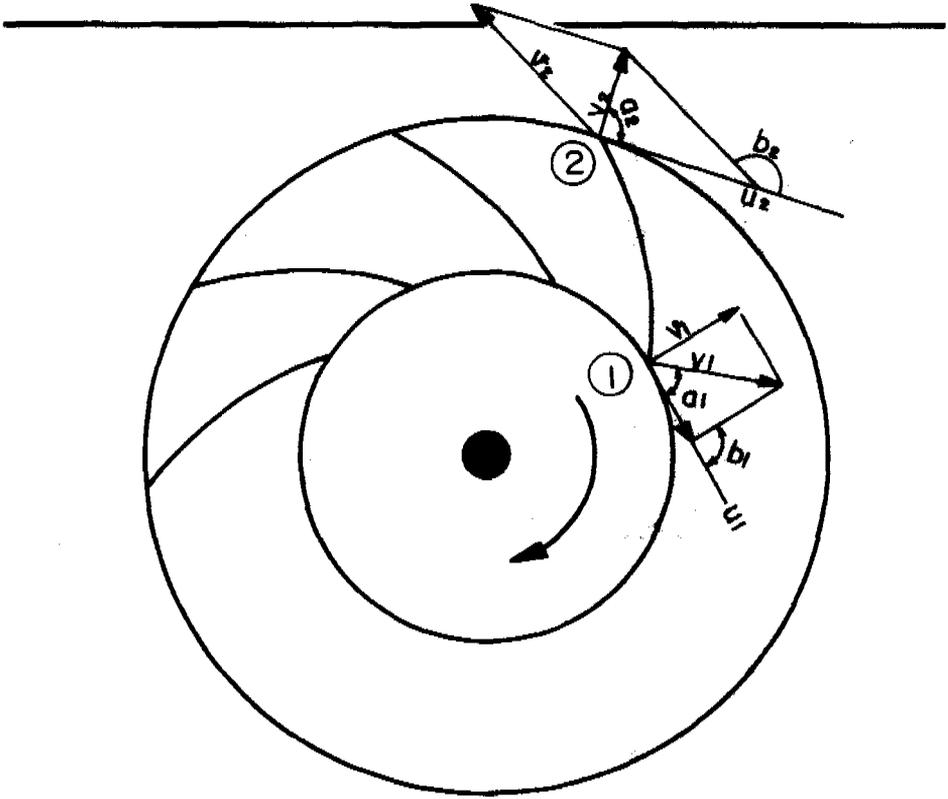


Figura 4

de que son balanceadas hidráulicamente contra el empuje axial, lo cual, en el caso de bombas de succión simple puede causar dificultades.

A continuación se presenta la teoría hidráulica de una manera sencilla con la ayuda de la Figura 4.

El fluido entra al impulsor por el punto 1 y aun cuando el diagrama de velocidades no está en el mismo plano que el diagrama en la salida 2, para los efectos de la explicación se supone que están en el mismo plano. Con esto no se pierde generalidad.

En la explicación que sigue se hará uso de la siguiente nomenclatura:

- V : Velocidad absoluta del fluido (el subíndice indicará el punto que se está considerando). Velocidad teórica; no tiene en cuenta las pérdidas hidráulicas.
- U : Velocidad tangencial del rotor o impulsor de la bomba.
- n : Velocidad angular en rad/s.
- N : Revoluciones por minuto.
- v : Velocidad relativa del líquido con respecto al álabe del impulsor.
- a : Angulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial.

b : Angulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial.

M : Masa del fluido que pasa por segundo, correspondiente al peso W .

W : Peso del fluido que pasa por segundo.

γ : peso específico del fluido.

m : Masa del fluido que pasa por segundo entre dos álabes consecutivos.

P : Potencia.

H_m : Energía por unidad de peso de fluido, que entrega el motor. Esta energía se gasta en elevar el fluido desde el nivel inicial hasta el final y en vencer todas las resistencias y pérdidas por fricción entre esos mismos dos niveles.

H_r : Energía por unidad de peso recibida de la bomba entre los puntos 1 y 2. Es menor que H_m , la energía entregada por el motor, en el monto de las pérdidas mecánicas originadas por la fricción del eje en sus chumaceras y anillos y la fricción del impulsor al girar por entre la masa de agua existente entre el impulsor y la carcasa. Estas pérdidas determinan la eficiencia mecánica H_r/H_m .

H : Carga contra la cual trabaja la bomba en la brida o conexión de salida. Es menor que la carga H_r , en el monto de las pérdidas hidráulicas, las cuales son producidas por:

1. Fricción en la conexión o brida de entrada.
2. Choque a la entrada y salida del impulsor, en los puntos 1 y 2.
3. Fricción del fluido a su paso por el impulsor.
4. Fricción del fluido a su paso por la carcasa.
5. Fricción en la conexión de descarga o brida de salida.

Estas pérdidas determinan la eficiencia hidráulica de la bomba H/H_r .

En lo que sigue la discusión se centrará sobre el agua, entendiéndose que los principios son comunes para los demás líquidos. Si la velocidad del agua en el punto 1 se redujera, por algún medio a cero, se generaría una fuerza resultante igual a:

$$F'_1 = m V_1$$

Esta fuerza sería la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre la masa de agua m que pasa por entre dos álabes consecutivos. Estas fuerzas serán por ejemplo, el peso del agua, la presión y la reacción del álabe contra el agua. La fuerza total que se ejercería sobre toda la masa de agua M sería:

$$F_1 = M V_1$$

Esta fuerza tendría una componente en el sentido tangencial igual a:

$$F_1 \cos a_1 = M V_1 \cos a_1$$

$$P_1 = M V_1 (\cos a_1) n r_1$$

ya que $n r_1$ es el espacio recorrido en la unidad de tiempo.

Haciendo el mismo razonamiento en el punto (2) se encontrará que la potencia que podría desarrollar el agua, si por cualquier medio se anulara su velocidad sería:

$$P_2 = M V_2 (\cos a_2) n r_2$$

Por lo tanto la potencia neta que ha recibido el líquido del impulsor entre los puntos (1) y (2) es la diferencia entre P_2 y P_1 :

$$P = M (V_2 n r_2 \cos a_2 - V_1 n r_1 \cos a_1)$$

Si hacemos $V \cos a = S$ se tiene:

$$P = \frac{W}{g} (S_2 U_2 - S_1 U_1)$$

Como W es peso/s, se tiene que:

$$W H_r = P$$

Por lo tanto la carga del impulsor en el punto (2) es:

$$H_r = \frac{P}{W} = \frac{S_2 U_2 - S_1 U_1}{g} \quad (1)$$

Las componentes radiales de F no producen potencia alguna y por esto no se han tenido en cuenta. De las componentes de F la única que produce potencia es la reacción del álabe contra el agua ya que el peso del agua no produce potencia por estar simétricamente dispuesto con relación al eje y las fuerzas producidas por la presión se anulan considerando dos álabes consecutivos o los lados opuestos de un mismo álabe.

Para obtener la máxima eficiencia es necesario diseñar los álabes en forma tal que la velocidad absoluta de entrada sea normal a U_1 de modo que:

$$\cos a_1 = \cos 90^\circ = 0$$

$$H_r = \frac{U_2 S_2}{g} \quad (2)$$

Eficiencia. La eficiencia de la bomba será igual a la relación entre la potencia entregada en la brida de salida de la bomba y la potencia entregada por el motor en el eje de acople:

$$e = \frac{Q \gamma H}{P_m} \quad (3)$$

en donde P_m = potencia entregada por el motor en el acople.

La eficiencia está repartida en tres eficiencias parciales:

a) Eficiencia hidráulica: es la relación entre H y H_r

$$e_h = \frac{Q \gamma H}{Q \gamma H_r} = \frac{H}{H_r} \quad (4)$$

b) Eficiencia volumétrica: Entre el impulsor y la carcasa de la bomba existe un inevitable pequeño espacio para que el impulsor pueda girar libremente. Como en el punto (2) la presión es mayor que en el punto (1) parte del agua se devuelve por el espacio mencionado; si a ésta se le llama Q_L la eficiencia volumétrica está definida por la relación:

$$e_v = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad (5)$$

en donde Q es el caudal que pasa a la tubería de impulsión y $Q + Q_L$ es el caudal que pasa por el impulsor.

c) Eficiencia mecánica: Es la relación entre la potencia recibida por el impulsor en el punto (2) y la potencia recibida del eje del motor en su acople con la bomba.

$$e_m = \frac{(Q + Q_L) \gamma H_r}{P_m} \quad (6)$$

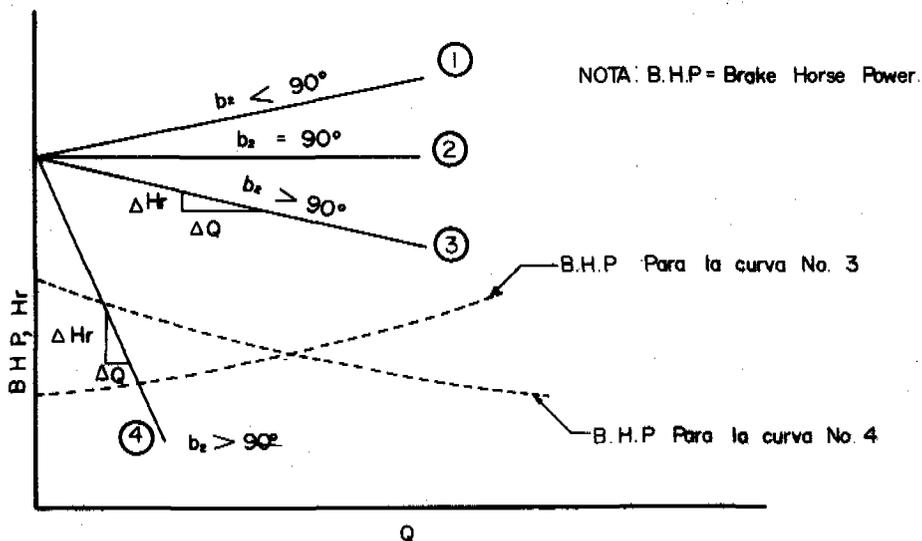
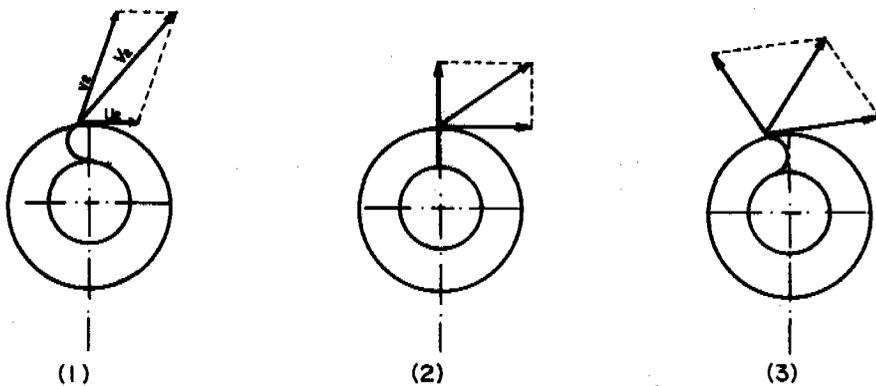
La eficiencia total será entonces:

$$e = e_h e_v e_m = \frac{H}{H_r} \times \frac{Q}{Q + Q_L} \times \frac{(Q + Q_L) \gamma H_r}{P_m} = \frac{Q \gamma H}{P_m}$$

Carga desarrollada por la bomba

$$H_r = \frac{U_2 S_2}{g} = \frac{U_2}{g} (U_2 + V_2 + \cos b_2) \quad (7)$$

según el triángulo de velocidades de la Figura 4.



CURVAS CARACTERISTICAS PARA DIFERENTES TIPOS DE BOMBAS

Figura 5

Como V_2 es la velocidad relativa del agua en el álabe, es proporcional al caudal bombeado Q . Si se adopta ahora una velocidad constante U_2 , la ecuación anterior resulta ser una línea recta. Existen tres casos típicos de acuerdo con el valor de b_2 . Si $b_2 = 90^\circ$, el valor de H_r es constante, no importa qué valor tenga la descarga. Naturalmente, una mayor descarga exige una potencia mayor del motor. Si b_2 es mayor que 90° , H_r decrece al aumentar Q . Igualmente si b_2 es menor que 90° , H_r aumenta al aumentar Q . Las potencias requeridas en estos casos varían. En la Figura 5 se muestra dicha variación.

Analicemos la potencia requerida para la curva No. 3 (b_2 mayor que 90°). Una disminución en H_r (por disminución de la altura de bombeo o por un aumento del diámetro de la tubería, por ejemplo) está acompañada por un aumento proporcionalmente mayor en el caudal. Por lo tanto una disminución en la carga H_r produce un aumento de la potencia requerida y la curva de potencia requerida es ascendente. Analicemos en la misma forma la curva No. 4: para este caso una disminución en H_r está acompañada de un aumento proporcionalmente menor en el caudal Q y por este motivo la potencia requerida decrece al aumentar el caudal. Esto es un análisis simplista, porque no se han tenido en cuenta las eficiencias, pero ilustra el hecho de que puede existir una curva de potencia decreciente. Se ve pues la importancia que tiene el estudio de las variaciones posibles de la carga y del caudal en un proyecto de bombeo y en general en la selección de una bomba. Por ejemplo, al seleccionar una bomba para un cuerpo de bomberos, se debe escoger una que tenga su curva característica semejante a la No. 4, debido a que las mangueras pueden deteriorarse con el tiempo; si la bomba está trabajando contra una carga dada y la manguera se rompe, la carga disminuye; la potencia requerida disminuye y el motor no se sobrecarga. Con la curva No. 3 pasaría lo contrario: la potencia requerida aumenta y si el motor eléctrico no tiene suficiente potencia se sobrecarga y se quema.

En la práctica las curvas son diferentes de las que se muestran en la figura anterior a causa de las pérdidas por fricción en la carcasa y porque la eficiencia no se mantiene constante al variar el caudal. Toman entonces las formas indicadas en la Figura 6, en donde H es la carga en la brida de salida.

Un bombeo cuya curva característica sea la No. 3 (ver Figura 5), debe principiar a operar con la válvula de salida cerrada, es decir, con caudal nulo; en esta forma se requiere la menor potencia durante el arranque de las bombas, según se explicó atrás. Además, si se quiere tener seguridad de que el motor no va a trabajar sobrecargado en las condiciones dadas, la potencia requerida del motor debe obtenerse de la curva de BHP (Brake HP) suministrada por el fabricante, con el caudal correspondiente a las condiciones más desfavorables de operación en relación con la potencia requerida.

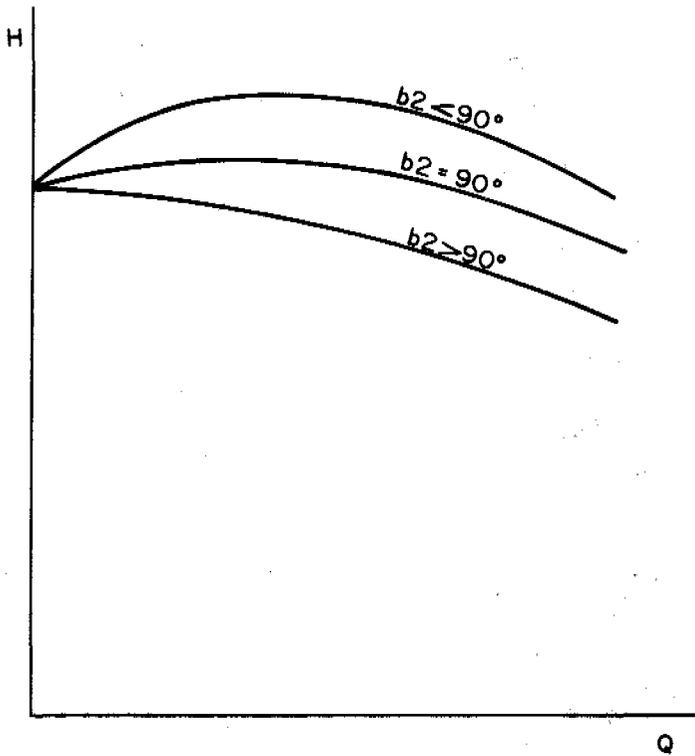


Figura 6

Efecto de la variación de velocidad de giro: El diagrama de velocidades en el punto (2), (ver Figura 4), nos permite deducir la siguiente relación, si el diámetro se mantiene constante:

$$V_2^2 = U_2^2 + v_2^2 - 2U_2 v_2 \cos (180^\circ - b_2)$$

o:

$$V_2^2 = U_2^2 + v_2^2 - 2U_2 v_2 \cos b_2$$

$$U_2 v_2 \cos b_2 = \frac{V_2^2 - U_2^2 - v_2^2}{2}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (7) obtenemos:

$$H_r = \frac{U_2^2 + (V_2^2 - U_2^2 - v_2^2) / 2}{g}$$

$$H_r = \frac{U_2^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (8)$$

Se había dicho que H era menor que H_r en las pérdidas hidráulicas enumeradas anteriormente. Si la pérdida por fricción del agua a su paso por el impulsor se da como $K_1 V_{22}/2g$, y las restantes se dan como $K_2 V_{22}/2g$, la carga (H) desarrollada por la bomba puede expresarse como:

$$H = \frac{U_2^2}{2g} + K_3 \frac{V_2^2}{2g} - \frac{K_4 v_2^2}{2g} \quad (9)$$

Si se ha determinado que un diagrama de velocidades produce la mejor eficiencia, es aceptable suponer que para cualquier otra velocidad angular de la bomba la eficiencia se mantiene si el nuevo diagrama de velocidades está en la misma relación; esto es lo que tratan de hacer los fabricantes, de modo que el nuevo triángulo de velocidades en el punto (2) es semejante al primero. Entonces, v_2 y V_2 son proporcionales a U_2 , de lo cual se deduce la ecuación (10) a partir de (9). Como también Q es proporcional a v_2 , se tiene la ecuación (11). De las ecuaciones (10) y (11) se deriva la (12).

$$H \text{ proporcional a } N^2 \quad (10)$$

$$Q \text{ proporcional a } N \text{ (Diámetro constante)} \quad (11)$$

$$P \text{ proporcional a } N^3 \quad (12)$$

Las ecuaciones (10), (11) y (12) sólo se cumplen si la eficiencia permanece constante al cambiar la velocidad (N) de la bomba. Sin embargo, las pruebas en fábrica muestran que la eficiencia tiene una considerable variación con la velocidad y las relaciones anteriores son sólo aproximadas. Pero éstas son útiles porque es práctica común usar la misma bomba para diferentes alturas (H) variando la velocidad y en estos casos pueden encontrarse valores aproximados de velocidad y descarga utilizando dichas relaciones.

Ejemplo No. 1. Una bomba en la prueba en fábrica desarrolla una carga (H) de 25 m para un caudal de 7600 l/min y 1.750 RPM. La potencia exigida al motor es de 50 HP y el diámetro del impulsor es de 25 cm. Si por cualquier medio se cambia la velocidad del motor a 1.450 RPM se tendrían aproximadamente las siguientes condiciones de operación:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 25 \times (1450/1750)^2 = 17.0 \text{ Aprox.}$$

$$Q_2 = \left(\frac{Q_1 N_2}{N_1} \right) = 7600 \times 1450/1750 = 6300 \text{ L/min.}$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = 50 \times (1450/1750)^3 = 28.3 \text{ HP.}$$

Efecto de la variación del diámetro. Usando la misma carcasa, el diámetro de la bomba puede variar. (Puede por ejemplo recortarse, lo cual se hace a menudo). Si la reducción es pequeña la eficiencia variará muy poco.

Para un número N dado de revoluciones del impulsor, U_2 varía directamente con el diámetro, pues $U = r\omega$; como para cualquier bomba, $H = KU_2^2$ (ver ecuación 9), resulta que H varía con D^2 . Por otra parte, si el ancho B (ver Figura 2) permanece constante, lo cual ocurre, dentro de los límites en que se hace el recorte, entonces el

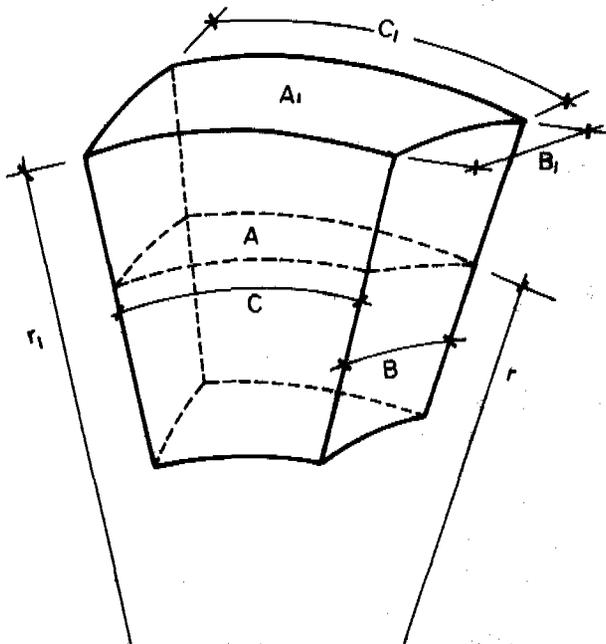


Figura 7

área A de flujo en la salida del impulsor varía sólo con el diámetro, como se puede ver por lo que sigue: (Figura 7).

$$A = C B$$

$$\text{pero } C = \frac{C_1 r}{r_1}$$

$$A = \frac{C_1 r B}{r_1} = K D$$

Por ser semejantes los triángulos de velocidades, v_2 es proporcional a U_2 y por lo tanto al diámetro. Entonces son ciertas las siguientes relaciones:

$$H \quad \text{proporcional a } D^2 \quad (13)$$

$$Q \quad \text{proporcional a } D^2 \quad (N \text{ constante}) \quad (14)$$

$$BHP \quad \text{proporcional a } D^4 \quad (15)$$

Estas relaciones son sólo aproximadas, debido al posible cambio de eficiencia.

Ejemplo No. 2. Calcúlese las condiciones de operación de la misma bomba del ejemplo No. 1, cuando su impulsor se recorta hasta que el diámetro sea de 23 cm.

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = 25 \times (23/25)^2 = 21.1 \text{ m}$$

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = 7600 (23/25)^2 = 6430 \text{ l/min}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 = 50 (23/25)^4 = 35.8 \text{ HP}$$

Bombas de diseño homólogo

Los fabricantes acostumbran diseñar sus bombas de tal manera que si se varía el tamaño en forma notoria, la nueva bomba sería en un todo semejante a otra máquina que haya tenido características eficientes. La bomba resulta homóloga en todos los aspectos, físicos e hidráulicos y se pueden obtener las siguientes relaciones, para las condiciones de máxima eficiencia:

Hemos visto que H varía con U^2 o sea que varía con el cuadrado del diámetro. Por otra parte, el caudal varía con v_2 y con el área de descarga entre álabes. Si las bombas trabajan con su mejor eficiencia, v_2 varía con U_2 o sea con el diámetro. Como el área de descarga varía con el cuadrado del diámetro se sigue que Q varía con D^3 ; entonces:

$$H \text{ es proporcional a } D^2 \quad (16)$$

$$Q \text{ es proporcional a } D^3 \text{ (} N \text{ constante)} \quad (17)$$

$$BHP \text{ es proporcional a } D^5 \quad (18)$$

Además se cumplen, para D constante, las relaciones (10), (11) y (12). Teniendo en cuenta las (16), (17) y (18), se tiene:

$$H = C_1 D^2 N^2 \quad (19)$$

$$Q = C_2 D^3 N \quad (20)$$

$$BHP = C_3 D^5 N^3 \quad (21)$$

En donde C es un factor de proporcionalidad. Estas últimas relaciones se aplican aproximadamente a bombas de diseño homólogo y se pueden transformar en estas otras:

$$N = N_u \frac{H^{1/2}}{D} \quad (22)$$

En donde N_u = Velocidad unitaria, constante de proporcionalidad, para $H = 1$ y $D = 1$.

Sustituyendo (22) en (20) y (21) tenemos:

$$Q = Q_u D^2 H^{1/2} \quad (23)$$

$$BHP = P_u D^2 H^{3/2} \quad (24)$$

En donde:

Q_u = Descarga unitaria, constante. $H = 1$

P_u = Potencia unitaria, constante. $D = 1$

Combinando la (22) y (23) y eliminando D se obtiene:

$$N_u^2 Q_u = \frac{Q N^2}{H^{3/4}} N_s^2 \quad (25)$$

la cual puede, también, escribirse:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \text{constante} \quad \begin{array}{l} Q = 1 \\ H = 1 \end{array} \quad (26)$$

En el sistema métrico Q se da en m³/s, H en metros y N en revoluciones por minuto. Si el valor obtenido se multiplica por 52 se obtiene N_s en el sistema inglés: gpm, pies y revoluciones por minuto.

N_s es lo que se llama velocidad específica de la bomba.

Se puede obtener una visualización de N_s si se considera que es la velocidad a la cual giraría una bomba de la serie de homólogas si el diámetro es tal que se descarga un caudal unitario con una carga unitaria. N_s es más que todo un factor de forma. Para altos valores, por ejemplo, la bomba corresponde al tipo axial.

Si se fijan la velocidad, la carga y el caudal de una bomba, queda fija su velocidad específica y se puede saber si el diseño ofrecido es adecuado, pues hay rangos de valores según las condiciones dadas y según la forma de los equipos.

También, si por las pruebas en fábrica se conocen la carga y la mejor velocidad de una serie de bombas homólogas, la ecuación (22) determinará la velocidad más adecuada y la carga para otra bomba, de la misma serie de diámetro diferente.

Los rangos de valores de la velocidad específica para las bombas son dados por el fabricante en cada caso particular, para obtener la mejor eficiencia con el equipo ofrecido.

Si hay varias bombas en serie (o bombas de varias etapas) el valor de N_s se encuentra con la carga y el caudal desarrollados por una sola bomba o etapa.

El estudio de la velocidad específica tiene importancia para el ingeniero proyectista. A éste le interesa comparar el costo de las bombas ofrecidas teniendo en cuenta las eficiencias dadas por el fabricante, las cuales determinan a su vez el costo de operación. Escogida una bomba como la más económica, se debe exigir que el fabricante garantice la eficiencia ofrecida, para las condiciones de operación definidas en el diseño de la instalación. Conocer el valor de la velocidad específica le da al proyectista de la estación elevadora una noción clara del tipo de bomba que requiere su proyecto. En la Figura 8 se muestra un gráfico que relaciona la eficiencia esperable de acuerdo con el caudal, la velocidad específica N_s y las diferentes formas o tipos de las bombas. Conocido el tipo de bomba el proyectista puede visualizar la forma de la estación, los accesorios, válvulas y tuberías secundarias requeridas y con estos esque-

mas puede hacer una estimación preliminar pero bastante aproximada de las pérdidas de carga y otros parámetros de diseño.

Al analizar la ecuación (26) puede observarse lo siguiente:

1. Para un Q y H dados, si N aumenta, aumenta también N_g . Es decir, el tipo de bomba se desplaza desde la bomba radial hacia la bomba axial. Esto es conveniente porque los motores y bombas son más pequeños y económicos mientras mayor sea su velocidad.
2. Para un caudal dado, a medida que aumenta H el proyectista se debe enfocar hacia una bomba radial y a medida que disminuye se acerca hacia una bomba axial. Las alturas intermedias favorecen el uso de una bomba mixta.
3. Si el tipo de bomba y la altura se fijan, a medida que Q aumenta N debe disminuir, lo que obliga a aumentar el tamaño de los equipos.

En los párrafos siguientes se ilustran algunos problemas interesantes.

Problema No. 1

Se tiene una bomba cuya curva característica puede representarse con la ecuación $H = 15.00 - 1.3527 \times 10^{-5} Q^{2.6237}$ para 1.750 rpm. (H en metros y Q en lps). Esta bomba fue comprada para trabajar en el bombeo de 85 lps contra una altura dinámica total de 11 m en trabajo continuo. Al instalarse y ponerse en operación se observó que bombeaba un caudal excesivo, lo cual causaba problemas en la manufactura de algunos productos, además de producirse una fuerte vibración en los equipos de la estación. Para corregir tal situación fue necesario estrangular la válvula de salida en la tubería de impulsión con lo cual el caudal disminuyó al valor exigido de 85 lps y se resolvieron los problemas de manufactura y de vibración mencionados antes. Aun cuando el jefe de operación de la fábrica quedó muy satisfecho con la solución adoptada, un joven ingeniero pudo demostrar que se había cometido un grave error de operación. Se muestra enseguida el estudio hecho por el mencionado ingeniero. El valor del Kw hora era en ese momento de \$2.5 y el valor del equipo de \$35000/Hp con regulador de velocidad y \$30000/Hp sin regulador.

Combinando las ecuaciones (10) y (11) se encuentra que:

$$H = K Q^2 \quad (11A)$$

La ecuación anterior es el lugar geométrico de los diferentes puntos de trabajo de la bomba en cuestión, para los cuales se presenta la misma eficiencia. Para las condiciones requeridas inicialmente se tiene entonces:

$$K = \frac{11}{85^2} = 1.5224 \times 10^{-3}$$

$$H = 1.5225 \times 10^{-3} Q^2 \quad (11B)$$

$$H = 15.00 - 1.3527 \times 10^{-5} Q^{2.6237} \quad (11C)$$

El punto de intersección de las ecuaciones (11B) y (11C) produce:

$$Q = 92.572 \text{ lps}$$

$$H = 13.047 \text{ m}$$

Los dos valores anteriores permiten calcular la velocidad a la cual debe funcionar la bomba para que produzca, sin estrangular la válvula de salida, las condiciones requeridas de $Q = 85 \text{ lps}$ y $H = 11 \text{ m}$:

$$N_2 = \frac{N_1 Q_2}{Q} = \frac{1750 \times 85}{92.572} = 1606.86 \text{ RPM}$$

Se puede conseguir este valor con un regulador de velocidad. Suponiendo que la eficiencia de la bomba para este caso es 0.7 se tienen las siguientes potencias y costos:

1. Solución adoptada:

$$Q = 85 \text{ lps}; H = 13.439 \text{ m}; P = \frac{QH}{76 \times 0.7} = \frac{85 \times 13.439}{76 \times 0.7} = 21.472 \text{ HP}$$

Costo de la energía anual consumida:

$$C = 21.472 \times 0.746 \times 24 \times 365 \times 2.5 = \$350797$$

2. Solución recomendable:

$$Q = 85 \text{ lps}, H = 11 \text{ m}, p = 17.575 \text{ HP}$$

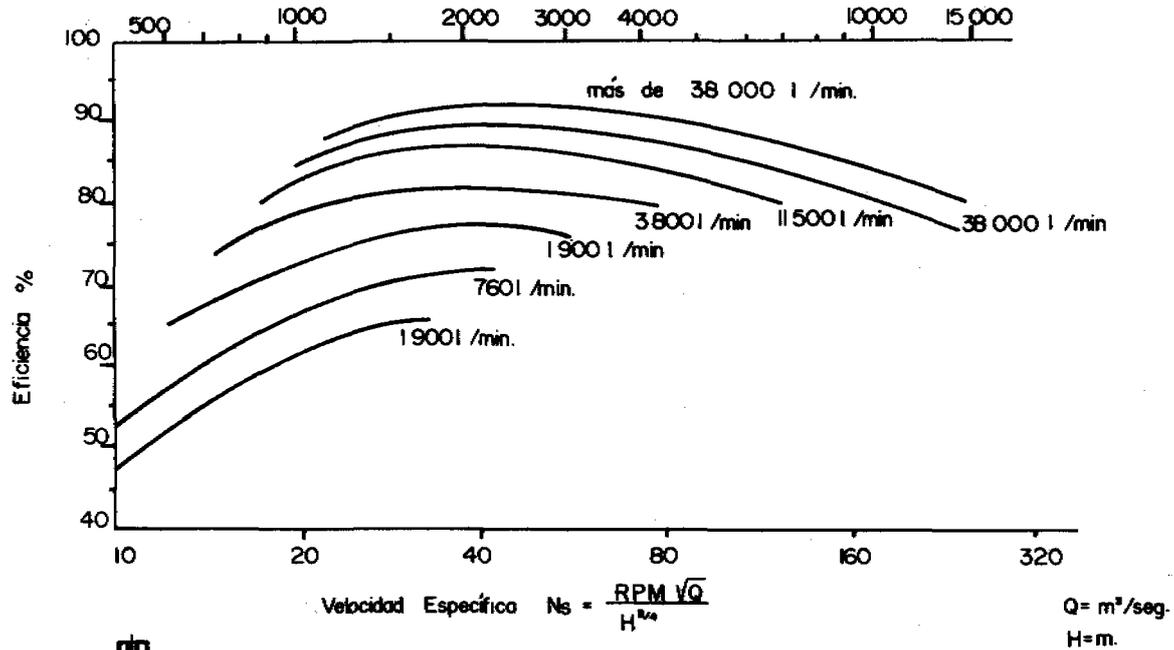
$$C = \$287130 \text{ /año.}$$

Con la solución adoptada la empresa estaba perdiendo \$63667 anualmente por el costo de la energía. Por otra parte había comprado un motor de un costo mayor que el requerido en:

$$D = 21.47 \times 30000 - 17.58 \times 35000 = \$28.800.$$

El ingeniero demostró así, que se había cometido un error con la solución adoptada. La solución obvia para la situación creada es comprar un regulador de velocidad a un costo de $21.47 \times 5000 = \$107350$.

CURVAS DE EFICIENCIA vs. VELOCIDAD ESPECIFICA



Radial



Radial



Francis



Mixta



Hélice

Figura 8

Problema 2

Un fabricante ha producido una bomba excelente que trabaja con el 78% de eficiencia para $Q = 151.4$ lps, $H = 9.024$ m y $N = 1150$ rpm. El diámetro del impulsor es de 0.279 m. Si se aumenta el diámetro a 0.3048 m ¿cuáles serán las nuevas condiciones óptimas de operación, para una bomba semejante a la primera?

$$N_u = \frac{ND}{H^{0.5}} = \frac{1150 \times 0.279}{9.024^{0.5}} = 106.808$$

$$Q_u = \frac{Q}{D^2 H^{0.5}} = \frac{151.4}{0.279^2 \times 9.024^{0.5}} = 647.467$$

$$P_u = \frac{P}{D^2 H^{1.5}} = \frac{22.86}{0.279^2 \times 9.024^{1.5}} = 10.834$$

Para bombear con la nueva bomba a 1150 rpm un caudal de 300 lps se tendría, para la mejor eficiencia:

$$H = \left(\frac{Q}{Q_u D^2} \right)^2 = \left(\frac{300}{647.467 \times 0.3048} \right)^2 = 24.874 \text{ m}$$

$$P = P_u D^2 H^{1.5} = 10.834 \times 0.3048^2 \times 24.874^{1.5} = 124.864 \text{ P}$$

Si se calculara la potencia en forma directa, se tendría para la misma eficiencia:

$$P = \frac{300 \times 24.874}{76 \times 0.786} = 124.92 \text{ HP}$$

CAPÍTULO V

HIDRÁULICA DE LA OPERACIÓN CONJUNTA DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE

Estudio hidráulico del trabajo de varias bombas en paralelo por el método de las bombas virtuales

1. Introducción

En el campo del abasto y la remoción de aguas el tipo más común de estación de bombeo tiene dos o más máquinas que operan en paralelo.

Diferentes procedimientos se han seguido para determinar los puntos de operación de cada una de las bombas que trabajan, bien sea individualmente o en paralelo y que descargan contra el mismo sistema principal de impulsión. Estos procedimientos incluyen los siguientes criterios para el estudio hidráulico:

1. Las pérdidas de carga en la succión y en la impulsión secundaria de cada bomba (sin incluir el conducto o sistema principal de impulsión) son despreciadas para el cálculo de la curva característica del sistema.
2. Despreciar las diferencias en las pérdidas de carga que puedan existir en la impulsión secundaria y succión de las bombas e incluir las pérdidas de carga que se consideren importantes en esta parte de la instalación para el cálculo de la curva característica del sistema.

Ya que en los dos criterios anteriores se consideran iguales las pérdidas en la parte del sistema de conductos propios de cada máquina, se tiene entonces que si las bombas trabajan en paralelo y elevan desde el mismo nivel en la succión, ellas deberán trabajar necesariamente contra la misma altura manométrica total de bombeo. Este comentario se ilustra más adelante bajo el subtítulo "Consideraciones hidráulicas básicas y definición de términos".

Es de anotar que procedimientos de cálculo basados en los criterios anteriores, particularmente en el segundo, producen buenos resultados para algunos problemas prácticos, especialmente cuando las pérdidas de carga en los conductos propios de cada bomba son pequeñas comparadas con las que se presentan en la tubería de impulsión principal y por lo tanto no determinan la forma de la curva característica del sistema contra el cual se bombea.

Las bombas virtuales, como se verá en el desarrollo de este material, son máquinas imaginarias que carecen de tuberías de succión e impulsión secundaria y que se caracterizan por trabajar siempre contra la misma altura manométrica total cuando

operan en paralelo, sin que para conseguirlo se requieran suposiciones que puedan implicar soluciones sólo aproximadas, como sucedería con los criterios anteriores. Este concepto de bombas virtuales simplifica grandemente el cálculo hidráulico de los puntos reales de operación y en general la comprensión física del problema.

Si para un sistema de bombeo dado se toma como curva característica de la bomba virtual una que incluya tanto la tubería de succión como la de impulsión hasta el punto de descarga, se tendría que la longitud del sistema contra el cual se bombearía sería cero (0) y las pérdidas de carga correspondientes, nulas. Consecuentemente la curva característica de este sistema estaría dada simplemente por los valores de altura estática versus caudal.

La variante anterior del concepto de bombas virtuales fue utilizada por los autores en desarrollo del proyecto para dos estaciones de drenaje en el norte del Valle del Cauca, Colombia, (Ref. 1) lo cual facilitó grandemente el trabajo de cálculo del tránsito de caudales para comprobar que la capacidad de las unidades y su forma de operación se acomodaban a las limitaciones existentes en el proyecto, en una situación en que las alturas estáticas de bombeo variaban significativamente.

Con posterioridad a la ejecución del trabajo anterior, apareció una aproximación al método en la Ref. (2).

Lo que aquí se describe e ilustra constituye un desarrollo adicional a lo indicado en las dos referencias antes citadas, facilitando además el estudio hidráulico de bombas que descargan todas en un múltiple de longitud significativa. En una aplicación reciente, el método presentado resultó de gran flexibilidad y utilidad (Ref. 3).

2. Consideraciones hidráulicas básicas y definición de términos

Refiriéndose a la Figura 1 se plantea la ecuación de Bernoulli desde los niveles de los pozos de succión de cada bomba hasta el punto 4, en donde existe una carga H_4 común a las rutas 1 - 2 - 4 y 3 - 4.

Por la ruta 1 - 2 - 4 se tiene:

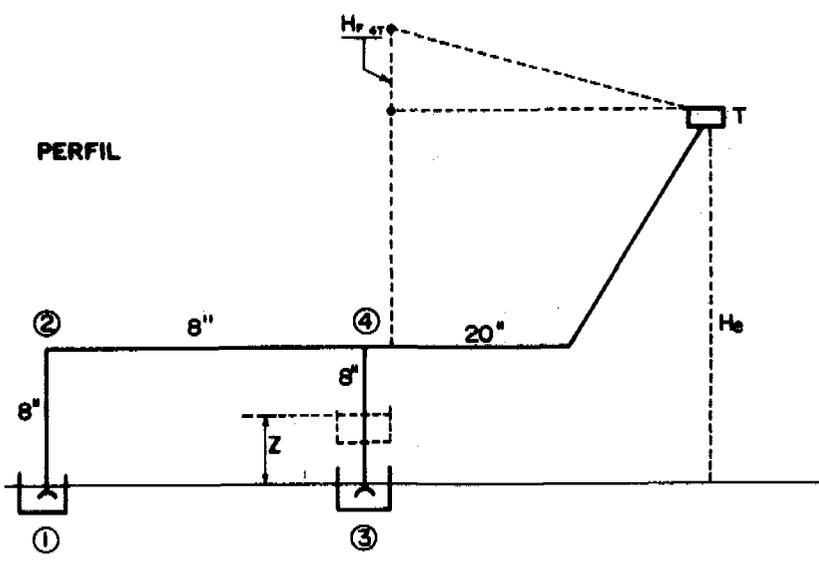
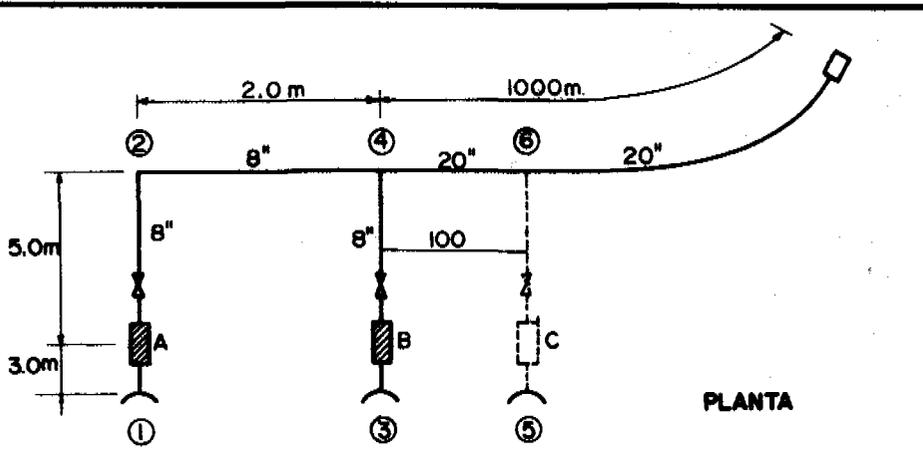
$$H_A = H_4 + H_{f14} \quad (1)$$

y por la ruta 3 - 4 se tiene:

$$H_B + Z = H_4 + H_{f34} \quad (2)$$

En donde:

OPERACIÓN CONJUNTA DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE



ESQUEMA DE INSTALACION DE BOMBAS QUE TRABAJAN EN PARALELO

Figura 1

H_A = Altura manométrica total de la bomba A (o altura dinámica total)

H_B = Altura manométrica total de la bomba B.

H_4 = carga en la tubería principal en el punto 4, medida con respecto al eje de referencia que pasa por el nivel del agua en el pozo de succión de la bomba A.

Z = Altura con respecto al eje de referencia, del nivel del agua en el pozo de succión de la bomba B.

H_{f14} = pérdidas de carga totales por la ruta 1 - 4

H_{f34} = pérdidas de carga totales por la ruta 3 - 4

Se ha supuesto que las cargas de velocidad en los puntos 1 y 3 son nulas.

Restando (1) - (2):

$$H_A - H_B - Z = H_{f14} - H_{f34} \quad (3)$$

Si se restringe el problema admitiendo que las dos bombas trabajan contra la misma altura dinámica total, entonces $H_A = H_B$ y se obtiene como condición:

$$H_{f34} - H_{f14} = Z \quad (4)$$

Si además el nivel del agua en los pozos de succión de A y B es el mismo, entonces $Z = 0$ y se obtiene como condición:

$$H_{f14} = H_{f34} \quad (5)$$

Es decir, para este caso, la condición para que las bombas trabajen contra la misma altura dinámica total es que las pérdidas de carga por la ruta 1 - 4 sean iguales a las de la ruta 3 - 4, lo cual no es el caso más general, para los caudales Q_A y Q_B correspondientes.

Las ecuaciones (1) y (2) dan las bases teóricas para analizar el comportamiento de las bombas que trabajan en paralelo. Para esto se transforman así:

$$H_4 = h_A - h_{f14} \quad (6)$$

$$H_4 = h_B - h_{f34} \text{ (para } Z = 0) \quad (7)$$

Antes de seguir adelante, se define una bomba virtual como una máquina imaginaria formada por la bomba real suministrada por el fabricante y todos los accesorios y tuberías hasta el punto de la tubería de impulsión indicado con el subíndice.

En el caso de la Figura 1 las bombas reales están representadas por los rectángulos A y B y la bomba virtual A_4 estaría formada por la bomba A y todos los accesorios y tuberías desde el punto 1 hasta el punto 4. La bomba virtual B_4 estaría formada por

la bomba B y todas las tuberías y accesorios desde el punto 3 hasta el punto 4. En este estudio las bombas virtuales serán designadas añadiendo siempre la palabra virtual y un índice numérico el cual indica cuál es el punto final de la bomba virtual.

La tubería de impulsión principal es la tubería desde el último empuje de bombas que trabajan en paralelo, hasta el tanque final de descarga. En el caso de la Figura (1) la tubería de impulsión principal es el tramo 4-T. Una tubería de impulsión secundaria es la que corresponde al tramo A-2-4. La tubería de impulsión secundaria de la bomba B está formada por el tramo B-4.

3. Ilustración del método con un sistema de dos bombas

De acuerdo con las definiciones anteriores y con las ecuaciones (6) y (7), si las bombas A y B trabajan con alturas dinámicas totales H_A y H_B , las bombas virtuales A_4 y B_4 trabajan con alturas dinámicas totales iguales ambas a H_4 .

Obsérvese que las bombas virtuales carecen de tuberías de succión y de impulsión secundarias y que, además, trabajan siempre con la misma altura dinámica total H_4 , aun cuando $H_A \neq H_B$. Esta idea facilita el análisis de bombas que trabajan en paralelo.

La curva característica de una bomba virtual, por ejemplo, para la bomba virtual A_4 , se obtiene como sigue: a la altura H_A se le restan las pérdidas de carga para el caudal Q_A en el tramo 1 - 2 - 4. Se obtiene así el valor de H_{A4} , para el caudal Q_A .

Haciendo referencia a la Figura 2, se mostrará en los párrafos siguientes cómo se trabaja con las curvas virtuales en un sistema de bombas instaladas en paralelo, por ejemplo, las bombas A y B. La información numérica, sobre estas bombas y sus virtuales aparece en la Tabla 1.

Las dos bombas A y B trabajan con un sistema de tuberías según se muestra en la Figura (1), con un coeficiente C de Hazen-Williams igual a 100. Las tuberías de impulsión secundarias y las de succión son de $\varnothing = 8"$ y de 10 m de longitud total para la bomba A y de 8 m para la bomba B. No se han tenido en cuenta las pérdidas de carga en accesorios y válvulas para no complicar innecesariamente el problema y facilitar así su descripción. Sólo se han tenido en cuenta las pérdidas por fricción en las tuberías. La tubería de impulsión principal, el tramo 4-T, es de $\varnothing = 20"$, $C = 100$ y $L = 1000$ m.

La altura estática de bombeo es de $H_e = 9.00$ m.

3.1 Solución gráfica

La solución del problema de las dos bombas A y B que trabajan en paralelo se obtiene a partir de la condición siguiente:

Los caudales Q_A y Q_B producidos por las dos bombas con alturas manométricas totales H_A y H_B deben producir en el punto 4 una carga de energía H_4 en forma tal que con dicha carga la tubería de impulsión principal 4-T pueda transportar $Q_A + Q_B$ venciendo la fricción en dicha tubería y la altura estática. Por lo visto en los párrafos anteriores, se sabe que las dos bombas virtuales trabajan ambas contra la misma altura dinámica total H_4 . Se construye entonces una curva de las dos bombas virtuales que trabajan en paralelo de la manera siguiente:

La bomba virtual A_4 produce un caudal Q_A para la altura H_4 . La bomba B_4 produce con la misma carga H_4 un caudal Q_B . Las bombas virtuales trabajando conjuntamente contra la carga H_4 producen el caudal $Q_A + Q_B$. El punto de la curva para trabajo conjunto está definido, pues, por las ordenadas $H = H_4$ y $Q = Q_A + Q_B$.

Se obtiene, para diferentes valores de H_4 , la curva de H_4 vs $(Q_A + Q_B)$ indicada en la Figura 2 con el símbolo $(A_B)_4$. Corresponde a una bomba virtual que reemplaza a todo el sistema hasta el punto 4.

El punto de intersección de esta curva con la curva característica de la tubería para el tramo 4-T, sin incluir las tuberías de impulsión secundarias, es la solución buscada. La información numérica para la tubería de 20" se muestra en la Tabla 2. Para la información suministrada se obtiene, gráficamente, con pequeños errores:

$$Q = Q_A + Q_B = 237 \text{ lps}; H_4 = 12.8 \text{ m}$$

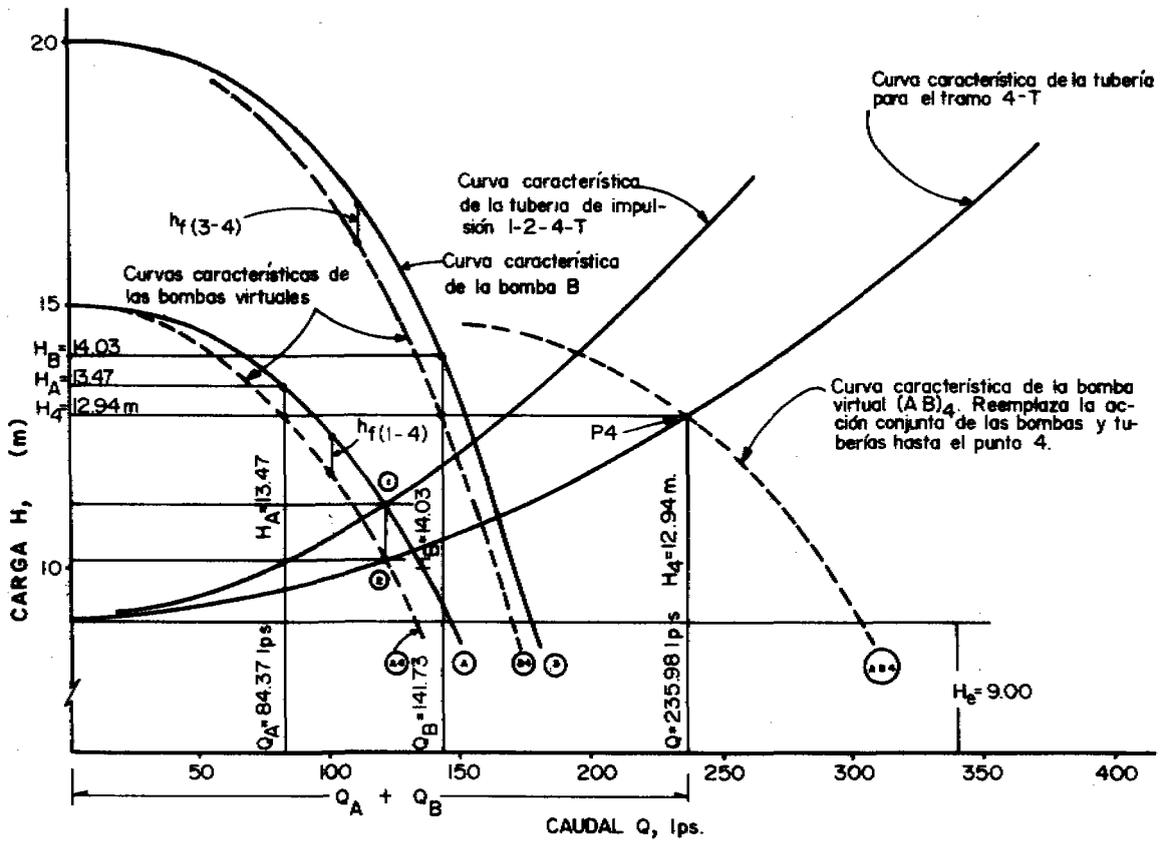
$$Q_{A4} = 83 \text{ lps}; H_A = 13.4 \text{ m}$$

$$Q_{B4} = 144 \text{ lps}; H_B = 14.1 \text{ m}$$

TABLA 1 Puntos de trabajo de las bombas reales y cálculo de las pérdidas para la obtención de las curvas de trabajo de las bombas virtuales.

CAUDAL (lps)	Alturas de trabajo Bombas reales		Pérdidas de carga en tubería de succión e impulsión secundaria $\varnothing 8''$; $C = 100^*$			Alturas de trabajo Bombas virtuales	
	H_A (m)	H_B (m)	S (m/m)	$L = 10$ (m)	$L = 8.0$ (m)	H_{A4} (m)	H_{B4} (m)
000	15.00	20.00	000	000	000	15.00	20.00
50	14.6	19.62	0.019	0.19	0.15	14.42	19.47
100	12.61	17.61	0.069	0.69	0.55	11.92	17.06
150	8.07	13.08	0.147	1.47	1.18	6.60	11.90
200	0.26	5.26	0.251	2.51	2.01		3.25

* Ecuación de Hazen - Williams



TRABAJO CONJUNTO DE BOMBAS EN PARALELO

Figura 2

TABLA 2 Curva característica de la tubería de Impulsión Principal en el tramo 4-T, con una altura estática $H_e = 9.0$ m.

Q (lps)	Gradiente (m/m)	Pérdidas en 1000 m (m)	H (m)	Pérdidas en 100 m (m)
000	000	000	9.00	000
50	0.00022	0.22	9.22	0.022
100	0.00080	0.80	9.80	0.080
150	0.00170	1.70	10.70	0.170
200	0.00290	2.90	11.90	0.290
300	0.00612	6.12	15.12	0.610

3.2 Solución analítica

El problema se puede resolver analíticamente con ayuda de un computador de bolsillo si con las regresiones correspondientes se obtienen las ecuaciones de las diferentes curvas. Para el caso en discusión se tiene:

$$H_A = 15.00 - 1.3527 \times 10^{-5} Q_A^{2.6237} \quad (8)$$

bomba real A

$$H_B = 20.00 - 1.3527 \times 10^{-5} Q_B^{2.6237} \quad (9)$$

bomba real B

$$H_{A4} = 15.00 - 4.29 \times 10^{-5} Q_{A4}^{2.4304} \quad (10)$$

bomba virtual A4

$$H_{B4} = 20.00 - 3.1098 \times 10^{-5} Q_{B4}^{2.4895} \quad (11)$$

bomba virtual B4

$$H_{(AB)4} = 15.00 - 1.1891 \times 10^{-10} Q_{(AB)4}^{4.3149} \quad (12)$$

bomba virtual (AB)4

$$H = 9.00 + 1.5202 \times 10^{-4} Q^{1.86} \quad (13)$$

para la tubería principal 4-T

Con las ecuaciones anteriores la solución buscada cumple con los siguientes valores:

1. Punto de intersección de las ecuaciones (12) y (13):

$$Q = 235.98 \text{ lps}, H_4 = 12.94 \text{ m}$$

2. Para el valor de $H_4 = 12.94$ se tiene por la ecuación (10):

$$Q_{A4} = Q_A = 84.37 \text{ lps} \quad \text{y} \quad Q_{B4} = Q_B = 141.73 \text{ lps.}$$

3. Por la ecuación (8) para el valor anterior de Q_A se obtiene $H_A = 13.469$ m.

4. Y por la ecuación (9) para el caudal Q_B se tiene:

$$H_B = 14.03 \text{ m.}$$

3.3 Punto de trabajo de una bomba cuando se saca la otra de operación

Supóngase ahora que se tienen las dos bombas A y B trabajando en paralelo. Si por alguna razón se saca de operación la bomba B, la bomba A cambia automáticamente su punto de operación, aumentando su caudal y disminuyendo por lo tanto su altura manométrica total. Las condiciones de trabajo para este caso se pueden encontrar con dos procedimientos diferentes:

1. Como el punto de intersección de la curva característica de la bomba A con la curva característica de las tuberías 1 - 2 - 4 - T. Se obtiene el punto (1) de la Figura (2) que define el caudal y la altura manométrica total.
2. Como el punto de intersección de la bomba virtual A4 con la curva característica de la tubería de impulsión para el tramo 4-T. Se obtiene así el punto (2) de la Figura (2) que define el caudal. Para encontrar la altura manométrica total, desde el punto (2) se avanza verticalmente hasta encontrar la curva de la bomba A, punto (1). Por construcción, la distancia 1 - 2 es la pérdida de carga en el tramo 1 - 4 para el caudal obtenido.

4. Ilustración del método con un sistema de tres bombas

Si se tuviera una tercera bomba cuya impulsión secundaria empatara en el punto (6) de la Figura (1) se procedería adicionalmente así:

Se transforma la curva (AB)4 en una segunda curva virtual restándole a cada altura manométrica las pérdidas de carga en el tramo 4 - 6 para cada caudal $Q_A + Q_B$, obteniéndose la curva (AB)6.

Se obtiene después, como ya se explicó, la curva de la bomba virtual C 6.

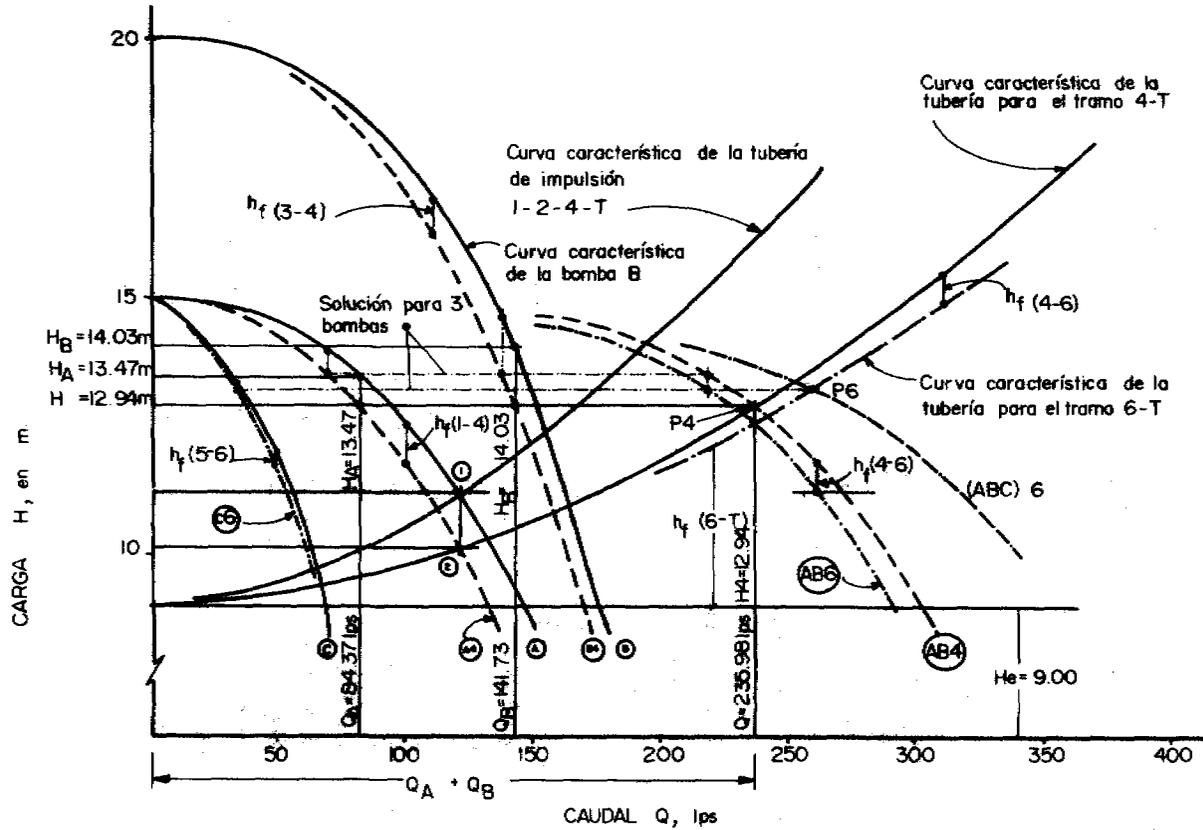
Se combinan las dos curvas anteriores para obtener la curva (ABC)6.

Se encuentra la intersección de la curva (ABC)6 con la curva característica de la tubería para el tramo 6-T, intersección que define el punto de trabajo para las tres bombas A, B, y C trabajando conjuntamente en paralelo.

Devolviéndose, como ya se explicó para el caso de dos bombas, se encuentran los valores individuales Q_A , Q_B , Q_C , H_A , H_B y H_C correspondientes a este caso.

En la Figura 3 se muestra el procedimiento, gráficamente.

Figura 3



TRABAJO CONJUNTO DE BOMBAS EN PARALELO

En relación con los sistemas de bombeo existen cuatro problemas típicos que se describen a continuación:

Problema 1

Se desea averiguar el diámetro de las diferentes tuberías conociendo la información siguiente:

- a. El caudal requerido, Q .
- b. Las curvas características de cada bomba para su velocidad correspondiente de rotación.
- c. Todos los datos topográficos y geométricos del sistema, como la altura estática de bombeo H_e , la altura de succión de la bomba H_s , la longitud de las tuberías de impulsión y de succión, el material de dichas tuberías, su estado de rugosidad, etc.

El problema, tal como está planteado, tiene un infinito número de soluciones, pero hay un rango de soluciones prácticas y razonables.

Suponiendo que son dos las bombas del sistema, que trabajan en paralelo, y haciendo uso del esquema de la Figura 1 se pueden seguir los pasos siguientes:

1. Se adopta para la tubería de impulsión principal un diámetro que produzca velocidades entre 2.0 y 2.5 m por segundo. Las velocidades muy altas son erosivas y las muy bajas pueden producir sedimentación de partículas. Si el agua es clara se pueden adoptar velocidades menores. El diámetro de la tubería de impulsión principal es entonces:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (14)$$

valor que se redondea al de un diámetro comercial. El diámetro puede calcularse también como el diámetro económico, según se verá más adelante.

Con el diámetro calculado queda definido el punto P de la figura (2), el cual es el punto de trabajo del sistema: $Q = Q_A + Q_B$ y $H = H_4$. El valor de H_4 es:

$$H_4 = H_e + h_{f(4-T)} \quad (15)$$

El valor de las pérdidas de carga $h_{f(4-T)}$ debe incluir las pérdidas por fricción y todas las pérdidas adicionales por accesorios, válvulas, medidores y las pérdidas por salida.

2. Para que el problema tenga solución es evidente que las alturas manométricas totales de las bombas A y B deben ser mayores que H_4 . Si las bombas no tienen la misma altura manométrica total para $Q = 0$ deberá tenerse cuidado, de modo que ambas bombas trabajen con cargas menores que la menor altura manométrica para caudal $Q = 0$. Además deberá procurarse que los caudales de las dos

bombas estén en puntos cercanos a la máxima eficiencia. Con estas consideraciones tenidas en cuenta se puede definir el caudal de una cualquiera de las bombas, por ejemplo, el caudal Q_B de la bomba B. Dicho caudal define la distancia 3-4 de la Figura 2. Esta distancia es igual a la pérdida de carga del tramo 3-4 de la Figura 2. Con el caudal y la pérdida de carga del tramo 3-4 pueden definirse los diámetros de la tubería de succión 3-B y de la impulsión secundaria B-4, con el criterio de velocidad dado anteriormente para la impulsión y adoptando una velocidad entre 1.0 y 1.5 m/s para la succión. Esta velocidad es menor, generalmente, que en la impulsión, para que no se produzcan problemas de cavitación, como se verá oportunamente en otro capítulo. En ausencia de estos problemas los diámetros de la succión y de la impulsión secundaria pueden ser iguales.

- b. Se debe calcular el golpe de ariete en las tuberías de succión e impulsión con el fin de calcular la resistencia estructural de las tuberías y demás elementos afectados. Con frecuencia se subestima el golpe de ariete en la succión, el cual, como en el caso de regulaciones de sobrepresión por medio de cámaras de aire, puede alcanzar valores muy elevados.

Problema 2

Se desea conocer el caudal suministrado por el sistema conociendo las curvas características de las bombas A, B, C, etc., los materiales, estado y geometría de las tuberías de succión e impulsión y las alturas de succión y estática.

El procedimiento está implícito en la descripción que se hizo de la hidráulica de bombas que trabajan en paralelo, tal como se explicó al principio de este capítulo. La solución del problema es el punto P (ver Figura 2), intersección de la curva característica de la tubería para el tramo 4-T con la curva característica de la bomba virtual A B 4. La intersección de la línea horizontal que pasa por el punto P con las curvas características de las bombas virtuales A 4 y B 4 definen los caudales Q_A y Q_B y las curvas reales definen las alturas manométricas H_A y H_B para dichos caudales.

Problema 3

Este problema representa una actividad corriente en la operación de un sistema de bombeo. Se trata de averiguar qué ocurre cuando se saca del servicio una o más bombas de varias que trabajan conjuntamente en paralelo. Suponiendo que están trabajando dos bombas en paralelo según el esquema de la Figura 1 y que se saca de operación la bomba B, el punto de intersección de la curva característica de la bomba virtual A 4 con la curva característica de la tubería 4-T, da la solución del problema.

En forma semejante se procede con la bomba virtual B 4 si es la bomba A la que sale de operación. Cuando hay más de dos bombas trabajando el problema se

complica un poco y habrá que dibujar curvas características de la tubería de impulsión, adicionales, para encontrar los puntos de intersección correspondientes. En resumen, la solución de este problema no es otra cosa que la aplicación reiterada de la solución del problema (2) en el cual toda la información es conocida excepto los caudales de bombeo. Como puede observarse en las figuras correspondientes, el caudal de cada una de las bombas que permanecen en operación es mayor que cuando todas las bombas están trabajando aun cuando el caudal total de bombeo sea menor. Por lo tanto esta situación debe tenerse en cuenta para estudiar los problemas de cavitación y de potencia requerida para cada uno de los motores de las bombas. Por ejemplo el problema de potencia requerida es diferente, según que la curva de potencia sea ascendente o descendente. Cuando es ascendente una sola bomba trabajando es el caso más desfavorable. Cuando es descendente el caso más desfavorable está definido cuando se arranca una bomba con su válvula de salida cerrada, es decir, para $Q = 0$. Es práctica corriente estudiar los problemas de cavitación con el caudal definido en la curva característica de cada bomba con la altura estática de bombeo, si la curva de NPSH vs Q es ascendente, pues este punto es un límite para el caudal máximo que puede bombear, en una instalación dada, una bomba.

Problema 4

En este problema se desea conocer, como en el problema (1), el diámetro de las tuberías del sistema, pero existen dos diferencias:

- a) No se dan en este caso las curvas características de las bombas y
- b) Se restringe la solución al exigir que el diámetro de la tubería de impulsión principal produzca la solución más económica. En este problema se desea determinar dicho diámetro económico conociendo la información restante a excepción hecha de las curvas características de las bombas.

Se conocen, pues:

1. Q el caudal de diseño.
2. La longitud de las tuberías, su material y su estado.
3. La altura estática de impulsión H_e y la altura de succión H_s disponible en la instalación y
4. En general, se conoce la topografía y la geometría del sistema.

Al aumentar el diámetro de las tuberías en un sistema de bombeo se reducen los siguientes costos:

- a. De los motores y bombas porque requieren una potencia menor y
- b. De la energía anual consumida. Por otra parte se aumenta el costo de la tubería, de su instalación y mantenimiento, etc. Existe un diámetro que da el costo míni-

mo de la suma de todos los costos parciales. El procedimiento de cálculo puede resumirse en los siguientes puntos:

1. Se escogen varios diámetros de la tubería de impulsión y para cada uno de ellos se averigua la potencia requerida, suponiendo una eficiencia del 65%, que incluye la eficiencia del motor.
2. Se averigua el costo del sistema para cada diámetro, teniendo en cuenta los costos de operación.
3. Se elabora la curva de diámetro vs costo y se determina, a partir de ella, el diámetro económico.

Para encontrar las pérdidas por fricción en las tuberías de succión y de impulsión secundarias puede aceptarse que se conocen sus diámetros, los que se pueden determinar con base en las velocidades indicadas en el problema (1). Para esto se reparte el caudal de diseño entre el número de bombas escogido.

Para encontrar la potencia requerida puede eliminarse el efecto de la carga estática de bombeo, pues este valor es común para todas las soluciones. Sin embargo, si no se elimina dicha altura, se tiene la ventaja de obtener un costo global de la obra más cercano al real, lo que facilita la toma de decisiones.

Debe tenerse en cuenta, además, que el diámetro económico que se determine puede no ser el más aconsejable puesto que podría determinar una velocidad inaceptable. Por ejemplo, si es demasiado baja puede producir sedimentaciones en la tubería y si es demasiado alta podría ser erosiva. Se escogerá entonces la velocidad aceptable que determine un diámetro que esté lo más cerca posible al diámetro económico y que sea además, comercial.

4. Definido el diámetro de la tubería de impulsión principal, se puede encontrar el valor de la altura manométrica total y puede procederse en seguida a pedir cotizaciones a los diferentes fabricantes para escoger entre las diferentes propuestas la que mejor convenga. El fabricante dará información sobre las curvas de H vs Q , HP y $NPSH$ vs Q por medio de las cuales se analizarán las ventajas del equipo ofrecido. El fabricante, por otra parte, estudiará el valor de N_s , la velocidad específica de su bomba, con el fin de ofrecer la más adecuada y poder colocarse en una conveniente situación competitiva con respecto a los demás participantes de la licitación. El ingeniero diseñador de la estación, con el fin de hacer una comprobación muy general, también puede calcular el valor de N_s para saber si el fabricante ha ofrecido un tipo de bomba que esté dentro del rango corriente para el valor de N_s encontrado.

Los costos que inciden en la determinación del diámetro económico son:

1. Los costos directos del equipo de bombas y motores. De acuerdo con datos de licitaciones anteriores y cotizaciones ofrecidas por los diferentes vendedores, se puede elaborar una curva de costo unitario del caballo de fuerza vs potencia requerida.

Se define pues el diámetro de la succión, con lo cual queda determinada la pérdida por fricción en este tramo. El diámetro se redondea al diámetro comercial más cercano. Las pérdidas en la tubería de impulsión secundaria quedan así definidas por la siguiente ecuación:

$$h_{f(B-4)} = H_B - h_{f(4-T)} - h_{f(3-B)} - H_c \quad (16)$$

Con el caudal y las pérdidas así conocidos para el tramo B-4, se calcula su diámetro. Como el diámetro calculado seguramente no será igual a uno comercial, debe adoptarse el comercial más cercano o más razonable, de acuerdo con los diámetros obtenidos anteriormente. Al hacer esta modificación los caudales cambian en el sistema, ligeramente, y si se quieren conocer los nuevos caudales en forma más precisa, se cae en el problema (2) que se explicará en los párrafos siguientes. Continuando con el problema (1) se pasa a determinar el caudal de la bomba A así:

$$Q_A = Q - Q_B \quad (17)$$

Con este caudal se procede como se hizo en 2 para la bomba B para definir los diámetros del tramo 1-4.

En términos generales debe recordarse que un diseño de un sistema de bombeo no es completo mientras no se hayan tenido en cuenta los pasos siguientes:

- a. Debe calcularse el caudal máximo posible, el cual se produce cuando una bomba trabaja sola habiéndose sacado de operación las demás bombas de un sistema que trabaja en paralelo. Este caudal máximo define las condiciones de succión y la potencia del motor si las curvas de HP vs Q y NPSH vs Q son ascendentes. El NPSH es un criterio para definir la cavitación en la succión de la bomba. A medida que la potencia aumenta es normal encontrar que el costo unitario del caballo de fuerza disminuye. En un proyecto dado, sin embargo, dentro del rango de potencia correspondiente, se puede suponer que dicho costo unitario es constante.
2. El costo directo de las tuberías. Este costo debe incluir el costo de instalación, de las excavaciones, rellenos y retiro de material sobrante. Estos costos aumentan con el diámetro de las tuberías utilizadas.
3. El costo anual de la energía consumida. Este costo depende del valor del kilovatio-hora, del tiempo de bombeo, y de la potencia del equipo. Para los efectos de comparación se reduce al valor presente VP. No se considera el costo del personal de operación por ser un costo común a todas las alternativas. No se acostumbra incluir el costo de mantenimiento de los equipos por ser un costo variable o difícil de precisar y además, semejante para todas las alternativas.

El costo de la energía depende de la tasa de interés del capital y del tiempo útil de trabajo del equipo. Para sistemas de bombeo se considera una vida útil del

equipo de 10 años. Se acostumbra utilizar un tiempo diario de operación de 24 horas. Si el tiempo de bombeo es diferente, dicho tiempo afecta por igual a todas las alternativas. El costo de la energía anual es, entonces:

$$c_e = \frac{24 \times 365 \times 0.746 Q H K}{76 \times 0.65} \quad (18)$$

en donde:

24 = horas en un día

365 = días en un año

0.746 = Kilovatios por caballo de fuerza

76 = kilográmetros por caballo de fuerza

0.65 = Eficiencia adoptada para determinar el diámetro económico y que incluye la eficiencia del motor.

Q = Caudal de diseño en lps

H = Altura manométrica total del bombeo que puede incluir la altura estática, en m.

K = Costo del kilovatio hora.

$$c_e = 132.29 Q H K \quad (19)$$

El valor presente que corresponde a este costo anual es:

$$VP = \left[\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right] 132.29 Q H K \quad (20)$$

en donde:

r = tasa anual de interés del capital

n = Número de años

El valor de H puede obtenerse por medio de alguna de las ecuaciones de la hidráulica, como la ecuación de Hazen-Williams, así:

$$H = H_e + H_f = H_e + \left(\frac{QL^{0.54}}{0.0178 \times C \times D^{2.63}} \right)^{1.852} \quad (21)$$

En donde:

OPERACIÓN CONJUNTA DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE

- H** = Altura manométrica total, en m.
H_e = Altura estática de bombeo, en m.
H_f = Pérdidas por fricción en la tubería, en m.
Q = Caudal de bombeo en lps.
L = Longitud de la tubería en m.
C = Coeficiente de rugosidad en el sistema inglés: por ejemplo
 C = 140 para tuberías de asbesto cemento.
D = Diámetro de la tubería en pulgadas.

El costo directo del equipo, con la información que se obtiene de los vendedores puede ponerse en la forma de una ecuación exponencial así:

$$F = a e^{bx} \quad (22)$$

En donde:

- F** = Costo de un caballo de fuerza.
a y b = coeficientes obtenidos en la regresión.
x = Potencia requerida.

Como se dijo antes, dentro de la potencia general del proyecto **F** tiene sólo una ligera variación y puede suponerse constante.

El costo de la tubería puede ponerse en la forma de una ecuación de potencia en la forma:

$$Y = a D^b \quad (23)$$

En donde:

- Y** = Costo de la tubería por ml.
a y b = Constantes obtenidas en una regresión.
D = el diámetro de la tubería en pulgadas.

El costo **V** del bombeo es, pues:

$$V = \frac{FQH}{0.65 \times 76} + \left\{ \frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right\} \times 132.29 \times QHK + aD^bL \quad (24)$$

Reemplazando el valor de **H** por el obtenido en la ecuación (21) se tiene:

$$V = \frac{FQH}{0.65 \times 76} + 132.29 \left\{ \frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right\} QK \left\{ H_e + \left(\frac{QL^{0.54}}{0.0178 CD^{2.63}} \right)^{1.852} \right\} + aDbL$$

Si:

$$R_1 = \frac{FQ}{0.65 \times 6} \quad (25)$$

$$R_2 = 132.29 \left\{ \frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right\} QK \quad (26)$$

$$R_3 = \left(\frac{QL^{0.54}}{0.0178C} \right)^{1.852} \quad (27)$$

Entonces:

$$V = R_1 \{ H_e + R_3 D^{-4.871} \} + R_2 H_e + R_2 R_3 D^{-4.871} + a D^b L$$

$$V = R_1 H_e + R_1 R_3 D^{-4.871} + R_2 H_e + R_2 R_3 D^{-4.871} + a D^b L$$

$$V = (R_1 + R_2) H_e + (R_1 R_3 + R_2 R_3) D^{-4.871} + a D^b L$$

Derivando con respecto a D:

$$\frac{dV}{dD} = -4.871 \times (R_1 R_3 + R_2 R_3) D^{-5.871} + a b L D^{b-1} = 0$$

De donde:

$$\frac{4.871 \times (R_1 R_3 + R_2 R_3)}{D^{5.871}} = a b L D^{b-1}$$

$$D_e = \left\{ \frac{4.871 R_3 (R_1 + R_2)}{a b L} \right\}^{\frac{1}{b + 4.871}} \quad (28)$$

En donde D_e = Diámetro económico para efectos prácticos, en pulgadas.

Ejemplo:

Se tiene la siguiente información:

Caudal de bombeo	:	263 lps
Longitud de la tubería de impulsión	:	1000 m
Costo del equipo por caballo de fuerza	:	\$ 30000
Costo del kilovatio hora:	:	\$ 2.5
Tasa anual de interés del capital	:	0.4

OPERACIÓN CONJUNTA DE BOMBAS EN PARALELO Y EN SERIE

Período útil del equipo	:	10 años
Eficiencia global del equipo	:	0.65
Coefficiente de rugosidad de la tubería, C,	:	130.0

$$Y = 380.32 D^{1.072}$$

(por ejemplo, para $D = 12''$, $Y = \$5451.21/m$)

Entonces:

$$R_1 = \frac{30.000 \times 2360}{.65 \times 76} = 143319.84$$

$$R_2 = \frac{132.29 (1.4^{10} - 1) 236 \times 2.5}{0.4 \times 1.4^{10}} = 188381.869$$

$$R_3 = \left(\frac{236 \times 1000^{0.54}}{0.0178 \times 130} \right)^{1.852} = 5248945.903$$

$$D_e = \left\{ \frac{4.871 \times 5248945.903 (143319.84 + 188381.869)}{380.32 \times 1.072 \times 1000} \right\}^{0.16827}$$

$$D_e = 17.04''$$

El valor anterior se aproxima a 16" o 18" por ser los diámetros comerciales más cercanos.

Las velocidades correspondientes son:

$$V_{18} = \frac{Q}{A} = \frac{0.236}{0.785 \times 0.457^2} = 1.438 \text{ m/s}$$

$$V_{16} = 1.82 \text{ m/s}$$

$$V_{17} = 1.605 \text{ m/s (Velocidad económica)}$$

Escogido el diámetro de la tubería principal, puede continuarse siguiendo lo indicado cuando se habló del problema 1, para definir los diámetros de las tuberías secundarias, lo cual se hace a continuación. Haciendo referencia al esquema de la Figura 1 se tiene, para $Q = 236$ lps, $D = 16''$ y una altura estática $H_e = 1.00$ m.

$$H_4 = H_e + H_{f(4-T)} = 1.00 + 11.64 = 12.64 \text{ m}$$

Dependiendo de las curvas de bombas que se escojan, habrá un infinito número de soluciones. Supongamos que para la altura H_4 calculada anteriormente, las bombas cuyas curvas características corresponden a la Figura 2 dan una buena eficiencia y que escogemos dichas bombas. Resolviendo el problema analíticamente con las ecuaciones de las curvas características ya obtenidas y escogiendo arbitrariamente los caudales se tiene lo siguiente:

$$Q_A = 85 \text{ lps} \quad D_B = 151 \text{ lps}$$

Con la ecuación (8), para la bomba A:

$$H_A = 15.00 - 1.3527 \times 10^{-5} \times 85^{2.6237} = 13.43 \text{ m}$$

Por lo tanto, para la ruta 1 - 2 - 4 hay disponible una pérdida $H_{f(1-4)} = 13.43 - 12.64 = 0.79 \text{ m}$. Suponiendo iguales los diámetros de la succión e impulsión secundaria, para un caudal de 85 lps y $L = 10 \text{ m}$, el diámetro resultante es:

$$D = \left(\frac{Q}{0.0178 \times C \times S^{0.54}} \right)^{0.38}$$

$$D = 7.32''$$

$$D \cong 8''$$

Se escoge el diámetro comercial más favorable. En este caso $D = 8''$. Recuérdese, además, que para facilitar la solución del problema, sólo para fines didácticos, se han considerado despreciables todas las pérdidas diferentes a las de fricción.

Con la ecuación (9) para la bomba B:

$$H_B = 20.00 - 1.3527 \times 10^{-5} \times 151^{2.6237}$$

$$H_B = 12.95 \text{ m.}$$

La pérdida de carga disponible para la ruta 3-4 es: $H_{f(3-4)} = 12.95 - 12.64 = 0.31 \text{ m}$.

Para $Q = 151 \text{ lps}$, $H_f = 0.31 \text{ m}$, $L = 8.00 \text{ m}$ y $C = 100$, según las condiciones del problema del diámetro correspondiente es:

$$D = 10.54''$$

$$D = 12''$$

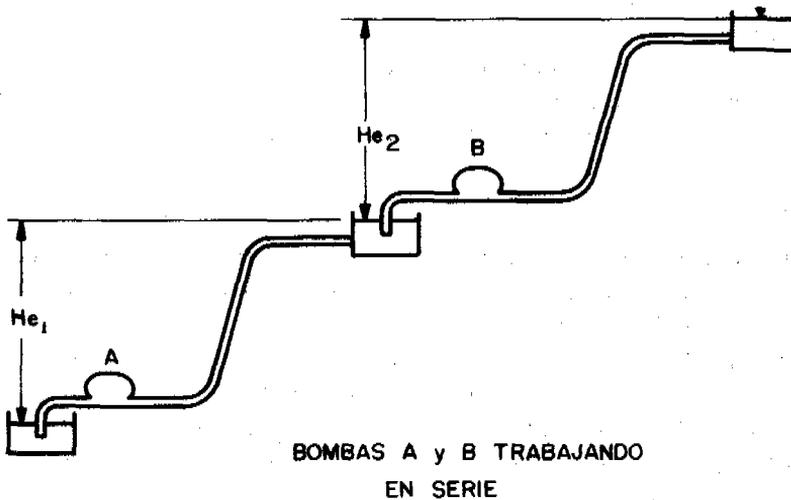


Figura 4

La aproximación de los diámetros a los valores comerciales hace variar ligeramente los caudales. El procedimiento para resolver este problema ya ha sido explicado e ilustrado con un ejemplo numérico en la descripción inicial de este capítulo.

Bombas en Serie

Dos o más bombas pueden trabajar en serie para aumentar la altura dinámica total. Pueden ser diferentes pero lo normal es que sean iguales. Si se tiene un sistema con dos bombas A y B instaladas en serie, la succión de la bomba B se alimenta con la descarga de la bomba A como se indica en la Figura 4.

Cuando los impulsores de las bombas A y B se encuentran dentro de la misma carcasa se tiene entonces una bomba de varias etapas, en este caso, dos. Cada etapa se alimenta de la descarga de la etapa anterior. Con este sistema se tiene la ventaja de tener un sistema de tuberías de bombas que deben trabajar con una presión mayor. Cada caso particular debe estudiarse independientemente teniendo en cuenta sus características especiales. Las bombas para pozos profundos son generalmente bombas de varias etapas. El número de estas etapas no suele pasar de seis pero se han

construido hasta 10 etapas. Si es necesario, para aumentar la altura manométrica total, se pueden colocar en serie varias de estas bombas. Aun cuando no puede darse una norma fija sobre la altura económica para una bomba de una sola etapa, dicha altura no suele pasar de 100 m.

Las constantes que caracterizan una bomba como su velocidad específica N_s , su velocidad unitaria N_u , etc., se dan para una sola de las etapas. En algunos casos, para solucionar algunos problemas relacionados con la altura de bombeo, se puede aumentar o disminuir a voluntad, dentro de una misma carcasa, el número de etapas.

Referencias

1. Castilla Ruiz, Antonio y Galvis Castaño, Gerardo.: *Proyecto Obando - Cartago. Estaciones de Bombeo Zonas Intermedia y Norte. Memoria Técnica convenio UNIVALLE - C.V.C. 1978.*
2. Metcalf and Eddy, Inc. **Wastewater Engineering.: Collection and pumping of wastewater.** Edit McGraw-Hill, Estados Unidos, 1981.
3. Castilla Ruiz, Antonio y Galvis Castaño, Gerardo.: *Planta de potabilización de Puerto Mallarino. Estación de bombeo de agua cruda. Estudio para la nueva bomba.* Memoria Técnica, 1984.

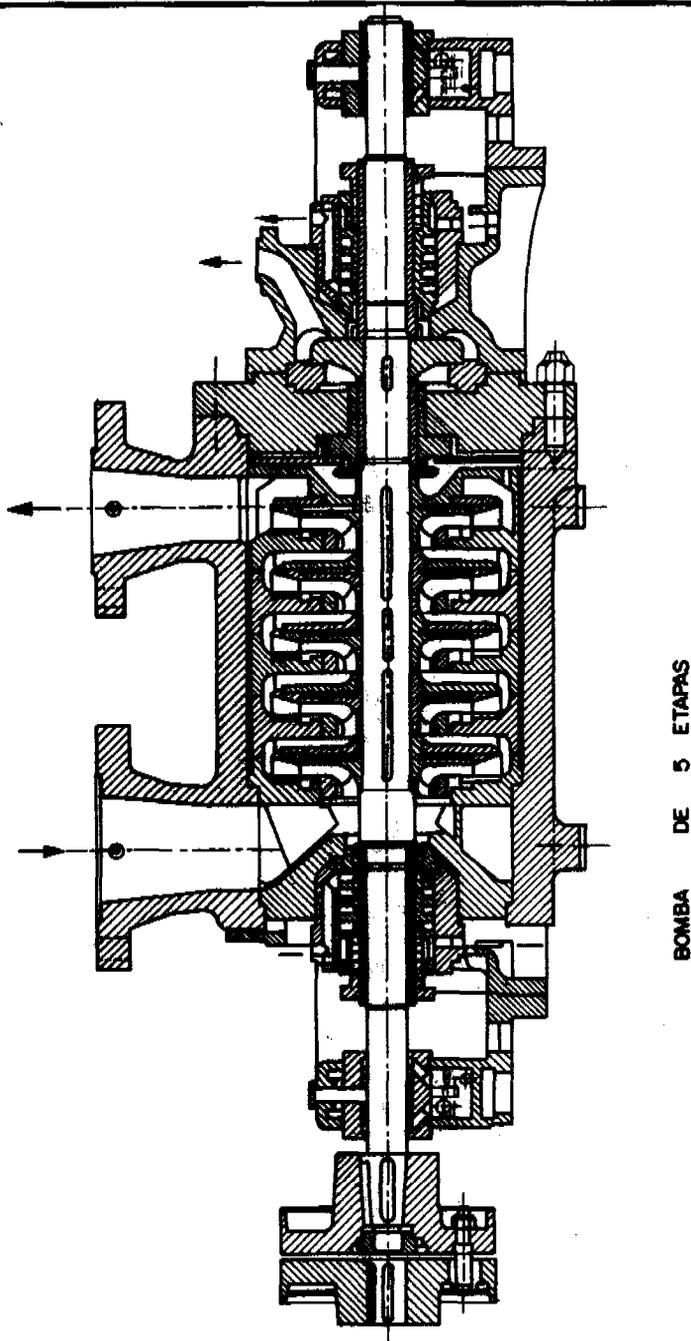
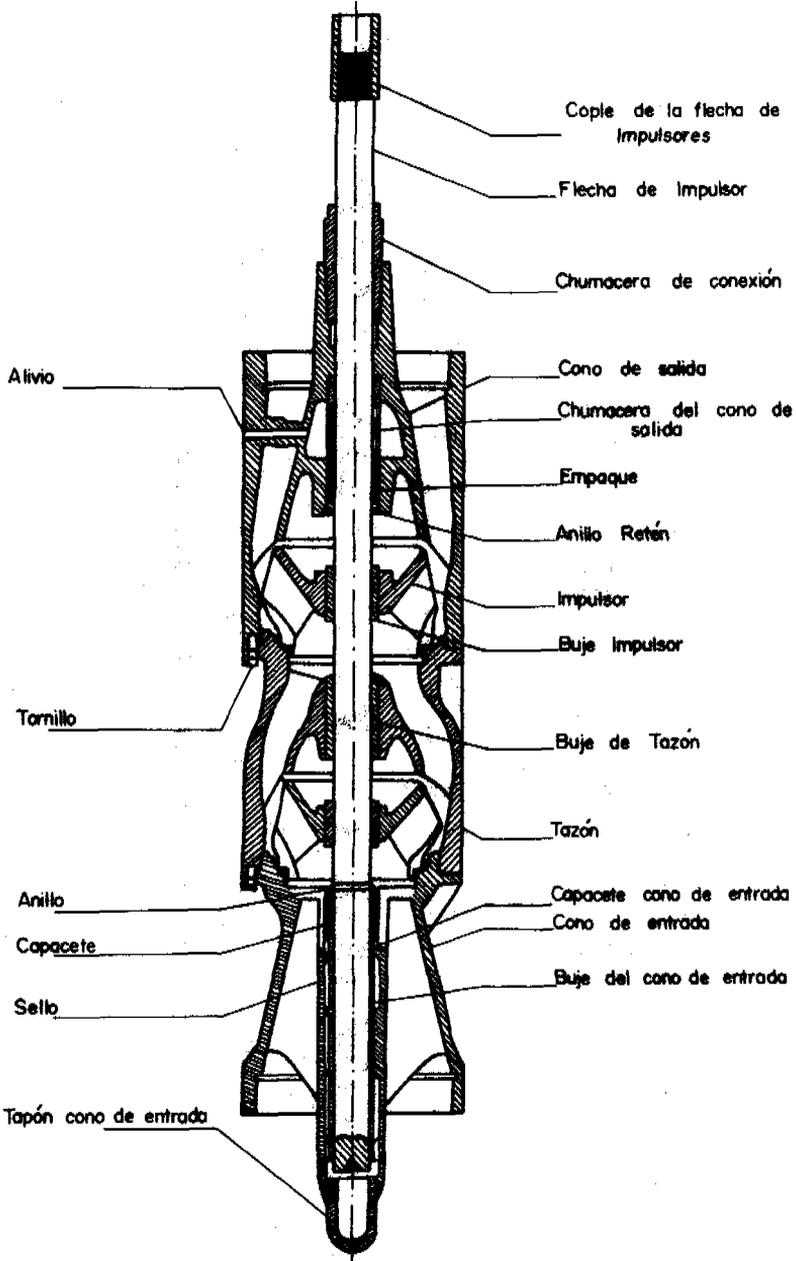


Figura 5



BOMBA PARA POZO PROFUNDO

Figura 6

CAPÍTULO VI

ALTURA DE SUCCIÓN Y CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA NPSH

Carga de succión en las bombas centrífugas

El estudio sobre la altura de succión H_s es uno de los puntos importantes en la elaboración de un proyecto de bombeo.

Las ecuaciones se plantearán tomando el eje de la bomba como plano de referencia. Por lo tanto las alturas H_s e y serán positivas cuando se midan hacia arriba de dicho plano.

Planteamos el teorema de Bernoulli entre la superficie del líquido en el pozo de succión y la brida de entrada a la bomba.

$$H_a + H_s = \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + y + H_b \quad (1)$$

en donde:

H_a = Altura correspondiente a la presión atmosférica en el sitio de bombeo.

H_s = Altura de succión, (De valor numérico positivo si el líquido se encuentra por encima del eje de la bomba).

V = Velocidad del agua en la brida de entrada a la bomba.

p = Presión absoluta en la brida de entrada.

y = Altura de la brida de entrada con relación al eje de la bomba. (Será de valor numérico positivo si se encuentra por encima del eje de la bomba).

H_b = Carga correspondiente a las pérdidas por fricción y menores, entre la superficie del líquido y la brida de entrada.

γ = Peso específico del agua.

Las pérdidas de carga deben tener en cuenta las producidas por la vorticidad del agua debida al impulsor. Como estas pérdidas son difíciles de evaluar, se pueden tomar como el 50% de las pérdidas por fricción en una tubería en la cual no haya vorticidad.

El valor p/γ lo podemos descomponer arbitrariamente en dos valores de los cuales uno será siempre igual a la altura correspondiente a la presión del vapor de agua. Es decir:

$$p/\gamma = H_v + H_e \quad (2)$$

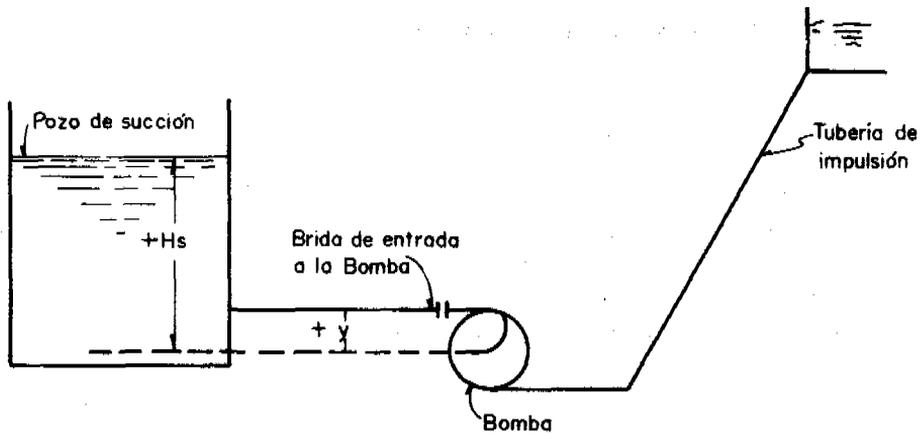


Figura 1

H_v = Altura correspondiente a la presión del vapor de agua a la temperatura a que se encuentre.

H_e = Altura excedente sobre H_v .

Reemplazando (2) en (1), se tiene:

$$H_a + H_s = \frac{V^2}{2g} + H_e + H_v + y + H_{fs} \quad (3)$$

Definimos el valor de H_z como sigue:

$$H_z = \frac{V^2}{2g} + H_e + y \quad (4)$$

Reemplazando este valor en (3), se tiene:

$$H_z = H_a + H_s - H_v - H_{fs} \quad (5)$$

Al valor H_z se le da el nombre, en los países de habla inglesa de NPSH (Net positive suction head). Este nombre ha sido aceptado como símbolo internacional.

Dibujemos la pendiente hidráulica total, tomando siempre como plano de referencia el que pasa por el eje de la bomba:

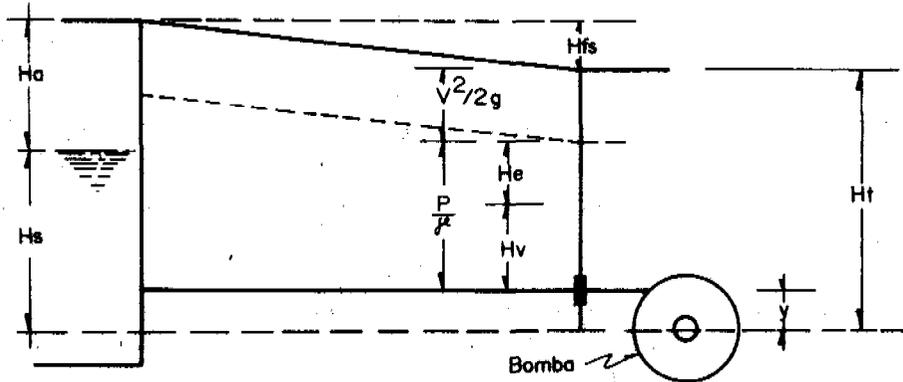


Figura 2

Se observa en dicho dibujo, Figura 2, que H_z o el NPSH no es otra cosa que la energía total en exceso sobre la energía correspondiente a la presión del vapor, en la brida de entrada a la bomba, es decir:

$$H_z = \frac{V^2}{2g} + H_e + y = H_t - H_v \quad (6)$$

En donde H_t = energía total (por unidad de peso) en la brida de entrada a la bomba. De allí el nombre dado a H_z .

La presión a la entrada del impulsor debe ser mayor que la presión del vapor para que no se produzca el fenómeno de la cavitación. En otras palabras el valor de H_z (o NPSH) debe ser tal como para producir la energía necesaria para darle al agua velocidad en el trayecto entre la brida de entrada y el impulsor, para vencer la resistencia al flujo en dicho trayecto y para que exista en la entrada al impulsor una presión mayor que la presión del vapor de agua para que no se produzca la cavitación.

Analizando la ecuación (6) se ve que el término $H_e + y$, es igual al valor H_e que existiría en la brida de entrada si ésta estuviera colocada en el eje de la bomba. Por esto los fabricantes siempre dan el valor del NPSH equivalente al del eje de la bomba en las de tipo horizontal. En las de tipo vertical, el valor corresponde al ojo de entrada de la bomba.

Hay dos valores del NPSH. El primero es el disponible en la instalación; el segundo es el requerido por la bomba para que no se forme cavitación.

Con la nomenclatura adoptada anteriormente el NPSH disponible en la instalación es:

$$NPSH_d = H_a + H_s - H_v - H_{fs} \quad (7)$$

El NPSH disponible deberá ser mayor o igual al requerido. El NPSH requerido por la bomba se obtiene en fábrica de la manera siguiente: (Ver Figura 3).

La curva (H,Q) es la curva característica de la bomba cuando se tiene una altura de succión adecuada para un caudal que varía entre 0 y E. Si la tubería de succión se estrangula por medio de una válvula y se abre correspondientemente la válvula de la impulsión para mantener constante el caudal y la fricción en el sistema, la curva característica se modifica convirtiéndose en F A C. En el punto A comienza a formarse el vapor en la bomba y la eficiencia comienza a disminuir. (Se gasta energía en la formación del vapor, etc.). En el punto C la formación de vapor es completa; la eficiencia disminuye desde B hasta hacerse nula en C. Para el caudal D correspondiente al punto A se mide el NPSH aplicando la ecuación 4, pues todas las cantidades son medibles durante la prueba. Se obtiene así un punto de la curva del NPSH requerido contra caudal. Los demás puntos se miden en la misma forma. Los valores de la presión y la velocidad se miden en la brida de entrada a la bomba. La carga H

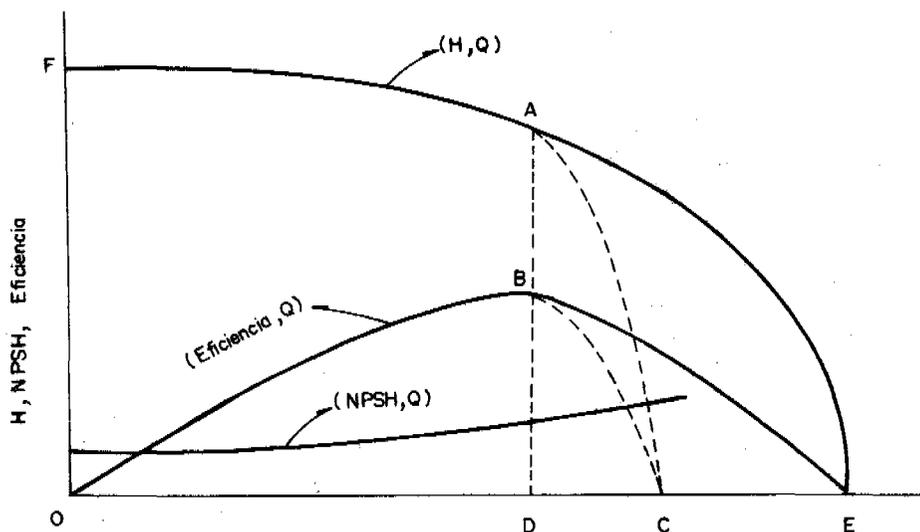


Figura 3

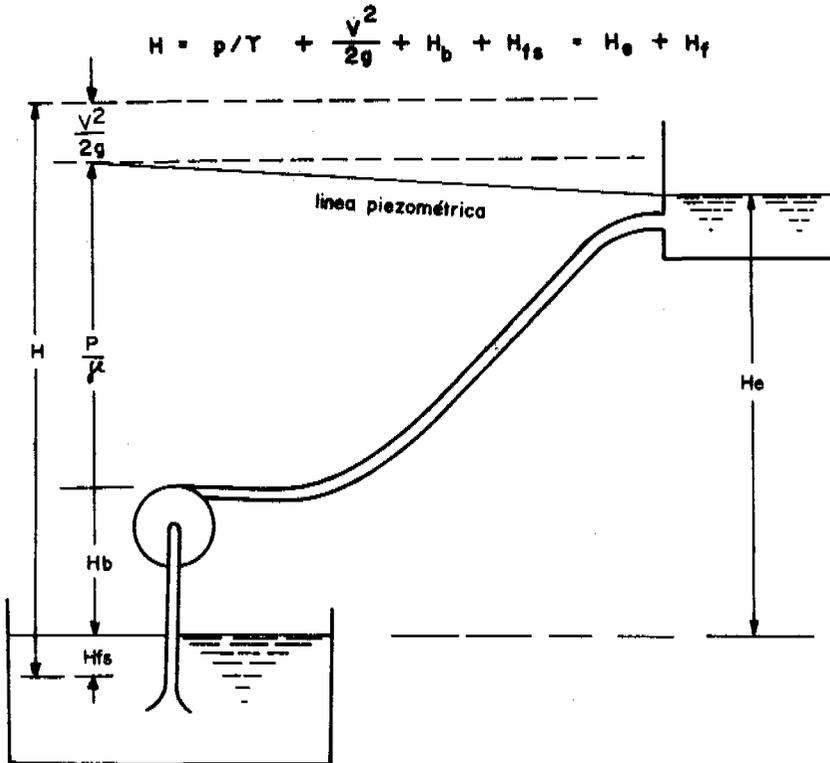


Figura 4

se calcula en la brida de salida midiendo la presión y la velocidad en dicho punto. El caudal correspondiente se mide con un medidor de caudales. Según la Figura 4 y tomando como plano de referencia el nivel del agua en el pozo de succión:

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + H_b + H_{fs} = H_e + H_f$$

En donde:

p = Presión en la brida de salida.

V = Velocidad del agua en la brida de salida.

H_b = Altura de la brida de salida con respecto al nivel del agua en el pozo de succión.

H_{fs} = Pérdida de carga en la tubería de succión.

H = Energía por unidad de peso o "altura manométrica" total medida con respecto al nivel del agua en el pozo de succión.

Ejemplo:

a.) El nivel del agua en el pozo de succión está en la cota 2165 m. Se quiere bombear un caudal de 215 lps, el cual es el máximo posible en la instalación. (Por lo tanto corresponde al caudal que se desarrolla al iniciarse la operación, cuando el equipo y las tuberías están nuevas y producen las menores pérdidas de energía y cuando trabaja una sola bomba de varias instaladas en paralelo). El NPSH requerido por la bomba para $Q = 215$ l/s, es de 7 m. (Dato suministrado por el fabricante según la curva de NPSH vs Q). La temperatura del agua es de 16°C (máximo). La presión atmosférica en el lugar = $8\text{ m} \pm 0.40$. La tubería de succión es de 12" y de 4 m de longitud. Esta tubería tiene los siguientes accesorios: una válvula de compuerta de 12" y dos codos de 45". Calcúlese la altura de succión de la bomba.

Solución:

Se calcula la longitud equivalente de los accesorios:

Dos codos de 12" x 45°	9.2 m
Una válvula de 12"	2.2
	11.4 m

Longitud equivalente de tubería $4.0 + 11.4 = 13.4 = 15$ m aproximadamente.

Pérdidas:

$$\left(\frac{V^2}{2g} = 0.44\right)$$

1.) - Por rejas (estimado)	= 0.05
2.) - Por entrada en la tubería: 0.5×0.44	= 0.22
3.) - Por fricción en la tubería: ($S = 2.13\%$ tub. nueva).	
$H_{fs} = 2.13 \times 15/100$	= 0.32
4.) - Por vorticidad en el tubo de succión: se supone como $H_{fs}/2$	= 0.16
Total	= 0.75

Tensión del vapor = 0.18 m para $T = 16^\circ\text{C}$.

Por la ecuación (5):

$$H_s = NPSH + H_v + H_{fs} - H_a$$

$$H_s = 7.00 + 0.18 + 0.75 - 7.60 = + 0.33 \text{ m (succión positiva)}$$

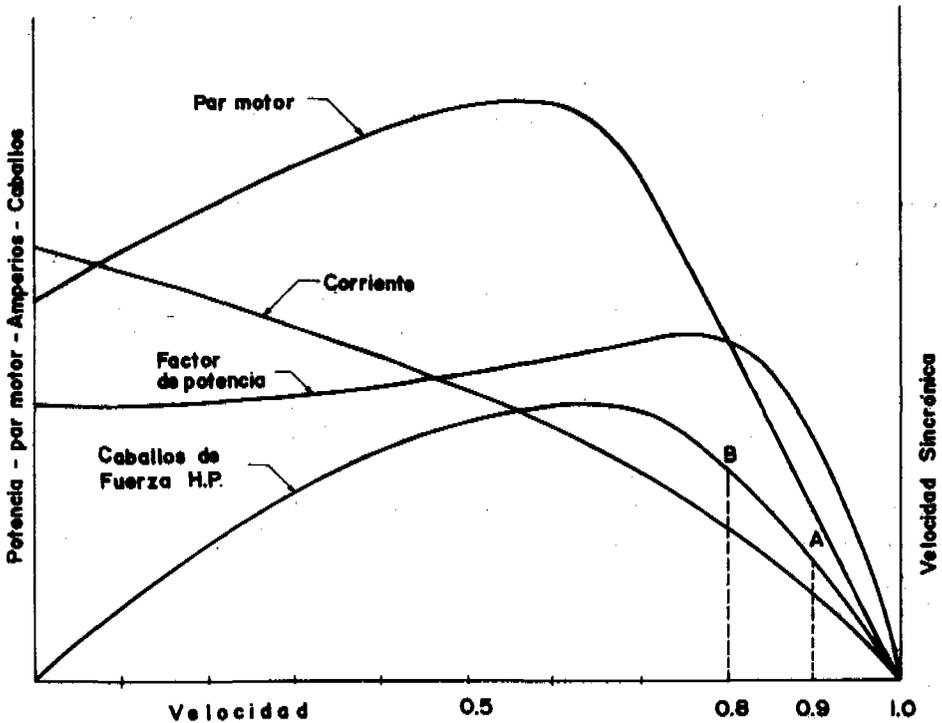


Figura 5

Obsérvese que se ha escogido como presión atmosférica el menor valor 8-0.40, por ser éste más desfavorable.

El signo positivo nos indica que el nivel del agua en el pozo de succión *debe* estar por encima de la bomba, en la cantidad calculada.

Cota del eje de la bomba: $2165 - 0.33 = 2164.67 \text{ m}$.

b.) Si la bomba se hubiera colocado en un sitio donde la presión atmosférica mínima fuera de 10 m (cerca al nivel del mar), la altura de succión podría haber tenido el siguiente valor:

$$H_s = 7.00 + 0.18 + 0.75 - 10.00 = -2.07 \text{ m}$$

Es decir, la bomba se puede colocar por encima del nivel del agua del pozo de succión, en 2.07 m. Sin embargo, para esto es necesario que la tubería de succión se provea de una válvula de pie. Esta consiste en una válvula de retención (check valve) que permite que la tubería de succión pueda llenarse de agua para cebar la bomba.

Esto puede hacerse con una pequeña bomba autocebante las cuales tienen un eyector de aire que les permite la cebadura automáticamente. Por otra parte, si no resulta costoso es mejor colocar la bomba por debajo del nivel del agua para evitar el problema de la cebadura. Las alturas de succión así calculadas son las mínimas para un correcto funcionamiento. Deben aumentarse, por seguridad.

Características de un motor de inducción y su efecto en las bombas*

El proceso de arranque de las bombas puede visualizarse de la siguiente manera:

1. Al arrancarse el motor la presión en la bomba es nula, pues el caudal es nulo. El motor adquiere su velocidad sincrónica rápidamente, la cual corresponde a la potencia nula.
2. Al girar el motor a la máxima velocidad, la bomba empieza a descargar gran cantidad de agua y esto requiere potencia. El motor empieza a cargarse y suministra, digamos, la potencia correspondiente al punto A. Pero al 90% de la velocidad sincrónica del motor, la bomba puede descargar todavía una mayor cantidad de agua que la calculada lo cual requiere más potencia. El punto A se traslada al punto B.
3. El motor sigue disminuyendo su velocidad y aumentando la potencia hasta que la potencia requerida por la bomba es igual a la suministrada por el motor.
4. La corriente eléctrica va en aumento y por lo tanto el motor puede quemarse si no tiene la suficiente capacidad.
5. El motor lógicamente disminuye la velocidad al tomar carga, pues esto es equivalente a la aplicación de un freno Prony en el acople; se introducen fuerzas adicionales que tratan de desacelerar el motor hasta que se llega al punto de equilibrio.

* Ver "Standard Handbook for Electrical Engineers" por, A.E. Knowlton, Mc Graw- Hill 1949, pág. 207 sec. 7.

CAPÍTULO VII

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Bombas de desplazamiento positivo

El objetivo principal de este curso, en relación con las bombas de desplazamiento positivo, consiste en explicar cómo se calcula la altura de succión de este tipo de bombas, ya que en la literatura corriente existe muy escasa información sobre este tema. Sin embargo, aprovechando la oportunidad, se hará una breve descripción sobre las características generales más importantes de este tipo de bombas. Se clasifican según se muestra en la tabla No. 1.

Tabla No. 1 Bombas de desplazamiento positivo

Clase	Tipo	Subdivisión
Reciprocante	Acción Directa	Símplex Dúplex Tríplex Cuádruplex Quíntuplex
	Diafragma Rotatoria-Pistón	
Rotatoria	Engranajes Leva y Pistón Tornillo Lóbulo Alabe Bloque de Vaivén	

Usos.

Las bombas de acción directa se utilizan en manejo de lodos, en alimentación de calderas, elevación de agua, aceite y otros líquidos. Las bombas de diafragma se usan para caudales elevados con líquidos claros o con sólidos. Se recomiendan también para el bombeo de pulpas espesas, en obras de drenaje, para el bombeo de soluciones alcalinas o ácidas, bombeo de lodos y de líquidos que contengan sólidos abrasivos. Para este último caso se utilizan bombas con diafragmas flexibles no metálicos que soportan mejor la acción erosiva. En general, las bombas reciprocantes pueden diseñarse para el bombeo de líquidos muy variados.

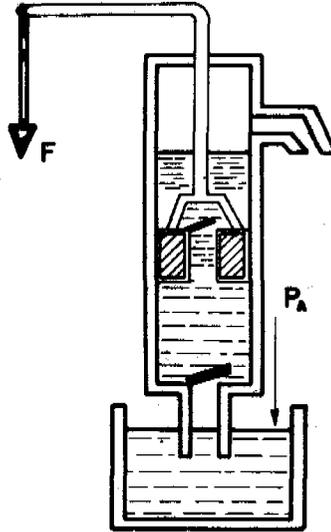


Figura 1

Bombas de acción directa.

Estas bombas consisten esencialmente en un tubo de succión que termina en un cilindro, dentro del cual se mueve un pistón. Hay dos válvulas de retención: la una en la base del cilindro y la otra en el pistón, como se ve en la Figura 1. Cuando sube el pistón, se cierra la válvula inferior para dar paso al agua contenida en el tubo, la cual es impulsada hacia arriba por la presión atmosférica ejercida sobre la superficie libre del agua en la fuente.

Cuando el pistón baja, la compresión causada por el agua contenida en la parte inferior del cilindro cierra la válvula del fondo, abre la del pistón y el agua pasa a la cámara superior donde se acumula y es expulsada por la boca de descarga a medida que llegan allí nuevas cantidades llevadas por los retrocesos del pistón.

Habida cuenta de las pérdidas de presión ocasionadas por la fuerza necesaria para abrir la válvula interior, por la resistencia opuesta al paso del agua por las paredes del tubo y el colador que lleva la base de éste para impedir la entrada de materias extrañas y por las deficiencias de ajuste hermético en el pistón y las válvulas, resulta que estas bombas no pueden elevar agua por aspiración a una altura mayor de 6.7 m, al nivel del mar.

Una variedad de las bombas reciprocantes la forman las llamadas "forzadas", que elevan el agua a una altura superior a la de la boca de descarga. En éstas el pistón es macizo y la base del cilindro se comunica por un tubo con una cámara de aire de donde parte la tubería de impulsión y que tiene un volumen por lo menos igual a tres

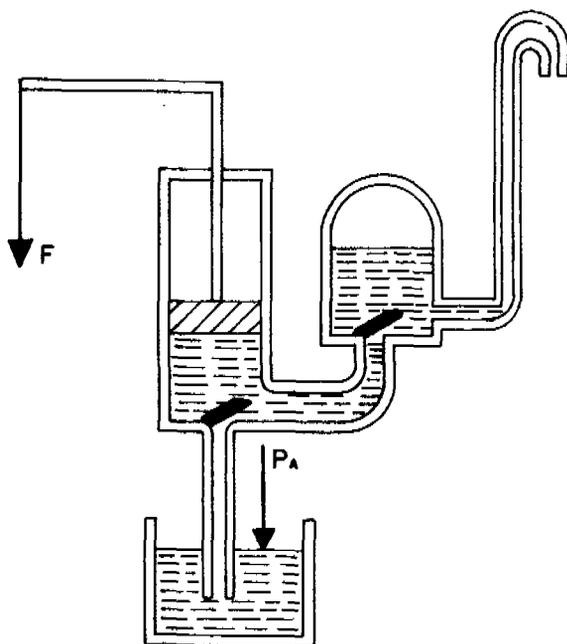


Figura 2

veces el del cuerpo de la bomba. Sobre la boca de llegada del tubo a la cámara hay una válvula que permite la entrada del agua. (Ver Figura 2).

Cuando el pistón se mueve hacia arriba produce una succión que cierra la válvula de la cámara y abre en cambio la del tubo de aspiración, la cual deja pasar agua al cilindro. Cuando el pistón baja, el agua comprimida en el cilindro cierra la válvula de la aspiración y abre la válvula de admisión de agua a la cámara. Cada golpe de pistón acumula en ésta nuevas cantidades de agua, lo cual, al reducir el espacio interior, aumentan la compresión del aire confinado en la cámara hasta alcanzar el valor suficiente para empujar la columna de agua en el tubo de impulsión.

La fuerza mecánica que acciona el émbolo puede provenir de una palanca de mano, de un molino de viento o de un motor de gasolina, diesel o eléctrico, provistos de los mecanismos necesarios para disminuir la velocidad y transformar el movimiento giratorio en alternativo, tales como engranajes, volantes y correas, excéntricas, crucetas, etc.

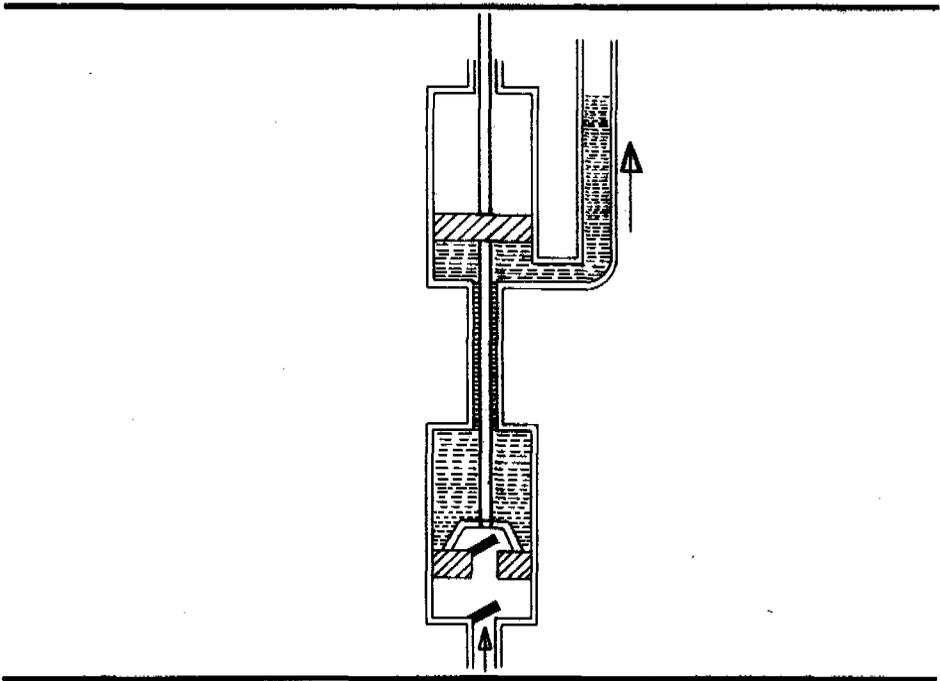


Figura 3

La disposición de la Figura 3 permite que durante el movimiento descendente el pistón superior impulse el líquido por la tubería de descarga, con lo cual se hace más uniforme el movimiento del fluido.

Capacidad

El diámetro del cilindro, la carrera del pistón y su número de movimientos por minuto, determinan el volumen teórico desplazado por la bomba, o sea su capacidad por minuto. El volumen efectivo es, no obstante, inferior a causa de las pérdidas por escapes que tienen lugar en el pistón y la válvula y que a veces llegan a ser apreciables.

La cantidad de agua elevada dividida por la teóricamente desalojada por el émbolo en la misma unidad de tiempo, es el rendimiento de la bomba y se expresa en porcentaje.

Con un cilindro de acción simple, es decir, tomando solamente el movimiento del pistón hacia atrás, la capacidad de la bomba está dada por la expresión:

$$Q = 0.785 D^2 LNR$$

en la que:

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

- Q = Caudal (M^3/min)
D = Diámetro del cilindro en m.
L = Longitud de la carrera del émbolo en m.
N = Número de golpes del pistón por minuto
R = Rendimiento de la bomba, que en buenas condiciones de trabajo es de 0.90.

Potencia

La potencia, o sea el trabajo en la unidad de tiempo que se necesita para elevar cierta cantidad de agua, depende de la altura a que se levante el nivel y la rapidez con que se mueva la máquina. Su valor en caballos de fuerza es:

$$HP = \frac{QH}{76R}$$

en donde:

- Q = Litros por segundo
H = Altura de elevación en metro
R = Rendimiento de la bomba

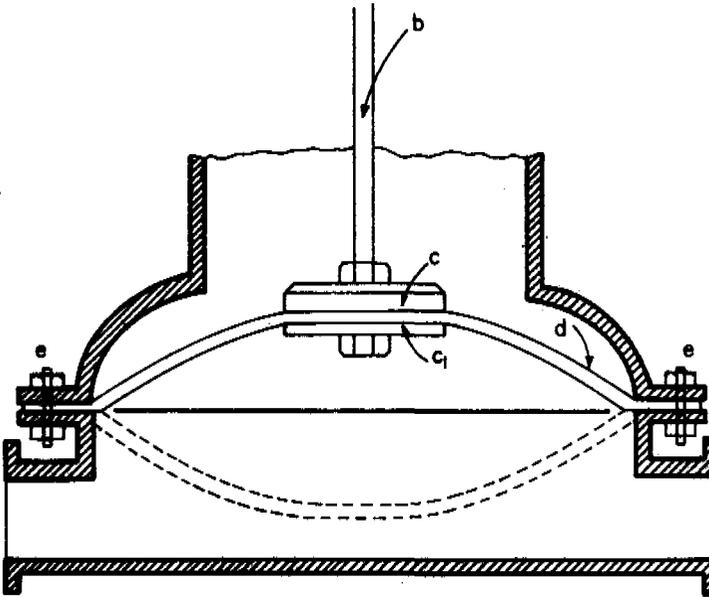


Figura 4

Bombas de diafragma

Están constituidas por un cuerpo de fundición provisto de guías en su parte superior para el movimiento del vástago b, el cual lleva dos platillos circulares c-c₁ en su parte inferior con sus correspondientes tuercas para la sujeción del diafragma d, de caucho endurecido o cuero curtido. El diafragma va sujeto por su borde exterior a las bridas del cuerpo de la bomba con auxilio de los tornillos e. Dicho diafragma puede ocupar las dos posiciones extremas representadas en la Figura 4.

El rendimiento mecánico de las bombas de diafragma llega, normalmente, al 85%; en las pequeñas es frecuente encontrar un rendimiento del 40%.

Bombas rotatorias

Las bombas rotatorias o de engranaje como también se las llama, consisten en una caja dentro de la cual giran dos ruedas dentadas, lóbulos o elementos de forma especial, una de las cuales es accionada directamente por el eje motriz.

La parte exterior de la punta de los dientes ajusta perfectamente con la pared interna de la carcasa y con el fondo del espacio comprendido entre cada dos dientes

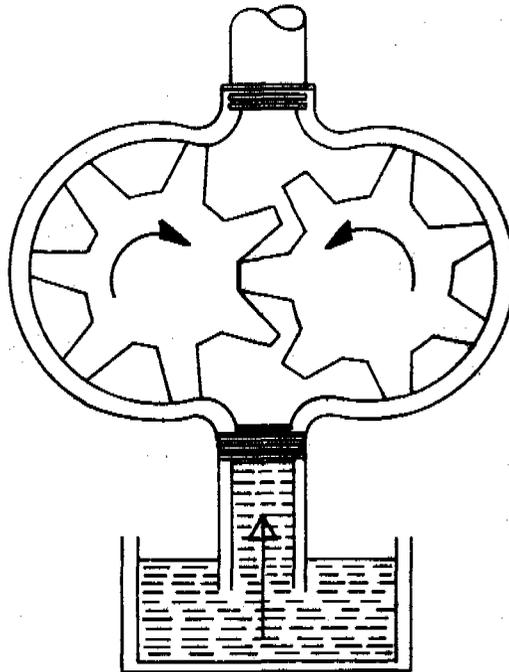


Figura 5

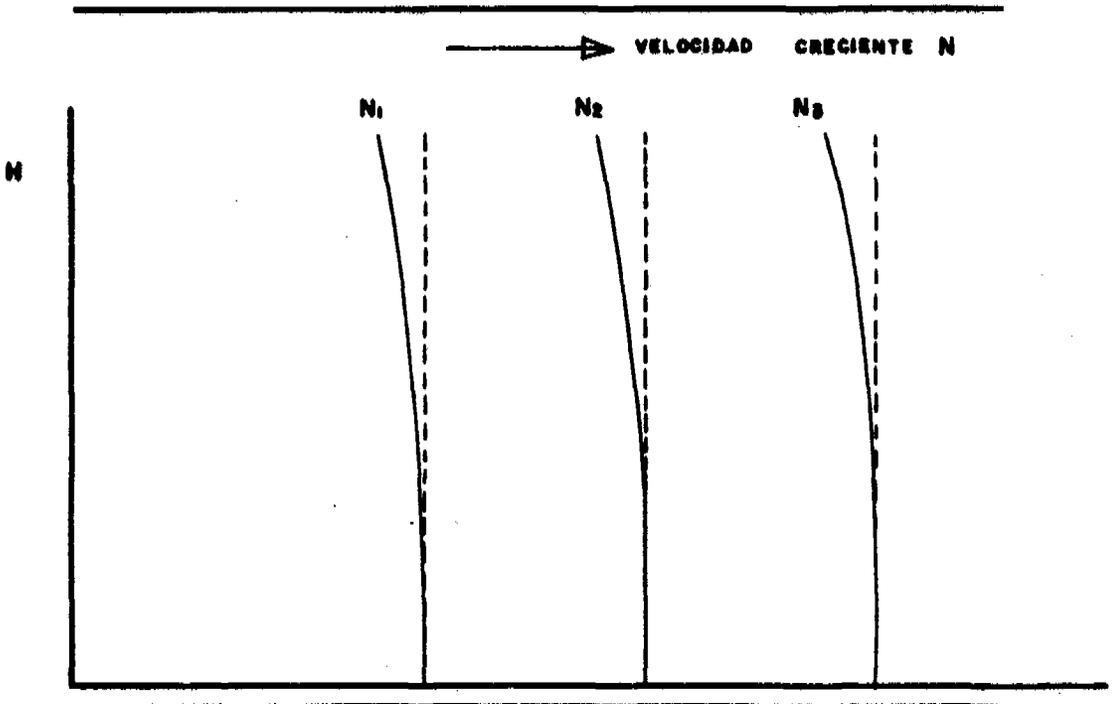


Figura 6

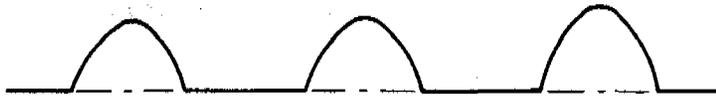
como se ve en la Figura 5. Al girar los engranajes en sentido contrario y hacia el centro de la caja, arrastran el agua de la boca de succión hacia la de impulsión por entre los espacios que dejan los dientes entre sí. (Ver Figura 5).

Estas bombas se usan para elevar diferentes líquidos y pueden producir presión y vacío pero rara vez se emplean en abastecimientos de agua. Al nivel del mar pueden aspirar hasta una altura de 6 m y elevar hasta 24 m.

Curvas características

La forma general de la curva característica de H vs Q para una bomba de desplazamiento positivo se muestra en la Figura 6.

Debido a que el volumen desplazado por el pistón depende solamente de las características geométricas del cilindro y de la velocidad del pistón, la capacidad Q de la bomba es prácticamente independiente de la altura del bombeo. Los límites impuestos para esta altura dependen sólo de la resistencia estructural de los diferentes elementos de la bomba y de la potencia del motor. La velocidad del pistón tiene también restricciones de tipo práctico y está influida entre otras cosas, por la capacidad de las válvulas del pistón para acomodarse a las condiciones de trabajo y



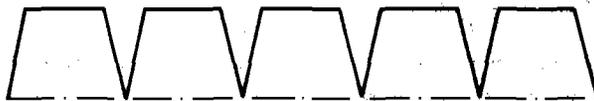
SIMPLE EFECTO



DOBLE EFECTO



SIMPLE EFECTO



DOBLE EFECTO

ALGUNAS CURVAS DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO ALTERNATIVO

Figura 7

el tiempo adecuado para que la tubería de succión pueda llenarse completamente, en cada movimiento del pistón.

A medida que la altura de bombeo crece, existen mayores pérdidas de caudal a través de las válvulas y del pistón. Todas estas circunstancias hacen que la curva del caudal vs altura se desplace un poco de la vertical.

El caudal de una bomba de movimiento alternativo es necesariamente pulsante. En la Figura 7 se muestra esta modalidad para las bombas de acción directa. El caudal bombeado por el pistón se anula en el momento en que su velocidad se hace nula momentáneamente en los extremos de su carrera.

Para suavizar el efecto pulsante de la descarga se emplea, normalmente en las bombas de doble efecto, una cámara de aire que hace las veces de un tanque hidroneumático.

Cuando la velocidad del pistón se hace nula, la presión de aire en la cámara hace que fluya el líquido a lo largo de la tubería de descarga. Otra forma de suavización consiste en construir una bomba con dos cilindros que funcionan desfasados. Estas bombas se designan con el nombre de dúplex.

También hay bombas tríplices y hasta quíntuples. En éstas el flujo máximo se aparta muy poco del promedio, aun sin el amortiguamiento producido por la cámara, lo cual hace posible en este caso el despreocuparse del efecto de la pulsación.

Cálculo de la altura de succión para una bomba reciprocante de acción directa.

Cuando se trata de bombas quíntuples en las cuales la variación máxima del caudal es muy pequeña, la altura de succión podría calcularse siguiendo un procedimiento similar al ya explicado para las bombas centrífugas. Pero cuando se trata de bombas de simple efecto el procedimiento es diferente debido a las presiones adicionales producidas por la aceleración o desaceleración del flujo dentro de la tubería de succión.

En la Figura 8 se muestra un esquema de bomba reciprocante de acción directa y se hará uso de ella y de la nomenclatura allí indicada para el análisis.

Además se hará uso de la siguiente:

- V = Volumen del cilindro en el tiempo t.
- L = Longitud de la carrera del pistón.
- A = Área del cilindro.
- D = Diámetro del cilindro.
- a = Área de la tubería de succión.
- d = Diámetro de la tubería de succión.
- M = Masa de líquido de la tubería de succión.

* Ver Ref. 3 p. 107

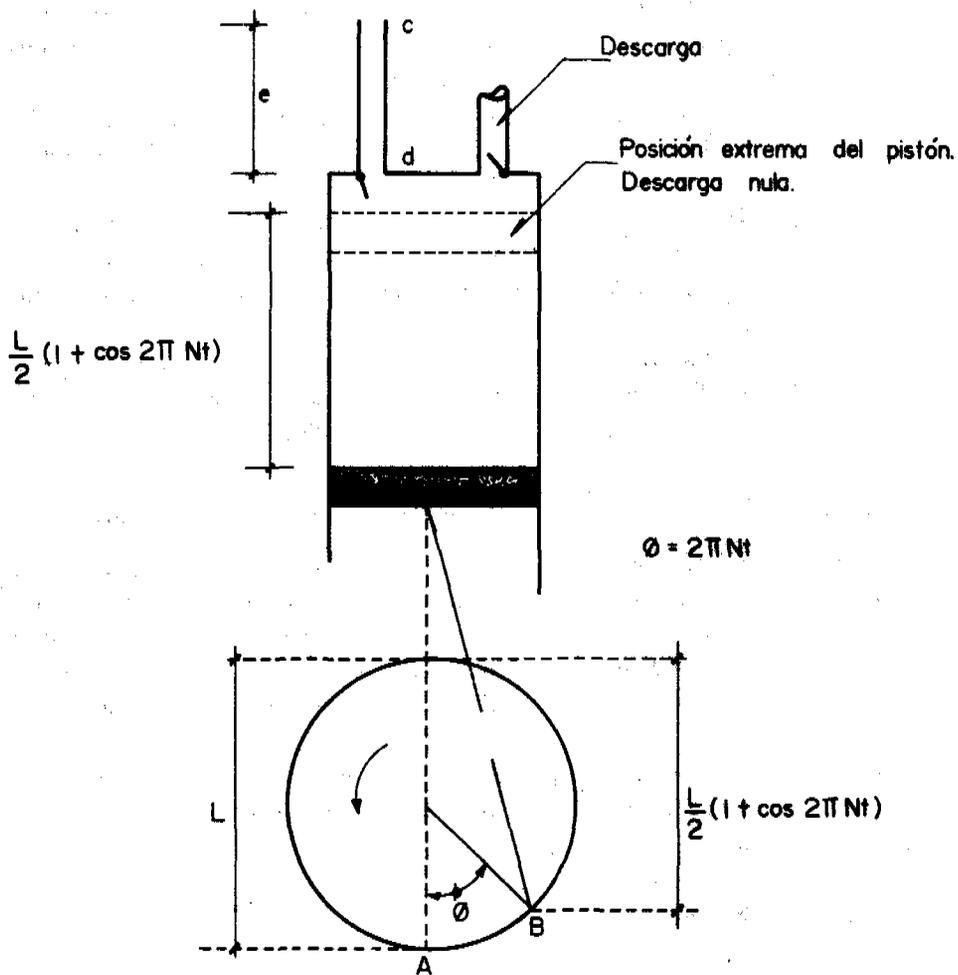


Figura 8

N = Velocidad del volante que genera el movimiento del pistón en revoluciones por unidad de tiempo.

e = Longitud de la tubería de succión.

p = Presión.

X = Desplazamiento del líquido en la tubería de succión.

ρ = Densidad del líquido.

γ = Peso específico del líquido.

t = Tiempo.

\emptyset = Angulo recorrido en el tiempo t .

Si se considera el instante inmediatamente después de haber comenzado el movimiento de succión, se tiene:

$$V = A (L/2) (1 - \cos 2\pi N t) \quad (2)$$

$$\frac{dv}{dt} = \pi A L N \operatorname{sen} 2\pi N t \quad (3)$$

La velocidad instantánea en la tubería de succión es:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\pi A L N \operatorname{sen} 2\pi N t}{a} \quad (4)$$

Derivando (4):

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{2\pi^2 A L N \cos 2\pi N t}{a} \quad (5)$$

y la máxima aceleración es:

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{\text{Max}} = \frac{2\pi^2 A L N^2}{a} \quad (6)$$

La fuerza que se requiere para acelerar la masa líquida en la succión, si es horizontal, está dada por la diferencia de presiones:

$$F = M \frac{d^2x}{dt^2} = (p_c - p_d) a \quad (7)$$

Por lo tanto, la máxima caída de presión es:

$$p_c - p_d = \frac{2\rho a e \pi^2 A L N^2}{a^2} = 2\rho \frac{e \pi^2 A L N^2}{a} \quad (8)$$

y la carga de aceleración h_a es por lo tanto:

$$\frac{p_c - p_d}{\gamma} = h_a = \frac{2 e \pi^2 L N^2}{g} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad (9)$$

Para el cálculo de la altura de succión no debe considerarse la carga de aceleración combinada con la pérdida de fricción máxima, pues aquella es máxima cuando ésta es mínima.

Esto puede verse si se analizan las ecuaciones (3) y (5): la ecuación (3), que corresponde al caudal, es función seno; la ecuación (5) que corresponde a la aceleración es función coseno.

Por lo tanto la primera tiene su máximo cuando la segunda tiene su valor mínimo.

Si la tubería es vertical habrá una caída de presión adicional debida al cambio de alturas a lo largo de la tubería de succión, representada por la altura de succión H_s de la bomba.

De manera que para las bombas simplex o dúplex el N P S H disponible es:

$$N P S H_d \frac{p_a}{p_a \gamma} + H_s - h_a - h_v \quad (10)$$

en donde p_a es la presión atmosférica, H_s es la altura de succión y h_v la carga debida a la presión del vapor. Nótese que no se ha incluido la pérdida por fricción en la tubería de succión.

Si la bomba fuera tríples se tendrían que incluir las pérdidas de fricción computadas con el 90% del flujo promedio y el valor de h_a , la carga de aceleración, computada con la ecuación (9) y dividida por 2.7.

Cómo especificar una bomba reciprocante

Para especificar una bomba reciprocante deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

- 1) Características del líquido, como la viscosidad, el peso específico, el pH, la turbiedad, el contenido de sólidos y el uso del líquido.
- 2) La temperatura del líquido.
- 3) Tipo de la bomba: simplex, dúplex, tríples, etc.
- 4) N P S H disponible.
- 5) Caudal

- 6) Diferencial de presión promedio, al cual operará la bomba.
- 7) Mínimo diferencial de presión.
- 8) Máxima presión de descarga.

El mínimo diferencial de presión es muy importante. Se calcula como la diferencia entre la mínima presión en la descarga y la máxima presión en la succión. Si esta diferencia es negativa, la bomba no puede utilizarse como medidor de caudal, ya que esto significaría que durante el movimiento de succión pasa líquido a través de las válvulas hacia el lado de la descarga, de manera que se hace difícil definir la cantidad de agua que sale de la bomba en cada carrera del pistón.

La máxima presión de descarga no puede conocerse antes de haber definido el tipo de bomba a causa de la naturaleza pulsante del flujo. Para calcularla deben tenerse en cuenta las pérdidas de carga para el máximo caudal, el cual es de 3.2 veces el caudal promedio para las bombas simplex, 1.6 para las dúplex y 1.1 veces para las triplex. Una vez calculadas las pérdidas para el caudal máximo y la máxima presión correspondiente, debe sumársele el mayor de los dos valores siguientes:

- a) El 10% de la presión.
- b) 0.5 kg/cm^2 .

La máxima presión servirá al fabricante para determinar la resistencia de los diferentes elementos de la bomba. Debe tenerse en cuenta que en los párrafos anteriores se ha hecho referencia a la máxima presión de trabajo y que el diseñador deberá además tener en cuenta la máxima presión producida en la instalación debida al golpe de ariete causado por una interrupción brusca de la corriente eléctrica.

Debe además compararse la máxima presión de operación calculada anteriormente con la máxima presión calculada teniendo en cuenta la carga de aceleración *para la descarga* computada la máxima presión como la suma de la presión en el tanque de descarga, más la carga estática (reducida a presión), más la carga de aceleración (reducida a presión).

Debe notarse que no se han tenido en cuenta las pérdidas de carga, porque cuando ocurre la máxima carga de aceleración, el caudal es nulo como ya se explicó anteriormente. Para las bombas triplex sí se deben incluir las pérdidas por fricción, pero para el 90% del flujo promedio y la carga de aceleración se debe dividir por 2.7 como ya se explicó para calcular la altura de succión. Si la máxima presión calculada en esta forma es mayor que la calculada con las pérdidas por fricción y la máxima descarga, entonces debe adoptarse una de las recomendaciones siguientes:

- 1) Especificquese nuevamente la máxima presión de operación con el mayor valor de los dos.
- 2) Auméntese el diámetro de la descarga para limitar la presión máxima.
- 3) Selecciónese una bomba de menor velocidad.
- 4) Instálese un amortiguador de pulsaciones en la tubería de impulsión.

CAPÍTULO VIII

PROBLEMAS ESPECIALES



Problemas especiales

1) Velocidad crítica.

La velocidad crítica se define como aquella que teóricamente debe producir la rotura del eje cuando éste alcanza una deflexión infinita (ver Ref. 1 p. 325).

En los párrafos que siguen se hace una introducción a este importante concepto:

Por muy bien balanceados que se hayan construido un motor y una bomba, el centro de gravedad nunca se encuentra en sus ejes sino desplazado una distancia (a) del centro geométrico (C), ver Figura 1.

Al girar el elemento rotatorio se desarrolla una fuerza centrífuga que causa una deflexión adicional a la correspondiente al peso (W) del equipo.

Sean:

M = Masa del elemento rotatorio

V = Velocidad tangencial del centro de gravedad de la masa M .

w = Velocidad angular

a = Desplazamiento del centro de gravedad de la masa M con respecto al centro geométrico.

y = Deflexión del centro geométrico (C) que es, a su vez, el centro de rotación del rotor.

P = Fuerza centrífuga.

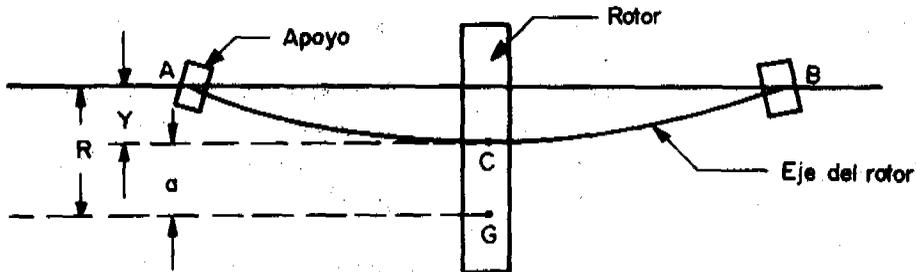


Figura 1

G = Centro de gravedad de la masa M.

K = Constante de proporcionalidad entre la deflexión y la fuerza.

R = Radio del giro alrededor del eje A - B

Se tiene entonces según la Figura No. 1, cuando el rotor está en la posición indicada:

$$P = \frac{M V^2}{R} \quad (1)$$

$$P = \frac{M w^2 R^2}{R} = M w^2 R \quad (2)$$

$$P = M (y + a) w^2 \quad (3)$$

También se tiene:

$$P = K y \quad (4)$$

Combinando (3) y (4):

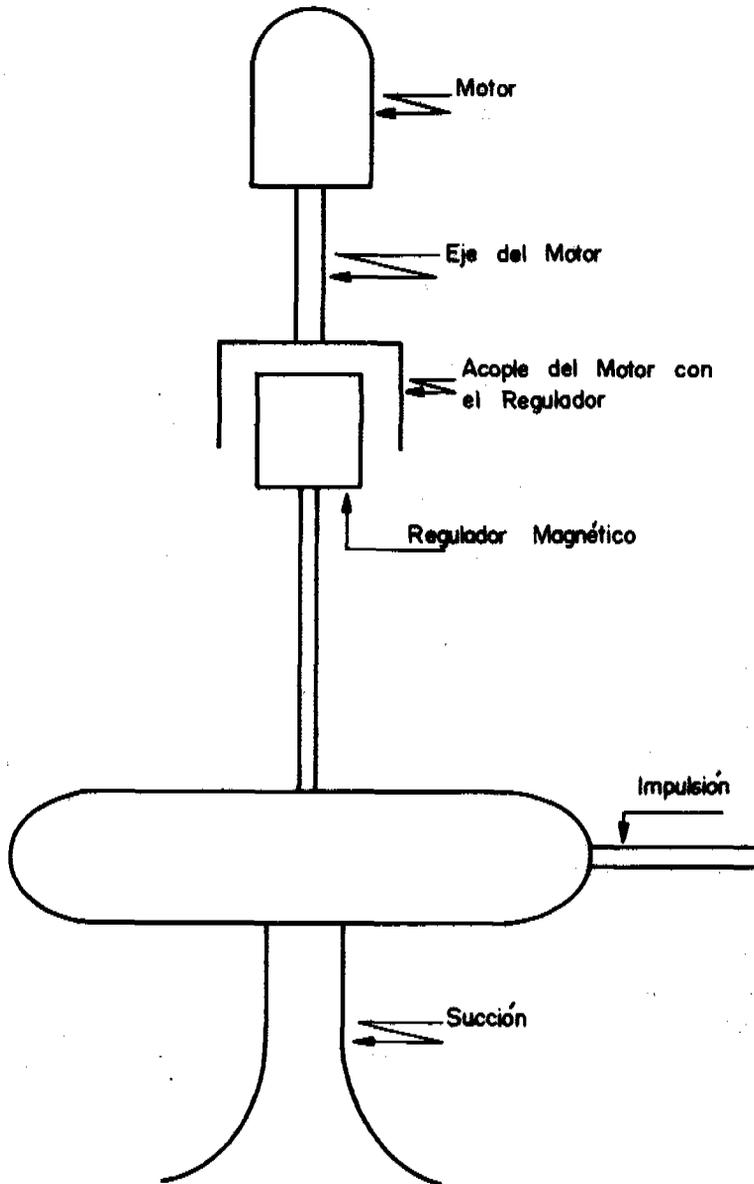
$$y = \frac{M a w^2}{K - M w^2} \quad (5)$$

De acuerdo con la ecuación (5) habrá una velocidad que hace que el denominador de la ecuación sea nulo y por lo tanto que la deflexión sea infinita. Esta velocidad es la crítica.

$$w_c = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (6)$$

La ecuación (6) define la velocidad crítica y en ella el valor de K depende de las condiciones de apoyo del eje del rotor. La deflexión infinita no se alcanza en la práctica a causa de las siguientes razones:

1. Los elementos rotatorios están rodeados de elementos fijos existiendo una separación muy estrecha entre ellos, lo cual restringe el valor de la deflexión.
2. Para que se alcance a desarrollar una deflexión (y), se requiere un tiempo, el cual puede ser mayor que el tiempo gastado por el rotor para alcanzar la velocidad crítica y sobrepasarla.
3. La fricción de los elementos rotatorios disipa energía y se opone a la rotación de los elementos giratorios.
4. La velocidad crítica es un mero punto matemático a ambos lados del cual el eje recupera su capacidad de resistir la deflexión producida.



ESQUEMA DEL REGULADOR MAGNETICO DE VELOCIDAD

Figura 2

Aun cuando la deflexión infinita no se alcanza sí se logran fuertes vibraciones que pueden dañar o destruir las partes afectadas.

Para el control de la velocidad de rotación de una bomba existen diversos mecanismos, uno de los cuales es el regulador magnético de velocidad el cual se ilustra en la Figura 2. Como se ve en esta figura, existe una discontinuidad entre el motor y la bomba la cual se resuelve cuando se excita el regulador magnético. Cuando esto ocurre el giro del eje del motor se transmite al eje de la bomba. Supóngase el caso en el cual tanto la bomba como el motor están girando a la máxima velocidad. Si en estas condiciones se interrumpe la corriente eléctrica la bomba se detiene rápidamente por la acción de la fricción del agua contra ella, mientras que el motor sigue girando libremente y se va deteniendo con mucha lentitud.

Entre la velocidad máxima y la velocidad nula, el motor pasa por la velocidad crítica y puede demorarse lo suficiente como para ocasionar fuertes vibraciones en el motor que pueden desgastar sus rodamientos en forma prematura. Cuando los rodamientos están nuevos y por lo tanto hay un buen ajuste, esta situación no se hace notoria, pero sí se produce el desgaste excesivo. Las vibraciones durante la parada del motor van aumentando a medida que el desgaste ocurre y pueden convertirse en extremadamente peligrosas. En las estaciones de bombeo de importancia es recomendable tener a la mano un equipo de medición de vibraciones para controlar este fenómeno y es así mismo aconsejable mantener tacómetros de precisión para medir la velocidad de rotación.

Al especificar un equipo de bombeo se debe prever el paso del equipo por la velocidad crítica, exigiendo a los fabricantes el diseño adecuado de los soportes de los ejes y del equipo en general, con el fin de evitar el paso de los elementos rotatorios por la velocidad crítica o controlarla adecuadamente, si esto ocurre.

2) Zona de trabajo de las bombas centrífugas

Teóricamente las bombas centrífugas pueden trabajar en cualquier punto indicado por su curva característica, incluyendo altura manométrica total igual a cero, si la eficiencia no tiene importancia.

Cuando el caudal se hace nulo o casi nulo, la energía entregada al agua se disipa convirtiéndose en calor, lo que podría ocasionar un flujo muy irregular debido a la formación de bolsas de vapor. Este flujo irregular puede generar fuerzas desequilibradas muy perjudiciales. Otro problema ocasionado por el aumento de temperatura, si la bomba no está diseñada para esto, es el desajuste de la bomba que puede incluso deteriorarse. Para evitar estos problemas debe especificarse un caudal mí-

nimo de seguridad, el cual depende de la temperatura admisible del equipo la cual deberá ser indicada por el fabricante.

Cuando la eficiencia es importante, la zona recomendable de trabajo queda determinada por el rango de eficiencia requerida, eficiencia que puede ser obtenida para diferentes caudales con diferentes velocidades de rotación, o diferentes diámetros del impulsor, según las necesidades.

Inversión del flujo

Cuando se presenta una falla en el suministro de potencia, por ejemplo una falla en el suministro de corriente eléctrica, se genera un régimen transitorio de presiones y caudales llamado golpe de ariete. Se presentan varias fases:

Fase 1: Debido a la inercia de los elementos rotatorios del motor, de la bomba y del líquido bombeado, el impulsor continúa girando en su sentido positivo, (el sentido inicial). La presión a la salida de la bomba va disminuyendo de manera que la velocidad del fluido va disminuyendo hasta que se hace nula.

Fase 2: La bomba continúa girando en su sentido inicial pero ahora lo hace lentamente y no logra desarrollar el suficiente par motor para vencer las fuerzas friccionales de manera que el flujo invierte su dirección. La bomba se convierte en un dissipador de energía y su velocidad de rotación se hace nula.

Fase 3: La bomba, empieza a girar en sentido contrario y empieza a trabajar como una turbina, si no existe una válvula de retención.

Se creyó en un principio que la operación de la bomba en la fase 3 debería ocasionar cambios de presión peligrosos y que la bomba alcanzaría una velocidad de desbocamiento. La experiencia ha demostrado, sin embargo, que, no existiendo válvula de retención, no se generan presiones peligrosas y que el motor alcanza una velocidad mayor que la normal pero no excesiva. Según Stepanoff (ver Ref. 1 p. 21) se han alcanzado velocidades del motor mayores del 120% de la velocidad normal, durante el flujo invertido, y en las instalaciones de pozo profundo, donde con frecuencia ocurre este caso, no se han observado elevaciones de presión, ni velocidades peligrosas ni esfuerzos perjudiciales en los ejes del equipo. Lo anterior es válido cuando se bombean líquidos con temperaturas muy alejadas del punto de ebullición. Cuando la temperatura es cercana al punto de ebullición el líquido se puede evaporar y el flujo invertido de gas puede ocasionar velocidades invertidas altísimas y aun con pequeñas cantidades de vapor que se formen se puede destruir la bomba o el motor.

Por otra parte, (ver Ref. 1 p. 24) Stepanoff indica que cuando se usan en los pozos profundos impulsores abiertos y con ejes demasiado largos, se pueden desarrollar ondas de presión en la columna de descarga cuando se invierte el flujo, lo que ocasiona que el impulsor se golpee contra sus asientos. En cambio, con impulsores cerrados, no se ocasiona ningún daño y las ondas de presión pasan sin ser notadas porque existe

suficiente huelgo o luz libre entre el impulsor y la carcasa y no se ocasiona ninguna interferencia entre los dos. Cuando se utiliza el impulsor abierto el empuje axial es mayor que cuando se utilizan impulsores cerrados y además el fabricante reduce la luz libre entre la carcasa y el impulsor para obtener mejores eficiencias. Estos dos factores hacen que cuando se produce la inversión del flujo, el impulsor se golpea contra la carcasa originándose el rápido desgaste de los álabes hasta el punto de que no se puede mantener la eficiencia normal de la bomba. Cuando la longitud del eje es demasiado larga (más de 60 m) el empuje hidráulico en las bombas normalmente usadas causa elongaciones del orden de 1/4 a 1/2 pulgada. Las ondas de presión causan variaciones en la extensión del eje, las que pueden ser observadas por la vibración violenta del soporte de la bomba.

Stepanoff indica, además, que a pesar de los malos efectos de las ondas de presión en las bombas de pozo profundo con impulsores abiertos cuando se dan cargas hidráulicas elevadas, largas columnas de descarga y ejes de pequeño diámetro, dichas bombas son populares debido a la mejor eficiencia hidráulica, la posibilidad de ajustes en las bombas desgastadas, la accesibilidad para la limpieza y la facilidad con la que estas bombas permiten el paso de arena sin atascarse.

Las bombas pueden, también, trabajar como tales cuando se invierte su rotación, aunque en estas condiciones trabajan muy ineficientemente. En el caso de bombas autocebantes, éstas no producen la elevación del líquido si se invierte el sentido de rotación.

Un resumen del rango de acción de una bomba centrífuga se muestra esquemáticamente en las Figuras 3 y 4. El trabajo normal de la bomba como tal está indicado por la zona 1, caso en el cual las variables H, Q, N y T se consideran positivas.

La Figura 5 muestra la variación del torque T para todas las condiciones indicadas en las dos anteriores. Si se desea obtener mayor información sobre este tema véase la Ref. 1. p. 270. Algunas de las características anotadas ocurren accidentalmente y otras sólo se dan en el laboratorio o como un régimen de transición entre un estado y otro.

En la Figura 3 se tiene:

La zona 1 es el trabajo normal de la bomba. La zona 2 corresponde a velocidades positivas pero con inversión del flujo. La bomba trabaja como disipadora de energía. Las zonas 3 y 4 corresponden a velocidades positivas, pero con carga hidráulica negativa. Es decir, el nivel del agua o la carga es mayor en la succión que en la salida de la bomba.

La Figura 4, muestra relaciones similares a las de la Figura 3 pero la bomba ha sido arrancada con velocidades invertidas.

Para los estudios del golpe de ariete en un caso particular, las curvas de trabajo anormal deben ser obtenidas experimentalmente.

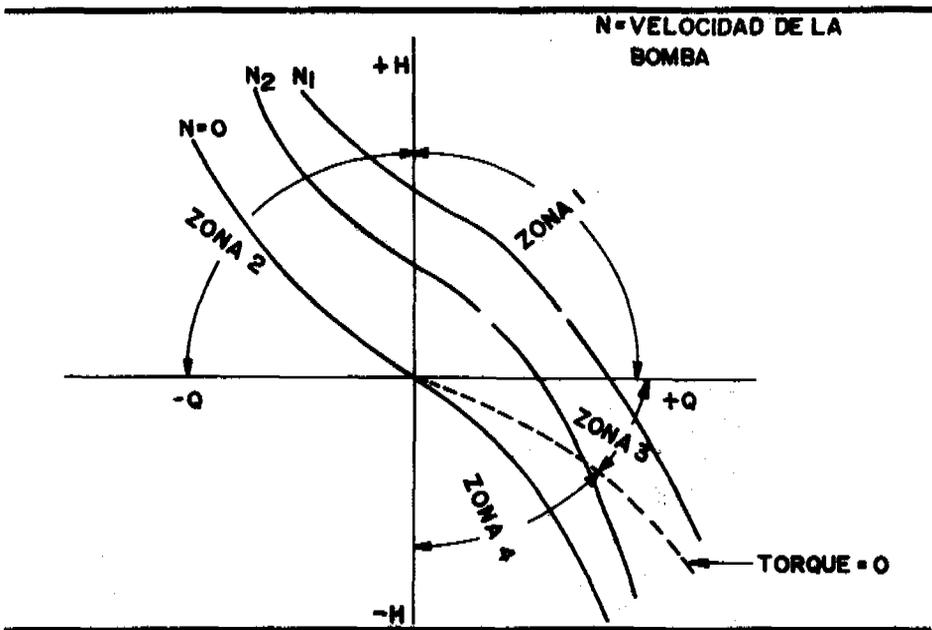


Figura 3

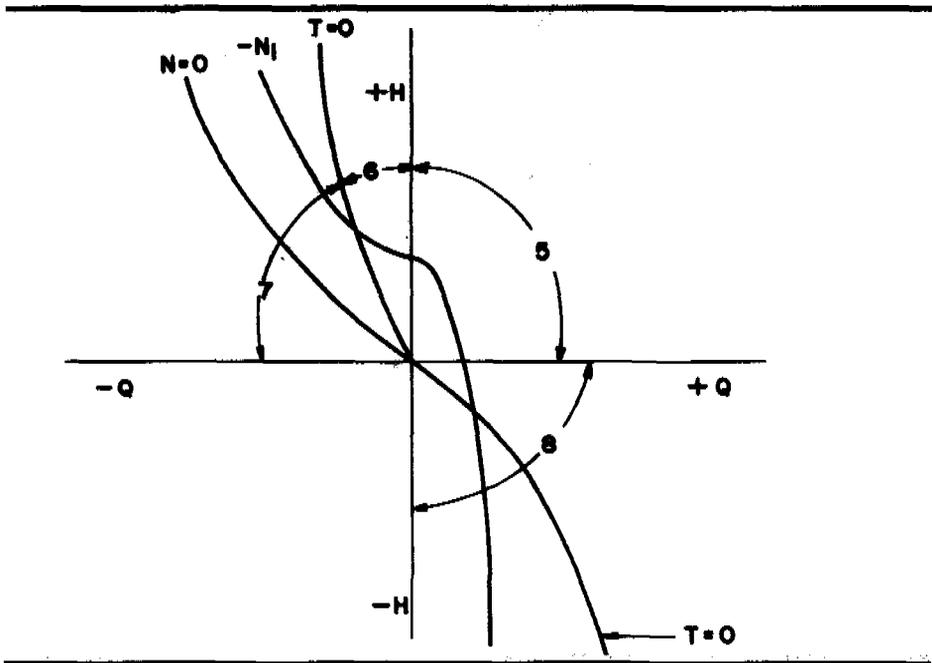


Figura 4

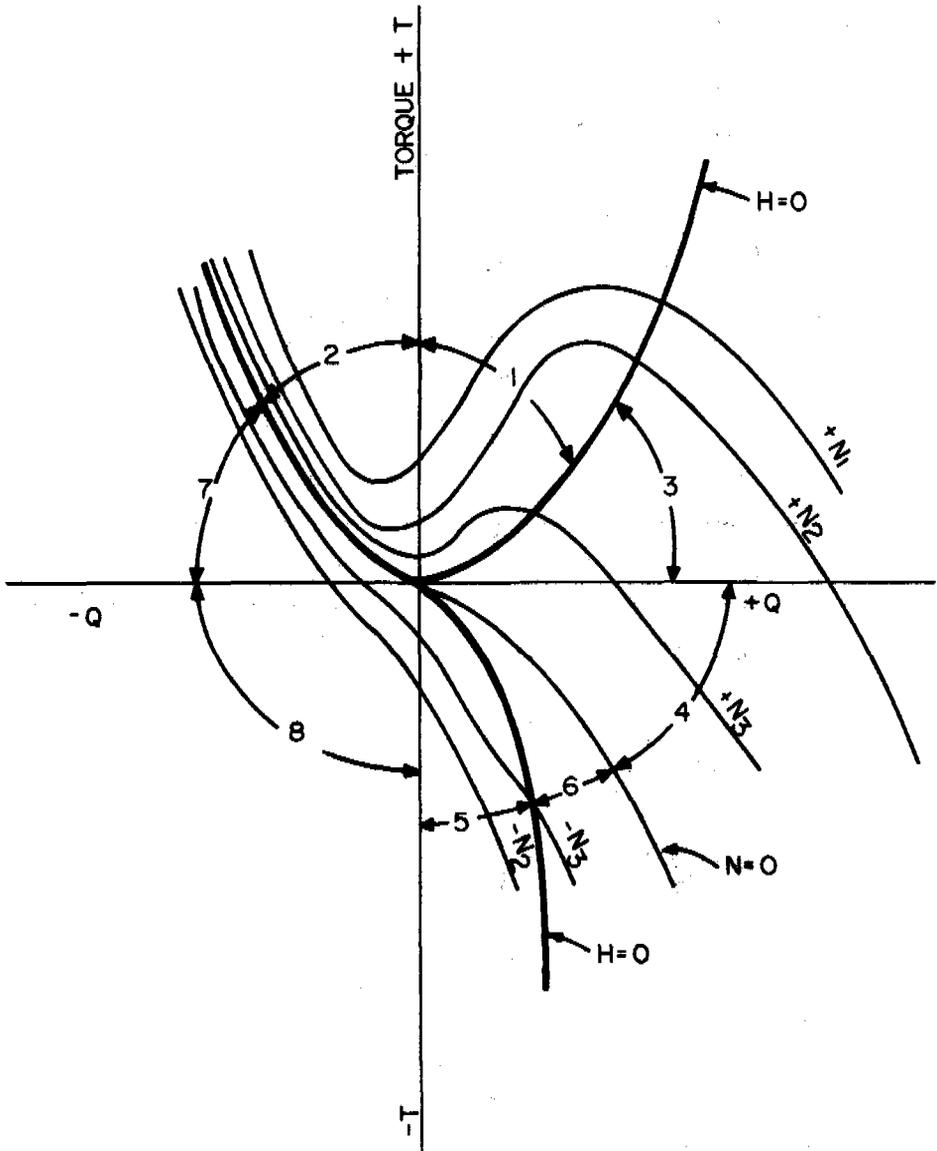


Figura 5

Convenciones para las figuras 3, 4 y 5

- 1 = Trabajo normal de la bomba
- 2 = Bomba como disipadora de energía
- 3 = Disipación de energía
- 4 = Flujo invertido como turbina
- 5 = Bomba con rotación invertida
- 6 = Disipación de energía
- 7 = Turbina normal
- 8 = Disipación de energía
- +N = Bomba normal o turbina con rotación invertida
- N = Turbina normal o bomba con rotación invertida
- +HP = Potencia aplicada al eje
- HP = Potencia tomada del eje
- K = Constante para reducir unidades

$$+T = \frac{K HP}{N} = \frac{-K HP}{-N}$$

$$-T = \frac{K HP}{-N} = \frac{-K HP}{+N}$$

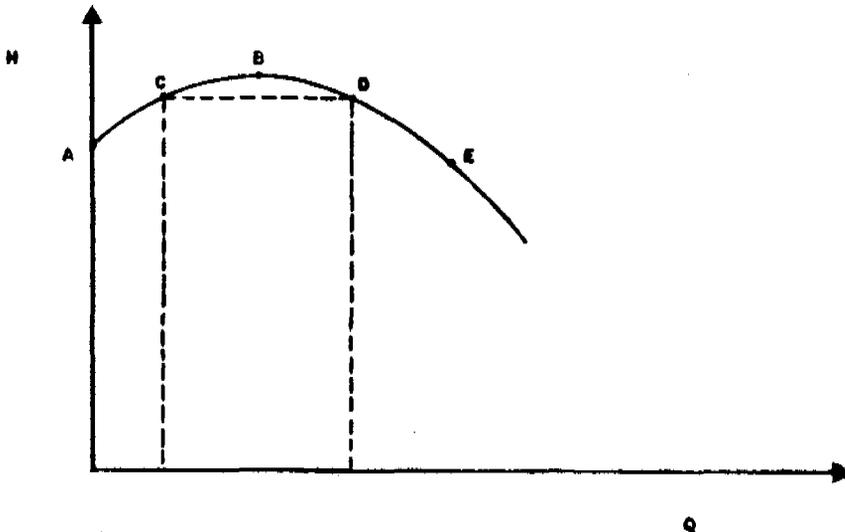


Figura 6

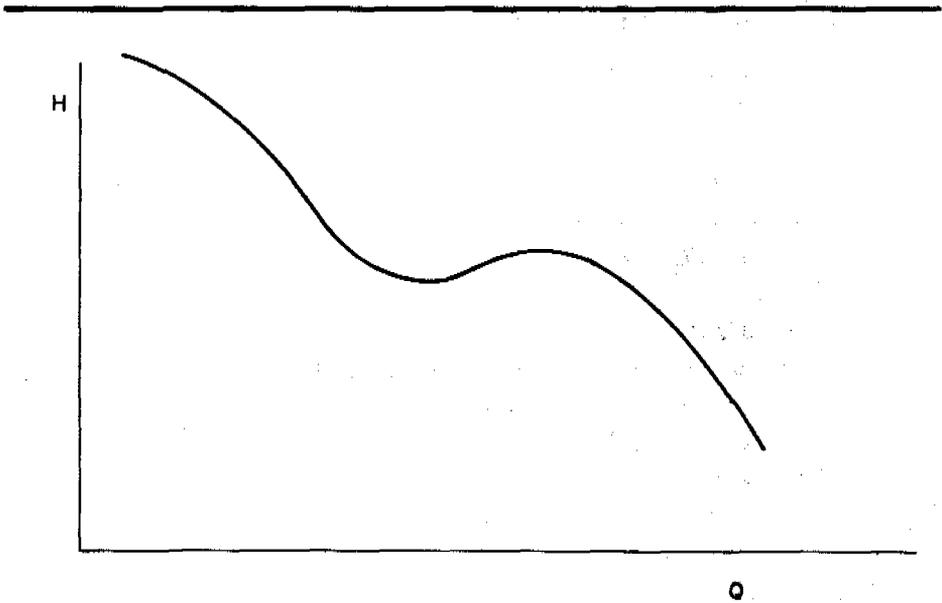


Figura 7

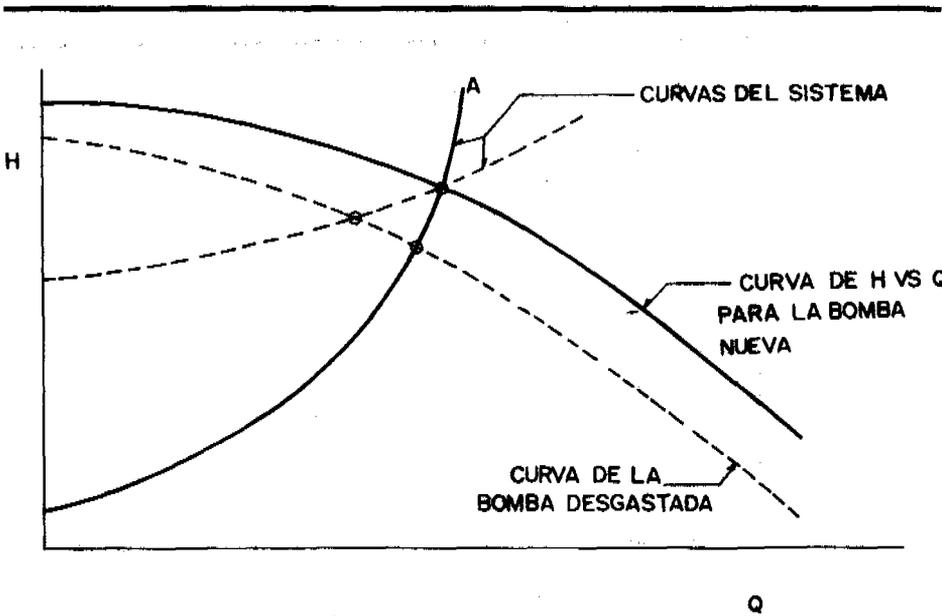


Figura 8

Zona inestable

Se ha comprobado matemáticamente y la experiencia lo confirma, que las curvas características de las bombas radiales tienen la forma que se indica en la Figura 6.

Como puede observarse, el punto de carga máxima está desplazado hacia la derecha del punto correspondiente a descarga nula. La zona A B de la curva puede ser una zona inestable para algunas condiciones de trabajo. Si el caudal es variable, por ejemplo cuando se trata de una red de distribución de agua potable y si la bomba está trabajando en el punto C, al aumentar la demanda la presión del sistema debe disminuir. Pero al aumentar Q , y de acuerdo con la curva característica, la presión debe aumentar. Para resolver esta situación contradictoria la bomba sólo puede en este caso bajar la presión y trasladar su punto de operación al punto de caudal nulo. En esta situación, la presión en la red sigue bajando hasta que cae a un valor dado por el punto E, y se reinicia el flujo. Como el sistema no necesita la presión dada por E, se reinicia el ciclo de detención del flujo.

Si hay varias bombas trabajando en paralelo y la curva mostrada en la figura corresponde al trabajo conjunto de estas bombas, si en algún momento el sistema está trabajando en el punto D, se puede establecer una fluctuación entre este punto y el punto C. Dichas fluctuaciones están acompañadas de variaciones en la potencia eléctrica requerida y de variaciones en la velocidad de las unidades. Si la frecuencia de las fluctuaciones llegara a coincidir con la frecuencia del sistema de tubería, se pueden inducir golpes de ariete de gran magnitud con consecuencias imprevisibles. Las condiciones para que se produzcan fluctuaciones son:

- a) Debe existir algún elemento que pueda producir impulsos a intervalos regulares. Aun con bombas cuyas curvas características son estables esta situación puede darse a caudales bajos porque en el lado de la succión de la bomba la componente tangencial de la velocidad puede dar origen a una rotación del líquido bombeado, rotación que por no ser simétrica con respecto al eje de la bomba puede ocasionar cambios en la altura de bombeo que dan origen a las fluctuaciones. La provisión de tabiques en la campana de succión puede prevenir o amortiguar el efecto de la rotación para evitar este peligro.
- b) La masa de líquido debe poder oscilar.
- c) Debe existir algún elemento del sistema que pueda almacenar energía de presión para devolverla posteriormente, a la manera de un resorte.

Otro ejemplo de curva característica inestable es dado por algunas bombas de tipo axial cuando su curva característica tiene la forma de la Figura No. 7.

Pérdida de capacidad

Cuando por el uso los álabes empiezan a desgastarse, la pérdida de capacidad del sistema puede ser grande según sea la forma de la curva característica del sistema de

tuberías. En la Figura 8 se muestra esquemáticamente el efecto del desgaste de una bomba, con dos curvas del sistema, la una con fuerte inclinación y la otra con inclinación suave.

Al desgastarse la bomba, la pérdida de capacidad es mayor para la curva B que para la curva A.

CAPÍTULO IX

ESTACIONES DE ELEVACIÓN

Estaciones de elevación

En los párrafos siguientes se describirán algunas características importantes para las estaciones de elevación. Se comenzará con la descripción de los pozos de succión.

Pozos de succión

Con cierta frecuencia se encuentran estaciones de bombeo cuyas bombas funcionan mal simplemente porque no se ha diseñado adecuadamente el pozo de succión. Este diseño debe ser más exigente para bombas axiales o para las mixtas cercanas a las axiales, (que en conjunto reciben el nombre genérico de bombas de hélice), debido al fuerte movimiento de rotación que sufre el líquido en la tubería de succión, lo cual tiende a formar vórtices notorios que pueden afectar el comportamiento del equipo.

En general deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

- a) Forma del pozo de succión en relación con la distribución del flujo.
- b) Espaciamiento de las unidades.
- c) Distancias mínimas de la campana de la boca de succión a las paredes del pozo y al fondo y
- d) Sumergencia de la campana de succión o de la bomba.

Espaciamiento de las unidades

Con el objeto de conseguir la máxima economía de la casa de bombas, el espaciamiento de las unidades debe ser mínimo, pero compatible con los puntos enunciados más arriba, con la facilidad de circulación del personal y disposición para instalar equipos y herramientas de reparación en caso de daños. En general, el espaciamiento libre no debería ser menor de un metro. Si D es el diámetro de la campana en la boca de succión, la distancia mínima entre varias bombas instaladas en un mismo pozo debe ser $2D$, centro a centro, si se quiere tener una distribución uniforme del líquido bombeado.

Distancias mínimas a las paredes y fondo del pozo

El área vertical de flujo a lo largo de la cual fluye el líquido para entrar a la campana de succión, debe por lo menos ser igual al área de la campana. Esto implica que la distancia libre entre el fondo del pozo y el borde de la campana de succión no puede ser menor que $D/4$.

Esta regla obligaría al líquido a hacer un giro demasiado fuerte para entrar a la campana, por lo cual algunos autores recomiendan una distancia de $D/3$, la cual se tiene como un valor amplio que produce buenos resultados. Las pruebas hechas en la Universidad de California muestran que el óptimo comportamiento del líquido en la succión se consigue con una distancia libre entre la campana y el fondo igual a $D/2$ y que al aumentarse dicha distancia la eficiencia disminuye. Si esta distancia se hace igual a D , por ejemplo, se hace necesario diseñar un cono de distribución del agua por debajo de la campana para obtener una correcta distribución. (V. Ref. 1 p. 358).

La distancia libre entre el borde de la campana y las paredes laterales del pozo no debe ser menor que $D/2$ y entre el borde de la campana y la pared frontal no debe ser menor que $D/4$.

Forma de los pozos de succión

Las Figuras 1, 2 y 3 muestran algunas formas de pozos de succión recomendables y otras no recomendables. La forma indicada en la Figura 1 (f) tenía problemas de vibración, según Hicks, (V. Ref. 4 p. 216).

Sumergencia

Se define como sumergencia la distancia mínima admisible que debe existir entre el nivel mínimo del agua en el pozo de succión y el borde de la campana de la boca de succión. Esta distancia tiene como objetivo evitar la formación de vórtices que puedan permitir la entrada de aire a la tubería de succión. Cuando se tiene una bomba sumergida, a veces se llama sumergencia al nivel mínimo de agua que debe existir sobre la bomba para evitar que se produzca el fenómeno de cavitación. Estos dos criterios deben tenerse en cuenta al diseñar un pozo de succión.

En general la sumergencia no debe ser menor de 1.5 m sobre el borde de la campana de succión pero con velocidades entre 0.60 y 0.90 m/s en la campana y con pequeñas unidades la sumergencia puede reducirse a $D/2$. En general, por otra parte, el diámetro de la campana de succión no debe ser menor que dos veces el diámetro del ojo de la bomba. Cuando se forman vórtices, éstos pueden evitarse colocando tabiques en el pozo o flotadores de madera alrededor de la campana de succión.

La sumergencia tiene que ver en la distribución de velocidades en la boca de entrada de la tubería de succión y se recomienda que la sumergencia sea amplia para que el líquido llegue a la campana de succión desde todas direcciones y se evite de esta manera una mala distribución del flujo en la campana de succión (V. Ref. 1 p. 358).

En lo posible se deben seguir las recomendaciones del fabricante en relación con la sumergencia de la campana de succión.

Las estaciones de elevación se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- a) Con pozos de succión secos, y
- b) Con pozos de succión húmedos.

El pozo de succión seco es aquel en el cual las bombas se encuentran ubicadas en una cámara seca mientras que las bocas de succión se encuentran sumergidas, como se muestra en la Figura 5. Este tipo de estación tiene la ventaja de que las bombas son más fácilmente accesibles para su operación y mantenimiento. Cuando se bombean grandes cantidades de agua en estaciones de agua residuales, se podría emplear este tipo de succión. Como desventaja se anotó el mayor espacio que requiere la estación, lo cual encarece el costo de la obra. En el pozo de succión húmedo las bombas se encuentran sumergidas en el pozo. Esta disposición abarata la estación pero dificulta el mantenimiento de la bomba. Como puede verse en las Figuras 6 y 7, el motor puede estar colocado en un piso por encima del nivel de agua o del nivel de inundación o puede estar sumergido formando en este caso un solo bloque con la bomba. Hoy en día se están produciendo muchas bombas de este último tipo para el bombeo de aguas residuales.

En estaciones de bombeo de aguas residuales se emplean pozos de succión con capacidad de autolimpieza. En éstos se dispone un fondo inclinado con fuerte pendiente (100%) de manera que los lodos se acumulan en el fondo del pozo y pueden ser bombeados fácilmente por el equipo.

Se presentan enseguida algunos esquemas de pozos de succión y estaciones de elevación.

Determinación del volumen del pozo húmedo

En la medida en que la curva de masas del bombeo se acerque a la curva de masas del afluente, el volumen requerido del pozo se hace más pequeño. Esto se puede conseguir de dos maneras: 1) Aumentando el número de bombas en operación ó 2) adoptando bombas con reguladores de velocidad para que ellas se acomoden al caudal afluente. Para este proceso el tiempo requerido es normalmente menor de un minuto. Normalmente, para motores grandes no se permiten más de seis arranques por hora; para motores entre 20 y 100 HP se permiten hasta cuatro arranques por hora. El número de arranques por hora es una información que debe suministrar el vendedor del motor. Normalmente se recomienda que el intervalo entre arranques no sea menor de 15 minutos. Si existe una sección de control antes del pozo de succión, su volumen puede determinarse como sigue:

Sean:

V = Volumen del pozo.

\emptyset = Tiempo mínimo de un ciclo de bombeo. (El tiempo entre arranques sucesivos).

Q = Capacidad de una bomba o el incremento de capacidad cuando arranca una segunda bomba o cuando se aumenta la velocidad de operación.

I = Caudal afluente, mínimo.

T = Tiempo requerido para llenar el pozo si no operan las bombas.

t = Tiempo para vaciar el pozo cuando operan las bombas.

Entonces:

$$T = \frac{V}{I}$$

El tiempo de vaciado cuando operan las bombas es:

$$T = \frac{V}{Q - I}$$

La duración θ del ciclo es:

$$\theta = T + t = \frac{V}{I} + \frac{V}{Q - I}$$

Para θ mínimo se tiene:

$$\frac{d\theta}{dI} = \frac{V}{I^2} + \frac{V}{(Q - I)^2} = 0$$

$$(Q - I)^2 - I^2 = 0$$

$$Q^2 - 2QI = 0$$

$$Q = 2I$$

El caudal de bombeo debe ser el doble del caudal afluente para que el volumen del pozo sea mínimo.

La duración mínima del ciclo es:

$$\theta = \frac{2V}{Q} + \frac{V}{Q - Q/2} = \frac{4V}{Q} \quad (1)$$

La ecuación (1) puede emplearse para encontrar los diferentes niveles de arranque cuando trabajan varias bombas de velocidad constante, en paralelo.

Ejemplo:

En un bombeo de aguas residuales se tiene un caudal afluente de 10 lps. Se tienen dos bombas de 10 lps cada una para atender este caudal. El número de arranques permitido para los motores es de cuatro por hora. Determine el volumen del pozo de succión.

Aplicando la ecuación (1):

$$V = \frac{\emptyset Q}{4} = \frac{15 \times 60 \times 0.02}{4} = 4.5 m^3$$

$I = 10$ lps, debe corresponder al caudal mínimo.

Cuando el nivel en el pozo de succión alcance una altura que determine un volumen de $4.5 m^3$ arrancan las dos bombas para vaciar el tanque en un tiempo t (transcurrido el cual, se apagan), igual a:

$$t = \frac{V}{Q - I} = \frac{4.5}{(0.02 - 0.01) 60} = 7.5 \text{ min}$$

El tiempo de llenado es T :

$$T = \frac{V}{I} = \frac{4.5}{0.01 \times 60} = 7.5 \text{ min}$$

Duración del ciclo \emptyset :

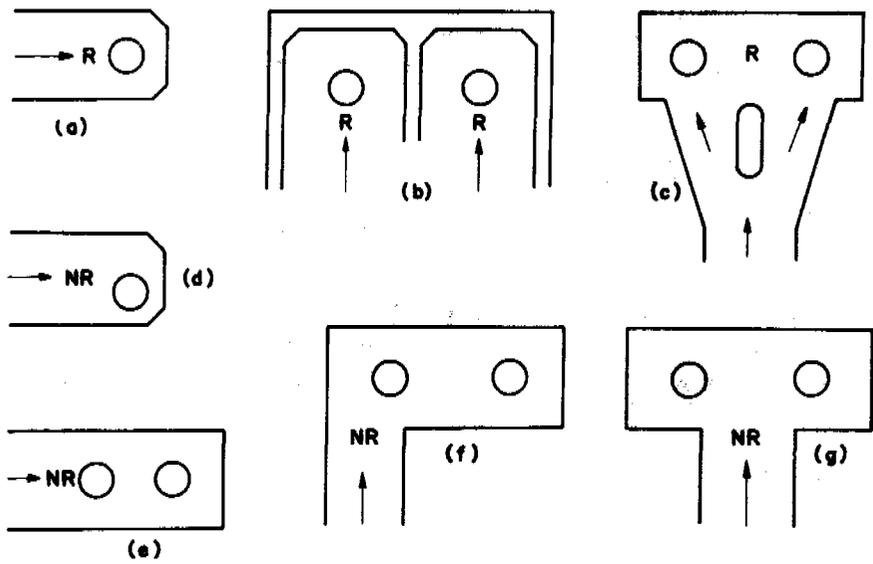
$$\emptyset = t + T = 7.5 + 7.5 = 15 \text{ minutos}$$

En otro ejemplo se puede organizar una secuencia diferente de arranque de las bombas. Cuando I , caudal mínimo, sea de 5 lps arranca una primera bomba cuando se haya alcanzado un volumen V igual a: (En este caso $I = 5$ lps caudal mínimo y $Q = 10$ lps = caudal máximo).

$$V = \frac{15 \times 60 \times 0.01}{4} = 2.25 m^3$$

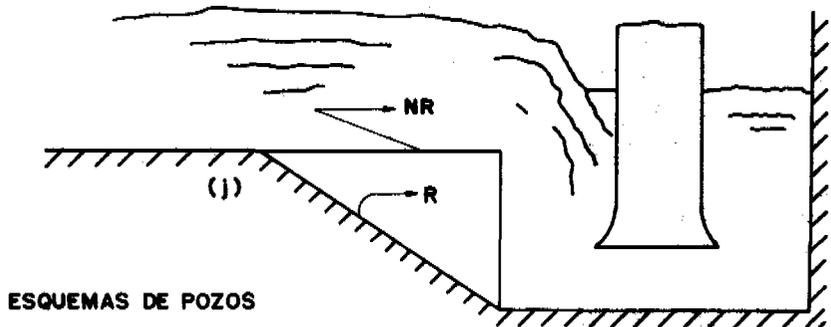
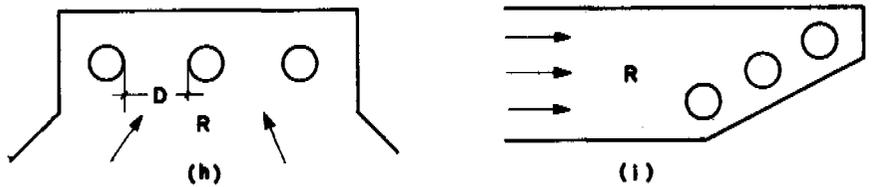
En otro momento el caudal afluente aumenta al máximo de 10 lps.

Hay un incremento de 5 lps. La segunda bomba arranca cuando se haya alcanzado un volumen adicional de $2.25 m^3$. Las dos bombas continúan trabajando juntas hasta que se haya vaciado todo el pozo.



R: Recomendable

NR: No Recomendable



ESQUEMAS DE POZOS

Figura 1

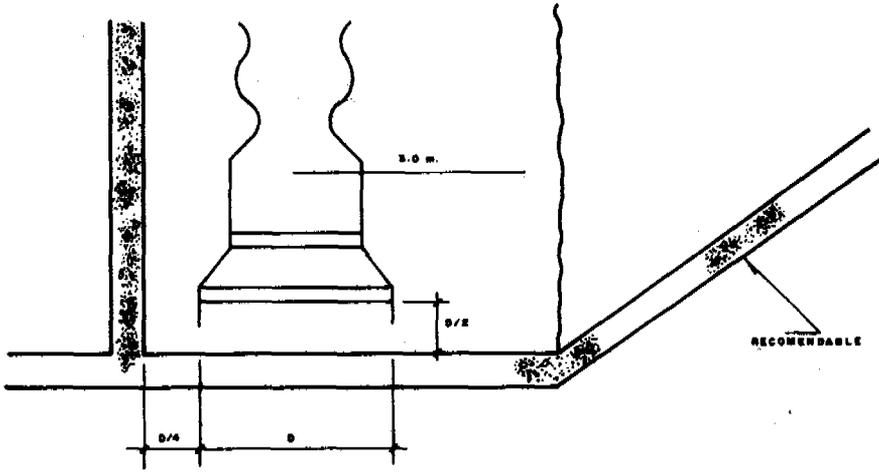
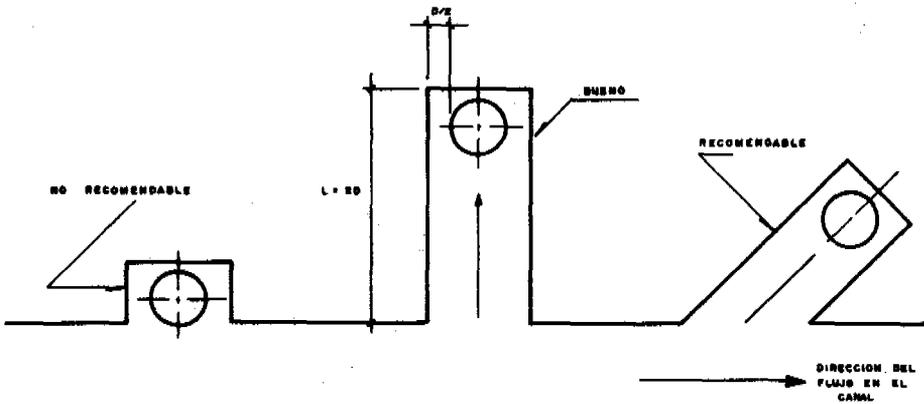


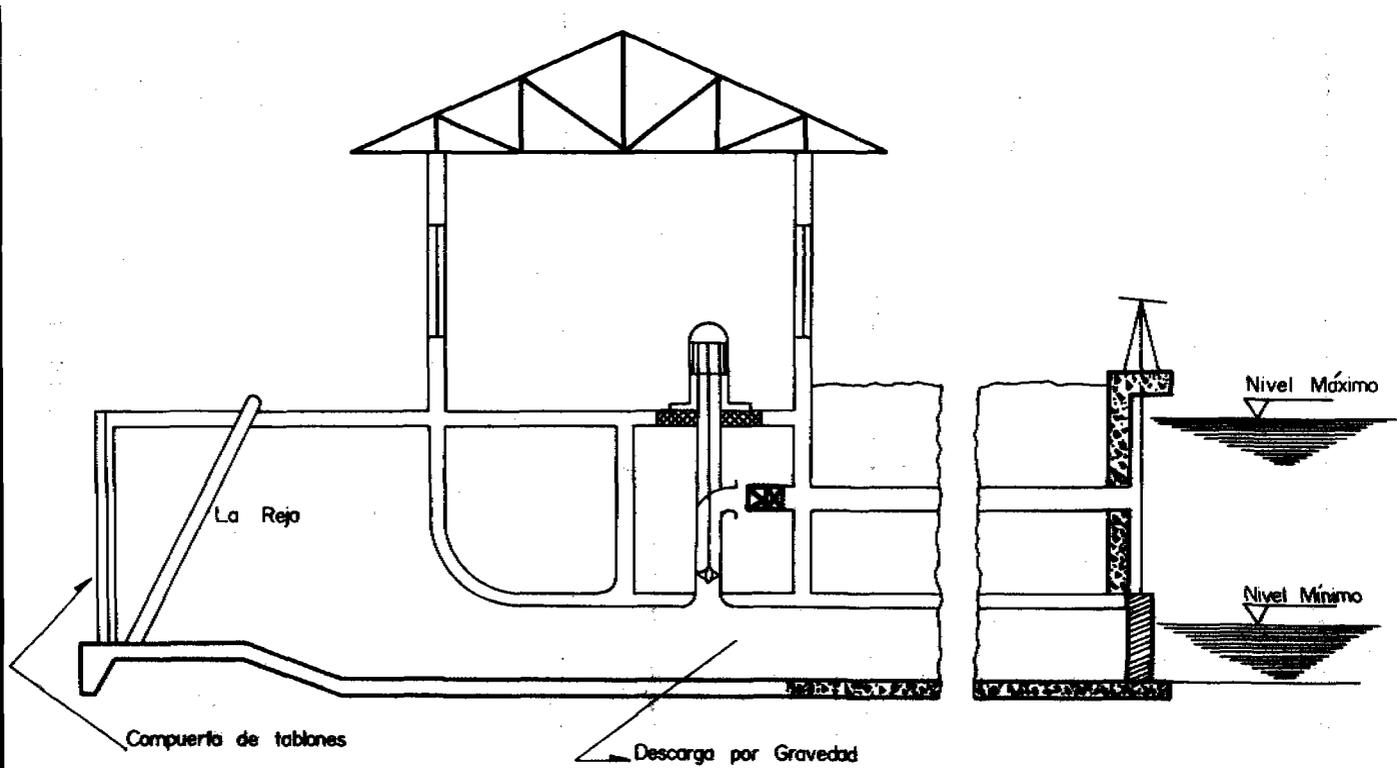
Figura 2



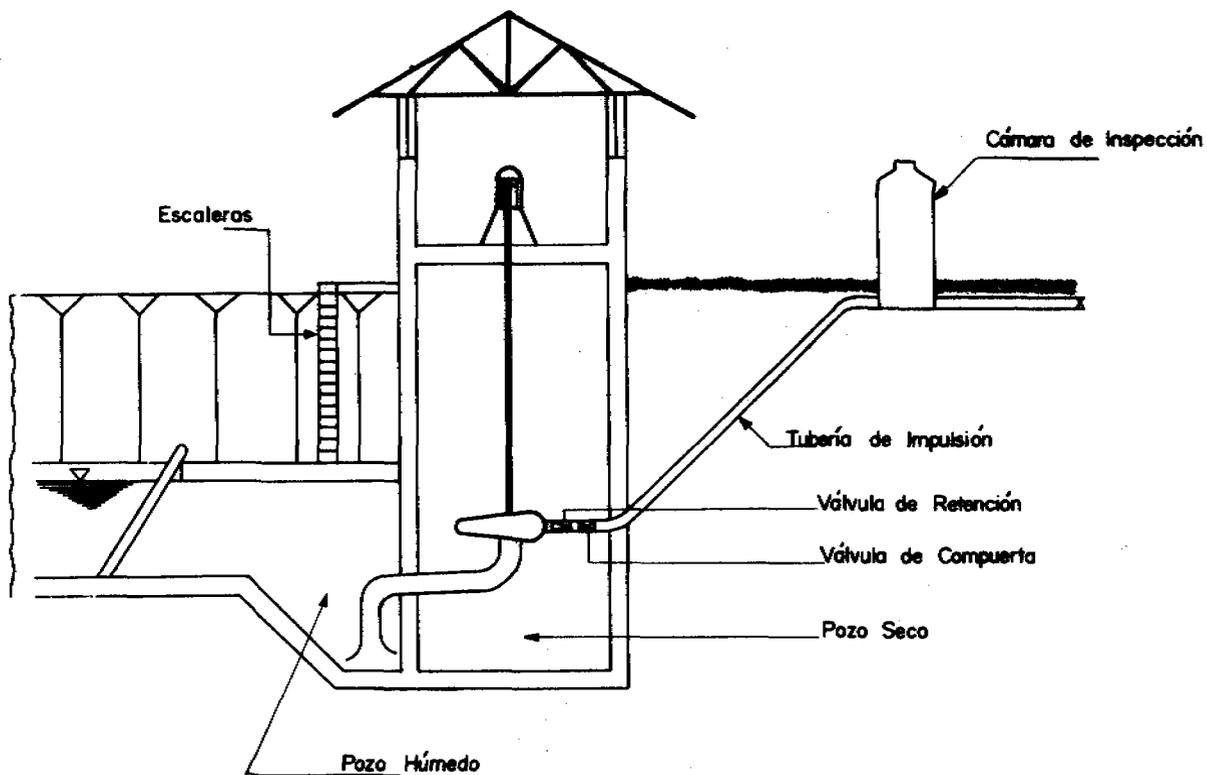
POZOS DE SUCCION

Figura 3

Figura 4

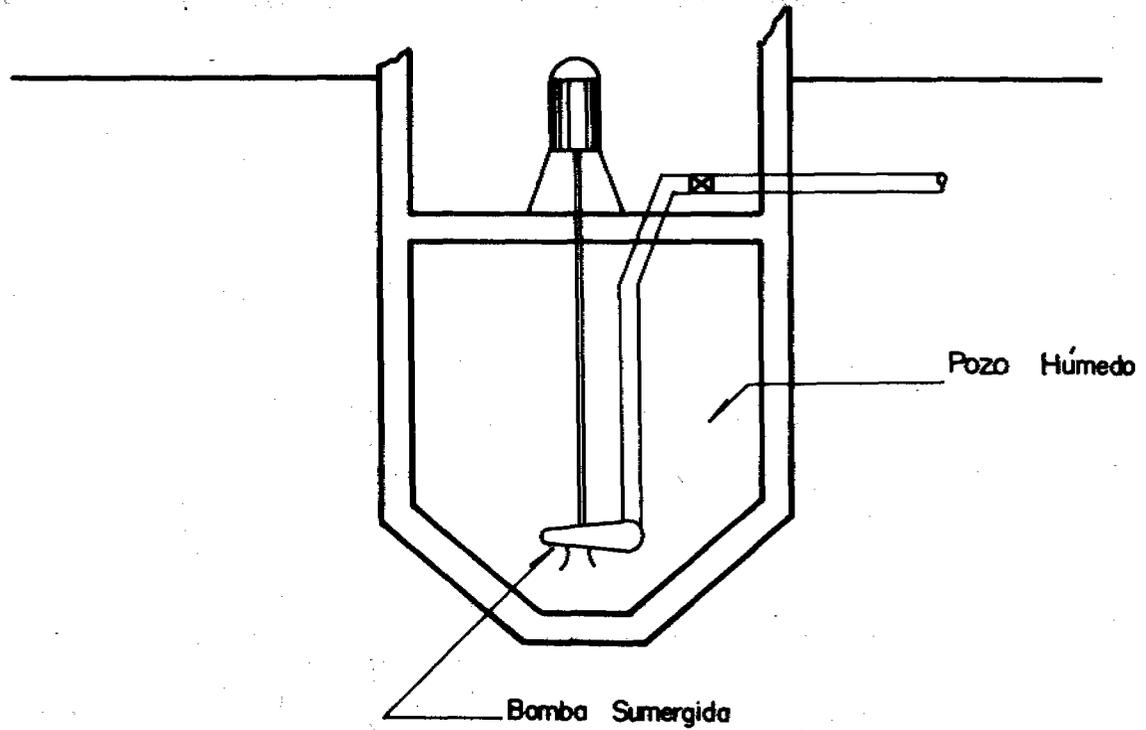


ESQUEMA DE ESTACION DE ELEVACION



ESQUEMA DE ESTACION ELEVADORA CON POZO SECO PARA AGUAS RESIDUALES

Figura 6



ESQUEMA DE UNA ESTACION ELEVADORA CON POZO HUMEDO

ESTACION ELEVADORA CON BOMBA SUMERGIBLE

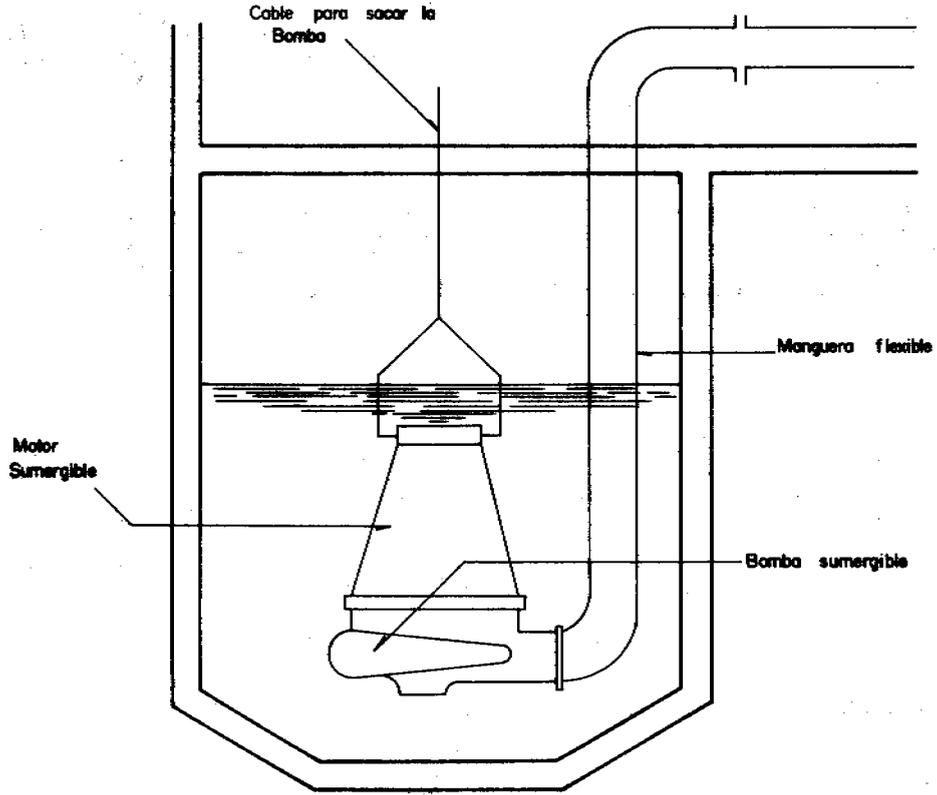
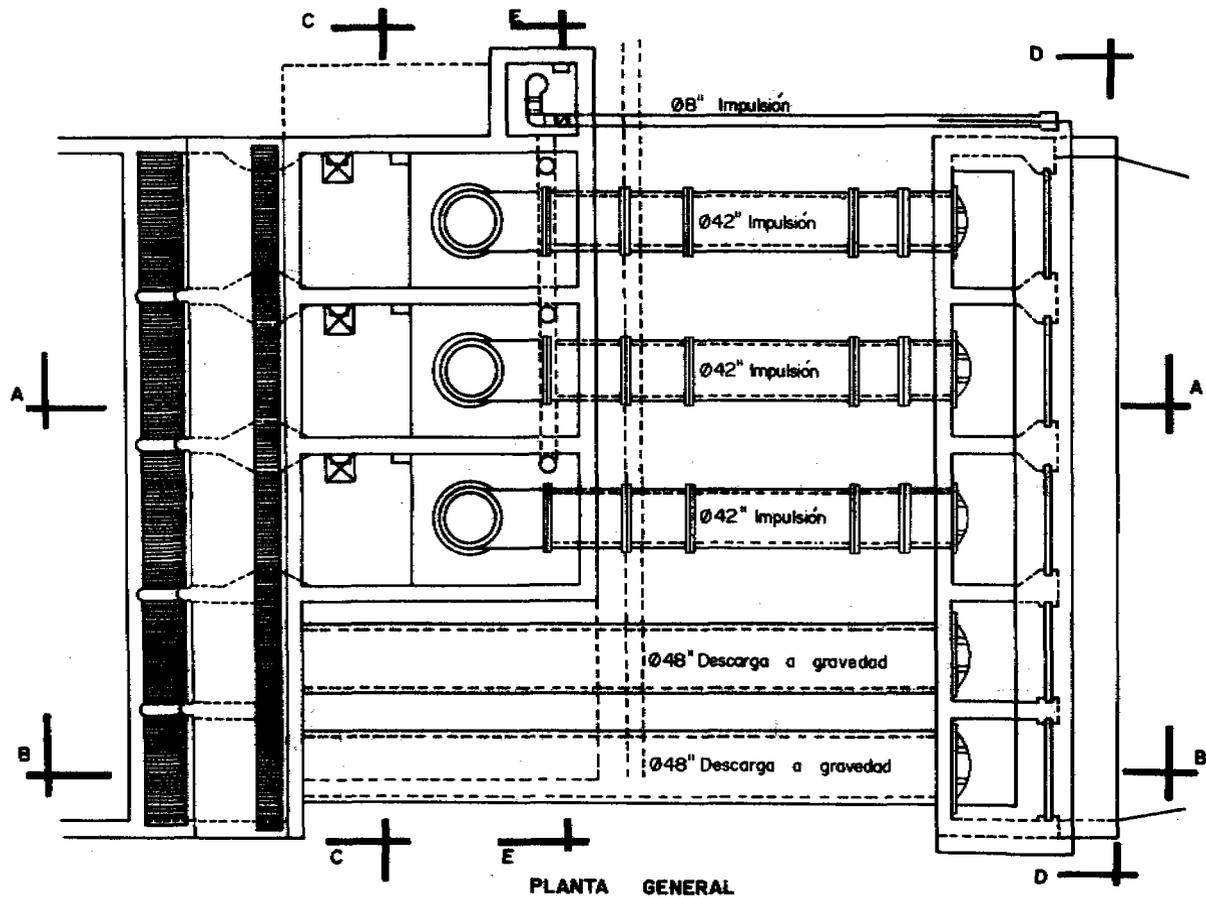


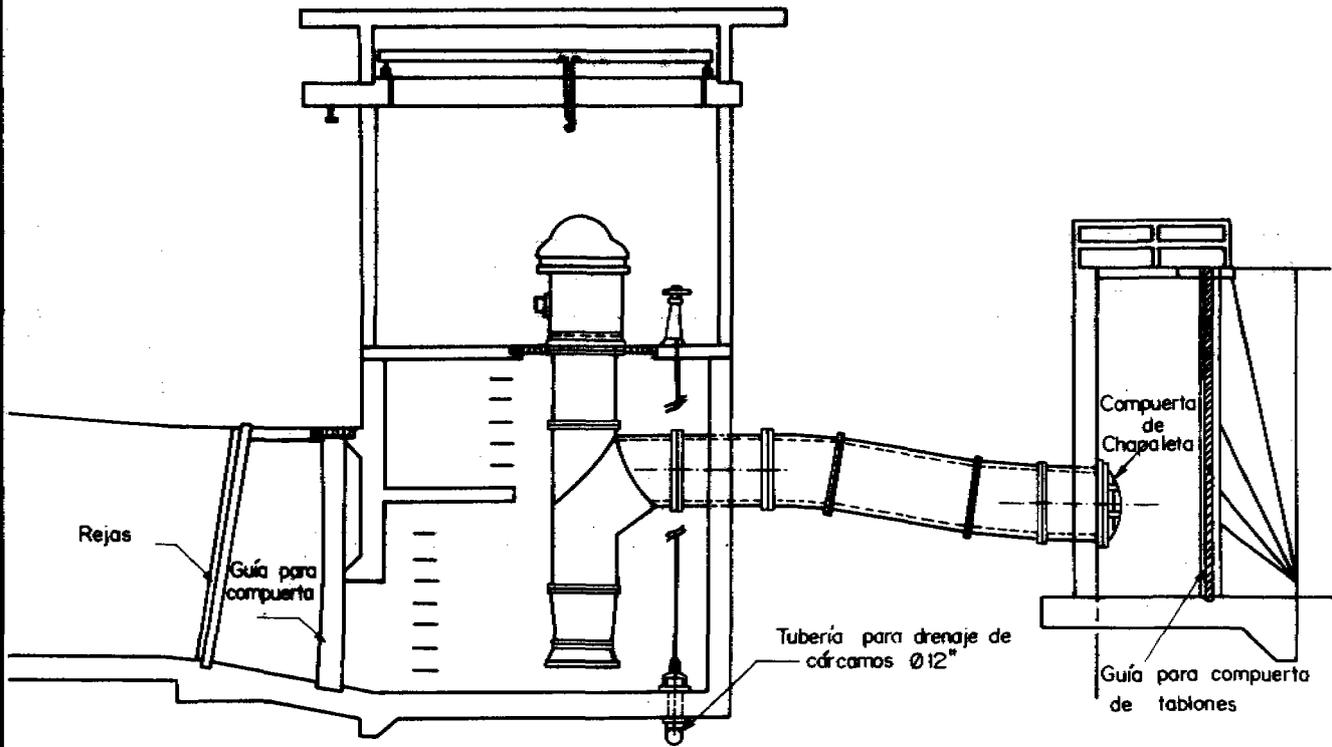
Figura 7

Figura 8



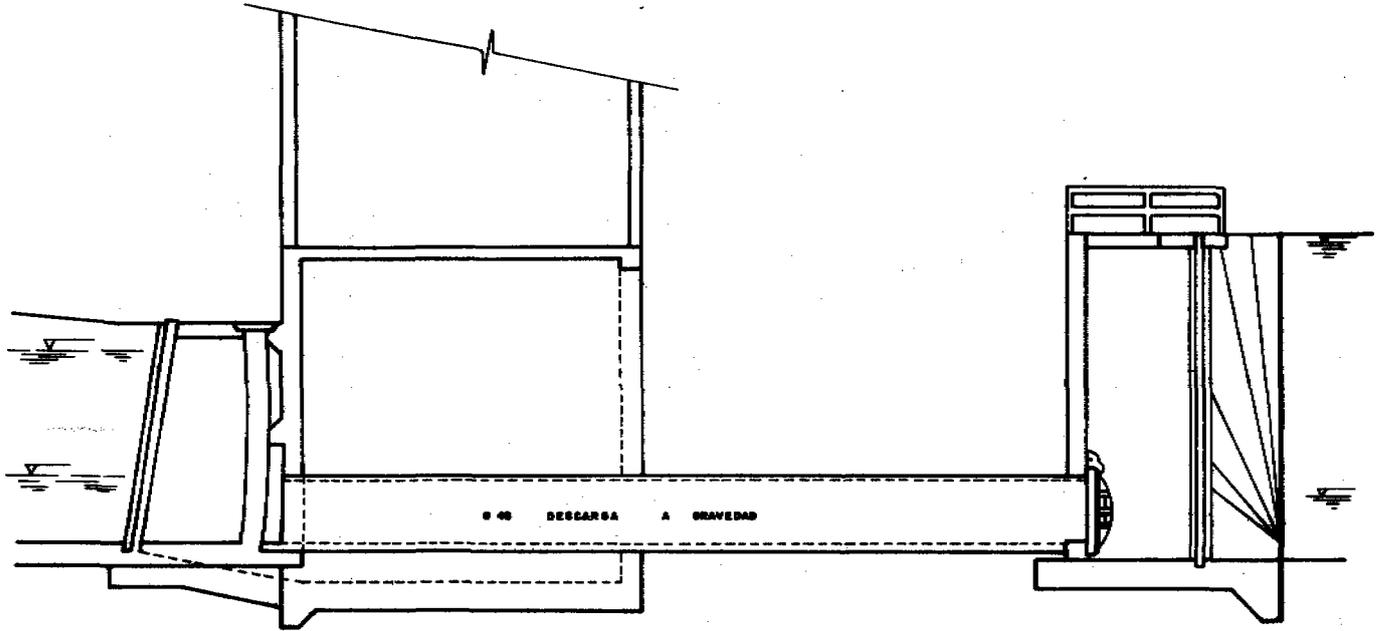
PLANTA GENERAL

Figura 9

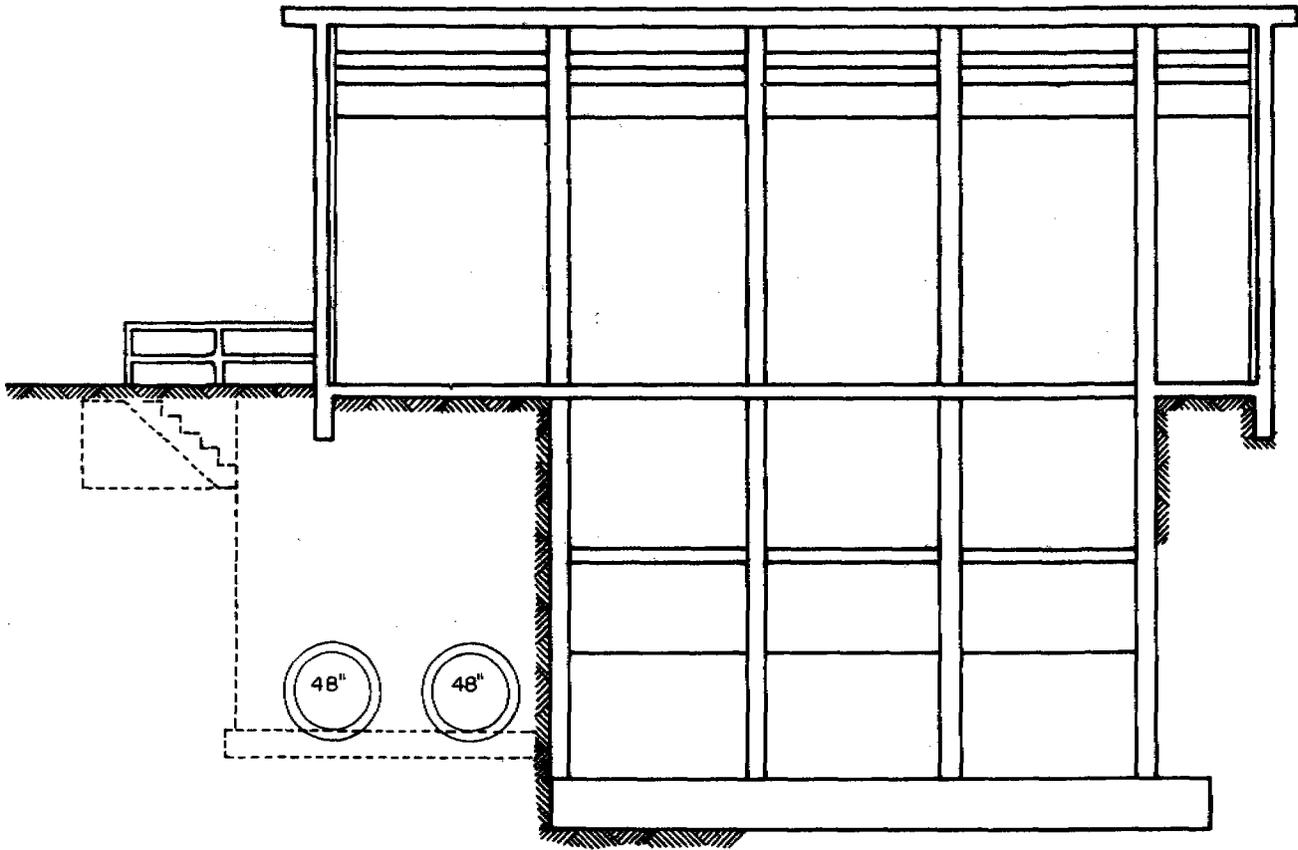


CORTE A-A

Figura 10

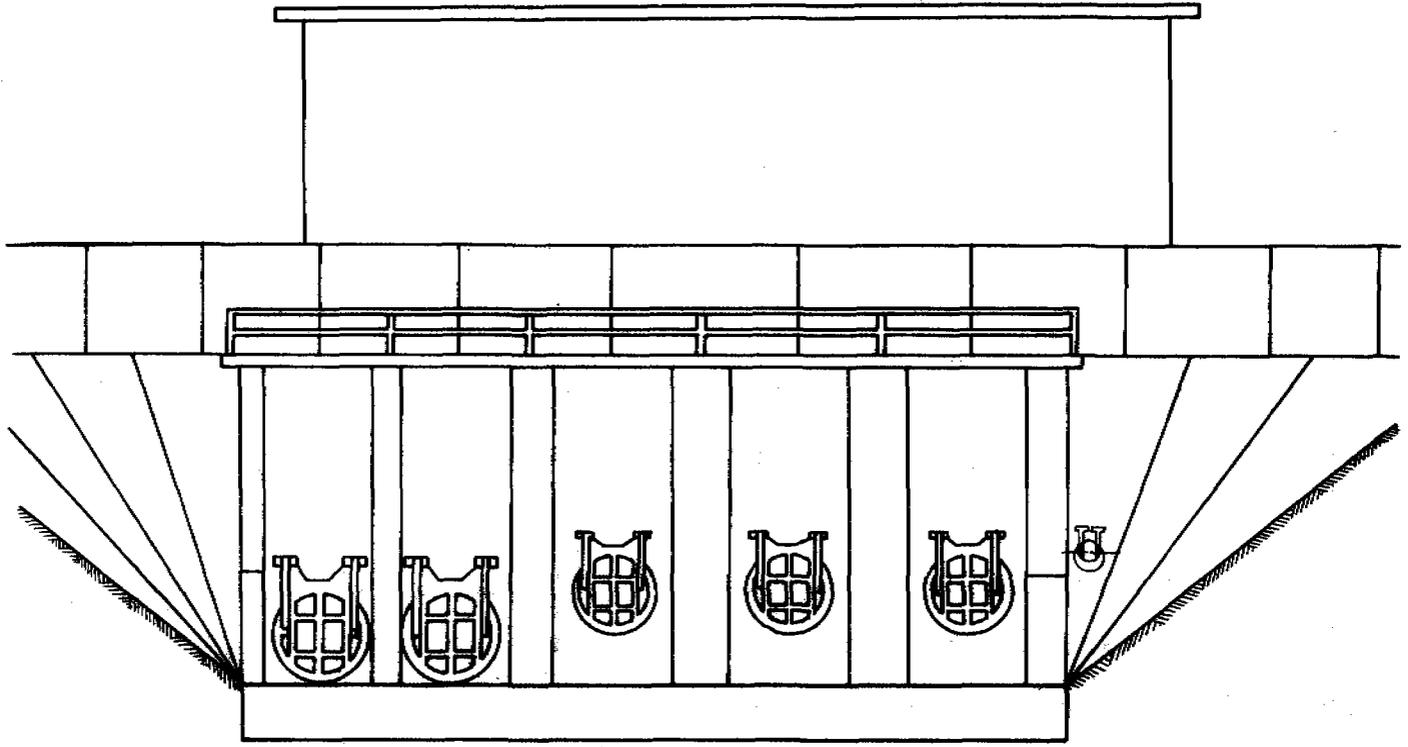


CORTE B-B



CORTE C-C

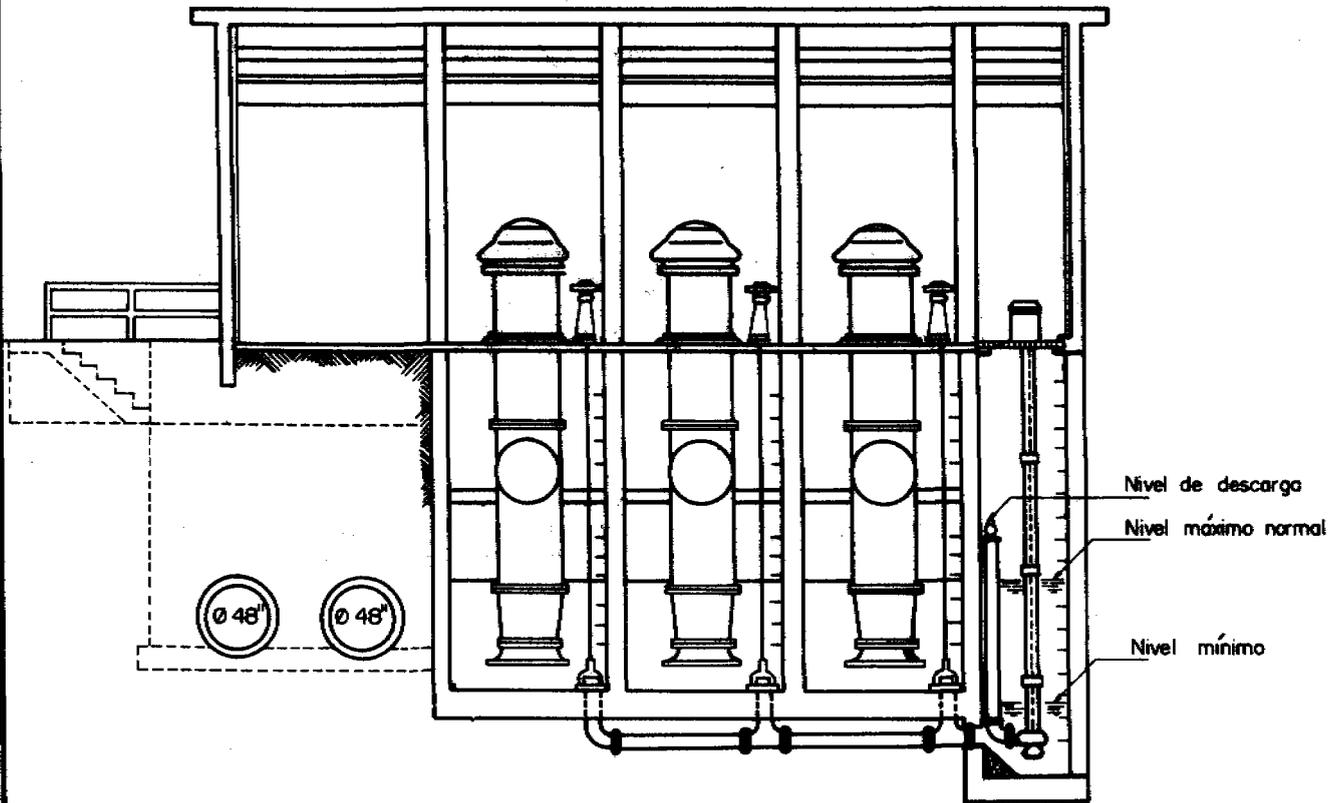
Figura 11



CORTE D - D

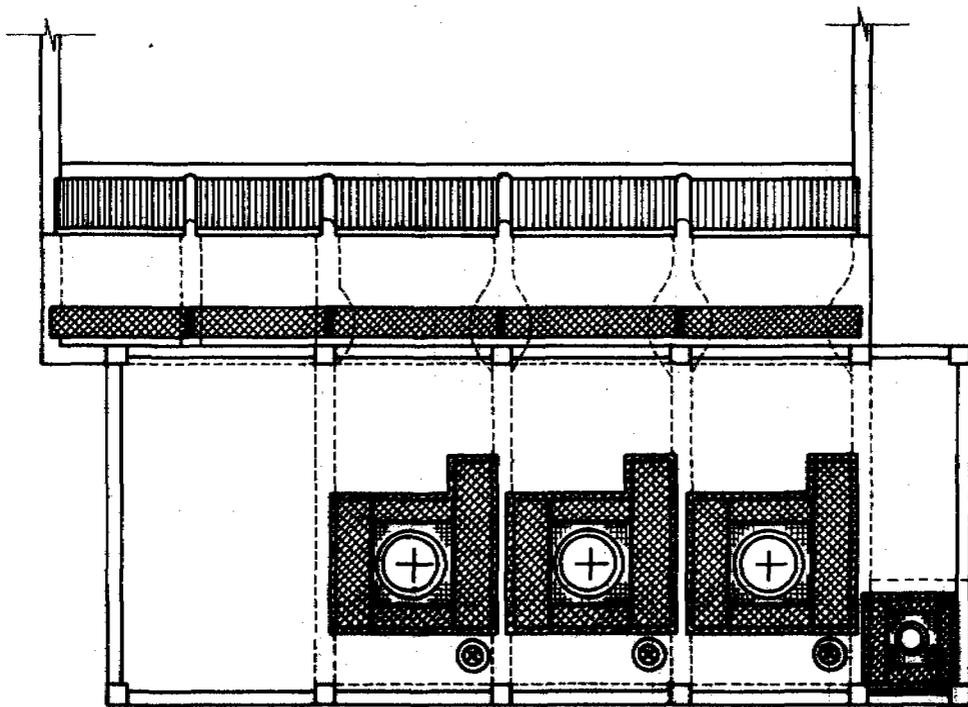
Figura 12

Figura 13



CORTE E-E

Figura 14



PISO CASA DE BOMBAS

PLANTA

CAPÍTULO X

PROBLEMAS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Problemas de operación y mantenimiento

Los problemas de operación y mantenimiento se pueden clasificar en tres grandes clases:

- a) Problemas originados en el diseño civil.
- b) Problemas originados en la construcción del equipo.
- c) Problemas originados en la instalación y operación.

Los principios fundamentales que gobiernan un buen diseño se han analizado en las páginas anteriores y si se han comprendido adecuadamente, no se presentarán las condiciones que originan fallas por este aspecto. En lo que sigue se hará un breve recuento de las fallas que tienen origen en defectos de diseño y se hará más hincapié en aquellas originadas en la forma de construir los equipos, en sus materiales, en la instalación y operación.

Problemas originados en el diseño

Los principales problemas se discuten a continuación:

1. Si se ha permitido la formación de vapor en la tubería de succión en la entrada de la bomba o dentro de la bomba misma, el equipo funcionará con baja eficiencia o dejará de operar completamente. Esta condición se alcanza cuando el NPSH requerido por la bomba es mayor que el NPSH disponible en la instalación. La situación anormal debe corregirse haciendo que el NPSH disponible sea mayor que el requerido, lo cual puede conseguirse por los siguientes métodos:

- a) Elevando el nivel del agua en el pozo de succión con respecto a la bomba.
- b) Disminuyendo las pérdidas en la tubería de succión aumentando el diámetro de la misma o acortando su longitud, etc.
- c) Acoplando bombas adicionales que trabajen en paralelo, con el objeto de disminuir el caudal bombeado por las máquinas que presenten problemas. Debe estudiarse con cuidado esta solución, porque al aumentar el número de bombas aumenta la capacidad total del sistema y esto podría no ser conveniente en algunos casos.
- d) Recortando los álabes de las bombas para que bombeen menor caudal o disminuyendo su velocidad.
- e) Inyectando aire a presión en la tubería de succión, en la zona de cavilación. El efecto del aire es amortiguar el golpe de la molécula de agua contra la pared de la bomba.

2. No se han tenido en cuenta las recomendaciones del fabricante sobre sumergencia de la boca de succión o distancia del eje de la tubería al fondo y paredes del pozo.

La situación puede corregirse colocando tabiques que eviten la formación de vórtices o conos en la boca de entrada para distribuir mejor el flujo. También puede pensarse en hacer rellenos en concreto para acomodarse a las recomendaciones del fabricante, si lo permite la instalación. En algunos casos deberá estudiarse la construcción de modelos hidráulicos que permitan diseñar la corrección en situaciones especiales.

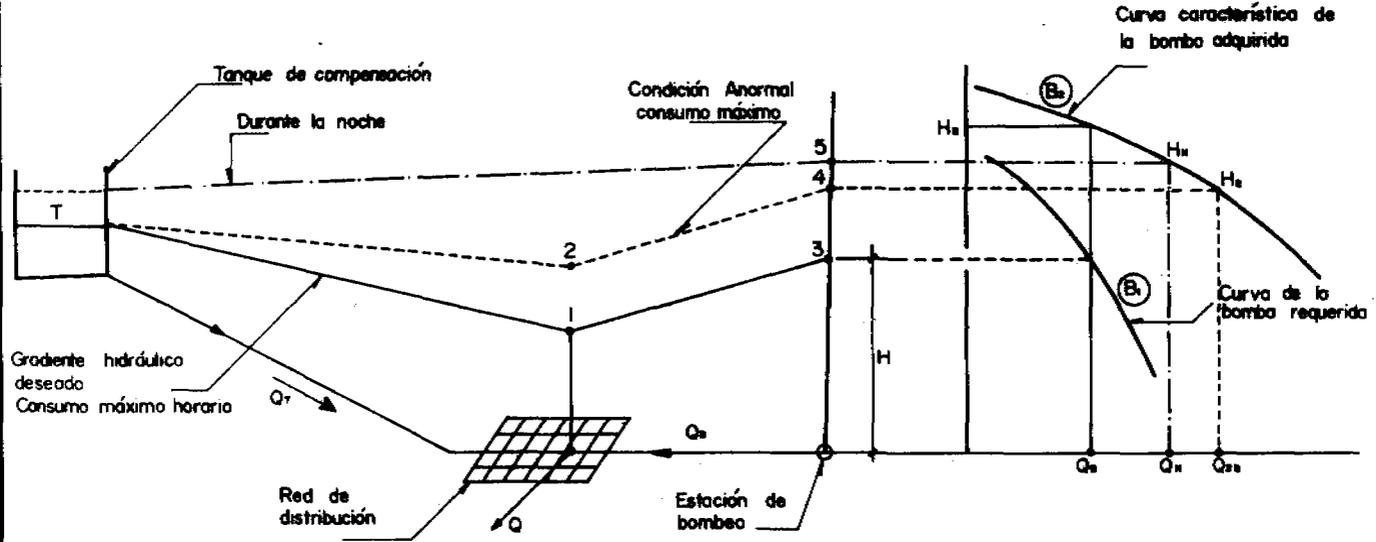
3. La forma del pozo de succión no es adecuada.
4. Se ha determinado deficientemente la altura manométrica total. Este caso ocurre con frecuencia en las redes de distribución de agua potable, cuando las bombas entregan el agua directamente a la red y existen tanques de compensación. En este caso la altura manométrica total es muy variable durante el día y es necesario determinar cuáles son las cotas piezométricas máxima y mínima en la estación de bombas. Si se instalara un equipo que para el caudal requerido Q_B según el consumo, exigiera una altura manométrica (H_B) mayor que la requerida por la red (H), los efectos serían como sigue: (Véase la Figura 1).

a) Durante el consumo máximo, cuando los tanques de compensación deben aportar a la red, el aporte de estos tanques disminuye, mientras que la bomba aumenta su caudal indebidamente a un valor Q_{B2} que corresponde a una altura H_2 . En estos casos se podrá presentar, además, el fenómeno de cavitación en las bombas.

En la Figura 1 Q , Q_T y Q_B son los caudales en la red y H es la altura manométrica total en la bomba para las condiciones correctas de diseño durante el consumo máximo. De acuerdo con la curva característica de la bomba adquirida, la altura H_B que corresponde a Q_B es mayor que H . El trabajo de la bomba se desplaza entonces a un punto como el H_2 , Q_{B2} y como se aprecia en la figura, la presión en la red aumenta del punto 1 al punto 2. El caudal de la bomba (o bombas) ha aumentado sobre lo deseado e igual cosa ocurre con la presión en el sistema de distribución. En cambio el caudal aportado por los tanques de compensación ha disminuido, pudiéndose, según el caso, hasta invertir la dirección del flujo, entrando agua al tanque durante el consumo máximo.

b) Durante la noche el caudal de las bombas Q_N sigue siendo mayor que Q_B , y los tanques se llenan prematuramente. Posiblemente para este caso, el recorte de los álabes sería la solución correcta. Un fenómeno semejante pero en sentido inverso puede ocurrir si se adquiere una bomba con altura manométrica menor que H para el caudal Q_B .

Figura 1



Q, Q_r, Q_s Y H SON LOS CAUDALES EN LA RED Y ALTURA MANOMETRICA EN LA BOMBA PARA UN CORRECTO FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.

Q = CONSUMO MAXIMO HORARIO.

CONSUMO MAXIMO HORARIO

5. No se ha escogido la potencia del motor correctamente.
Unas veces la curva de potencia vs caudal es decreciente al aumentar el gasto y otras es ascendente. El diseñador debe tener en cuenta las condiciones más desfavorables en lo que se refiere a la potencia requerida para seleccionar la correcta capacidad del motor y evitar que se recaliente o se queme, teniendo en cuenta las variaciones de la altura manométrica total que se presentarán en su instalación.
6. No se han diseñado correctamente las acometidas para el suministro de energía. Las acometidas deben tener capacidad para el total de potencia instalada teniendo en cuenta que las máquinas pueden funcionar simultáneamente.
En caso contrario deberán darse instrucciones de operación muy precisas y preferiblemente deben idearse dispositivos que impidan el trabajo simultáneo de todo el equipo.
7. No se han tenido en cuenta las sobrepresiones causadas por el golpe de ariete.
En este caso, al fallar la corriente eléctrica, pueden presentarse presiones mayores que las que resisten los materiales de las bombas o tuberías y se presentan las roturas correspondientes.
En este caso deben proveerse los equipos necesarios para controlar el golpe de ariete o diseñar estructuras que soporten las sobrepresiones del sistema.
8. No se han diseñado los soportes del equipo adecuadamente y éste funciona cerca de la velocidad crítica. En este caso se pueden presentar vibraciones perjudiciales que destruirán las chumaceras o que producirán cualquier otra falla estructural como rotura de los ejes o vigas de apoyo.
En estos casos es necesario rediseñar los apoyos de las máquinas y sus ejes.

Problemas originados en la construcción del equipo

1. El principal problema se crea al no tenerse en cuenta la calidad del fluido bombeado para especificar adecuadamente el material de equipos y tuberías.
Es importante indicar a los fabricantes la calidad del líquido por bombearse, incluyendo los siguientes puntos:
 - a) Líquido por bombearse
 - b) Temperatura
 - c) pH
 - d) Contenido de sólidos u otras sustancias disueltas.En la siguiente tabla se describen los materiales que se deben utilizar, según el grado de alcalinidad o acidez del fluido: (V. Ref. 2, p. 197):

Material	pH
Totalmente en hierro	9 - 14
Fundición o acero moldeado con piezas de bronce	6 - 9
Totalmente en bronce	4 - 6
Acero inoxidable	0 - 4

Los materiales corrientemente usados en bombas centrífugas, pH entre 6 y 9, son:

El acero de alta resistencia a la tensión para los ejes.

El acero o el bronce para piezas desgastables y cambiables.

El hierro fundido para las carcasas e impulsores.

Para líquidos más básicos o ácidos se emplea el acero inoxidable o el bronce.

Para casos especiales se emplean aleaciones más resistentes como monel o aleaciones con columbio o titanio.

Para altas presiones se emplea el acero inoxidable o el acero moldeado.

El acero inoxidable es empleado por algunos fabricantes como material estándar y no como una solución especial sobre todo cuando se trata de bombas pequeñas o medianas.

Los materiales más resistentes a la cavitación se enumeran a continuación en orden creciente a esta resistencia: 1. fundición de hierro; 2. bronce; 3. fundición de acero; 4. bronce al manganeso; 5. metal Momel; 6. acero inoxidable serie 400; 7. acero inoxidable serie 300; 8. bronce al níquel aluminio, que es el más resistente. (Ver Karassik, Ed. M'Graw-Hill, 1983, p. 5-4).

En la industria química debido a la severidad de las condiciones de trabajo se emplean con frecuencia el acero inoxidable y aleaciones especiales, para el impulsor, carcasa y ejes.

Para líquidos alcalinos se emplean las bombas construidas totalmente de hierro y para pH entre 4 y 6 se emplea la construcción totalmente en bronce.

Debe tenerse en cuenta que ni el bronce ni el acero inoxidable son adecuados para el uso a altas temperaturas a causa del elevado coeficiente de dilatación que ocasiona desajustes y pérdidas de eficiencia, y por la pérdida de resistencia a temperaturas elevadas.

En los aceros la resistencia a la corrosión disminuye cuando las aleaciones son bajas. Aumenta con el tenor de la aleación y especialmente con la adición de molibdeno, cromo o níquel. Se requiere alrededor de un 12% de cromo para garantizar adecuada resistencia a la corrosión.

En los últimos años han adquirido importancia los materiales plásticos, algunos de los cuales tienen excelente resistencia contra la corrosión. Estos materiales se sueldan y moldean con facilidad. Se utiliza el poliéster reforzado con fibra de vidrio para las piezas grandes como impulsores.

Las resinas epóxicas tienen buena aceptación; la fibra de vidrio se utiliza para aumentar la resistencia mecánica del material, (V. Ref. 2, p. 203).

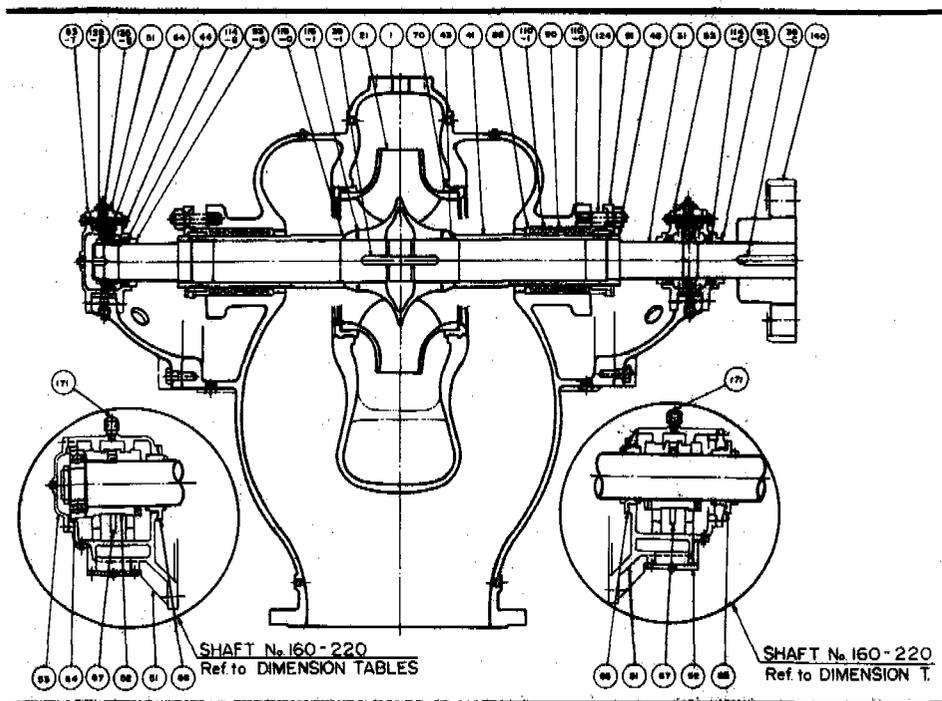
El gres, la porcelana y el vidrio tienen excelente resistencia química pero son quebradizos y de difícil manejo durante la fabricación.

La resistencia a la corrosión puede conseguirse empleando revestimientos especiales tales como el caucho natural o sintético y otros materiales plásticos.

El caucho tiene gran resistencia contra la mayoría de los reactivos químicos. Utilizado como revestimiento tiene un rango de dureza muy grande, variando desde el caucho blando hasta la ebonita que es un material muy duro. Una capa de caucho blanda confiere una buena resistencia a la abrasión. La ebonita por otra parte permite un alto grado de pulimento.

El éxito de los revestimientos depende del grado de adherencia al material recubierto.

Un problema paralelo al de la corrosión es el de la erosión, producida por el bombeo de líquidos que producen una acción catalítica o cuando la erosión pone en contacto con el líquido a diferentes materiales según la composición de la aleación. El cobre es particularmente sensible a la erosión por exceso de velocidad.



De la referencia 2, p, 207 se han obtenido las siguientes velocidades críticas que causan erosión-corrosión en las soluciones salinas:

Tabla 1 Velocidades críticas que inician la erosión-corrosión en soluciones salinas

Metal	Velocidad crítica (m/s)	pies/s
Cobre	0.90	3
Cobre con capa de estaño	4.6	15
Latón "Admiralty"	0.9	3
Latón de aluminio	2.4-4.6	8-15
Bronce de aluminio moldeado	2.4-4.6	8-15
Metal de muntz	2.4-4.6	8-15
Bronce al manganeso	2.4-4.6	8-15
Bronce fosforoso	2.1	7
Bronce al silicio moldeado	0.9-1.2	3-4
Cuproníquel, 70/30 (Fe 15%)	2.4-4.6	8-15

En la Figura 2, obtenida del catálogo de las bombas japonesas Ebara, se puede apreciar los materiales corrientemente usados por esta compañía para sus bombas. La calidad I es material estándar. La calidad II debe especificarse cuando se trata de bombeo de aguas residuales domésticas o industriales de naturaleza extremadamente corrosiva.

No.	Elemento	Material
1	Cartasa	Hierro fundido
21	Impulsor	Bronce fundido
31	Eje	Acero al carbón
39C	Llave de acople	Acero al carbón
41	Manguito o buje	Acero inoxidable
43	Cabeza del buje	Acero inoxidable
44	Espaciador	Acero dulce
48	Tuerca del buje	Acero inoxidable
51	Caja de rodamientos	Hierro fundido
52	Metal de rodamiento	Hierro fundido
53	Cubierta de rodamiento	Hierro fundido
53T	Cubierta de rodamiento	Hierro fundido
54	Rodamiento de bolas	
67	Anillo del aceite	Bronce fundido
68	Deflector	Bronce fundido
70	Anillo de desgaste	Bronce fundido con plomo
88	Platillo de la empaquetadura	Acero dulce
90	Anillo de sello hidráulico	Bronce fundido

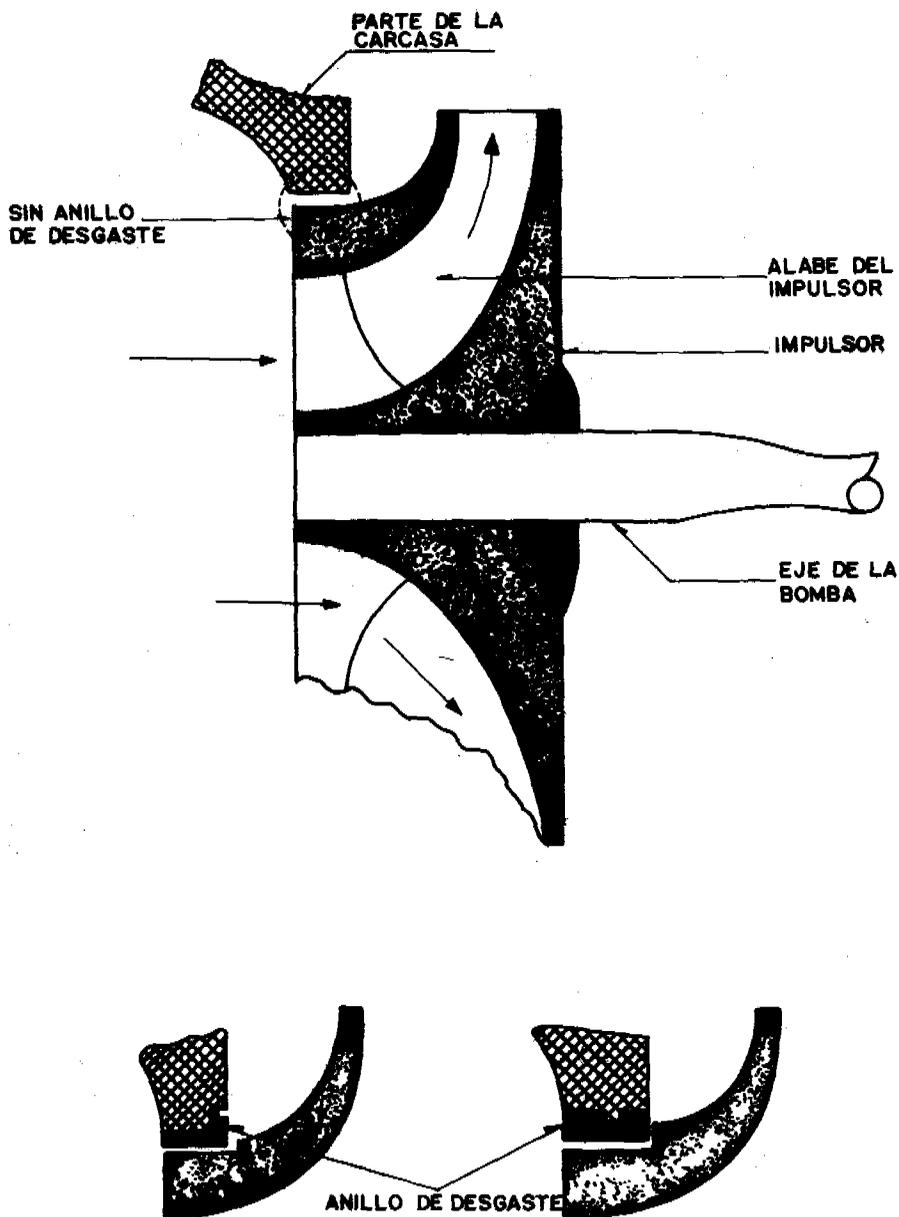
No.	Elemento	Material
91	Prensa estopes	Bronce fundido
93C	Deflector	Acero dulce
93G	Deflector	Acero dulce
110-1	Empaquetadura	Fibra carbonizada
110-0	Empaquetadura	Fibra carbonizada
114-C	Sello del aceite	
114-G	Sello del aceite	
115-1	Anillo 0	NBR
115-0	Anillo 0	NCR
124	Perno del prensaestopas	Bronce
128-S	Tuerca del rodamiento	Acero dulce
135-S	Arandela del rodamiento	Acero dulce
140	Acople de la bomba	Hierro fundido
171	Válvula de aire	Resina sintética

2. El excesivo desgaste del rotor y la carcasa disminuye la eficiencia del equipo el cual puede llegar a dejar de bombear eventualmente el caudal requerido. El máximo desajuste ocurre en aquellos puntos en donde puede producirse una excesiva velocidad, generalmente en el espacio libre entre la carcasa y el álabe del impulsor, espacio que conecta una zona de presión alta con otra de baja presión o sea las zonas de descarga y de succión respectivamente. Por el espacio libre se devuelve líquido bombeado a la zona de succión lo que genera el concepto de eficiencia volumétrica. Para aumentar la eficiencia se procura que este espacio sea tan pequeño como se pueda y por lo tanto deben esperarse en él grandes velocidades. Para proteger el equipo y aumentar su vida útil se utilizan anillos de desgaste cuya localización se muestra en la Figura 3. Las formas de estos anillos son muy variables y en dicha figura se muestran las más usuales. Los anillos de desgaste deben de revisarse de tiempo en tiempo y cambiarse cuando sea necesario, para que cumplan adecuadamente su función.

Problemas originados en la instalación y operación

Algunas de las ideas que se dan en los párrafos siguientes fueron tomadas del "Handbook for Care of Centrifugal Pumps" publicado por Allis-Chalmers M F G. Co.

1. La tubería de succión debe protegerse debidamente por medio de rejillas que no permitan el paso de sólidos que puedan atascar la bomba o desgastarla prematuramente.



ALGUNOS TIPOS DE ANILLOS DE DESGASTE

Figura 3

2. Los ejes de las bombas son protegidos por bujes (manguitos) generalmente de bronce pero cuyo material depende del líquido por bombearse, pues si están erodados o rayados pueden desgastar prematuramente las empaquetaduras.
3. El eje de las bombas se monta sobre soportes de buje, de bolas o cilíndricos. El desgaste de dichos soportes puede producir un acortamiento de la vida de la bomba o una fuerte disminución de su eficiencia. Por lo tanto se deben lubricar los soportes con lubricantes apropiados en la *cantidad apropiada*. Las instrucciones sobre lubricación dadas por el fabricante deben ser seguidas al pie de la letra.

Debe tenerse en cuenta lo siguiente:

- a) Los soportes de manguito no se dañan con demasiado aceite pero en cambio sí es perjudicial demasiada grasa en los soportes de bolas o cilíndricos del tipo antifricción ya que se promueve la generación de calor debido a la fricción. El trabajo principal de la grasa en los soportes antifricción consiste en proteger los elementos de acero contra la corrosión y no contra la fricción.
 - b) Las condiciones de operación cambian ampliamente. Por lo tanto no puede darse una regla fija para el cambio de lubricante. Pero sí es aconsejable cambiarlo antes de que esté demasiado usado o demasiado sucio.
4. Debe comprobarse el estado del alineamiento entre el motor y la bomba de manera que las bridas del acople estén siempre paralelas y que sus ejes coincidan. Si los ejes están excéntricos o forman un ángulo, en cada revolución se generan esfuerzos de gran magnitud tanto en el motor como en la bomba. Esto puede generar un recalentamiento excesivo, vibraciones, pérdida de eficiencia, desgaste, etc. Los acoples flexibles no corrigen esta situación si la falta de alineamiento es excesiva. Esta falla puede ocurrir por asentamientos diferenciales, por defectuosa instalación de la tubería y por pernos sueltos por descuido durante la instalación.
 5. La instalación de la tubería de succión requiere:
 - a) Que las tuberías tengan siempre una pendiente positiva, aunque sea ligera, con el fin de evitar que se produzcan bolsas de aire atrapado en la tubería de succión. El líquido bombeado debe ir siempre en ascenso hacia la bomba.
 - b) Que las reducciones, si las hay, en los tramos horizontales (casi horizontales) sean excéntricas de manera que la parte horizontal quede en la parte superior, siguiendo la idea expresada en (a). Por lo tanto cualquier pendiente negativa (hacia abajo) en la tubería de succión debe ser corregida. Esta recomendación se considera muy importante porque la pérdida de capacidad de succión daña la bomba.
 6. Es importante que las tuberías de la instalación no generen esfuerzos en la carcasa de la bomba. De lo contrario la carcasa puede fisurarse o generar fricción entre las partes móviles y fijas en aquellas zonas de muy pequeña separación.

Por lo tanto, es conveniente comprobar de vez en cuando que no hayan ocurrido asentamientos perjudiciales.

7. No debe permitirse que la bomba opere en seco, pues el líquido es un lubricante para los anillos de desgaste. Si ocurre esta operación la temperatura desarrollada arruinará la bomba. Es importante, por tanto, instalar controles automáticos que interrumpan la operación cuando la bomba esté perdiendo su succión ya sea por bajo nivel en el pozo o por existir aire en la tubería. La bomba debe por lo tanto cebarse al iniciar la operación.

Los anillos de desgaste deben inspeccionarse a intervalos regulares y deben reemplazarse cuando estén demasiado gastados. Esto mejorará la eficiencia.

8. En los sitios en que el eje atraviesa la carcasa se colocan empaquetaduras para evitar que el aire penetre dentro de ella, en una caja de empaquetadura llamada caja de prensaestopas. En los extremos exteriores de dicha caja se colocan los casquillos del prensaestopas, los cuales tienen por objeto apretar la empaquetadura. Esta no puede apretarse demasiado pues se puede dañar el buje protector del eje.

A veces se tiende a apretar demasiado la empaquetadura porque se observa goteo a través del prensaestopas. Este goteo es normal y no debe evitarse, ya que la función del prensaestopas es evitar la entrada del aire y no evitar el goteo. En algunos tipos de bombas no sólo existe el goteo sino que hay pequeño chorro.

Una empaquetadura en mal estado debe ser reemplazada usando la calidad recomendada por el fabricante. Si en lugar de esto se trata de forzar nueva empaquetadura, se puede desplazar su caja de selladura.

Al colocar la empaquetadura ponga cada anillo separadamente. Colóquelo en su asiento firmemente y procure que los extremos de anillos vacíos no queden continuos. Apriete con los dedos o con una llave de tuerca manejando la llave en su boca y no con la palanca.

9. Si los bujes de los ejes están demasiado rayados o acanalados, deben reemplazarse, porque de lo contrario la empaquetadura tendrá una vida muy corta.
10. En el centro de la caja de prensaestopas se encuentra una caja de selladura, la cual está conectada con la zona de salida del impulsor, en la carcasa, por medio de una pequeña tubería. Esta tubería permite traer líquido a presión hasta la caja de prensaestopas con lo cual se consiguen dos efectos:

- a) Impedir entrada de aire al impulsor.
- b) Lubricar la empaquetadura lo que permite que el buje del eje tenga una mayor duración. Este efecto se consigue si el líquido es limpio y si tiene acción lubricante. Por lo tanto, si el líquido bombeado contiene material abrasivo debe buscarse una fuente diferente para el líquido sellante.

Para controlar el flujo a través de la empaquetadura, como ya se mencionó anteriormente, el casquillo del prensaestopa se aprieta sólo lo suficiente para que se presente el goteo o flujo fino a través de la empaquetadura, según la recomendación del fabricante. En la Figura 4 se muestra esquemáticamente la ubicación de la caja de selladura.

11. Es preferible que la tubería de succión tenga mayor diámetro que el de la brida de salida de la bomba.
12. Las bombas deben operarse lo más cerca posible de las condiciones de placa. Es decir lo más cercanamente posible a las condiciones de máxima eficiencia, las cuales deben figurar como datos en la placa de identificación del equipo. Si no se sigue esta recomendación la bomba puede trabajar bajo condiciones insatisfactorias e inestables lo cual puede reducir su vida útil. Por ejemplo, puede producirse el fenómeno de la cavitación.
13. Para reducir la carga eléctrica sobre los motores, la válvula de salida debe mantenerse o abierta o cerrada durante el arranque, según que la curva de potencia vs caudal sea descendente o ascendente. La bomba no debe trabajar mucho tiempo con la válvula de salida cerrada, porque la fricción del líquido sobre los álabes puede calentar la bomba ocasionando graves consecuencias.
Asegúrese de que durante la operación normal todas las válvulas estén completamente abiertas, sobre todo las válvulas de la tubería de succión. Una operación con válvulas estranguladas es totalmente inconveniente.
14. Asegúrese de que ni el impulsor ni las tuberías estén obstruidas durante la operación.
15. Es importante que durante la instalación se compruebe que la bomba gire en el sentido correcto.
16. Evítese la acumulación de gases en el líquido por bombearse. Esto reducirá la capacidad del bombeo.
17. Si la velocidad de la bomba es muy baja, compruébese si el voltaje y la frecuencia son correctas y si hay alguna fase del motor abierta.
18. El equipo debe instalarse con las precauciones adecuadas para evitar sobrecalentamientos. Por lo tanto, se deberán proveer interruptores automáticos que detengan la operación si se presentan esas condiciones. La planta deberá estar protegida con pararrayos adecuado.

Mantenimiento preventivo

La frecuencia con la cual deben inspeccionarse los equipos depende de las condiciones de operación de cada planta y no pueden darse reglas fijas. Sin embargo, se resumen enseguida algunas recomendaciones de carácter general, suponiendo una operación de 24 horas diarias más o menos.

Mensualmente se debe:

- a) Comprobar la temperatura de los rodamientos por medio de un termómetro. Si se trata de chumaceras de buje, el exceso de temperatura indicará falta de lubricación, pero si se trata de rodamientos antifricción entonces, probablemente, hay exceso de lubricación. Si la modificación en la cantidad de lubricante no arregla la situación, se deben inspeccionar el rodamiento y los alineamientos de los ejes.
La comprobación de la temperatura no debe hacerse por medio de la mano porque pueden obtenerse apreciaciones equivocadas.
- b) Limpiar y aceitar pernos y tuercas que lo requieran e inspeccionar el comportamiento de las empaquetaduras.
- c) Inspeccionar las partes lubricadas por grasa, verificando su consistencia y cantidad.
- d) En los casos de lubricación por aceite, se deberá medir su consumo para comprobar si es normal. Si el nivel de la aceitera permanece fijo esto puede deberse a obstrucción de los conductos de lubricación lo que puede poner en gran peligro el sistema.

Trimestralmente se debe:

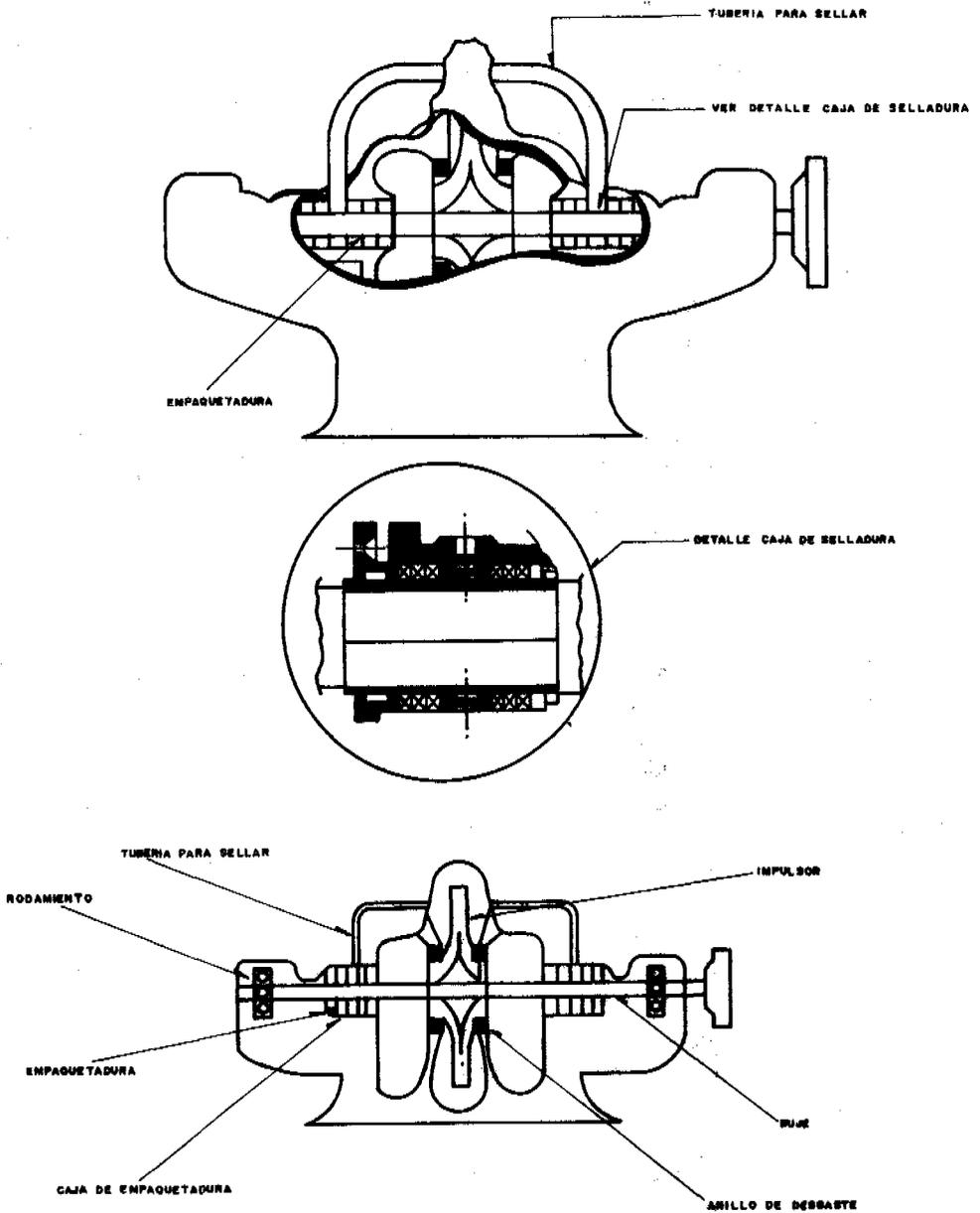
- a) Medir los rodamientos para determinar si están demasiado gastados.
- b) Drenar el lubricante y lavar las aceiteras y rodamientos con petróleo destilado (kerosén). En el caso de las chumaceras de buje deberá comprobarse si los anillos del aceite pueden girar con el eje libremente.

Semestralmente se debe:

- a) Reemplazar empaquetaduras, comprobar que las cajas de selladura estén centradas dentro de la caja de prensaestopas y en la entrada de la tubería de sellar.
- b) Comprobar el estado de los bujes del eje.
- c) Comprobar el alineamiento del sistema motor-bomba.
- d) Comprobar si el sistema de tubería genera esfuerzos en la carcasa. Para hacer esto, se sueltan los tornillos y se observa si la carcasa se desplaza de su sitio.
- e) Comprobar si los soportes de la tubería y de las máquinas están efectivamente ejerciendo su función.

Anualmente se debe:

- a) Desmontar el impulsor para inspeccionar su estado.
- b) Comprobar el claro de los anillos de desgaste. Generalmente no debe ser mayor que 0.003 pulg. por pulgada de diámetro de los anillos de desgaste.
- c) Remover cualquier depósito o incrustación.
- d) Limpiar la tubería de selladura.
- e) Medir las cargas de succión y descarga con el objeto de estimar el estado de las tuberías de succión e impulsión.
- f) Inspeccionar las válvulas de pie o de retención. Estas últimas protegen la bomba de los golpes de ariete en la tubería.



ESQUEMA DE UNA BOMBA DE SUCCION DOBLE

Figura 4

En general, deben seguirse las normas dadas por el fabricante sobre operación y mantenimiento de sus equipos con el fin de asegurar su adecuada utilización.

Operación de una red de distribución con un sistema de bombeo y tanque de compensación

La comprensión del sistema referido es de especial importancia para los ingenieros sanitarios. Se hace uso de la Figura 1 para la explicación que sigue.

Si la fuente es única y el caudal requerido debe pasar por la estación de bombas, el caudal de bombeo debe ser, como mínimo, igual al caudal máximo diario Q_d . En este caso el bombeo debe realizarse durante las 24 horas del día y $Q_B = Q_d$.

Supongamos que las curvas características indicadas en la Figura 1 corresponden a una sola bomba o al mínimo número de bombas que deben permanecer en operación durante el consumo máximo horario Q , en la hora de máxima demanda. Esta situación corresponde al gradiente T-1-3 y se supone que el departamento de compras ha adquirido la bomba correcta B1. Cuando el consumo disminuye puede requerirse un gradiente como el T-2-4. Para este gradiente la bomba B1 da un caudal menor que Q_d . Como el caudal de entrada a la red no debe disminuir, es necesario que entren adicionalmente una o más bombas en operación. A medida que el consumo en la red disminuye deben ir entrando más bombas en operación para mantener el caudal $Q_B = Q_d = \text{constante}$.

Aunque sea paradójico, cuando se alcanza en la red el consumo mínimo (durante la noche) todas las bombas del sistema deben estar operando.

El caudal de bombeo constante $Q_B = Q_d$ puede obtenerse variando la velocidad de la bomba. Puede, por otra parte, entenderse con facilidad, que si las bombas son de velocidad constante el diseño debe prever que el caudal de bombeo durante cierto tiempo debe ser mayor que Q_d y durante otros intervalos debe ser menor que Q_d , para mantener, en promedio, un valor igual a Q_d .

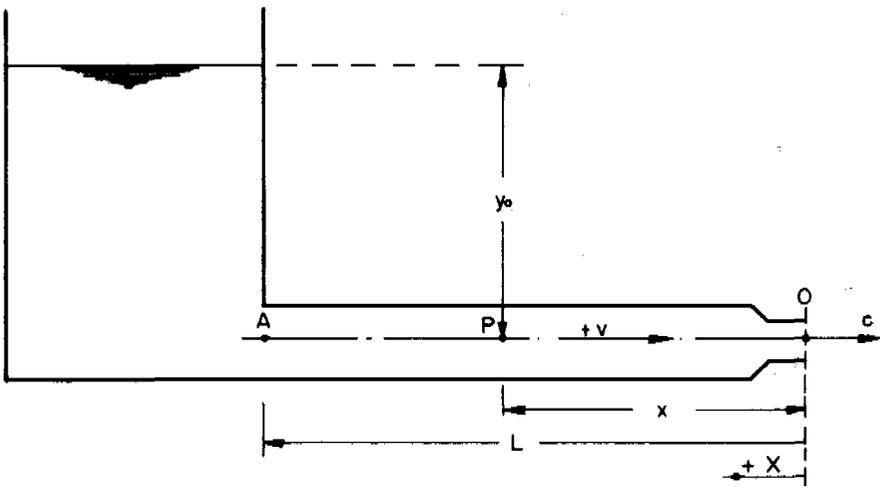
Para el caso estudiado, el tanque actúa como tanque de compensación y su volumen debe ser igual al de un tanque de distribución corriente. Durante la noche, cuando ocurre el consumo mínimo debe obtenerse con el sistema de bombeo un gradiente como el T-5, con toda las bombas operando, para que el tanque pueda llenarse.

CAPÍTULO XI

ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO

Golpe de ariete

Teoría de Allievi para el golpe de Ariete en una tubería cuyo espesor y diámetro son constantes.



Notación:

- D = $2r$ = diámetro del conducto
- S = sección neta del conducto
- c = espesor del conducto
- L = longitud del conducto
- E = módulo de elasticidad de las paredes del conducto
- ϵ = módulo de elasticidad del agua
- Q = gasto en el conducto en el instante (t)
- v = $40/p D^2$, velocidad de flujo en el conducto
- c = $2 g h$, velocidad de salida en la extremidad de aguas abajo
- p = $w y$ = presión en el punto (x) en el instante (t)
- w = peso específico del agua
- σ = esfuerzo anular en el tubo.

Se tiene además:

	En el punto P (x > 0)		En el punto 0 (x = 0)	
	Carga de presión	Velocidad	Carga de presión	Velocidad
En el tiempo t = 0	y ₀ *	V ₀	h ₀	c ₀
En el tiempo t	y	v	h	c

* y₀ = carga estática en el punto P.

Deducción de las ecuaciones fundamentales

Se supone un flujo unidimensional. La ecuación general de la hidráulica es:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial H}{\partial s} \quad (1)$$

En la ecuación anterior (s) es una longitud a lo largo del conducto y H es la carga total en un punto dado que se compone de la carga de velocidad, de altura y de presión.

$$H = \frac{v^2}{2g} + z + \frac{p}{w}$$

Si despreciamos el término $v^2/2g$ por ser pequeño nos queda:

$$H = z + \frac{p}{w} = y$$

Obtenemos así:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial y}{\partial s} \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial y}{\partial x} \quad (\text{si el conducto es horizontal})$$

La ecuación (2) se aplica aun cuando el conducto no sea horizontal.

Si el conducto es horizontal, la carga de presión (p/w) es igual a (y). Como la carga de altura (z) se convierte en carga de presión cuando el conducto es horizontal, en adelante se seguirá suponiendo que el conducto es horizontal sin perder por esto generalidad. La ecuación (2) es la primera del golpe de ariete.

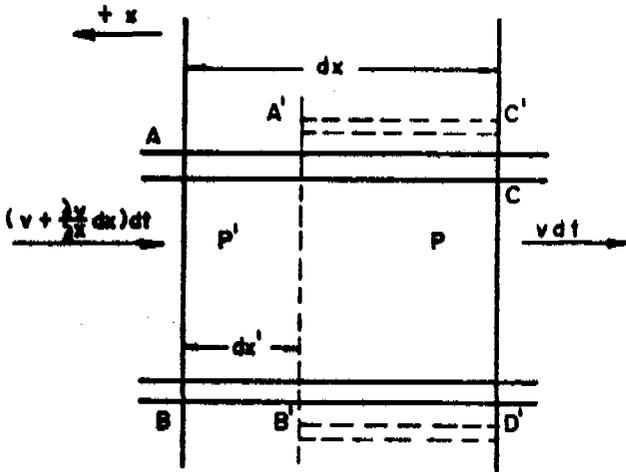


Figura 2

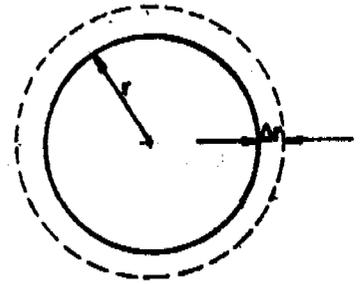


Figura 3

Ecuaación de continuidad - disminución de velocidad

(Cierre de la válvula en el extremo inferior del conducto).

Téngase en cuenta, según la Figura 1 que las (x) son positivas hacia la izquierda y que (v) es positiva hacia la derecha.

La velocidad (v) varía a lo largo del trayecto (dx) en la cantidad $(\partial v / \partial x) (dx)$, cuando se pasa del punto (P') al punto (P) (Figura 2).

Por tanto, en el tiempo (dt), un volumen de agua:

$$\Delta V_1 = \left(\left(v + \frac{\partial v}{\partial x} dx \right) S - v S \right) dt = \pi r^2 \frac{\partial v}{\partial x} dx dt$$

penetra por la superficie (P') y no sale por la superficie (P). Esto no es posible si no se comprime el agua, por una parte, por el aumento de la presión y si, por otra, el conducto no se dilata.

Reducción de la columna de agua debido a la variación de la presión

Por el crecimiento de la presión $(\partial p / \partial t) dt$, en el tiempo (dt), la columna de agua (dx) se comprime según la ley de Hooke

$$dx' = \Delta dx = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx$$

La disminución del volumen de agua es entonces:

$$\Delta V_2 = \pi r^2 \Delta dx = \frac{\pi r^2}{\varepsilon} \frac{\partial p}{\partial t} dt dx$$

Dilatación del tubo debido a la variación de la presión

(Ver Figura 3). Por el aumento de la presión $(\partial p / \partial t) dt$, indicado antes, el diámetro del tubo sufre un aumento.

$$E = \frac{\Delta \sigma}{\frac{2\pi 2 \Delta r}{2\pi r}} \therefore \Delta r = \frac{\Delta \sigma r}{E}$$

El esfuerzo anular (σ) que sufre un tubo debido a la presión interna (p) es, de una manera general:

$$\sigma = \frac{pr}{e}$$

Por lo tanto (suponiendo que r/e permanece constante)

$$\Delta \sigma = \frac{\partial p}{\partial t} dt \frac{r}{e} \quad \text{que reemplazándolo en (D r) da:}$$

$$\Delta r = \frac{\partial p dt r^2}{\partial t E e}$$

Y por lo tanto, la variación del volumen correspondiente es:

$$\Delta V_3 = 2\pi r \Delta r dx = \frac{\partial p}{\partial t} dt dx \frac{2\pi r^3}{E e}$$

La ecuación de continuidad indica que se debe tener:

$$\Delta V_1 = \Delta V_2 + \Delta V_3 = \quad \text{y por consiguiente:}$$

$$\pi r^2 \frac{\partial v}{\partial t} dx dt = \pi r^2 \frac{\partial p}{\partial t} dt dx \frac{1}{\varepsilon} + \frac{\partial p}{\partial t} dt dx \frac{2\pi r^3}{E e}$$

y simplificando:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{2r}{Ee} \right)$$

haciendo:

$$\frac{w}{g} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{Ee} \right) = \frac{1}{a^2}$$

o también:

$$a = \sqrt{\frac{g/w}{1/\varepsilon + D/Ee}} = \text{constante} \quad (3)$$

resulta:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{g}{a^2} \frac{\partial y}{\partial t} \quad (4)$$

La ecuación (4) es la segunda ecuación diferencial del golpe de ariete. Se ha deducido con la hipótesis de que el diámetro del tubo es constante.

El valor de (a) es, a la vez, la velocidad de traslación de la onda de presión, lo cual se demuestra más adelante.

La integración de las dos ecuaciones diferenciales, (2) y (4) se debió a Riemann y es extremadamente laboriosa. Sin embargo, una vez conocidas las soluciones y diferenciándolas parcialmente con respecto a las dos variables (x) y (t) es fácil ver que en realidad corresponden a las dos ecuaciones diferenciales.

Las soluciones son:

$$y = y_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (5)$$

$$v = v_0 - \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (6)$$

Diferenciando, por ejemplo, la ecuación (5) con relación a (x), se obtiene:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = -\frac{1}{a} F_1\left(t - \frac{x}{a}\right) + \frac{1}{a} f_1\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

Diferenciando la ecuación (6) con respecto a (t) se obtiene:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{g}{a} F_1\left(t - \frac{x}{a}\right) + \frac{g}{a} f_1\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

y por lo tanto se puede escribir:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{\partial v}{g \partial t} \quad (2)$$

Y haciendo lo mismo, pero diferenciando primero con respecto a (t) y después con respecto a (x), se obtiene de manera análoga la ecuación (4). Para facilitar la explicación posterior decimos que:

$$U_1 = t - \frac{x}{a} \text{ y } U_2 = t + \frac{x}{a}$$

Interpretación física de las ecuaciones

Sea un observador que se desplaza con la velocidad (a) a lo largo del conducto en el sentido de las abscisas positivas (+x). La ecuación del movimiento de este observador será:

$$x = at + x_1$$

en donde:

(x_1) es una constante arbitrariamente escogida. Para este observador la función $F(t - x/a)$ tiene en cualquier punto (x) un valor constante:

$$F\left(t - \frac{x}{a}\right) = F\left(t - \frac{at + x_1}{a}\right) = F\left(\frac{x_1}{a}\right) = \text{Cte.}$$

Esto significa que el valor constante $F(x_1/a)$, constantemente visto por el observador, se desplaza con la velocidad (a) en la dirección de (+x). Por ejemplo, en el tiempo (t_1), el observador se encuentra en el punto $x = at_1 + x_1$ y constata que $F(U_1) = (K)$ constante. Si en el tiempo (t_2) el observador se encuentra en el punto $x = at_2 + x_1$, él constata nuevamente que $F(U_1) = (K) = \text{constante}$.

Pero lo anterior, que se pudo decir para un observador arbitrariamente escogido que se encuentra en el tiempo $t = 0$ en $x = x_1$, se puede decir para cualquier otro observador que está en el tiempo $t = 0$ en $x = x_1$ y por consiguiente, la función $F(t - x/a)$ representa una onda de presión de alguna forma definida que se propaga, sin deformación, a lo largo de la dirección (+x) y con la velocidad (a). (ver Figura 4).

Lo anterior, que se ha demostrado para la función $F(t - x/a)$, se puede demostrar también de una manera completamente análoga, para la función $f(t + x/a)$.

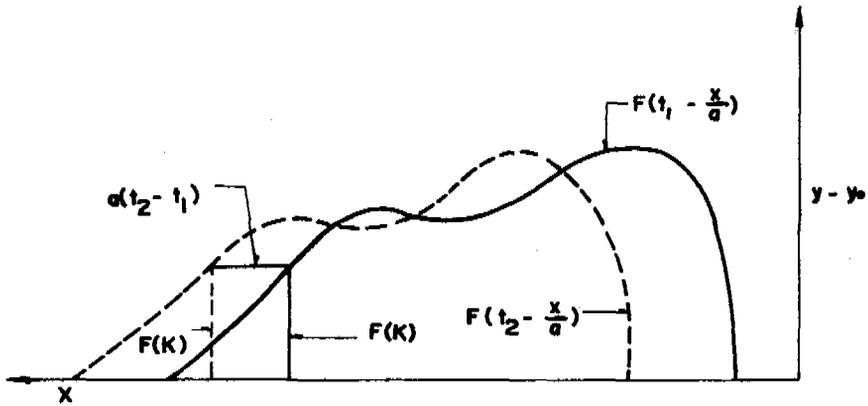


Figura 4

Se dirá entonces, que un segundo observador se desplaza con la velocidad (a) a lo largo del conducto en el sentido ($-x$). La ecuación del movimiento para este segundo observador es:

$$x = -at + x_2$$

Para él se tendrá siempre:

$$f(U_2) = f\left(t + \frac{x}{a}\right) = f\left(t + \frac{x_2 - at}{a}\right) = f\left(\frac{x_2}{a}\right) = Cte.$$

Es decir, la función $f(t + x/a)$ representa una segunda onda de presión que se propaga sin deformación a lo largo del conducto forzado en el sentido ($-x$).

Se ve, por la ecuación (5), que el valor, $y - y_0$, que representa la sobrepresión en un punto (x) del conducto en el tiempo (t), es igual a la suma de dos ondas de presión $F(t - x/a)$ y $f(t + x/a)$ y que el valor $v - v_0$ (o la variación de la velocidad) es igual a la diferencia entre las dos ondas de presión $(g/a) f(t + x/a)$, $(g/a) F(t - x/a)$.

Para cualquier otro observador que permanezca inmóvil en el punto (x_1) dado, las funciones $F(t - x_1/a)$ y $f(t + x_1/a)$ cambian constantemente de valor.

$F(U_1)$ y $f(U_2)$ dependen de las condiciones de los límites en los dos extremos del conducto forzado, como se verá más adelante.

Las dos ecuaciones (5 y 6), dependen de la velocidad de propagación (a) que depende a su turno del diámetro (D) y del espesor (e) del conducto. Por consiguiente,

se puede prever de antemano que para el cálculo numérico del golpe de ariete el conducto forzado deberá dividirse en secciones en las cuales el espesor y el diámetro sean constantes o puedan considerarse como tales.

Las ecuaciones encadenadas de Allievi para el caso de un conducto forzado simple

Se entiende por conducto forzado simple un conducto forzado cuyo diámetro y espesor son constantes y que está unido a un embalse de gran tamaño. (Se supone que el embalse es de gran tamaño para poder suponer constante su nivel) Figura (1).

Se puede fácilmente prever que $F(U_1)$ y $f(U_2)$ deben tener una forma muy complicada. Por lo tanto, se busca, tanto en el proceso analítico como en el proceso gráfico, eliminar dichas funciones. Esto se hace, según Allievi, así:

Se trata, primero que todo, de establecer las condiciones de frontera, en el punto (A), en la extremidad del conducto forzado, al lado del embalse. En el punto (A), la energía (y) debe mantenerse constante y se puede escribir:

$$y_A = y_0 = Cte.$$

La velocidad en el punto (A) es variable. De la condición $y = y_0$ en el punto (A) para $x = L$, resulta:

$$y = y_0 + F\left(t - \frac{L}{a}\right) + f\left(t + \frac{L}{a}\right) = y_0$$

$$\therefore F\left(t - \frac{L}{a}\right) = -f\left(t + \frac{L}{a}\right) \quad (7)$$

Esto significa que la onda primaria $F(U_1)$, que se refleja en (A), mantiene su valor absoluto pero cambia su signo. Se produce en (A) una reflexión total con cambio del signo.

Un pequeño cierre de la válvula del extremo inferior del conducto genera una onda de presión que asciende hasta el extremo superior. Al llegar aquí, la presión en este punto será un poco mayor que la del embalse y trata de generarse un flujo en sentido contrario que tiende a hacer bajar la presión; la onda de presión se devuelve entonces; pero al hacerlo se encuentra con una onda que asciende por el segundo movimiento de cierre de la válvula; así sucesivamente hasta que se completa el cierre de la misma. Por eso en cada punto la presión resultante está compuesta por la suma de dos funciones $f(U_2)$ y $F(U_1)$; esta es la razón por la cual se puede hablar de una onda primaria $F(U_1)$ y otra secundaria $f(U_2)$.

En lugar de (t) podemos poner:

$$t = ti - \frac{L}{a}$$

de donde resulta:

$$F\left(ti - \frac{L}{a} - \frac{L}{a}\right) = F\left(ti - \frac{2L}{a}\right) = -f(ti)$$

Por lo tanto, la función f(ti) es, pues, igual a la función - F (ti - 2L/a) que se genera en la fase anterior. Se puede poner de una manera general

$$f(t) = F(t - u) \tag{8}$$

en donde:

$$u = \frac{2L}{a}$$

es la fase del conducto; es decir, el tiempo que gasta una onda en recorrer el conducto desde 0 hasta A, regresando hasta 0.

Esta propiedad, muy importante, de la reflexión de la onda, pero que no es válida sino para el caso en que se produzca una reflexión total, domina todo el problema del golpe de ariete en los conductos simples.

Todo lo que habrá que hacer es considerar el golpe de ariete en los tiempos:

$$t_1, t_1 + u, t_1 + 2u, \dots, t_1 + nu$$

o si se escoge t₁ como el comienzo del golpe de ariete se tiene: t₁ = 0 y se consideran, entonces, los golpes en los tiempos:

$$0, u, 2u, \dots, nu$$

Para estos tiempos escribimos de nuevo las ecuaciones (5) y (6), pero considerando ahora lo que ocurre en la extremidad inferior del conducto, 0. Se tiene, escribiendo, para simplificar, Fi en lugar de F(ti):

$$h_1 = h_0 + F_1 + f_1$$

$$h_2 = h_0 + F_2 + f_2$$

$$h_3 = h_o + F_3 + f_3$$

$$h_i = h_o + F_i + f_i$$

y si (v) es la velocidad en el conducto forzado en el extremo aguas arriba del orificio de salida:

$$v_1 = v_o - \frac{g}{a} (F_1 - f_1)$$

$$v_2 = v_o - \frac{g}{a} (F_2 - f_2)$$

$$v_3 = v_o - \frac{g}{a} (F_3 - f_3)$$

$$v_i = v_o - \frac{g}{a} (F_i - f_i)$$

Utilizando ahora la ecuación (8) resulta:

$$h_1 = h_o + F_1 - F_o$$

$$h_2 = h_o + F_2 - F_1$$

$$h_i = h_o + F_i - F_{i-1}$$

y:

$$v_1 = v_o - \frac{g}{a} (F_1 + F_o)$$

$$v_2 = v_o - \frac{g}{a} (F_2 + F_1)$$

$$v_3 = v_o - \frac{g}{a} (F_3 + F_2)$$

$$v_i = v_o - \frac{g}{a} (F_i + F_{i-1})$$

Sumando miembro a miembro dos ecuaciones sucesivas, se tiene:

$$h_i + h_{i-1} = 2h_o + F_i - F_{i-2}$$

e igualmente restando:

$$v_i - v_{i-1} = -\frac{g}{a} (F_i - F_{i-1})$$

Eliminando el valor $F_i - F_{i-2}$ entre las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$h_1 - h_o = \frac{a}{g} (v_o - v_1)$$

$$h_1 + h_2 - 2h_o = \frac{a}{g} (v_1 - v_2)$$

$$h_2 + h_3 - 2h_o = \frac{a}{g} (v_2 - v_3)$$

$$h_{i-1} + h_i - 2h_o = \frac{a}{g} (v_{i-1} - v_i)$$

Las ecuaciones (9), (10), (11) y (12) son las ecuaciones encadenadas de Allievi. Relacionan la presión dinámica h_i en el extremo aguas abajo del conducto forzado simple.

Mediante la eliminación de las funciones de integración $F(t - x/a)$ y $f(t + x/a)$ se logró, teniendo en cuenta las condiciones en los límites $y_a = y_o$, trasladar el problema al de una serie de ecuaciones que no contienen sino las presiones dinámicas y las velocidades correspondientes en el órgano de cierre.

Para el estudio ulterior del problema es evidente que es preciso ahora introducir un segundo grupo de ecuaciones en los límites que den otra relación entre h_i y v_i . Allievi admite que en el extremo inferior del conducto, la ecuación de Bernoulli siempre es válida para el órgano de cierre mismo, en régimen no permanente. Por lo tanto, si se designa por c_1 la velocidad de salida, se tiene:

$Sv_1 = c_1 A_1$ en donde A_i es la abertura efectiva del órgano de cierre en el tiempo (t_i) .

$$\therefore v_i = \frac{A_i}{S} \sqrt{2g h_i}$$

Si A_0 es la abertura en régimen permanente para $Q = Q_0$ se tiene: $A_i = n_i A_0$, en donde (n_i) es el grado de abertura relativa del órgano de cierre. Durante el régimen permanente $Q = Q_0$; $n_i = n_0 = 1$ y $v = v_0$, $c = c_0$. Resulta entonces:

$$v_i = \frac{n_i A_0}{S} \sqrt{2gh_i}; \quad v_0 = \frac{n_0 A_0}{S} \sqrt{2gh_0}$$

$$v_i = n_i v_0 \sqrt{\frac{h_i}{h_0}} \quad (13)$$

Si se introduce el valor de (13), en las ecuaciones (9), (10), (11) y (12), se obtienen las ecuaciones que contienen h_i y h_{i-1} . O más cómodo introducir, según Allievi, los valores siguientes:

$$\phi_i^2 = \frac{h_i}{h_0} = \text{presión relativa}; \quad \phi_i^2 - 1 = \frac{h_i - h_0}{h_0} \text{ sobrepresión relativa}$$

$$r = \frac{a v_0}{2gh_0}, \text{ característica del conducto.}$$

Se tienen entonces las clásicas ecuaciones de Allievi:

$$\phi_{12} - 1 = 2r (n_0 \phi_0 - n_1 \phi_1) \quad (14)$$

$$\phi_{12} + \phi_{22} - 2 = 2r (n_1 \phi_1 - n_2 \phi_2)$$

$$\phi_{22} + \phi_{32} - 2 = 2r (n_2 \phi_2 - n_3 \phi_3)$$

$$\phi_{i2} + \phi_{i-1}^2 - 2 = 2r (n_{i-1} \phi_{i-1} - n_i \phi_i)$$

El método gráfico de Schnyder - Bergeron

El método analítico da una gran vista de conjunto sobre el problema del golpe de ariete. Pero ya Allievi había encontrado que era necesario completar la teoría analítica con un método de construcción gráfica para llegar más rápidamente a resultados numéricos en los casos particulares. Allievi empleaba este método con gran habilidad para hacer demostraciones teóricas, pero desde un punto de vista práctico los dibujos de Schnyder - Bergeron son preferibles.

En un conducto forzado la presión dinámica (y) en metros de columna de agua y el gasto (q) son función de la abscisa (x) y del tiempo (t). Imaginemos ahora un

diagrama sobre el cual se puedan indicar (y) y (q) y en donde (x) y (t) sean parámetros. Sobre este diagrama un punto (y, q) , puede pertenecer a distintos instantes y lugares.

Principio del método

Recetas características. Supongamos que se conoce en el tiempo (T) el estado del flujo en el punto (X) del conducto forzado; es decir, que se conoce:

$$y_{X,T} ; q_{X,T} = S v_{X,T}$$

Sobre un diagrama (q, y) este estado está representado por el punto (X, T) en donde (X) y (T) son los parámetros:

Supongamos que un primer observador (I) se desplace con la velocidad $|a|$ a lo largo del conducto en el sentido positivo de las (x) , es decir, en sentido contrario al flujo. Se tiene para él en el tiempo (t) , habiendo partido del punto (X) en el instante (T) :

$$x = X + (t - T)a$$

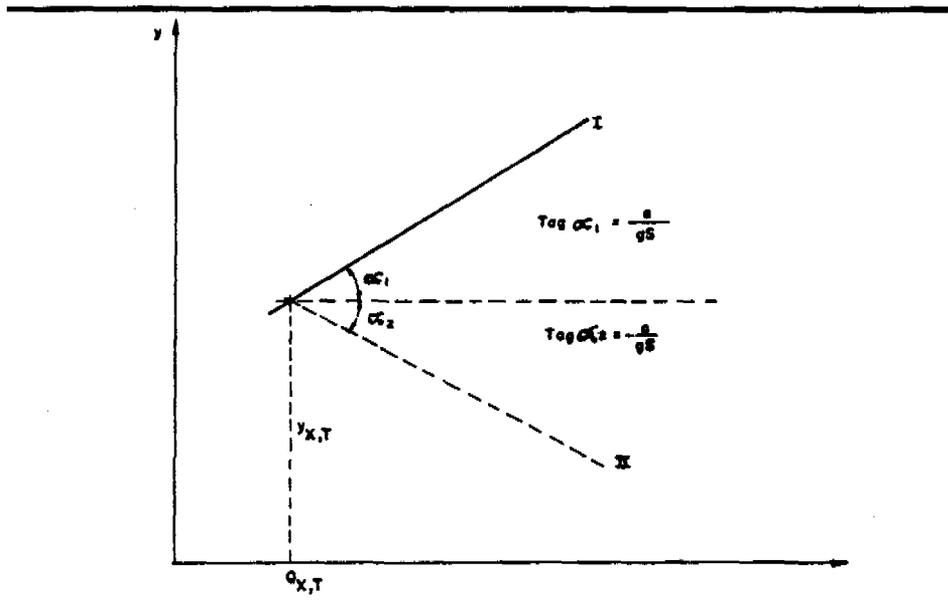


Figura 5

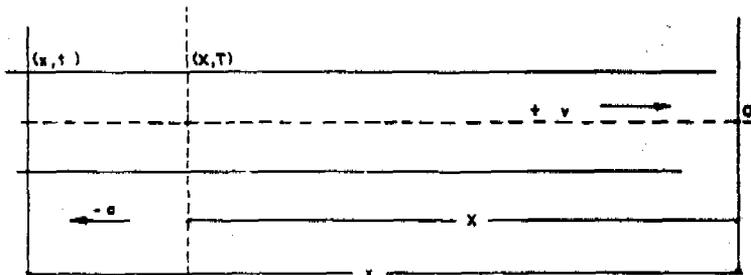


Figura 6

Sabemos que para este observador la función $F(t - x/a)$ tiene un valor constante; pero él se encuentra con la onda de presión $f(t + x/a)$ la que tiene un valor variable para nuestro observador. Se tiene, según Allievi:

$$y_{x,t} = y_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

$$q_{x,t} = q_0 - \frac{gS}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]$$

Eliminamos primero que todo la función (f), variable para nuestro observador y se tiene:

$$y_{x,t} - y_0 = \frac{a}{gS} (q_{x,t} - q_0) + 2F\left(t - \frac{x}{a}\right) \quad (15)$$

La ecuación anterior es válida para no importa qué punto x, t, y lo es, en particular, para el punto X, T. Por consiguiente, podemos escribir:

$$y_{X,T} - y_0 = \frac{a}{gS} (q_{X,T} - q_0) + 2F\left(T - \frac{X}{a}\right) \quad (16)$$

Pero sabemos que para nuestro observador (I), que se desplaza con la velocidad (a) en la dirección (-v), F es una constante.

Por lo tanto podemos eliminar entre (15) y (16) el valor $2F(t - x/a)$; (obteniendo una ecuación válida para todo punto (x) recorrido por el observador I). Resulta así:

$$y_{x,t} - y_{X,T} = \frac{a}{gS} (q_{x,t} - q_{X,T}) \quad (17)$$

La ecuación es de primer grado en $y_{x,t}$ y $q_{x,t}$ en el diagrama q, y; ella representa una recta que pasa por el punto $y_{X,T}$, $q_{X,T}$ y cuyo coeficiente angular es :

$$\text{tag } \alpha_1 = + \frac{a}{gS} \quad (18)$$

La recta (17) es la recta característica de nuestro conducto forzado para nuestro observador (I). Si la carga ($y_{X,T}$) y el gasto ($q_{X,T}$) en el instante (T) y en el punto (X) son conocidos, los valores (y, q) en cualquier otro punto (x, t) quedan relacionados linealmente al par de valores del punto (X, T), siempre que se cumpla la condición:

$$x = X + (t - T)a$$

Suponemos ahora que un segundo observador (II) parte, igualmente, del punto (X, T) pero esta vez en sentido contrario al anterior, es decir en el sentido negativo de las (x). (O en el sentido positivo de las velocidades, + v). Este observador se desplaza con la velocidad (a). Análogamente, para este observador (II) la función $f(t + x/a)$ es constante e igual a $f(T + X/a)$. Eliminamos de las ecuaciones de Allievi esta vez a la función variable $F(T - x/a)$ y obtenemos ahora:

$$y_{x,t} - y_0 = - \frac{a}{gS} (q_{x,t} - q_0) + 2f(t + \frac{x}{a}) \quad (19)$$

Para:

$x = X$ y $t = T$ se tiene, análogamente:

$$y_{X,T} - y_0 = - \frac{a}{gS} (q_{X,T} - q_0) + 2f(T + \frac{X}{a}) \quad (20)$$

y eliminando el término

$$2f(t + \frac{x}{a}) = 2f(T + \frac{X}{a})$$

se tiene:

$$y_{x,t} - y_{X,T} = -\frac{a}{gS} (q_{x,t} - q_{X,T}) \quad (21)$$

La ecuación (21) es, igualmente, una recta que pasa por el punto $(q_{X,T}, y_{X,T})$ y cuyo eficiente angular es:

$$\text{tag } \alpha_2 = -\frac{a}{gS} \quad (22)$$

La relación lineal es válida, en este caso, para todo punto x, t que cumpla la condición:

$$x = X - (t - T) a$$

La recta (21) es, pues, nuestra segunda recta característica del conducto forzado.

Gracias a estas dos rectas características podemos encontrar (q, y) para el punto (x, t) si conocemos las condiciones hidráulicas en otros dos puntos diferentes y las distancias respectivas al punto x, t . Con la ayuda de algunos ejemplos se explicará el proceso. No debemos olvidar que lo anterior se ha basado en un diámetro D y un espesor del tubo (e) , constantes.

Ejemplo 1. (Ver Figuras 7 y 8)

Se conoce y_2, q_2 en el instante (t_2) en el punto (x_2) y se conoce además y_1, q_1 en el instante (t_1) en el punto (x_1) ; se quieren conocer las condiciones hidráulicas y_3, q_3 en el instante (t_3) conociéndose, además, las distancias L_1 y L_2 .

El observador (I) parte de x_1 en el instante t_1 y el observador (II) parte de x_2 en el instante t_2 ; deben llegar al mismo tiempo al punto x_3 y como la velocidad es la misma para ambos las distancias L_1 y L_2 deben ser correspondientemente diferentes. Estas deben cumplir la condición:

$$t_1 + \frac{L_1}{a} = t_2 + \frac{L_2}{a}$$

El observador (I) parte del punto (x_1) en el tiempo (t_1) y se encuentra en el instante $t_1 + L_1/a$ con el observador (II) que ha salido del punto (x_2) en el instante (t_2) . Como el observador (I) se desplaza en el sentido positivo del eje (x) (o en el sentido $-v$) todos los puntos característicos hidráulicos se encuentran para él sobre la recta (I), cuyo coeficiente angular es $\text{tag } \alpha_1 = + a/gS$. Lo mismo sucede con el observador (II).

Puesto que ambos llegan al punto x_3 al mismo tiempo, las condiciones hidráulicas deben ser iguales para ambos. Por consiguiente, dichas condiciones están dadas por el punto de intersección de las dos rectas características.

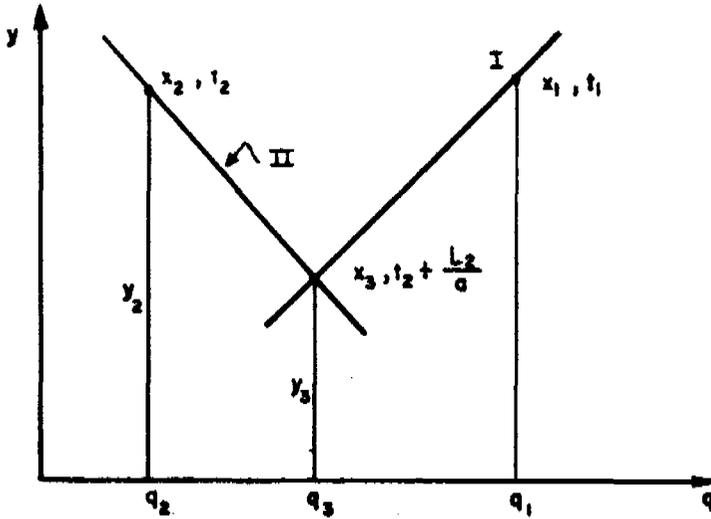


Figura 7

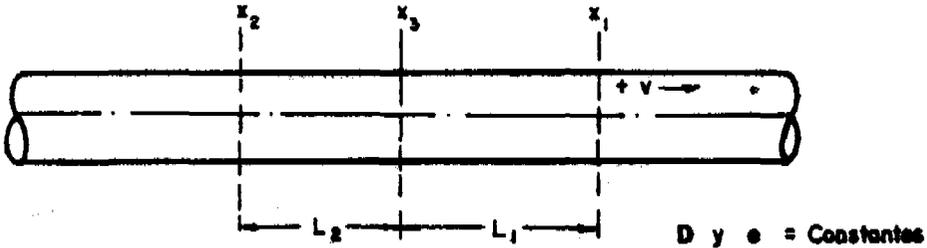


Figura 8

Ejemplo 2

Un conducto sale de (A), de un tanque demasiado grande. En el instante (t) se conocen y, q, en un punto (x) distante (L) metros del tanque. Se buscan y, q en el punto A en el instante $t + L/a$, (Ver Figura 9).

En (A) la presión es constante e igual a (y_0); la horizontal $y = y_0$, es pues, un lugar geométrico de la solución buscada. El punto característico del régimen (A, $t + L/a$) se encuentra sobre esta horizontal. Dicho punto característico se encuentra también sobre la recta (I) que pasa por el punto (x, t) y que corresponde a un observador (I) que parte del punto (x) en el instante (t) en dirección - v, y que llega al punto (A) en el instante ($t + L/a$). Por consiguiente, el punto característico del régimen buscado (A, $t + L/a$), se encuentra en el punto de intersección de la horizontal ($y = y_0$) y la recta (I).

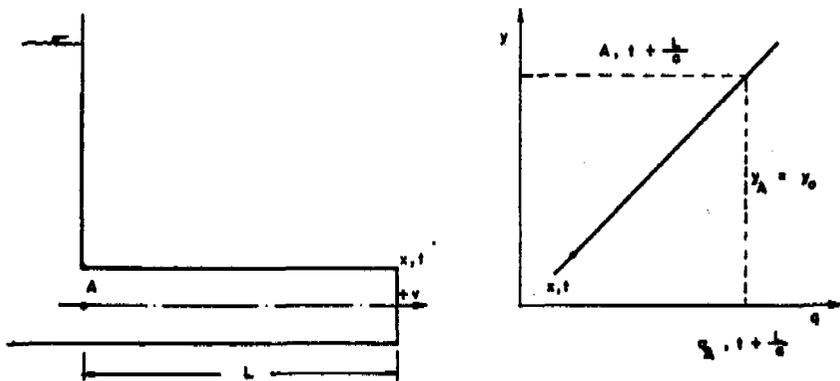


Figura 9

Ejemplo 3. (Figura 10)

Dado el punto característico del régimen (y, q) en el punto (x) y en el instante (t) , la longitud (L) y la velocidad (N) de la bomba en el instante $(t + L/a)$, encuéntrase el punto característico $(0, t + L/a)$ que representa la presión y el gasto en la bomba en el instante $(t + L/a)$.

Un primer lugar geométrico de este punto es la curva característica de la bomba a la velocidad $N_{(t + L/a)}$. Consideremos ahora un observador (I) que parte del punto característico (x, t) en el instante (t) y que se desplaza con la velocidad $|a|$ en el sentido de las $(-v)$, hacia 0. Se ha escogido como positiva la velocidad de la bomba hacia el tanque. El observador llega en el instante $(t + L/a)$ al punto (0) . La recta característica correspondiente es la recta (I) cuyo coeficiente es $(\tan \alpha_1 = a/gS)$. El punto de intersección $(0, t + L/a)$ de esta recta (I) con la curva característica de la bomba $N_{(t + L/a)}$ es el punto característico del régimen buscado.

Estos dos últimos ejemplos muestran cómo las características finales en la frontera de un conducto forzado pueden utilizarse para determinar puntos característicos en un régimen de flujo.

Ejemplo del cálculo del golpe de ariete en un sistema de bombeo

Descripción del proceso.

El golpe de ariete más peligroso en un sistema de bombeo se presenta cuando por cualquier causa ocurre una interrupción brusca de la corriente eléctrica. Debido a la velocidad inicial de las partes rotatorias de las bombas y los motores ellas siguen

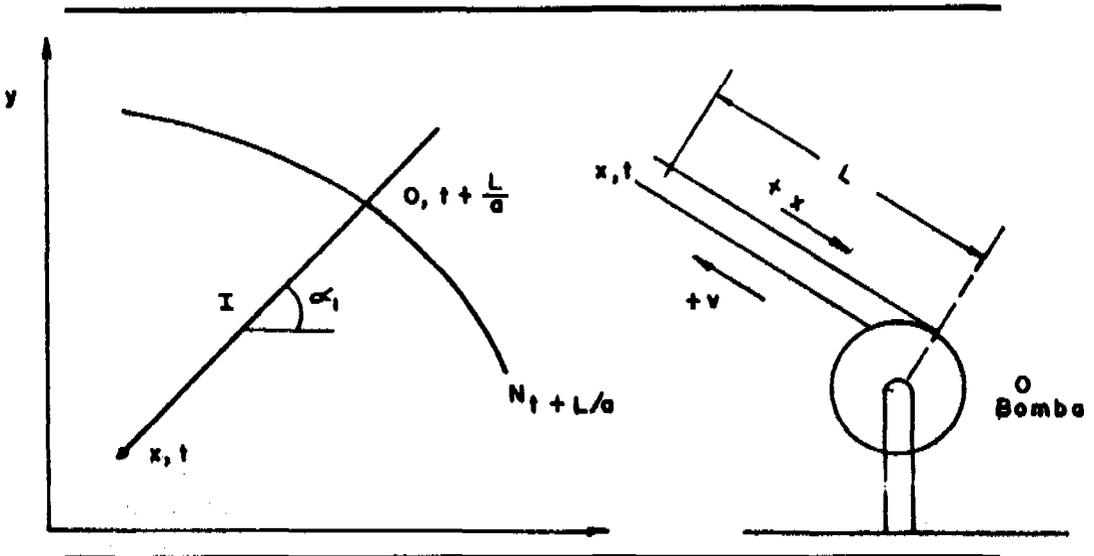


Figura 10

girando durante algún tiempo hasta que, debido a las resistencias friccionales y la resistencia de la columna de agua, el equipo se detiene completamente. Si éste no está protegido con una válvula de retención (cheque) el sentido del flujo puede invertirse, condición que en algunos tipos de motores es peligrosa pues sus chumaceras y algunos elementos mecánicos pueden no estar diseñados para el giro en sentido contrario. En el caso de que no exista válvula de retención la bomba funciona, en la parte final del proceso, como disipadora de energía, primeramente, y como turbina finalmente. El proceso, pues, puede dividirse en tres etapas, como sigue:

1a. etapa

La bomba trabaja como bomba, disminuyéndose cada vez más la presión en ella debido a que, después de la interrupción de la corriente, la única energía disponible es la correspondiente a las partes rotatorias del motor, de la bomba y del agua encerrada en su interior. La velocidad del agua en la tubería de impulsión se reduce cada vez más hasta que llega a ser nula.

2a etapa

La bomba sigue girando hacia adelante pero no desarrolla el par motor para vencer las resistencias friccionales de la columna de agua; en consecuencia, el agua empieza a adquirir una velocidad en sentido contrario a la inicial; la bomba se convierte así en disipadora de energía y finalmente su velocidad se reduce a cero.

3a. etapa

La bomba empieza a girar ahora en sentido contrario al inicial y se convierte en una turbina.

Como se ve, el estudio completo del golpe de ariete en un sistema de bombeo exige el conocimiento de las curvas características de la bomba para las tres etapas mencionadas. Sin embargo, generalmente se adoptan válvulas de retención, caso en el cual no es necesario estudiar las dos últimas etapas pues no se presentan. Se supone en el diseño que, aun cuando la válvula de retención empieza a cerrarse a medida que la velocidad del agua va disminuyendo, la válvula de retención se cierra bruscamente cuando el gasto se hace nulo. Por circunstancias imprevistas, mal sostenimiento, etc., los goznes de la válvula de retención se pegan y la válvula de retención se cierra cuando el agua ha adquirido una velocidad negativa. Se produce entonces un golpe de ariete extraordinario. Algunas veces se adopta este caso como base para el diseño pero entonces se rebaja el factor de seguridad de 4 a 2 con relación a la resistencia última del material. Respecto a los factores de seguridad que deben emplearse en el diseño deberá consultarse en el "Symposium on water Hammer" A.S.C.E., artículo de John Parmakian.

En el estudio del golpe de ariete en un sistema de bombeo se hace uso del hecho de que, en el tanque de entrega, la carga (y) no cambia permaneciendo siempre igual a la altura estática del bombeo. Para tener en cuenta las pérdidas de carga en la tubería de succión o de impulsión, se consideran éstas concentradas en el tanque final, de modo que la altura estática, que en el caso de no haber fricción se consideraría constante, ahora se considera variable e igual a la verdadera altura más las pérdidas por fricción. Este sistema fue ideado por L. Bergeron; existen otros sistemas de considerar las pérdidas de carga pero sus soluciones son complejas y laboriosas. En nuestro ejemplo hemos adoptado, naturalmente, el sistema Bergeron.

El fabricante, generalmente, sólo suministra la curva característica correspondiente a la velocidad normal de trabajo correspondiente al flujo y presión de diseño. Como se vio en el ejemplo 3, es necesario conocer las curvas características de la bomba o bombas, correspondientes a otras velocidades.

Cálculo del golpe de ariete en el sistema de bombeo de la Quebrada La Honda, Medellín, Colombia

Características generales

El sistema consiste en tres bombas Worthington de una capacidad nominal de 1000 HP cada una, capaces de elevar, trabajando conjuntamente en paralelo, la

ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO

cantidad total de 615.6 l/s a una altura estática de 275.2 m. El momento de inercia del equipo es como sigue:

$$\text{Del motor: } 790 \text{ lbs} - Pie^2 = 33.34 \text{ kg} \cdot m^2$$

$$\text{De la bomba: } 260 \text{ lbs} - Pie^2 = 10.97 \text{ kg} \cdot m^2$$

$$\text{Del eje y acople: } 3.00 \text{ kg} \cdot m^2 \text{ (supuesto)}$$

y para las tres bombas y motores: $I = 3 \times 47.31 = 141.9 \text{ kg} \cdot m^2$.

La tubería de impulsión consiste en una tubería de acero de las siguientes características:

Longitud = 1459.5 m.

Diámetro interior: 22"

Resistencia última mínima: 45000 psi = 3168 kg/cm²

Límite de elasticidad (70% de la resistencia última) = 2217.6 kg/cm²

Factor de seguridad con respecto al límite elástico: = 2.5

Esfuerzo de trabajo: = 887.04 kg/cm²

Las eficiencias de la soldadura adoptadas fueron las siguientes:

100% para espesores hasta de 8 mm (inclusive)

90% para espesores entre 8 y 16 mm (inclusive)

80% para espesores entre 16 y 24 mm (inclusive)

No conocida aún la sobrepresión del golpe de ariete, se supuso una sobrepresión con base en cálculos anteriores y se supuso una distribución lineal del gradiente de presión entre la casa de bombas y el punto de descarga de la tubería de impulsión. Con este gradiente se calcularon los espesores con la fórmula:

$$e = \frac{pR}{C\sigma_T} \text{ en donde:}$$

e = espesor de la tubería en mm

p = presión en kg/cm²

σ_T = esfuerzo de trabajo = 887.04 kg/cm²

R = radio interior en mm

C = eficiencia de las soldaduras.

Al espesor calculado se le añadió 1 mm para la corrosión y éste se tuvo en cuenta para calcular la velocidad de la onda de presión.

De acuerdo con el perfil de la tubería y con las presiones que pueden ser resistidas por los diferentes calibres, sin tener en cuenta el milímetro añadido por la corrosión, se obtuvieron las longitudes correspondientes, según el Cuadro No. 1, para cada calibre:

Cuadro No. 1 Espesores y longitudes correspondientes

Espesor real mm	Espesor efectivo	Presión Resistida		Longitud metros
		en Kg/cm ²	en m	
6	5	15.87	158.7	486.0
7	6	19.04	190.4	54.0
8	7	22.22	222.2	114.0
9	8	25.39	253.9	60.0
10	9	25.71	257.1	12.0*
11	10	28.57	285.7	96.0
12	11	31.43	314.3	168.0
13	12	34.28	342.8	114.0
14	13	37.14	371.4	48.0
15	14	40.00	400.0	36.0
16	15	42.85	428.5	96.0
17	16	45.71	457.1	66.0
18	17	43.16	431.6	----- **
19	18	45.70	457.0	----- **
20	19	48.24	482.4	78.0
21	20	50.78	507.8	31.5

Longitud total: 1459.5 m.

* Por ser la longitud tan pequeña se suma a la de 11 mm.

** Debido a que el tubo de 17 mm tiene mayor eficiencia de soldadura aguanta más que los tubos de 18 y 19 mm.

Velocidad de la onda de presión

Calculados en forma aproximada los espesores del conducto se entra a calcular la velocidad de la onda de presión. Se acepta generalmente que dicha velocidad es el promedio de la obtenida en los diferentes tramos de diferentes espesores. El diámetro interior permanece constante e igual a 22".

$$v_p = \frac{\sum L}{\sum \frac{L}{a}}$$

$$a = \frac{9000}{\sqrt{48.3 + \frac{Kd}{e}}}$$

ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO

en donde:

- v_p = velocidad promedio de la onda de presión en m/s.
 - L = longitud del tramo de espesor (e) en m.
 - a = velocidad de la onda de presión en el tramo de longitud (L) y espesor (e), en m/s.
 - K = constante que para el acero es 0.5
 - d = diámetro interior del conducto en mm.
 - e = espesor del conducto en mm.
- se obtuvo $v_p = 1131.3$ m/s.

Curva característica de la tubería.

Teniendo en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería misma, en los codos y en los accesorios de la casa de bombas se obtuvo el siguiente cuadro que muestra las alturas dinámicas totales contra los caudales correspondientes.

Como en el método de Schnyder - Bergeron se consideran las pérdidas por fricción en la tubería concentradas en el punto de descarga de la misma, la curva dibujada con los datos del cuadro reemplaza a la línea horizontal correspondiente a la carga estática en el diagrama de cálculo.

Cuadro No. 2 Caudales contra altura dinámica de impulsión

Caudal Q l/s	Pérdidas fricción	Altura dinámica total	Altura estática 275.15 m.
100	0.85	276.00	
200	3.41	278.56	
300	7.02	282.17	
400	11.71	286.86	
500	17.8	293.03	
560	21.92	297.67	
580	23.41	298.56	
600	24.90	300.05	
620	26.39	301.54	
640	28.10	303.25	
700	33.21	308.36	

Rectas características de la tubería.

Las rectas características de la tubería están definidas por las relaciones siguientes:

$$tg \alpha = \pm \frac{v_p}{g s} \text{ en donde:}$$

v_p = velocidad de la onda de presión (promedio)

g = aceleración de la gravedad

S = área interior del tubo.

se tiene:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = + \frac{1131.3}{9.81 \times 0.245} = 470.7 \text{ m/m}^3/\text{s o m/Q}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = 470.7 \text{ m/Q.}$$

Curvas características de las bombas

Es necesario calcular, a partir de la curva de trabajo de alturas totales de impulsión contra caudales, suministrada por el fabricante para una sola bomba, las siguientes curvas características:

- De alturas totales de impulsión contra caudales para las tres bombas trabajando conjuntamente, en paralelo, para la velocidad normal de las bombas, en este caso de 1775 R.P.M.
- Curvas iguales a la del ítem (a) pero para diferentes velocidades del impulsor.
- Curvas del par motor para cada velocidad, altura total de impulsión y caudal correspondientes.

Las curvas anteriores se obtienen de las suministradas por el fabricante, haciendo uso de las ecuaciones:

$$H = K_1 n^2 \quad (23)$$

$$Q = K_2 n \quad (24)$$

$$\text{BHP} = K_3 n^3 \quad (25)$$

$$M = K_4 n^2 \quad (26)$$

en donde:

H = altura total de impulsión.

Q = caudal bombeado, para la altura H .

BHP = potencia requerida.

M = par motor correspondiente al BHP.

n = velocidad de la bomba en radianes por segundo.

Si conocemos un punto de la curva dada por el fabricante (Q_0, H_0, M_0) para una velocidad n_0 , entonces encontramos Q_1, H_1, M_1 para una nueva velocidad n_1 así:

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \therefore H_1 = H_0 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad (27)$$

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} \therefore Q_1 = Q_0 \frac{n_1}{n_0} \quad (28)$$

$$\frac{M_1}{M_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \therefore M_1 = M_0 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad (29)$$

o también si elevamos al cuadrado la ecuación (28) y eliminamos $(n_1/n_0)^2$ combinándola con la (27) entonces obtenemos:

$$H_1 = \frac{H_0 Q_1^2}{Q_0^2} = K_5 Q_1^2$$

De aquí se deduce que las nuevas condiciones caen dentro de la parábola $H = K_5 Q^2$. Esta parábola puede dibujarse partiendo de alguna condición inicial y sobre ella se pueden determinar, por la ecuación (27), los puntos que corresponden a las nuevas velocidades. De la misma manera se demuestra que $M_1 = M_0 H_1/H_0$ o sea que (M) es proporcional a (H), para las nuevas condiciones de velocidad. Por lo tanto para trazar las curvas de (H) contra (Q) y del par motor, para otras velocidades, se determina primero, en la curva conocida suministrada por el fabricante, un punto correspondiente a un par conocido. Por ese punto se hace pasar una parábola de la forma $H = K_5 Q^2$. La altura H_0 para ese punto se divide en un número de partes iguales como se ve en la Figura (11).

Para cada una de las divisiones anteriores se hace pasar una horizontal que interseca la parábola en los puntos (M_1), (M_2) y (M_3). Sobre la misma parábola se determinan puntos correspondientes a (n_1), (n_2), (n_3) correspondientes a valores de $H_1 = H_0 \times (n_1/n_0)^2$, etc. Lo mismo se hace con otras parábolas de la forma $H = K Q^2$ que se hacen pasar por puntos de la curva del fabricante, puntos que corresponden a diferentes valores del par motor y que son arbitrariamente escogidos.

Uniendo todos los puntos de igual cota obtenemos las nuevas curvas de H vs Q para cualquier velocidad y las curvas del par motor para cualquier carga, caudal y velocidad de la bomba. Ver Figura (12).

La curva del ítem (1) para trabajo conjunto en paralelo se obtiene de la curva suministrada por el fabricante para una sola bomba, según el siguiente criterio: si una sola bomba que trabaje contra una altura (H) bombea un caudal (Q) con caballaje

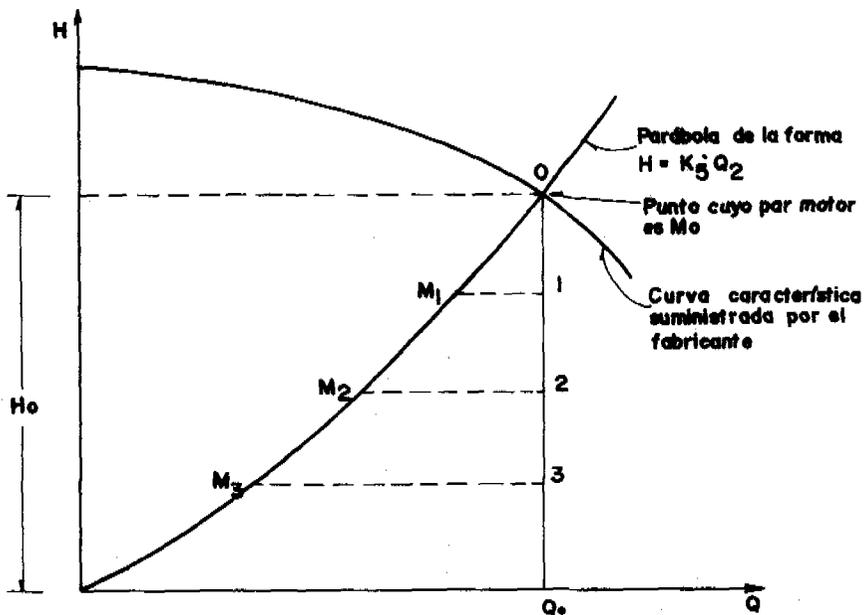


Figura 11

requerido (BHP), entonces tres bombas que trabajen en paralelo contra la misma altura total de impulsión (H) bombearán ($3Q$) y requieren (3 BHP), en total.*

Obtenemos, primero que todo, la curva característica de las tres bombas que trabajan en paralelo, con los datos del Cuadro No. 3.

Con el Cuadro No. 3 tenemos ya todos los datos para dibujar las parábolas de la forma $H = KQ^2$. Ellas pasarán, respectivamente, por los puntos del par motor de la última columna del cuadro No. 3. Para dibujarlas obtenemos los cuadros siguientes que incluyen los valores de (H) para cada (n):

* Se puede aplicar también el método de las bombas virtuales explicado en otro capítulo.

ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO

Cuadro No. 3

Para una sola bomba				Para las tres bombas		
Datos obtenidos de la curva suministrada por el fabricante				Datos calculados para trabajo en paralelo		
Caudal Q g p m l/s	Altura H pies m	Pot. Req. ** BHP, Kg/-m/s	Par motor Kg-m**	Caudal l/s	H m	Par Motor Kg - m
0000	1106	625				
0000	337.11	47525.0		000	337.11	
500	1104	760				
31.60	336.50	50946.8	274.1	94.80	336.50	822.3
1000	1100	730				
63.13	335.28	55509.2	298.6	189.39	335.28	895.8
1500	1092	800				
94.70	332.84	60832.0	327.3	284.10	332.84	981.9
2000	1082	870				
126.26	329.80	66154.8	355.9	378.78	329.80	1067.7
2500	1060	950				
157.83	323.09	72238.0	388.6	473.49	323.09	1165.8
3000	1018	1020				
189.39	310.30	77560.8	4173	568.17	310.30	1251.9
3250*	992	1050				
205.2*	302.4	79842.0	429.5	615.6	302.4	1288.5
3500	958	1070				
220.96	929.00	81362.8		662.88	292.00	
4000	878	1100				
252.52	267.61	83644.0		757.56	267.61	
4500	756	1150				
284.09	230.43	86446.0		852.27	230.43	

* Este caudal corresponde al trabajo normal de la bomba.

** 1 BHP = 76.04 kg-m/s; Par motor = (Kg m/s) x 60/ (175 x 2 π x Rad/s)

Par motor = 0.0053798 x (Kg-m)

1775 RPM = 185.88 Rad/s.

Cuadro No. 4 Parábola para el Par Motor 1288.5 Kg.m

Condiciones iniciales:

$M_0 = 1288.5$; $H_0 = 302.4$ m; $Q_0 = 615.6$ l/s

$$K = \frac{302.4}{615.6^2} = 0.0007979; \text{ No } 1775 \text{ R.P.M} = 185.88 \text{ Rad/s.}$$

$H = 0.0007979 Q^2$			$H = (n/n_0)^2 H_0$			
Q	Q^2	H	Rad/s	n/no	$(\frac{n}{n_0})^2$	H
615.6	-----	302.4	185.88	---	----	302.4
600	360000	287.2	180	0.9684	0.9378	283.59
550	302500	241.4	170	0.9146	0.8365	252.96
500	250000	199.5	160	0.8608	0.7410	224.08
450	202500	161.6	150	0.8070	0.6512	196.92
400	160000	127.7	140	0.7532	0.5673	171.55
350	122500	97.7	130	0.6994	0.4892	147.93
300	90000	71.8	120	0.6456	0.4168	126.04
250	62500	49.9	110	0.5918	0.3502	105.90
200	40000	31.9	100	0.5380	0.2894	87.51
150	22500	18.0	90	0.4842	0.2344	70.88
100	10000	8.0	80	0.4304	0.1852	56.00
50	2500	2.0	70	0.3766	0.1418	42.88
			60	0.3228	0.1042	31.51
			50	0.2690	0.0724	21.89
			40	0.2152	0.0463	14.00

Como H es proporcional a M encontramos el valor de H para $M = 100$, para dibujar las curvas del par motor de la bomba.

$$H_{100} = \frac{302.4 \times 100}{1288.5} = 23.47 \text{ y por lo tanto: } H_{200} = 2 \times 23.47 = 46.94 \text{ etc.}$$

ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN ESTACIONES DE BOMBEO

Cuadro N°. 5

Condiciones iniciales:

$$M_0 = 1251.9; H_0 = 310.3; Q_0 = 568.2; K = \frac{310.3}{568.2^2} = 0.0009611$$

$$n_0 = 185.88 \text{ Rad/s}$$

$H = KQ^2$			$H = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_0$		
Q	Q ²	H	Rad/seg	$(n/n_0)^2$	H
568.2	-----	310.3	185.88	-----	310.3
550	302500	290.7	180	0.938	291.1
500	250000	240.3	170	0.837	259.7
450	202500	194.6	160	0.741	229.9
400	160000	153.8	150	0.651	202.0
350	122500	117.7	140	0.567	175.9
300	90000	86.5	130	0.489	151.7
250	62500	60.1	120	0.417	129.4
200	40000	38.4	110	0.350	108.6
150	22500	21.6	100	0.289	89.7
100	10000	9.6	90	0.234	72.6
50	2500	2.4	80	0.185	57.4
			70	0.142	44.1
			60	0.104	32.3
			50	0.072	22.3
			40	0.046	14.3

$$H_{100} = \frac{310.3}{1251.9} \cdot 100 = 24.79$$

En la misma forma se obtienen las parábolas para los valores restantes de M_0 : 1165.8; 1067.7; 981.9 y 895.8 kg-m. Así podemos obtener todas las curvas necesarias. (Ver Figura 12).

Procedimiento para el cálculo del golpe de ariete

La velocidad angular de la bomba está ligada al par motor que la produce por medio de la ecuación:

$$M = \frac{I}{g} \frac{\partial n}{\partial t} \quad \text{en donde:}$$

- M = par motor de la bomba en Kg-m
- I = momento de inercia de las partes rotatorias, incluyendo el agua dentro de la bomba, en Kg-m²
- n = velocidad del impulsor en radianes/s
- g = aceleración de la gravedad en m/s²

El signo negativo en la ecuación anterior aparece porque se está considerando un movimiento desacelerado de las bombas por la interrupción de la corriente eléctrica. Es, además, válida sólo para un pequeño instante. Por lo tanto su resolución se efectúa tomando diferencias finitas así:

$$\frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{I}{g} \times \left(\frac{n_1 - n_2}{t_2 - t_1} \right)$$

Veremos enseguida su aplicación en el cálculo de la variación de la presión en la casa de bombas. Para la explicación que sigue hacemos uso del siguiente diagrama (Fig 11A):

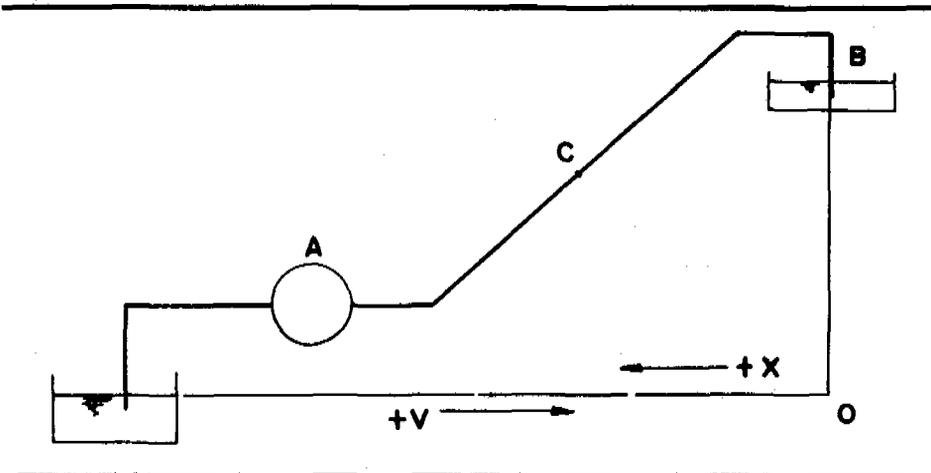


Figura 11A

- Punto A = casa de bombas
- Punto B = descarga de la impulsión
- Punto C = punto entre A y B; toma los subíndices 1, 2, 3, 4, etc. según diferentes localizaciones.

Variación de la presión en la casa de bombas*Primer paso A(0.20)*

Escogemos $\Delta t = 0.20$ y con este valor encontraremos las condiciones de trabajo de las bombas después de varios intervalos de tiempo.

Un observador parte del punto (C) hacia la casa de bombas, o sea hacia el punto (A). El punto (C) está situado de (A) a 0.20 segundos o sea a la distancia $0.20 \times 1131.3 = 226.26$ m. En el diagrama de cálculo Schnyder-Bergeron al cual llamaremos de ahora en adelante diagrama S-B aparecerán los puntos A, B, C, de la figura 12 con estas mismas letras pero afectadas por un subíndice que indica el instante que se está considerando. El punto (A_0), por ejemplo, representará el punto característico de las condiciones hidráulicas reinantes en el punto (A) en el instante cero. El punto (A_0) está determinado en el diagrama S-B por la intersección de la curva característica inicial de la bomba con la curva característica de la tubería. El punto (A_0) coincide con otros puntos característicos como B_0 , $B_{0.5}$, $B_{1.29}$, C_0 , $B_{1.0}$, $C_{0.20}$, etc., etc., en dicho diagrama.

Un observador, pues, parte del punto (C) en el instante cero y llega al punto (A), 0.20 segundos después. Pero en este instante las bombas trabajan ya con una velocidad (n_2) que suponemos en 170 rad/s. La intersección de la curva ($n_2 = 170$) con la recta característica (+ a) determina las condiciones hidráulicas (par motor, presión, etc.) en el punto A(0.20). Si la velocidad (n_2) supuesta no coincide con la calculada, entonces se repite el cálculo hasta que se obtenga la coincidencia. El par motor (M_2) correspondiente a (n_2) es $M_2 = 1050$, ver Figura 12. Se tiene entonces:

$$n_2 - n_1 = \frac{g}{2I} (M_1 + M_2) (t_2 - t_1)$$

$$\frac{g \times 0.20}{2I} = -\frac{9.81 \times 0.20}{2 \times 141.9} = 0.0069$$

$$n_2 = 185.9 - 0.0069 (1288.5 + 1050.0) = 185.9 - 16.1 = 169.8$$

lo cual se acepta como correcto.

Segundo paso A(0.40)

Escogemos ahora otro punto (C_1) situado a (0.40) segundos del punto (A). Con el mismo intervalo $\Delta t = 0.20$ y conocido el punto característico A (0.20) calculamos el punto A(0.40). Suponemos $n_2 = 157$ rad/s y el par correspondiente es 872.8 kg-m.

$$n_2 = 169.8 - 0.0069 (1050.0 + 872.8) = 156.5 \text{ rad/s.}$$

Tercer paso A(0.60)

Escogemos ahora otro punto (C_2) situado a 0.60 segundos del punto (A) y calculamos sus condiciones a partir del punto característico A(0.40). Suponemos $n_2 = 145$; $M_2 = 724.4$; $n_1 = 156.6$; $M_1 = 872.8$.

$$n_2 = 156.5 - 0.0069 (872.8 + 724.4) = 145.5$$

Cuarto paso A(0.80)

Escogemos otro punto (C_3) situado a 0.80 segundos de (A). Suponemos $n_2 = 136$; $M_2 = 618.2$; $n_1 = 145.5$; $M_1 = 724.4$.

$$n_2 = 145.5 - 0.0069 (724.4 + 618.2) = 136.2$$

Quinto paso A(1.00)

Escogemos otro punto (C_4) situado a 1.0 segundos del punto (A). Suponemos $n_2 = 128$, lo que da $M_2 = 534.1$

$$n_2 = 136.2 - 0.0069 (618.2 + 534.1) = 128.2$$

Sexto paso A(1.20)

Escogemos un punto (C_5) situado a 1.20 segundos del punto (A). Suponemos $n_2 = 121$, lo que da $M_2 = 468.7$

$$n_2 = 128.2 - 0.0069 \times (534.1 + 468.7) = 121.3.$$

Séptimo paso A(1.40)

Un observador parte del punto (C_5) pero no desde el instante cero sino desde el instante 0.20 segundos. Llega por lo tanto al punto (A) en el instante $t = 0.40$. Suponemos $n_2 = 115$; $M_2 = 411.5$.

$$n_2 = 121.3 - 0.0069 (468.7 + 411.5) = 115.2.$$

Podemos seguir utilizando el punto (C_5) como base dentro de los primeros 1.20 segundos del golpe de ariete porque durante todo este tiempo las condiciones en (C_5) no cambian. Para hallar el punto característico A(2.58) partimos de B(1.29) y de la velocidad y par de la bomba en el instante $t = 2.40$; en este último caso ΔT será 0.18 en lugar de 0.20. En lo que sigue se muestra lo dicho anteriormente. Por ejemplo, partiendo de (C_5) en el instante 0.40 se tiene:

Octavo paso A(1.60)

$$n_2 = 109; M_2 = 364.8$$

$$n_2 = 115.2 - 0.0069 (411.5 + 364.8) = 109.6$$

Noveno paso A(1.80)

$$n_2 = 105; M_2 = 333.3$$

$$n_2 = 109.6 - 0.0069 (364.8 + 333.3) = 104.6$$

Décimo paso A(2.00)

$$n_2 = 100.0; M_2 = 298.0$$

$$n_2 = 104.6 - 0.0069 (333.3 + 298.0) = 100.3$$

Undécimo paso A(2.20)

$$n_2 = 96.4; M_2 = 272.8$$

$$n_2 = 100.3 - 0.0069 (298.0 + 272.8) = 96.4$$

Duodécimo paso A(2.40)

$$n_2 = 93; M_2 = 249.2$$

$$n_2 = 96.4 - 0.0069 (272.8 + 249.2) = 92.8$$

Decimotercer paso A(2.58)

Este último paso lo calculamos a partir del punto B(1.29). Un observador sale del tanque en el instante $t = 1.29$ y llega al punto (A) en el instante $t = 2.58$. En el instante A(2.40) la velocidad y par en la bomba eran: $n = 92.8$; $M = 249.2$. Ahora, $\Delta t = 0.18$; $n_2 = 90.0$; $M_2 = 230.0$.

$$n_2 = 92.8 - 0.0062 (249.2 + 230.0) = 89.8 \text{ rad/s.}$$

Para calcular A(2.58) también se hubiera podido decir que desde (A) en el instante cero parte un observador que llega a (B) y se devuelve hasta (A), a donde llega en el instante $t = 2.58$ seg. La operación por ejecutarse es idéntica a la anterior.

Hemos obtenido puntos entre los cuales bien puede interpolarse si se desea buscar otras condiciones hidráulicas en el punto (A) en instantes diferentes. Para buscar otros puntos cercanos al A(2.58) en el diagrama S-B, es necesario hacer partir un observador desde un punto muy cercano a la casa de bombas. Digamos desde un punto (E) que está situado a 0.025 segundos del punto (A). El punto característico (A₀) del diagrama S-B coincide también con el punto característico E(0.025). El punto E(0.025) está del punto (A) a $0.025 \times 1131.3 = 28.28$ m. El proceso es como sigue: un observador parte del punto (E) hacia la bomba en el instante $t = 0.025$ y

llega a (A) en el instante $t = 0.05$. El punto característico A(0.05) se determina como se ha venido haciendo. Ese mismo observador se regresa hacia el punto (B) a donde llega en el instante $t = 0.05 + 1.29 = 1.34$ seg. Se determina en el diagrama S-B el punto B(1.34) por medio de la recta característica - α , como su intersección con la curva característica de la tubería. Si no hubiera fricción se usaría la recta horizontal correspondiente a la altura estática pues esta recta representará las condiciones hidráulicas en el tanque (B) en cualquier instante. Existiendo la fricción se usa la curva característica de la tubería pues la fricción se considera concentrada en el tanque (B) como se mencionó anteriormente. (Ver diagrama S-B). El mismo observador se regresa al punto (A) y llega en el instante $t = 1.34 + 1.29 = 2.63$ seg. El punto característico A(2.63) se determina como se ha venido haciendo con intervalo $\Delta t = 2.63 - 2.58 = 0.05$ y partiendo de las condiciones conocidas A(2.58). Los cálculos son como sigue:

a. A(0.05): $\Delta t = 0.05$; $n_2 = 181.6$; $M_2 = 1223.6$
 $n_2 = 185.9 - 0.0346 \times 0.05 (1288.5 + 1223.6) = 181.6$
 185.9 = velocidad inicial de la bomba.

b. A(2.63): $\Delta t = 0.05$; $n_2 = 88$ $M_2 = 204.4$
 $n_2 = 89.8 - 0.0017 (230.0 + 204.4) = 89$

Como lo hicimos con E(0.025) lo hacemos para otro punto E(0.05); así encontramos: A(0.10); B(1.39); A(2.68). Los cálculos son:

a. A(0.10): $n_2 = 177.9$; $M_2 = 1167.0$
 $n_2 = 181.6 - 0.0017 (1223.6 + 1167.0) = 177.5$
 b. A(2.68): $n_2 = 88$; $M_2 = 190.7$
 $n_2 = 89 - 0.0017 (204.4 + 183.7) = 88.3$

Lo mismo hacemos para un punto E(0.075) y así encontramos A(0.15), B(1.44) y A(2.73). Los cálculos son:

a. A(0.15): $n_2 = 174$; $M_2 = 1107.4$
 $n_2 = 177.5 - 0.0017 (1167.0 + 1107.4) = 173.6$
 b. A(2.73): $n_2 = 87.5$; $M_2 = 175.0$
 $n_2 = 88.3 - 0.0017 (183.7 + 175.0) = 87.7$

Uniendo los puntos obtenidos A(2.58), A(2.63), A(2.68), A(2.73), obtenemos una curva cuya intersección con el eje de las cargas de presión nos determina la carga de presión mínima en el punto (A) que en este caso es de 74 m. Como en el instante en que (Q) es nulo se supone que la válvula de retención se cierra, la presión empieza a oscilar, entre un máximo y un mínimo; la presión máxima es de 453 m. (Ver diagrama S-B). Para encontrar la carga máxima de 453 m. en la casa de bombas, las rectas características se han dibujado hacia la derecha del eje de las (y), en la Figura 12. Esto se ha hecho así para ahorrar espacio, pues debieron haberse dibujado hacia la izquierda de dicho eje. Obsérvese que la curva característica de la tubería se ha dibujado hacia abajo pues en esta forma se obtiene el efecto deseado, ya que la fricción amortigua el golpe de ariete positivo.

Variación de la presión en puntos intermedios

Los puntos de la impulsión en donde se pueden formar presiones negativas inferiores a la presión del vapor son los puntos (12D) y (15). Ver Figura 13.

Variación de la presión en el punto (12D)

El punto (12D) se encuentra situado, de la bomba, a una distancia medida a lo largo del eje de la tubería de 358.6 m. Entre el punto (12D) y el tanque de descarga la distancia es de 1100.9 m (a lo largo del eje de la tubería).

Por lo tanto, de la casa de bombas al punto (12D) un observador que vaya a la misma velocidad de la onda de presión gasta un tiempo de:

$$t_1 = \frac{358.6}{1131.3} = 0.32 \text{ seg.}$$

Del tanque al punto (12D) se gasta un tiempo de:

$$t_2 = \frac{1100.9}{1131.3} = 0.97 \text{ seg.}$$

Las cargas de presión en el punto (12D) se determinan como las intersecciones de las rectas características correspondientes a dos caminos distintos: a) desde la casa de bombas parte un observador en un instante dado y desde el tanque parte otro observador en otro instante, de tal manera que ambos se encuentren en el punto (12D) al mismo tiempo. Un observador parte, por ejemplo, del punto B1.34 ya calculado, para llegar al punto (12D) en el instante (t):

$$t = 1.34 + 0.97 = 2.31 \text{ seg.}$$

El otro observador deberá partir de la casa de bombas para llegar al punto (12D) en el mismo instante que el primer observador. Por lo tanto deberá partir de la casa de bombas en el instante (t):

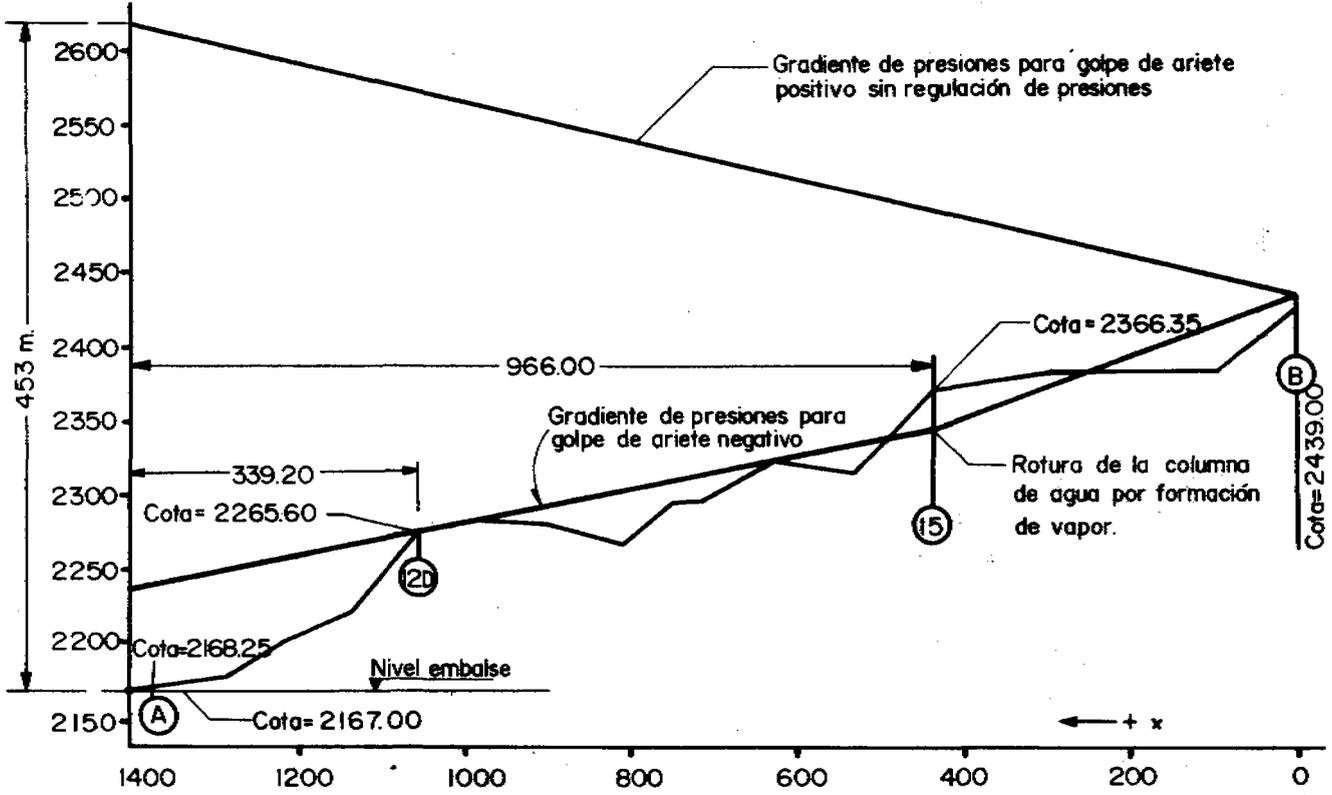
$$t = 2.31 - 0.32 = 1.99 \text{ seg.}$$

Puede aceptarse que el punto A(1.99) coincide con el punto A(2.00). (Véase diagrama S-B) y verifíquese el proceso hasta localizar el punto (12D)2.31.

Hacemos ahora lo mismo que antes pero a partir de B1.39:

$$t = 1.39 + 0.97 = 2.36$$

LONGITUD REAL DE LA TUBERIA : 1459.5 m. - 22" Acero



PERFIL DE LA TUBERIA DE IMPULSION HONDA - PIEDRAS BLANCAS (Medellín - Antioquia)

Figura 13

$$t = 2.36 - 0.32 = 2.04;$$

El segundo observador sale de (A) en el instante $t = 2.04$ seg. Se obtiene, entonces, el punto $(12D)_{2.36}$ en el diagrama S-B.

Uniando los puntos así obtenidos $(12D)_{2.31}$, $(12D)_{2.36}$, $(12D)_{2.46}$ y $(12D)_{2.66}$, se obtiene una curva de variación de presiones en el punto (12D). La intersección de esta curva con el eje de las cargas determina la carga mínima que corresponde al caudal ($Q = 0$); como aquí se supone que se cierra la válvula de cheque la carga empieza a fluctuar entre este mínimo y el máximo correspondiente. Sin embargo en el punto (12D) puede presentarse antes de que (Q) sea nulo la carga mínima de las mínimas, como puede verse por la curva que une los puntos $(12D)_{2.31}$, $(12D)_{2.36}$, etc. La forma de esta curva sugiere que la presión mínima está sobre la recta característica $+ \alpha$ que parte de (B) hacia la bomba en el instante 1.29. Entonces un observador que parte de B(1.29) hacia la bomba llega al punto (12D) en el instante:

$$t = 1.29 + 0.29 = 2.26 \text{ seg.}$$

Por lo tanto el observador que parte de la bomba hacia el punto (12D) debe salir en el instante:

$$t = 2.26 - 0.32 = 1.94 \text{ seg.}$$

Como el punto A(1.94) se encuentra sobre la misma recta $+ \alpha$, la recta característica $- \alpha$ que arranca del punto A(1.94) es este mismo punto y, en consecuencia $A(1.94) = (12D)_{2.26}$ es el punto buscado.

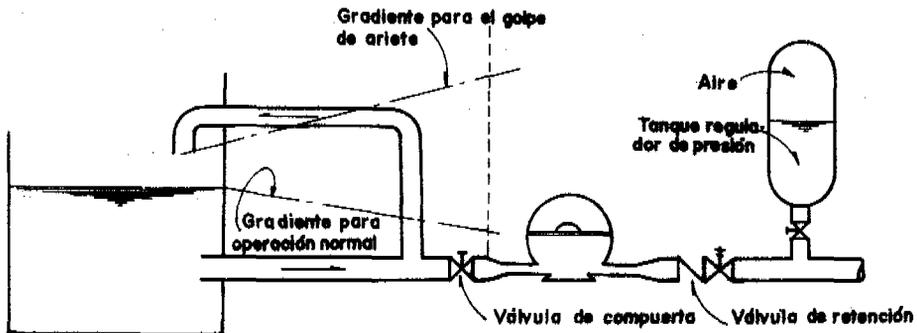


Figura No. (14). Regulación de la presión del golpe en la tubería de succión. Altura de succión positiva.

Como el punto A(1.94) se encuentra sobre la misma recta $+ \alpha$, la recta característica $- \alpha$ que arranca del punto A(1.94) es este mismo punto y, en consecuencia A(1.94) = (12D)_{2.26} es el punto buscado.

Variación de la presión en el punto (15)

Se ejecuta un proceso idéntico al correspondiente al punto (12D). Al dibujar la curva de cargas mínimas observamos que en el punto (15) se forma una presión negativa inadmisibile. Por esto, para regular la presión, tanto para disminuir la sobrepresión como para aumentar la carga mínima correspondiente al golpe de ariete negativo y evitar la rotura de la columna de agua es necesario diseñar un tanque de aire para amortiguar el golpe de ariete o emplear algún otro sistema que produzca el resultado deseado.

Golpe de ariete en la tubería de succión

Aparentemente las condiciones de la succión son muy favorables por no estar sujetas a presiones elevadas durante la operación. Sin embargo, no es así. Pueden presentarse en esta tubería condiciones muy desfavorables debidas al golpe de ariete las cuales deben ser consideradas si queremos que el diseño sea completamente seguro en toda la instalación.

El golpe de ariete en la tubería de succión se presenta porque el agua reduce su velocidad desde la velocidad normal hasta hacerse nula al finalizar la primera etapa del movimiento transitorio. En este momento la presión en la tubería de succión es muy alta y puede ocasionar la ruptura de la tubería de succión y de las bombas si éstas no han sido diseñadas para resistir esta elevación de presión. La presión máxima en la tubería de succión será por lo menos igual a la presión mínima en la salida de la bomba al final de la primera etapa del golpe de ariete. Si existe un tanque de aire para regular la presión la situación en la tubería de succión puede ser aún peor: al interrumpirse la corriente eléctrica la presión existente en el tanque de aire se hace mayor que la presión desarrollada por la bomba. La válvula de retención se cierra instantáneamente, por medio de un disparo muy característico. Naturalmente esto ocasiona un golpe de ariete muy brusco en la tubería de succión. En este caso se cumplen las condiciones de cierre instantáneo:

$$h - h_0 = \frac{a v_0}{g} \quad (30)$$

En donde:

$h-h_0$ = carga de sobrepresión en la tubería de succión.

a = velocidad de la onda de presión en la tubería de succión.

v_0 = velocidad normal del agua en la tubería de succión.

g = gravedad.

Si se tiene en la instalación una altura positiva de succión el problema del golpe de ariete en la succión se resuelve muy fácilmente. Basta con conectar el tanque de succión con una tubería a la tubería de succión en la entrada de la bomba. La elevación de la presión en esta tubería hará retornar el agua al tanque de succión aliviándose automáticamente la sobrepresión producida. Un esquema de la solución se muestra en la figura 14. Si la altura de succión es negativa deberán estudiarse válvulas de alivio de presión o cualquier otro sistema regulador, incluyendo la posibilidad de aumentar la resistencia de la tubería de succión y de la bomba.

Referencias generales

1. **A. J. Stepanoff.** *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Edit. John Wiley and Sons, Inc. New York. 1957.
2. **"Manual de Bombas"**, Ed. Blume. 2a. Ed. Barcelona. 1977.
3. **F. Pollak.** *Pumps Users Handbook*, Ed. Trade and Technical Press, Ltd. 2a. Ed. England, 1980.
4. **T. G. Hicks.** *Bombas su selección y aplicación*, Ed. CECSA. 2a. Ed. 1961.
5. **Allis-Chalmers MFG, Co.** *Handbook for care of centrifugal Pumps*.

Referencias para el estudio del golpe de ariete

6. **Lorenzo Allievi.** *Theorie du Coup de Bélier*, Notes I a V, Ed. Dunod, 1921.
7. **Louis Bergeron.** *Du Coup de Bélier en Hydraulique au Coup de Foudre en Electricité*. Ed. Dunod, 1950.
8. **C. Jaeger.** *Hydraulique Technique*. Dunod, París, 1954.
9. **J. Parmakian.** *Pressure Surges in Pump Installations*. T. ASCE, Vol. 120, paper 2760, 1955.

CAPÍTULO XII

BOMBAS DE TORNILLO DE ARQUÍMEDES

Bombas de tornillo de Arquímedes

1. Introducción

La necesidad de entregar energía a un fluido se asocia con múltiples variables, entre ellas, unas asociadas con las especificaciones técnicas del problema de ingeniería en cuestión y otras, con la capacidad de planeación, diseño, construcción, administración, operación o mantenimiento de los especialistas y de las organizaciones públicas o privadas, responsables por el éxito de cada proyecto a corto, mediano o largo plazo.

No existe en el mercado un solo tipo de bomba que pueda competir ventajosamente, a la vez, frente al conjunto de variables enunciadas anteriormente y es entonces importante que en la selección de las unidades para un proyecto específico se puedan considerar diferentes opciones.

Se presentan aquí consideraciones sobre las bombas de tornillo de Arquímedes, entendidas como una buena alternativa para transportar cantidades significativas de líquido, contra alturas relativamente bajas. Estas consideraciones comprenden aspectos sobre historia, clasificación, variables de trabajo, comparación con las bombas centrífugas, aplicaciones, diseño, construcción, operación y mantenimiento.

2. Consideraciones históricas

La irrigación influyó significativamente en el desarrollo tecnológico en la antigüedad debido a que las cantidades de agua involucradas llegaron a ser muy grandes. No todas las necesidades de riego pudieron resolverse canalizando agua a gravedad y por este motivo se introdujeron objetos mecánicos de los cuales hay registros gráficos que datan desde el 2.500 A.C. (Ref. 1). Estos objetos no son máquinas en el sentido de reemplazar el esfuerzo de hombres o animales pero sí de hacer su labor más eficiente.

El shaduf egipcio, también conocido como el achicador holandés o el cigüeñal español, fueron empleados para regar los datileros y las viñas, las huertas y los macizos de flores de los egipcios en el segundo milenio A.C. El shaduf (Figura 1) se construye habitualmente levantando dos pilares de un metro o más de altura unidos cerca de su parte superior por un pequeño tablón. Encima de éste está una larga pértiga en equilibrio, que tiene en uno de sus extremos una vasija para contener el agua, y en el otro un contrapeso. A la orilla del agua un hombre llena el recipiente inclinándolo, lo sube y lo vacía en un canal de irrigación.

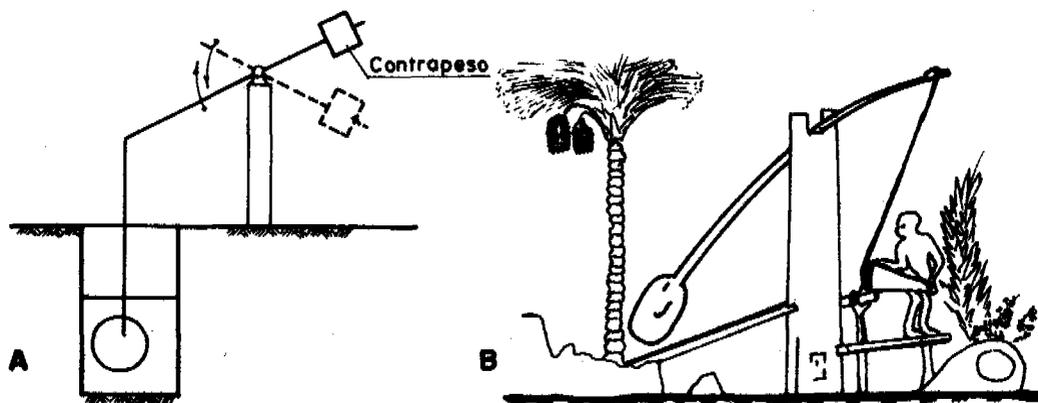


Figura 1. El shaduf egipcio. A: Principio de acción y B: Ilustración sobre riego por medio del Shaduf en una tumba de Tebas del 1500 A.C. (Ref. 2).

Los primeros rivales serios del shaduf fueron quizá (Ref. 2) la rueda y la cadena continua de cangilones como la que al parecer se utilizaba para subir el agua desde un pozo hasta los famosos jardines colgantes de Babilonia. El período en el cual se inició el uso de la fuerza de animales para elevar el agua continuamente, lo cual requiere el uso de engranajes, no es muy claro. Un punto, sin embargo, es muy claro: de todo el repertorio de las primeras máquinas hidráulicas la rueda de agua es la más significativa. Considerando tanto el campo de las turbinas como el de las bombas, ella constituye la primera máquina automática (aunque no auto-regulada) producida por el hombre. Su operación no requiere supervisión o presencia de hombres o animales. Una vez que ella empieza a trabajar elevará agua mientras que el río que la alimenta mantenga su flujo y la velocidad necesaria para hacerla girar. No debe sorprender que este tipo de máquinas aún continúen utilizándose en la tierra.

Para el tiempo de los romanos, la evolución de estos objetos se encontraba bien avanzada, como se muestra en el capítulo IV del libro X de la obra "Diez libros sobre arquitectura", escrita por Vitruvius alrededor del 27 A.C. Vitruvius incluye una descripción del tornillo de Arquímedes con instrucciones claras de cómo fabricarlo. Una pintura en Pompeya lo muestra siendo operado por un esclavo. Algunos autores (Ref. 2) consideran probablemente justo el nombre dado a este objeto mecánico, en reconocimiento al físico y matemático griego Arquímedes (287, 212 A.C.), según lo cual su origen estaría aproximadamente en el año 250 A.C.

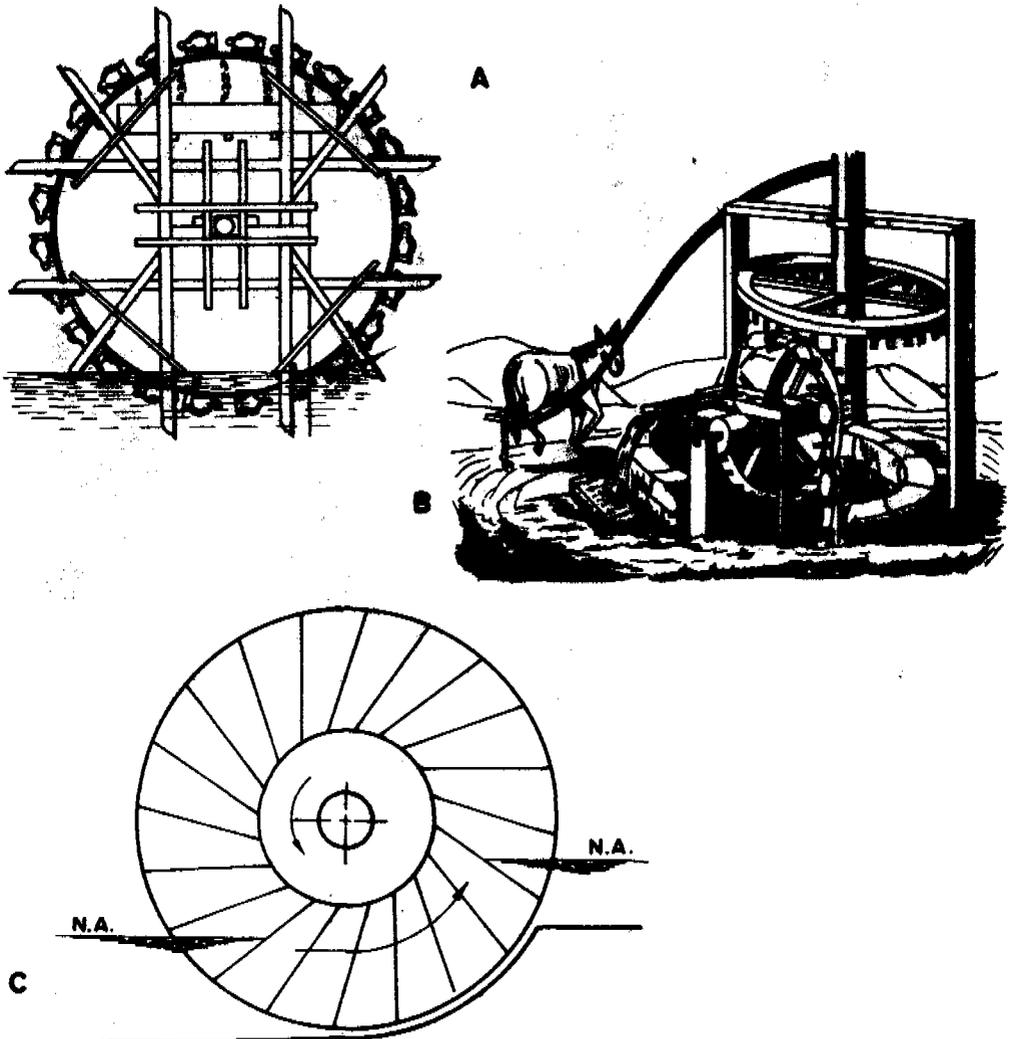


Figura 2. Máquinas antiguas de elevación de agua. A y B rueda y cadena de cangilones, también conocidas como norias y C la rueda de agua.

Varios escritores de la primera centuria A.C. refieren su aplicación en el riego y el drenaje de minas y barcos. En la cuarta centuria los romanos lo empleaban en sus avanzados sistemas de abastecimiento y de drenaje de agua.



Figura 3. Bomba de tornillo de Arquímedes, tipo cerrado.

En el siglo XIV reaparecieron los tornillos de Arquímedes constituyendo el primer renacimiento de esta antigua bomba (Ref. 4). Este renacimiento fue corto debido al resurgimiento de las bombas de pistón, máquinas de desplazamiento del tipo reciprocante. En efecto, la bomba de pistón de Ctesibius se conoce a través de la descripción hecha por Vitruvius en el capítulo VIII de su libro X, lo cual corresponde con varias unidades encontradas en Europa, unas construidas en bronce y las otras en madera con los pistones de plomo (Ref. 1). Estas bombas debían operar siempre sumergidas y por esta limitación en la succión junto a su pequeño tamaño, se cree que los romanos las utilizaron sólo en tareas pequeñas, tales como el llenado de cisternas domésticas. El hecho importante es que cuando se tiene información nuevamente de ellas en el siglo XV, en manuscritos como los de Francisco de Giorgio o de Leonardo da Vinci, ya tienen incorporada la etapa de succión, lo cual junto con otros desarrollos, les dieron gran popularidad. Las bombas de pistón tuvieron su apogeo en el siglo XIX, cuando fueron también importantes en el desarrollo del abastecimiento público de agua, antes del auge de las bombas centrífugas.

Las bombas de tornillo de Arquímedes fueron consideradas obsoletas debido a sus bajas capacidades de elevación. La mayoría de las veces se aprovecharon en proyectos de drenaje, como sucedió en la recuperación de tierras bajas en los países del mar del Norte y del mar Báltico. Durante esta época los tornillos fueron contru-uidos en madera y aprovechaban la energía eólica por intermedio de molinos de viento.

El renacimiento presente de las bombas modernas de tornillo se inicia en la década de 1920. En 1930 había alrededor de 300 instalaciones de este tipo en Holanda; sin embargo, no fue sino hasta después de la Segunda Guerra Mundial que su aprovechamiento se ha diversificado y crecido ampliamente, en parte porque la experiencia ha demostrado que las bombas centrífugas presentan serias limitaciones cuando operan con aguas muy poluidas y porque además, en muchos proyectos no se requieren alturas elevadas de bombeo.

En la década del 50 los holandeses evaluaron nuevos prototipos, desarrollados empleando refinamientos modernos. El primero de estos tornillos se instaló en un proyecto de control de inundaciones en Holanda y después se aprovecharon en sistemas de remoción de agua y de tratamiento de aguas residuales en diferentes municipalidades en Europa. Con base en los resultados obtenidos se hicieron nuevas instalaciones en Europa y más recientemente han ganado aceptación en los Estados Unidos de América (Ref. 5) y el Canadá (Ref. 6).

Proyectos en ejecución, tan importantes como el sistema de drenaje urbano y de tratamiento de aguas residuales del El Cairo, capital de Egipto, están incluyendo dentro de sus sistemas de bombeo la alternativa de bombas de tornillo de Arquímedes con maquinarias importadas de Estados Unidos de Norteamérica y de Holanda. En Colombia se han realizado algunos proyectos incluyendo esta tecnología en ciudades como Bogotá, Medellín y Cali, experiencias cuya evaluación a la luz de nuestra realidad técnica y económica merece realizarse.

3. Clasificación

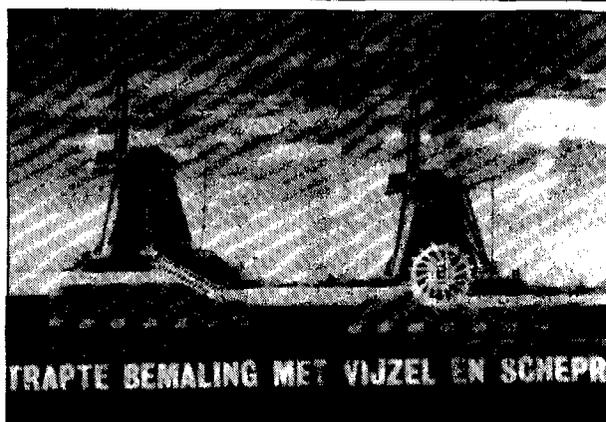
En la Figura 5 se presenta una visión global de la clasificación de las bombas (Ref. 7).

Una bomba es, en esencia, una máquina por medio de la cual se entrega energía a un fluido y según el principio empleado para realizarlo, ellas pueden dividirse en dos grandes categorías: de presión dinámica y de desplazamiento positivo. En las dinámicas la energía se añade continuamente para incrementar la velocidad de los fluidos dentro de la máquina a valores mayores a los que existen en la descarga, de manera que la subsecuente reducción en velocidad dentro o más allá de la bomba, produce un incremento de la presión. A esta categoría pertenecen las bombas centrífugas. Estas bombas presentan una estrecha analogía con los generadores eléctricos, que producen una diferencia de potencial (carga) tanto si se presenta la corriente (caudal) como si no.

A



B



C



Figura 4. Ilustraciones fotográficas sobre el aprovechamiento de las bombas de tornillo de Arquímedes con energía eólica en Holanda. En B, además del tornillo, aparece una rueda de agua. En C se pueden apreciar tanto tornillos como una artesa, todos elaborados en madera.

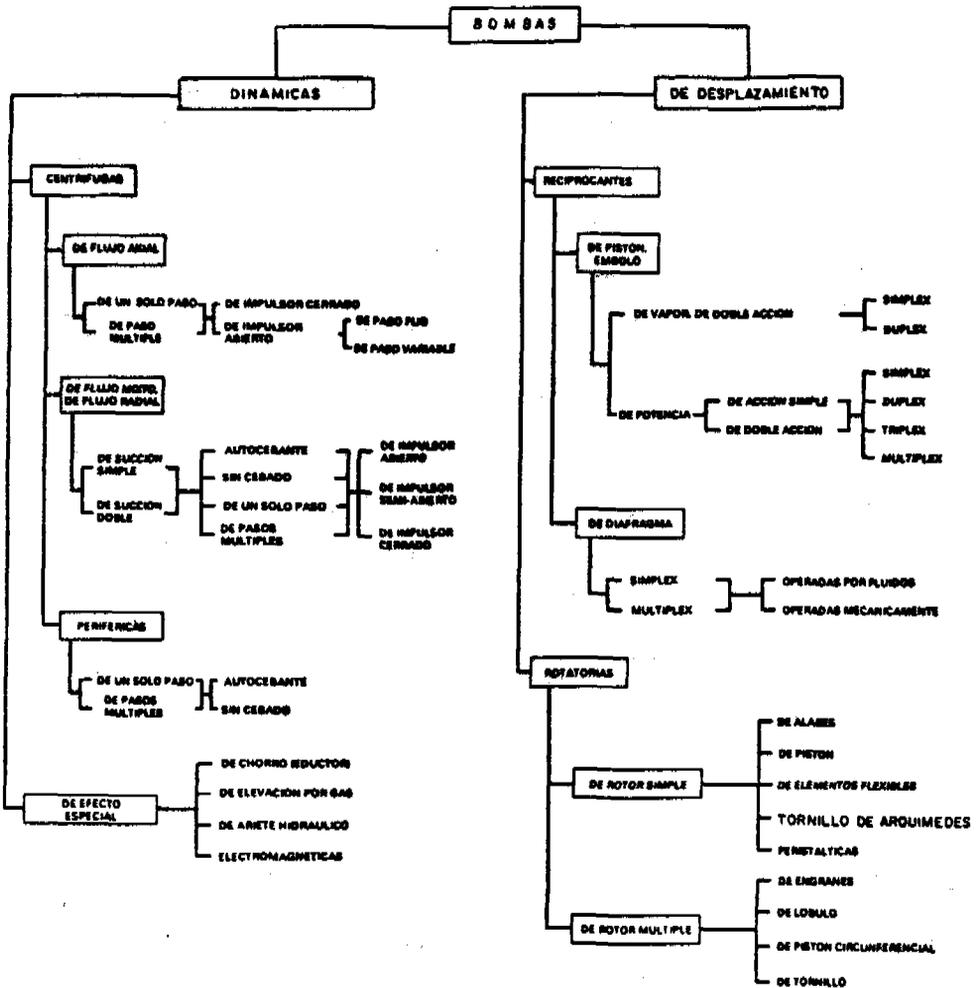


Figura 5. Clasificación de las bombas (adaptado de Ref. 7).

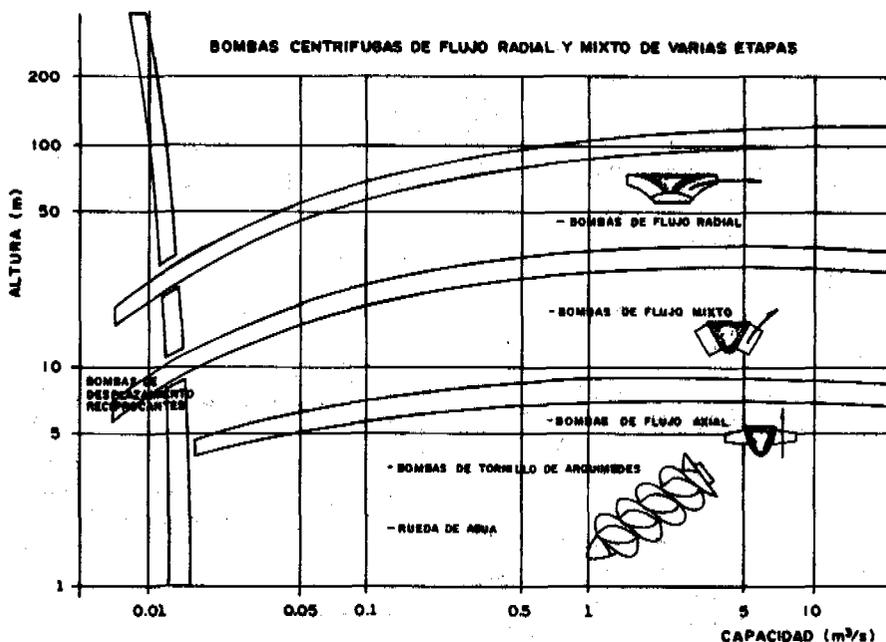


Figura 6. Comparación aproximada de los rangos de aplicación de diferentes tipos de bombas (Adaptado de Ref. 9).

En las bombas de desplazamiento positivo hay una o varias cámaras que se llenan periódicamente del fluido al cual se le entrega energía, hasta desplazarlo a través de válvulas o aperturas en la línea de descarga. Estas bombas a su vez se pueden clasificar de acuerdo con la naturaleza del movimiento de los miembros que posibilitan el cambio de energía en reciprocantes y rotatorias. Los objetos mecánicos básicos para elevación de agua en la antigüedad: la rueda de agua, las norias, y el tornillo de Arquímedes, pueden clasificarse como bombas de desplazamiento del tipo rotatorias.

En la Figura 6 se comparan de manera aproximada el rango de aplicación de la rueda de agua y del tornillo de Arquímedes con otras máquinas de elevación de agua, como son las bombas dinámicas, centrífugas, y las bombas de desplazamiento recíprocantes.

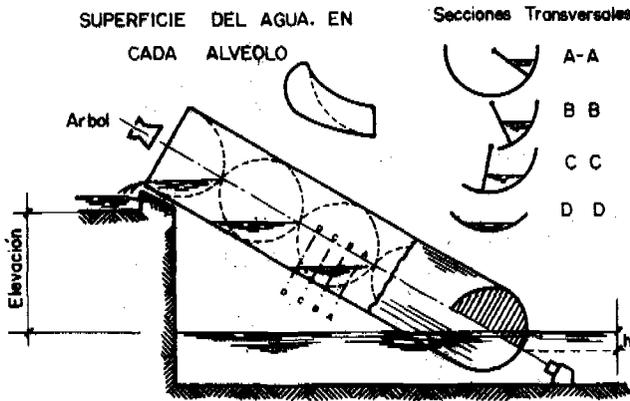


Figura 7. Tornillo cerrado de Arquímedes, principio de funcionamiento (Ref. 8).

4. Variables de trabajo

El tornillo de Arquímedes es en principio un helicoides* contenido en un cilindro cuyo eje está lo bastante inclinado como para que su extremo inferior quede por debajo del nivel del agua que se trata de elevar. El cilindro, con el helicoides, forma una serie de cámaras por las que va subiendo el agua a medida que la unidad va girando. Las secciones transversales que se ven en la Figura 7 dan una idea de la forma especial de los volúmenes de agua en las diferentes cámaras.

En su versión moderna el tornillo abierto de Arquímedes consiste de un tubo hueco, que hace las veces de eje, al que se le unen una o más hojas o espirales y que, al girar, justamente acomodado en una caja o artesa, va elevando los volúmenes de agua contenidos entre las espirales, el eje y la artesa. Esto se ilustra en la Figura 8, la cual permite también precisar algunos de los términos asociados con este tipo de instalaciones.

Punto de llenado: Nivel de entrada del líquido en el cual la bomba alcanza su máxima capacidad y mejor eficiencia, como también el máximo consumo de potencia. Si el nivel a la entrada supera este valor la capacidad no se modificará, pero sí

* Un helicoides es la superficie engendrada por una línea perpendicular a un eje, que gira alrededor de éste y al mismo tiempo se traslada a lo largo de él.

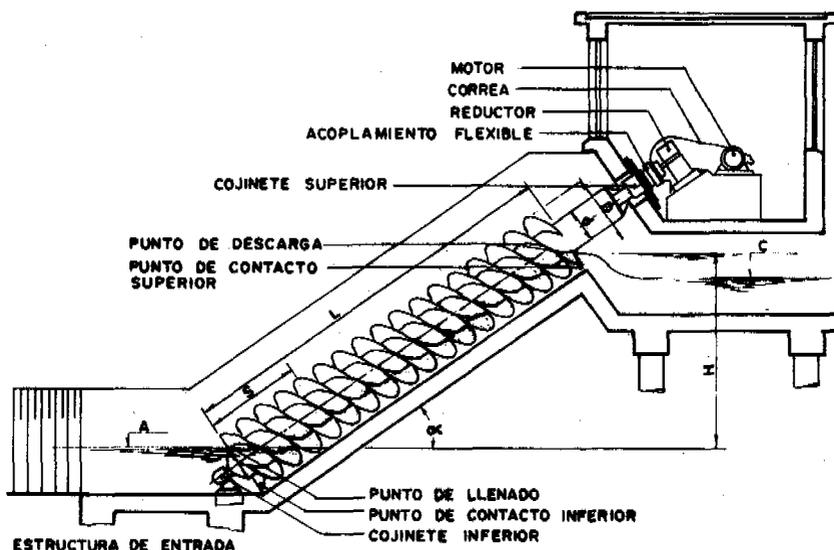


Figura 8. Instalación moderna con bomba de tornillo de Arquímedes tipo abierto (adaptado de Ref. 5 y 9).

disminuirá el consumo de potencia y la eficiencia. Si el nivel a la entrada cae por debajo del punto de llenado se reducirá el consumo de potencia, la eficiencia y la capacidad de la bomba.

Punto de contacto inferior: Nivel del agua a la entrada en el cual se suspenderá la descarga.

Punto de descarga: Representa el máximo nivel contra el cual la bomba de tornillo puede operar sin perder eficiencia.

Punto de contacto superior: Nivel de salida y de contacto entre el tornillo, la artesa y el caudal de descarga.

α , ángulo de instalación; D , diámetro del tornillo; d , diámetro del eje; S , paso del tornillo; L , longitud de la espiral; H , distancia entre el punto de descarga y el punto de llenado.

Otras variables o factores de ingeniería que afectan el trabajo de la bomba son: la velocidad de rotación N , el número de espirales y el paso del tornillo.

5. Capacidad de descarga y de elevación

La capacidad de descarga de la bomba puede variarse haciendo ajustes en las siguientes variables de trabajo de la bomba: D , d , a , S , N , el número de espirales, nivel

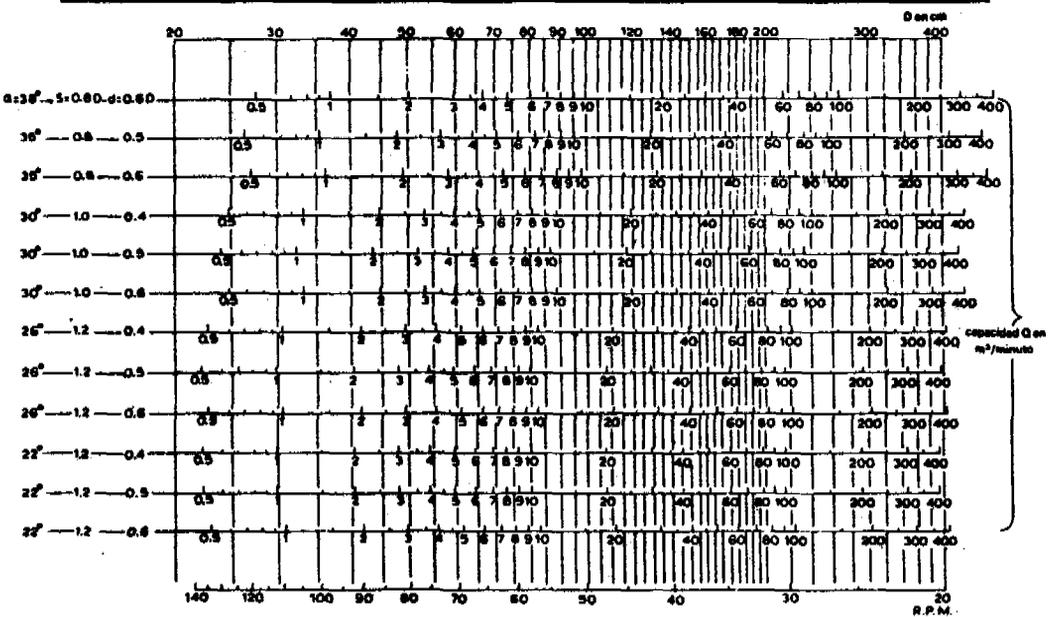


Figura 9. Abaco para el diseño preliminar de un tornillo de Arquímedes de 3 hojas. (Ref. 9).

del líquido en la estructura de entrada y la separación entre las espirales y la artesa. Sin embargo, si se requieren cambios significativos de capacidad en algunas circunstancias se pueden obtener mejores resultados trabajando con varias unidades en paralelo.

En la etapa de prefactibilidad de un proyecto, un ábaco como el que se muestra en la Figura 9 facilita el predimensionamiento de las unidades frente a situaciones específicas. El dimensionamiento final debe hacerse con base en las especificaciones del equipo seleccionado. A continuación se hacen algunas consideraciones sobre varios de los factores relacionados con las características de trabajo de este tipo de máquinas.

5.1 Diámetro del tornillo

Las bombas de tornillo se producen en diferentes diámetros, según el fabricante. En general el rango va de 0.3 a 3.0 m, con capacidades de 0.01 a 3.2 m³/s (Ref. 4 y 5). Algunos fabricantes tienen disponibles bombas de mayor tamaño. La compañía SPAANS (Ref. 10), presenta capacidades en el rango de 0.02 a 6.35 m³/s aproximadamente y advierten que pueden suministrar tornillos con capacidades hasta de 10.0 m³/s. Dificultades de transporte y de manejo pueden limitar la construcción de

tornillos con diámetros superiores a los 3.0 m. Si el diámetro del tornillo se aumenta, manteniendo los demás factores constantes, la capacidad de la bomba aumenta.

5.2 Diámetro del eje

El eje del tornillo o tubo central es un elemento importante pues, además de soportar las espirales, su diámetro d y el espesor de su pared gobiernan la deflexión que limita la longitud L para mantener una adecuada eficiencia hidráulica. De otra parte, el diámetro del tubo determina el volumen que puede transportarse entre dos aletas adyacentes a las espirales. En consecuencia, es necesario establecer la relación entre el diámetro del eje d y el diámetro del tornillo D que hagan mínimo el consumo de material y optimicen la capacidad de descarga de la bomba. Esta relación r debe mantenerse entre 0.4 y 0.6 (Ref. 4). En circunstancias especiales, para alcanzar una altura excesiva de bombeo, el fabricante puede producir la bomba con un valor mayor de d pero la capacidad de la máquina se vería entonces reducida.

La deflexión total del tornillo Δt , causada por el peso de la bomba y del líquido bombeado, debe ser menor que el espacio libre entre el borde de las aletas de las espirales y la superficie de la artesa. Se recomienda (Ref. 4) que esta deflexión sea inferior al valor de la deflexión máxima Δm estimada con la expresión (1), donde L_t es la longitud entre los apoyos o cojinetes del tornillo.

$$\Delta m = \frac{L_b (cm)}{2000} \quad (1)$$

La separación entre el borde de las aletas de la espiral cuando el tornillo está sin líquido y la superficie de la artesa debe controlarse para reducir las pérdidas de eficiencia hidráulica cuando se esté bombeando. El tamaño del espacio entre el tornillo vacío y la superficie de la artesa depende del diámetro D y se recomienda que no supere el siguiente valor (Ref. 4).

$$S_{mp} (cm) = 0.0449 \sqrt{D (cm)} \quad (2)$$

Los valores derivados de la relación (1) y (2) deben entenderse como recomendaciones generales aproximadas.

5.3 Velocidad de giro

La velocidad óptima de giro N de un tornillo es aquella a la cual se evita el rebose o la pérdida de agua de los espacios superiores hacia los espacios inferiores comprendidos entre los vuelos del tornillo. La velocidad óptima en función del diámetro puede estimarse mediante la siguiente expresión (Ref. 4).

$$n \text{ (rpm)} = \frac{1080}{D^{0.75}}; D \text{ en cm} \quad (3)$$

Velocidades más altas resultarán en una pérdida de eficiencia. También habrá pérdida de eficiencia si la velocidad cae por debajo del 70% de la velocidad máxima recomendada, teniéndose el 60% como valor límite. En la figura 10 se muestra el valor máximo y el valor mínimo de la velocidad de giro según estas consideraciones para diferentes diámetros de tornillo. Es importante observar que, dado el estrecho rango de velocidades en que debe mantenerse el tornillo, no es práctico el uso de motores de velocidad variable para operar este tipo de bombas.

5.4 Número de hojas o espirales

Las bombas de tornillo pueden fabricarse con una, dos o tres hojas o espirales. La capacidad para un diámetro dado aumenta aproximadamente en un 20% por cada incremento en el número de hojas. Añadiendo hojas adicionales se reduce el espacio vacío en la parte superior de cada uno de los compartimientos en que se va elevando

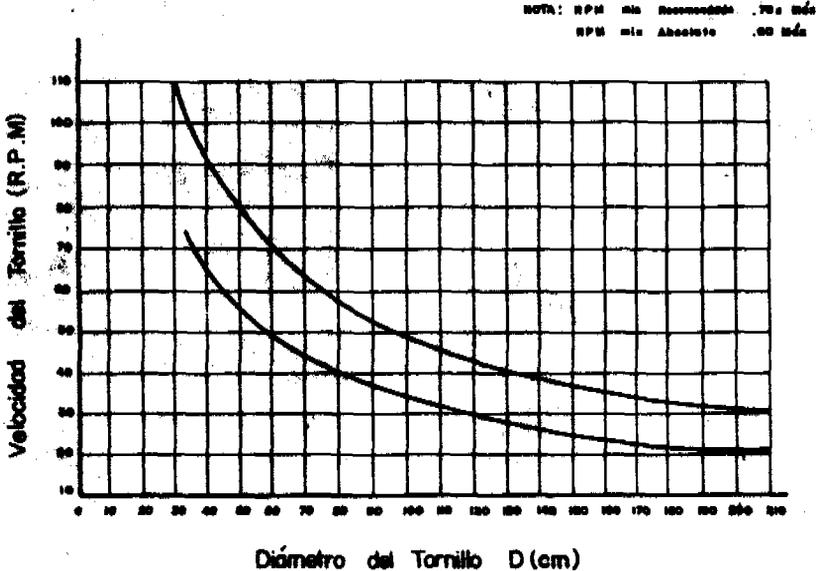


Figura 10. Velocidades máximas y mínimas recomendadas para diferentes diámetros D del tornillo (Ref. 4).

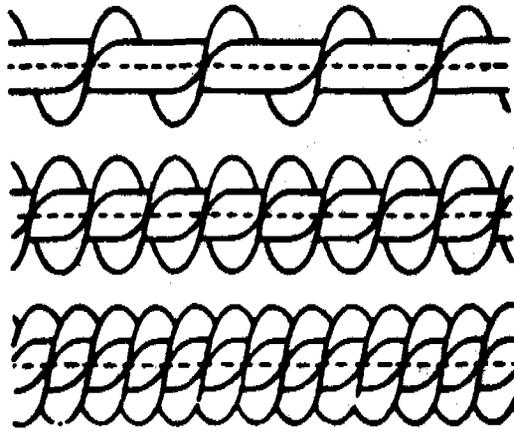


Figura 11. Tornillos con una, dos y tres hojas o espirales.

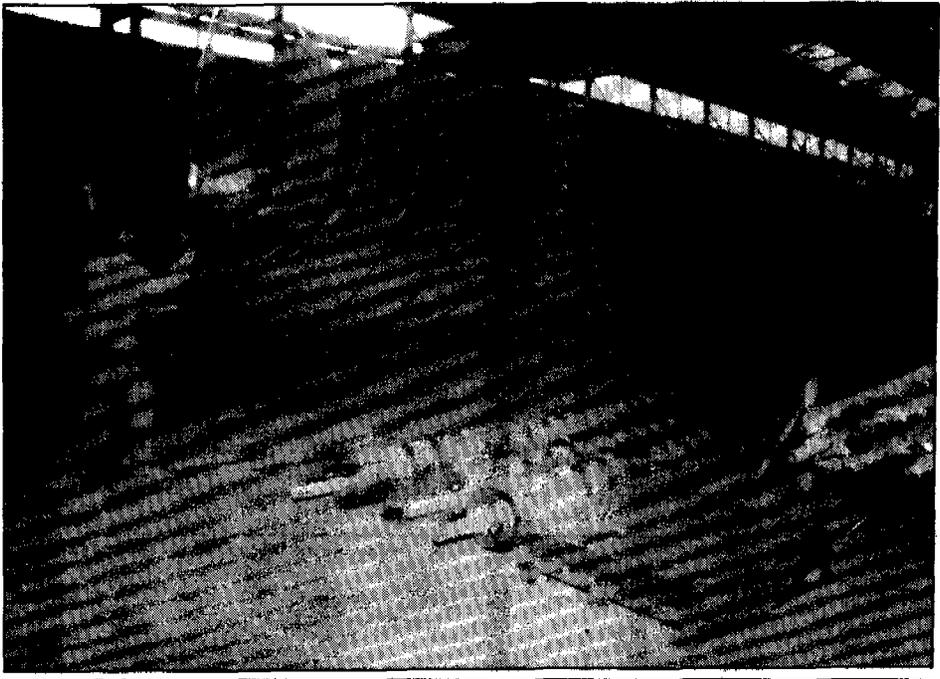


Figura 12. Tornillo de tres vueltas en proceso de construcción.

el líquido en el tornillo y por esta razón se aumenta la capacidad. Adicionalmente, se puede conseguir alguna variación en capacidad modificando el paso S del tornillo; sin embargo, esto puede encarecer la bomba si el fabricante no lo tiene normalizado.

5.5 Angulo de inclinación

La capacidad de bombeo de un tornillo dado se reducirá en un 3% aproximadamente por cada grado que se aumente su inclinación, según se ilustra en la figura 13. Allí se ha tomado como 100% de la capacidad de bombeo aquella que corresponde a una inclinación $\alpha = 30^\circ$. El aumento de la capacidad de bombeo del tornillo a menores valores de α se explica porque en estas circunstancias los espacios disponibles entre las espirales pueden ir más llenos.

Aunque la capacidad aumenta al disminuir los ángulos de inclinación, otra cosa sucede con las alturas H de bombeo, pues la longitud del tornillo, para un diámetro dado, está limitada por los límites de deflexión antes considerados para evitar la disminución de eficiencia por pérdidas hidráulicas.

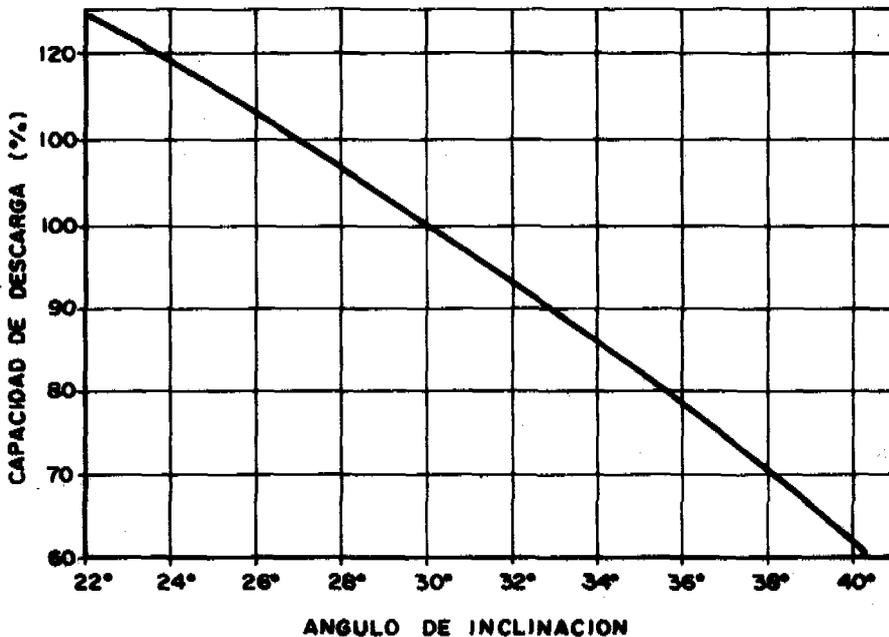


Figura 13. Capacidad de bombeo expresada en % para diferentes ángulos de inclinación tomando $\alpha = 30^\circ$ como punto de referencia (Ref. 4).

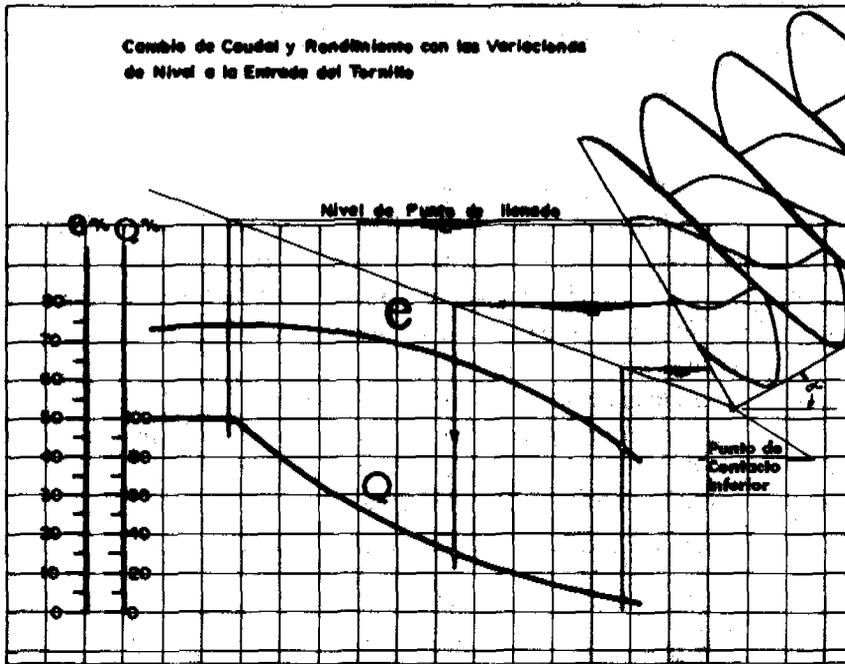


Figura 14. Eficiencia de un tornillo de Arquímedes en función del nivel de agua en la estructura de entrada (Ref. 9).

5.6 Nivel de la estructura de entrada

Al cambiar el nivel del líquido en la estructura de entrada la capacidad de la bomba cambia desde cero para un nivel que corresponda al punto de contacto inferior hasta su valor máximo para un nivel correspondiente al punto de llenado. La capacidad del tornillo permanecerá constante para niveles en la estructura que superen el punto de llenado. En la figura 14 (Ref. 9) se muestra la variación de la capacidad y de la eficiencia de la bomba en función de la variación de nivel en la estructura de entrada.

Los valores de mejor eficiencia para las bombas de tornillo varían con su capacidad, desde el 65% para las más pequeñas hasta el 75% para las de mayor diámetro.

En la Figura 14 se observa que mientras la capacidad se reduce hasta un 30% la eficiencia se mantiene por encima del 65% o sea, que para una variación del caudal del orden del 70% la eficiencia no se modifica en más de un 10%. En casos en que se presenten mayores variaciones de caudal cabe la posibilidad de considerar más de

una unidad que trabaje en paralelo, con el tornillo más pequeño operando con buena eficiencia en el rango de caudales más bajo.

En la Tabla 1 se presentan las capacidades de descarga Q y de elevación H para el conjunto de bombas de tornillo normalizadas de un fabricante, adoptada con base en su documento de divulgación identificado en la Ref. 6. Este fabricante, al igual que otros, ofrece otras posibilidades bajo solicitudes específicas, adicionales a las que aparecen en sus catálogos normalizados de publicidad.

La capacidad de descarga Q de las bombas de tornillo varía directamente con la velocidad de giro N en el rango superior de operación, próximo al caudal máximo (Ref. 4).

5.7 Potencia

La potencia que la bomba entrega al líquido se calcula en función del caudal y de la altura de bombeo medida como la diferencia de niveles entre el punto de descarga y el punto de contacto inferior.

$$P_H = \rho g Q H; \quad (4)$$

P_H = Potencia hidráulica

ρ = densidad (Kg/m^3),

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Q = caudal (m^3/s)

H = Altura (m)

Los requerimientos de potencia de la bomba en el acople con el reductor:

$$P_A = \frac{P_H}{e_B} \quad (5)$$

e_B = eficiencia de la bomba. Valores entre el 70 y el 75% son comunes.

Los requerimientos de potencia del motor:

$$P_M = \frac{P_H}{e_B e_R} \quad (6)$$

e_R = eficiencia del reductor, en el orden del 95%.

Tabla 1 Capacidades de descarga, Q, y de elevación H (Ver Figura 8) para diferentes bombas de tornillo normalizadas (adaptado de Ref. 6).

Bombas de tornillo, valores de capacidad y altura de bombeo

Diámetro del Tornillo		Diámetro del Tubo Central		Máximo RPM	30° de pendiente						38° de pendiente						
Pulg	cm	Pulg	cm		Máxima Capacidad (l/s)			Máxima H (m)			Máxima Capacidad (l/s)			Máxima H (m)			
					1 EP *	2 EP	3 EP	1 EP	2 EP	3 EP		1 EP	2 EP	3 EP	1 EP	2 EP	3 EP
12	30.48	5.5/8	2.06	110	9.46	11.67	14.50	2.3	2.13	1.98		8.52	10.41		2.97	2.74	
16	40.64	8.5/8	2.70	91	18.30	24.29	28.70	2.82	2.59	2.44		16.40	20.50		3.58	3.35	
20	50.80	10.3/4	6.54	79	31.22	39.11	48.90	3.28	3.05	2.82	N	27.76	35.01	N	4.19	3.96	
24	60.96	14	35.56	70	46.68	73.18	78.39	4.04	3.81	3.50	O	41.95	52.36	O	5.18	4.88	
30	76.20	16	40.64	60	78.54	100.62	125.85	4.12	3.81	3.50		71.92	89.89		5.26	4.88	
36	91.44	20	50.80	53	121.12	151.40	189.25	4.72	4.34	4.04	S	108.50	135.95	S	6.10	5.72	
42	106.68	24	60.96	48	172.22	215.11	291.76	5.26	4.88	4.50	E	145.55	193.04	E	6.86	6.40	
48	121.92	24	60.96	44	244.45	305.64	381.97	4.80	4.42	4.04		217.64	21.89		6.32	5.87	
54	137.16	30	76.20	44	315.42	394.90	494.97	5.72	5.26	4.88	R	283.88	356.42	R	7.54	7.01	
60	152.40	30	76.20	38	412.88	516.02	645.02	5.33	4.88	4.50	E	366.51	457.99	E	7.01	6.48	
66	167.64	36	91.44	30	507.82	634.93	793.59	6.10	5.64	5.18	C	457.04	571.22	C	8.08	7.54	
72	182.88	36	91.44	34	638.72	798.32	997.98	5.72	5.26	4.80	O	566.49	708.43	O	7.62	7.09	
80	203.20	36	91.44	38	61.73	952.24	1190.38	5.33	4.88	4.42	M	689.19	861.40	M	7.16	6.63	
84	213.36	42	106.68	30	894.20	1117.84	1397.30	6.02	5.49	5.03	I	793.27	991.67	I	8.15	7.54	
90	228.60	48	121.92	29	1044.66	1305.83	1631.97	6.70	6.10	5.64	E	935.21	1168.93	E	9.07	8.38	
96	234.84	48	121.92	28	1245.90	1557.21	1946.44	6.32	5.79	5.26	N	1105.22	1381.53	N	8.61	7.93	
102	259.08	48	12.92	27	1416.54	1644.58	2213.59	6.02	5.49	4.95	D	1257.25	151.40	D	7.93	7.24	
108	274.32	54	137.16	26	1647.10	2058.72	2573.48	6.55	5.94	5.41	A	1461.33	1826.58	A	8.99	8.23	
114	289.56	60	152.4	25	1836.67	2295.60	2869.66	7.09	6.40	5.87		1641.43	2051.79		9.60	8.84	
120	304.80	60	152.4	24	2084.90	2606.60	3258.25	6.78	6.10	5.56		1850.23	2312.95		9.30	8.46	

* EP = Espirales por paso

6. Consideraciones sobre sus características en relación con las bombas centrífugas

Las razones para el presente renacimiento de las bombas modernas de tornillo pueden parecer evidentes si se consideran sus características, principalmente en relación con las bombas centrífugas. Algunas de ellas, se presentan a continuación.

6.1 Bajas velocidades de operación

Las velocidades de operación varían entre las 20 revoluciones por minuto para diámetros grandes y 130 para diámetros pequeños. Esto, junto a su sólida construcción, las hace más resistentes al desgaste que las bombas centrífugas las cuales están sujetas a mayores problemas de abrasión con líquidos que transporten sólidos en suspensión debido a sus altas velocidades de operación, del orden de las 500 revoluciones por minuto.

Estas bajas velocidades de operación resultan ventajosas también para proteger materiales que aprovechan el líquido que se está elevando como medio de transporte. Ejemplos de esta situación se presentan en la recirculación de floculos biológicos en el tratamiento de aguas residuales y en el transporte de frutas o vegetales en la industria de alimentos.

6.2 Riesgos menores de obstrucción y desgaste

El diseño y los amplios espacios en que se eleva el líquido en las bombas de tornillo permiten transportar aguas residuales crudas u otros líquidos que contengan sólidos suspendidos, tales como arenas, latas, trapos, plásticos, material fibroso u otros objetos extraños, haciendo no esencial la utilización de cribas aguas arriba de la estación de bombeo, máxime cuando la bomba de tornillo "rechaza" objetos de mayor tamaño que el de sus espacios entre las espirales.

En el esquema que se ilustra en la Figura 15 se muestra una posible disposición para un bombeo de aguas residuales crudas la cual resulta especialmente atractiva por su economía y funcionalidad. En ella las cribas y los canales desarenadores se han colocado aguas abajo de la estación de bombeo, lo cual permite reducir significativamente los costos de operación y mantenimiento del sistema.

6.3 Buena eficiencia en un rango amplio de caudales

Las bombas centrífugas, particularmente aquellas con impulsores diseñados para minimizar atascamientos, presentan buenas eficiencias en un rango relativamente estrecho de caudales. En contraste las curvas de eficiencia de las bombas de tornillo

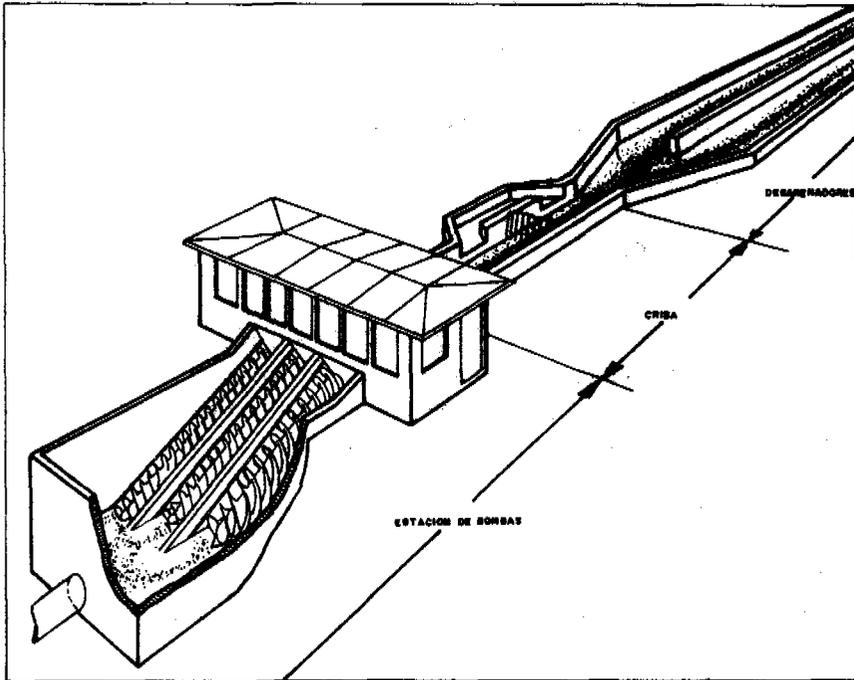


Figura 15. Cribado y desarenado de aguas residuales crudas aguas abajo de la estación de bombeo (Adaptado de Ref. 10).

no se modifican en más de un 10% en un rango de variaciones del flujo del orden del 70%. Esta característica tiene entre otras las siguientes implicaciones:

- Mantener un buen rendimiento del sistema con menor número de bombas, lo cual implica un menor consumo de potencia.
- Facilita el sostenimiento de una frecuencia más baja de arranques, aun si opera con unidades motrices de velocidad constante, lo cual redundará en menores problemas de operación y mantenimiento y en una mayor vida útil de los equipos.

6.4 Capacidad de auto-regulación

Las bombas de tornillo presentan capacidad de auto-regulación o compensación en el sentido de que ellas elevan automáticamente la cantidad de líquido que llegue a la estación, desde cero hasta la capacidad máxima de las unidades. Esto en contraste con las bombas centrífugas que para ajustarse adecuadamente a este tipo de situación necesitan modificar la posición de sus álabes o la velocidad de giro, para lo cual se

requiere adquirir adicionalmente equipos técnicamente especializados y costosos. Esta característica de los tornillos tiene adicionalmente las siguientes implicaciones:

- Eliminar la necesidad de pozos convencionales de succión, lo cual reduce costos de inversión, operación y mantenimiento y en particular los problemas de olores en las estaciones de bombeo de aguas residuales.
- El caudal de bombeo se ajusta mejor a las variaciones del caudal afluente, eliminando los problemas de represamiento regularmente indeseables en los sistemas de aducción a las estaciones de bombeo.

6.5 Economía en la altura de bombeo

Como se ilustra en la Figura 16, la bomba de tornillo debe vencer durante su funcionamiento una menor altura de bombeo que la que corresponde a una bomba centrífuga en igualdad de circunstancias. Esto se explica porque, de una parte, el tornillo no requiere un pozo convencional de succión y de otra porque no tiene que vencer las pérdidas de energía por rozamiento o por separación de las líneas de flujo en tuberías y accesorios.

A propósito, la ausencia de accesorios puede dar origen a importantes economías si se tienen en cuenta los conductos de gran diámetro regularmente involucrados en este tipo de estaciones con gran capacidad de descarga.

6.6 Bajos niveles de ruido y vibración

Las condiciones serenas de operación de las bombas de tornillo las hacen más adecuadas que las bombas centrífugas para ser instaladas cerca de áreas residenciales. Adicionalmente, el diseño de las estructuras de bombeo puede eliminar las zonas muertas en la estación, reduciéndose la posibilidad de condiciones sépticas y con ello los problemas de olores.

Claramente, las bombas de tornillo tienen también limitaciones en comparación con las bombas centrífugas. Estas se enuncian a continuación:

6.7 Bajas capacidades de elevación

Las bombas centrífugas pueden operar contra diferencias de energía o de altura manométrica relativamente grandes, gracias a sus velocidades de operación y a la posibilidad de tener más de una etapa para suministrar energía. En contraste, las bombas de tornillo tienen limitada la altura de bombeo hasta unos 9 m, aunque para valores mayores cabe la posibilidad de colocar tornillos en serie.

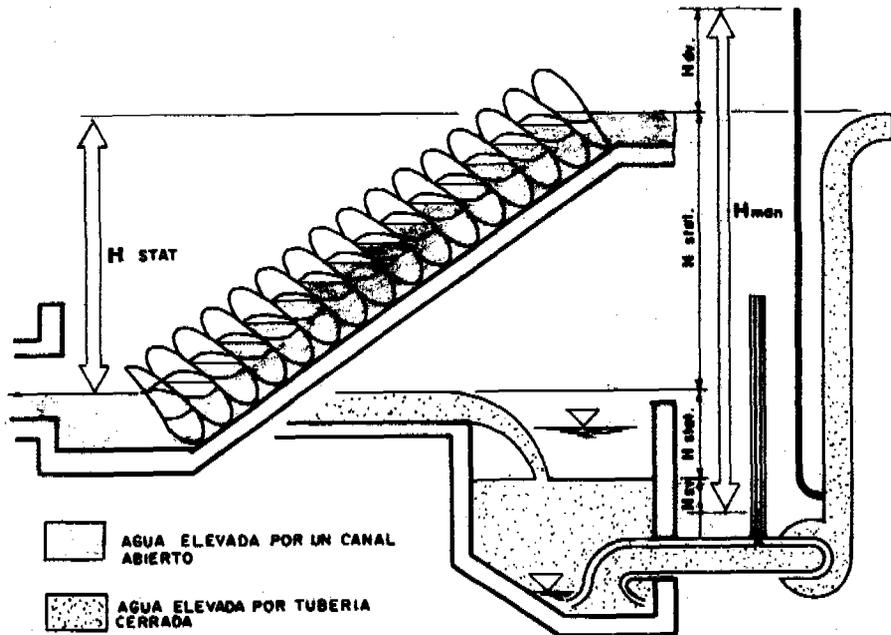


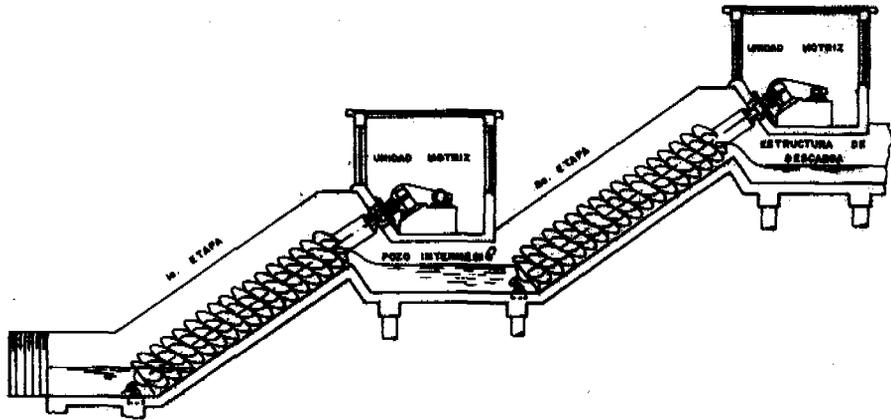
Figura 16. Ilustración comparativa de las alturas de bombeo entre una unidad de tornillo H y una unidad centrífuga H_{man}. (Ref. 7).

6.8 Imposibilidad de descargar en conductos a presión

Las bombas de tornillo deben descargar a la presión atmosférica y normalmente en un canal abierto. Este limitante puede, sin embargo, superarse en algunas aplicaciones. Por ejemplo, en Blyth, una ciudad a orillas del mar del norte en Inglaterra, el sistema de alcantarillado combinado de la ciudad concentra sus aguas en una estación con bombas de tornillo la cual entrega su efluente a una torre de carga, para ser descargado al mar mediante emisores finales submarinos a presión, equipados con difusores.

7. Aplicaciones

Teniendo en cuenta sus características y dentro del rango de alturas de bombeo que pueden obtenerse las unidades de tornillo han llegado a ser consideradas como la mejor solución en proyectos específicos que comprenden las siguientes aplicaciones:



.Figura 17. Instalación con bombas de tornillo en serie para posibilitar su utilización frente a alturas de bombeo relativamente grandes.

7.1 Riego y drenaje de suelos

Las bombas de tornillo han sido utilizadas durante centurias en proyectos de riego y drenaje de suelos, en los cuales regularmente se requiere elevar grandes volúmenes de agua contra diques o barreras de baja altura.

7.2 Aguas residuales domésticas e industriales

Por sus bajos riegos de atascamiento, por la imposibilidad de sobrecarga en las unidades motrices y en general por sus bajos requerimientos de atención estas máquinas presentan ventajas en aplicaciones como las siguientes: aguas residuales sin tratamiento, retorno de lodos biológicos en plantas de tratamiento y en aplicación de proyectos donde se requieran bombas de baja carga para compensar por las pérdidas de energía hidráulica en nuevos procesos o para posibilitar un mejor punto de descarga del efluente.

7.3 Bombeo o rebombeo en sistemas de alcantarillado

En sistemas urbanos de remoción de aguas residuales, aguas lluvias o aguas combinadas y en terrenos de poca pendiente, estas máquinas resultan una buena alternativa para posibilitar el trazado de los conductos colocando una o más estaciones de elevación de agua a lo largo de los colectores principales cuyo costo debe

competir con la ejecución de excavaciones profundas. Una experiencia en este sentido la constituye el proyecto de drenaje de El Cairo mencionado previamente al final del aparte 2.

En los emisores finales de sistemas de aguas lluvias las bombas de tornillo pueden estar listas para operar en la época de invierno, cuando los niveles altos en la descarga impiden el funcionamiento a gravedad del sistema. La estación de bombeo de "Paso del Comercio" de la ciudad de Cali, por ejemplo, equipada con bombas de flujo axial y de álabes móviles, fue proyectada para trabajar en estas condiciones.

7.4 Procesos industriales

Estas máquinas pueden tener aplicaciones en diferentes tipos de industria. Entre ellas se mencionan las siguientes: industria de pulpa y papel, industria del azúcar y de alimentos dentro de la cual se destaca el transporte de frutas enteras y en pedazos, el transporte de vegetales y de pescado.

7.5 Circulación de agua en canales o embalses

En estos casos el tornillo puede colocarse con un ángulo de inclinación igual a cero y parcialmente sumergido en el cuerpo de agua que se desea circular.

8. Consideraciones sobre el diseño

En el aprovechamiento de este tipo de máquinas se pueden distinguir tres aspectos que interactúan: la selección de las bombas, sus especificaciones y el dimensionamiento de la estación.

8.1 Selección de las bombas

La preselección de las bombas de tornillo requiere un predimensionamiento mínimo de la estación de bombeo que permita obtener la siguiente información básica:

- Gradientes y características geométricas de los canales o conductos de entrada y salida de la estación.
- Niveles de líquido en la estructura de entrada para las diferentes capacidades de descarga requeridas de la estación en el tiempo.
- Niveles de los puntos de contacto superior e inferior del tornillo.

Como una ilustración simplificada de la situación se presenta a continuación el siguiente ejemplo con base en información incluida en la Ref. 4.

Capacidad requerida = 345.0 l/s.

Nivel de agua en la estructura de entrada = 30.5 m.

Elevación del punto de contacto superior (C_s) = 37.1 m.

En estas condiciones el nivel de agua en la estructura de entrada debe coincidir con el punto de llenado L1. La distancia entre L1 y C₂ es de 6.6 m. Con base en la Tabla 1 se tiene que este caudal puede ser elevado con los siguientes tornillos:

$$\alpha = 30^\circ; \quad D = 121.92 \text{ cm}; d = 60.96 \text{ cm}; 3 \text{ espirales}; \\ \text{pero } H_{\text{máx}} = 4.04 < 6.6 \text{ m}$$

$$\alpha = 38^\circ; \quad D = 137.16 \text{ cm}; d = 76.2 \text{ cm}; 3 \text{ espirales}; \\ H_{\text{máx}} = 7.01 > 6.6 \text{ m}$$

$$\alpha = 38^\circ; \quad D = 152.4 \text{ cm}; d = 76.2 \text{ cm}; 2 \text{ espirales}; \\ H_{\text{máx}} = 7.01 > 6.6 \text{ m}$$

Considerando que normalmente un tornillo de dos espirales es más económico que el siguiente tornillo más pequeño de tres espirales, se recomienda la última opción. Esta recomendación es más clara si se tiene en cuenta que en ambas opciones con $\alpha = 38^\circ$ el valor de d es el mismo.

El tornillo recomendado tendría entonces las siguientes características adicionales, obtenidas con base en la Tabla 1 o en las especificaciones del fabricante:

$$Q_{\text{máx}} = 366.51 \text{ l/s} > 345 \text{ l/s}$$

$$n_{\text{máx}} = 38 \text{ rpm}$$

Espesor de la pared del tubo que sirve de eje = 3/8 pulgada

Espesor de las hojas de espirales = 1/4 pulgada

Con base en estos datos se pueden precisar otros aspectos de la bomba:

Velocidad de operación

Considerando que la capacidad es proporcional a la velocidad en los rangos de descarga en consideración, se tiene:

$$N_{\text{REAL}} = \frac{345}{366.1} \times 38 = 35.8; \text{ se puede usar } 36 \text{ RPM}$$

Altura de bombeo

Distancia a del punto de contacto superior al punto de descarga.

$$a = \cos \alpha \frac{(D - d)}{2} = \cos 38^\circ \frac{(152.4 - 76.2)}{2} = 30 \text{ cm}$$

La altura de bombeo H es igual a la diferencia de nivel entre el punto de descarga y el punto de contacto inferior:

$H = 6.6 + 0.3 = 6.9 \text{ m}$, la cual es menor que el $H_{\max} = 7.01$ especificado para esta bomba.

Unidad motriz

La potencia al freno en el acople con el tornillo es:

$$P_B = \frac{\rho g Q H}{e_B} = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \times 9.8 \text{ m/s}^2 \times 0.345 \text{ m}^3/\text{s} \times 6.9 \text{ m}}{0.75 \times 10^3}$$

$$P_B = 31.1 \text{ KW} = 41.7 \text{ HP}$$

La potencia en el acople con el motor, considerando una eficiencia de 0.95 en el reductor es:

$$P_M = \frac{31.1}{0.95} = 32.7 \text{ Kw} = 43.9 \text{ HP}$$

Cuando la potencia requerida del motor esté dentro del 5% del siguiente tamaño estándar, se recomienda seleccionar la unidad próxima por encima de esta unidad. En este caso un motor de 50 HP sería adecuado.

Se recomienda también que los reductores sean seleccionados considerando un factor de servicio (FS) de 1.5 con base en el torque desarrollado por la potencia máxima al freno, teniendo en cuenta que las bombas de tornillo pueden estar sometidas a esfuerzos altos, particularmente cuando operen con aguas residuales. Los reductores deben incluir protectores para evitar que el tornillo invierta su sentido de giro cuando se apague el motor y el agua contenida en la artesa drene de regreso hacia la estructura de entrada.

$$\text{Torque } (\tau) = \frac{P_B \times FS}{N} = \frac{31.1 \times 10^3 \text{ New.m.s}^{-1} \times 1.5}{37 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times 1 \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}}}$$

$$\tau = 12045 \text{ Newt. m} = 106464 \text{ lb. pulg}$$

Con base en este cálculo se puede entrar a seleccionar el reductor adecuado disponible en el mercado.

Con el fin de presentar una visión global de lo que podrían ser las especificaciones básicas para unidades de diferentes tamaños se incluye la Tabla No. 2. Tablas como ésta pueden prepararse con base en la información comercial que envían las empresas fabricantes o distribuidoras de equipos.

Tabla 2. Especificaciones básicas para unidades de diferentes capacidades, considerando $\alpha = 35^\circ$ y $e_B = 0.70$

Parámetro	Capacidad (l/s)			
	250	500	50	1000
Diámetro, D (cm)	110	150	180	200
Velocidad, N (rpm)	48	38	33	32
Longitud, L _B (cm)	516	542	567	600
Potencia requerida (Kw)	8.8	17.5	26.3	35.1
Potencia recomendada (Kw)	11.0	22.0	37.0	45.0
Punto de descarga (m)	3.16	3.41	3.61	3.74
Punto de llenado (m)	0.66	0.91	1.11	1.24
Contacto superior (m)	2.96	3.11	3.25	3.44
Contacto inferior (m)	0.0	0.0	0.0	0.0

El siguiente ejemplo ilustra la posible aplicación de estas bombas en un sistema urbano de remoción de aguas residuales:

$$Q_{\text{mínimo}} = 71 \text{ l/s}$$

$$Q_{\text{medio}} = 250 \text{ l/s}$$

$$Q_{\text{máximo}} = 1000 \text{ l/s}$$

Teniendo en cuenta que las bombas de tornillo mantienen una eficiencia satisfactoria para caudales de hasta un 30% de su caudal máximo, se pueden preseleccionar las siguientes unidades:

Bomba A, capacidad máxima = 250 l/s

Bomba B, capacidad máxima = 750 l/s

La operación de estas bombas podría planificarse con base en los rangos de caudales de la siguiente manera:

Bomba A, para caudales entre 75 y 250 l/s

Bomba B, para caudales entre 250 y 750 l/s

Bomba A y B, para caudales entre 750 y 1000 l/s

De esta manera puede configurarse un funcionamiento adecuado en un rango amplio de caudales sin necesidad de instalar bombas centrífugas con unidades motrices de velocidad variable o con impulsores de álabes móviles. Si en este ejemplo se decidiese dejar una bomba de reserva, la estación podría lucir como aquella que se ilustra en la figura 15.

8.2 Especificaciones de los tornillos

Utilizando la información sobre el peso muerto del tornillo y su carga viva, o sea el peso del líquido que debe soportar durante la operación, se pueden calcular los componentes del peso total en el sentido radial y axial, necesarios para las especificaciones de los cojinetes y para controlar el grado de deflexión del tornillo.

Conociendo la longitud total del tornillo, o sea la distancia entre los cojinetes, y el espesor del tubo que sirve de eje, se puede calcular la deflexión o flecha total del tubo para compararla con la máxima deflexión permitida en la instalación, la cual podría ser estimada según la expresión (1). También se puede evaluar si la separación entre el borde de los espirales del tornillo vacío y la superficie de la artesa es la adecuada comparando la deflexión debida a la carga viva con la máxima permitida, la cual podría ser estimada según la expresión (2). En caso de que el tornillo preseleccionado no cumpla estas recomendaciones podría entonces escogerse un valor más alto del diámetro d o especificarse un mayor espesor de pared del tubo.

Estos parámetros estrechamente relacionados con el tornillo tienen gran interés para el ingeniero mecánico o industrial, más directamente relacionado con el diseño o la construcción de la máquina.

En general, podría decirse que el fabricante tratará de suministrar tornillos conjuntamente con los cojinetes, motores, reductores, artesas metálicas prefabricadas con su correspondiente protección contra la corrosión y aún las coberturas para las unidades motrices cuando por su tamaño ellas no requieran la construcción de una "casa" propiamente dicha. Es claro que, en la medida en que al menos parte de estos elementos pudieran diseñarse y construirse en el país, la competitividad de estas máquinas mejoraría.

Para el buen funcionamiento de la estación de bombeo es importante un diseño adecuado de las estructuras de entrada y salida a la misma. A estos aspectos se refiere el siguiente aparte.

8.3 Estructura de entrada

El dimensionamiento de la estructura de entrada debe tener en cuenta que la capacidad y la eficiencia de las bombas se reduce cuando el nivel del agua cae por debajo del punto de llenado del tornillo. Esto se facilitaría conociendo el régimen de

caudales, con base en lo cual se debe procurar que la condición de mayor eficiencia se presente la mayor parte del tiempo posible.

En el diseño debe quedar abierta la posibilidad de aislar cada bomba y de dejar espacio suficiente alrededor del cojinete inferior para facilitar actividades de instalación y mantenimiento.

El volumen de esta estructura debe ser suficientemente grande para evitar cambios indeseados de nivel cuando las bombas se apaguen y se presente el retorno del líquido contenido en las artesas de las unidades. Esto es especialmente importante cuando se utilizan interruptores tipo flotador para establecer automáticamente los niveles de arranque y parada del sistema motriz.

Se recomienda atender las sugerencias del fabricante en lo relacionado con este aparte y en lo posible se debe considerar conjuntamente con sus especialistas esta parte del proyecto.

8.4 Canal de salida

El nivel máximo en el canal de salida debe ser tal que no se presente riesgo de retorno del líquido que ha sido descargado por las bombas, especialmente cuando varias unidades, que estén operando en paralelo, descargan en un canal común.

Un diseño inadecuado de este canal causa problemas de funcionamiento en el tornillo, además de pérdida de eficiencia.

Igual que en el aparte anterior, se recomienda concertar con el fabricante de las máquinas el diseño de esta parte del proyecto.

En la Tabla 3 se presenta una visión global de lo que podría ser parte de las dimensiones de la estructura de entrada y salida para la instalación de bombas de tornillo normalizadas según la Ref. 6. Estas dimensiones se deben armonizar con el diseño de la estación de bombeo en su conjunto.

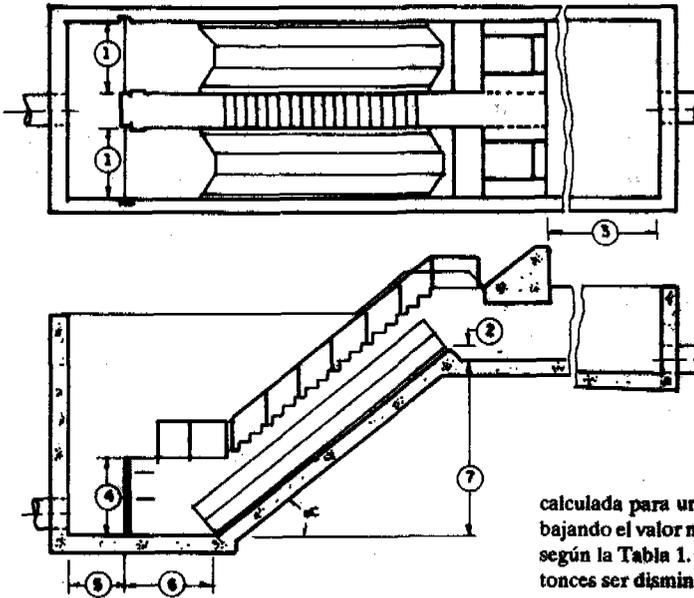
9. Consideraciones sobre construcción

Además de los elementos constructivos comunes en una obra civil hidráulica, como lo es una estación de bombeo, puede decirse que la ejecución de las artesas merecen especial atención. Ellas pueden ser construidas en sitio, como un canal semicircular abierto o ser adquiridas prefabricadas, en láminas metálicas, debidamente protegidas contra la corrosión.

Para la construcción de las artesas en el sitio algunos fabricantes (Ref. 11) ofrecen bloques prefabricados en concreto, resistentes a la abrasión, que se asientan sobre un canal que les sirve de soporte. Esta posibilidad se ilustra en la Figura 18.

Tabla 3. Dimensiones típicas de la estructura de concreto para tornillos normalizados con valores de $\alpha = 38^\circ$ (adaptado de Ref. 6)

Tornillo D	(1)	(2)a 2b	(2)a 3b	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)c 2b	(7)c 3b
0.30	0.6	0.15	0.15	1.22	0.61	0.91	1.52	3.05	2.82
0.40	0.76	0.15	0.15	1.22	0.69	0.91	1.52	3.73	3.50
0.50	0.86	0.15	0.15	1.22	0.76	0.91	1.52	4.37	4.14
0.60	0.96	0.15	0.15	1.22	0.84	0.91	1.52	5.41	5.10
0.76	1.12	0.15	0.23	1.22	0.91	0.91	1.68	5.56	5.10
0.91	1.27	0.23	0.26	1.52	0.91	1.22	1.68	6.40	4.65
1.07	1.42	0.23	0.30	1.52	1.07	1.22	1.68	7.24	6.70
1.22	1.58	0.30	0.38	1.52	1.22	1.12	1.98	6.63	6.10
1.37	1.73	0.38	0.38	1.52	1.37	1.22	1.98	7.90	7.37
1.52	1.88	0.38	0.46	1.83	1.44	1.52	1.98	7.39	6.78
1.68	2.03	0.46	0.53	1.83	1.60	1.52	2.29	8.48	7.87
1.83	2.19	0.53	0.61	1.83	1.67	1.52	2.29	8.00	7.39
2.03	2.39	0.53	0.68	1.83	1.75	1.52	2.29	7.57	6.88
2.13	2.49	0.61	0.76	2.13	1.83	1.52	2.29	8.58	7.82
2.29	2.64	0.69	0.84	2.13	1.98	1.52	2.59	9.47	8.69
2.44	2.79	0.76	0.91	2.13	2.06	1.52	2.59	9.02	8.18
2.59	2.95	0.76	0.99	2.44	2.29	1.52	3.05	9.40	8.48
2.90	3.25	0.91	1.14	2.44	2.36	1.52	3.05	10.08	9.09
3.05	3.40	0.99	1.22	2.44	2.44	1.52	3.05	9.65	8.59



Notas:

a Las dimensiones (2) deben ser tales que el agua en el canal de salida esté como máximo 8 cm por debajo del punto de contacto superior.

b Corresponde al número de hojas o espirales por paso.

c La dimensión (7) es calculada para un tornillo con $\alpha = 38^\circ$ trabajando el valor máximo de H recomendado según la Tabla 1. Esta dimensión puede entonces ser disminuida pero no aumentada.

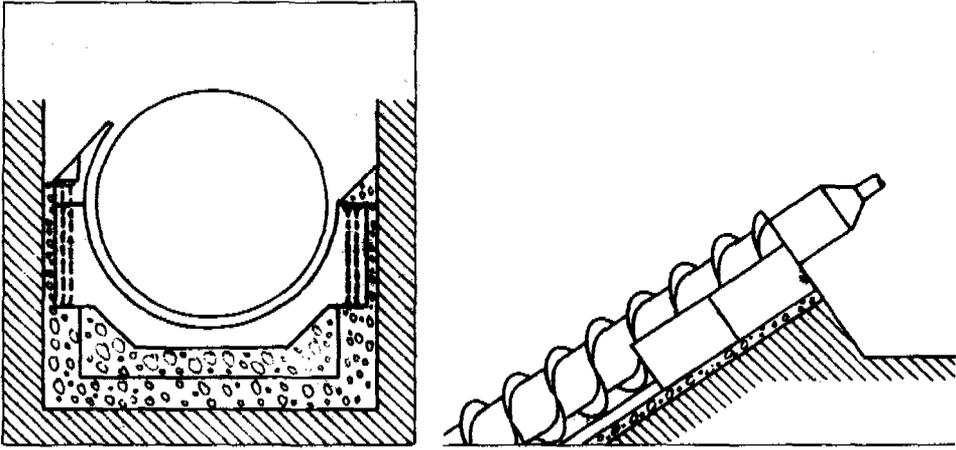


Figura 18. Ilustración de una artesa construida con bloques prefabricados de concreto (Ref. 11).

Más comúnmente se reporta la construcción de las artesas en dos etapas, una primera consistente en la estructura principal, reforzada y una segunda con un concreto que pueda ser conformado, con ayuda del propio tornillo vacío ayudado de un dispositivo adicional para garantizar el espaciado necesario entre las espirales y la superficie de la artesa para cuando el eje se deflece adicionalmente bajo el esfuerzo producido por la carga del líquido operando a plena capacidad. En la Figura 19 se ilustra esta alternativa.

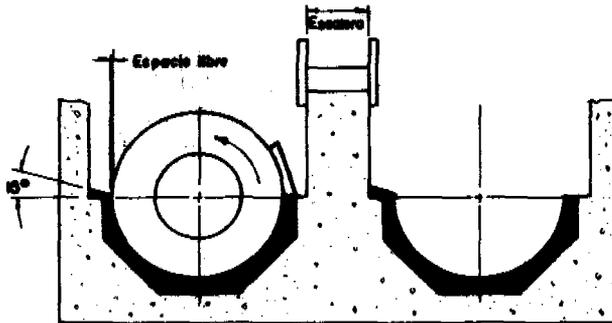


Figura 19. Ilustración de la construcción de una artesa en dos etapas. El área sombreada corresponde al concreto de la segunda etapa que permite conformar la superficie de la artesa (Ref. 6).

10. Consideraciones sobre operación y mantenimiento

Al igual que con todo equipo, un adecuado mantenimiento resulta esencial para una vida larga y con bajos costos de sostenimiento. A continuación se presentan algunas consideraciones al respecto sobre sus cuatro elementos básicos:

10.1 Cojinete inferior

Este cojinete regularmente se proyecta para soportar carga radial, compensar los cambios de longitud debido a las variaciones de temperatura y para absorber los esfuerzos causados por las deflexiones que presenta el eje bajo las diferentes condiciones de carga.

El cojinete inferior es cerrado. El eje es soportado en un casquillo de bronce. El cojinete es lubricado con ayuda de una bomba de grasa que funciona ligada con la unidad motriz del tornillo, como se ilustra en la Figura 20. Durante la operación se debe controlar que la bomba suministre la cantidad de grasa adecuada, la cual puede oscilar entre tres y seis cm^3 por hora, según el tamaño del cojinete.

10.2 Cojinete superior

El cojinete superior es doble de tal manera que cada elemento puede absorber independientemente las cargas radiales y el empuje axial. El cojinete puede abrirse, limpiarse y llenarse con grasa fresca a intervalos de uno o dos años según las especificaciones del fabricante.

10.3 Unidad motriz

Las bombas de tornillo son movidas por motores a través de reductores que posibilitan alcanzar las velocidades especificadas de operación. El motor y el reductor están regularmente conectados mediante correas en V. La carga es baja cuando el tornillo arranca pues esto debe suceder siempre con el tornillo vacío. Nunca se debe arrancar una bomba inmediatamente después de que se haya apagado y mientras la artesa contenga agua, pues esto sometería el sistema a esfuerzos regularmente no previstos en la etapa de fabricación.

El sistema motriz debe incluir una protección para evitar que el tornillo gire en sentido contrario al especificado cuando se apaguen los motores.

La frecuencia de arrancadas, como en otro tipo de bombas, no debe superar los seis u ocho eventos por hora, para evitar sobrecalentamientos en los motores y desgaste excesivo en los reductores.

Se recomienda una evaluación inicial del equipo eléctrico operando las unidades sin líquido. Los niveles de arrancada y parada de los diferentes tornillos en la estación

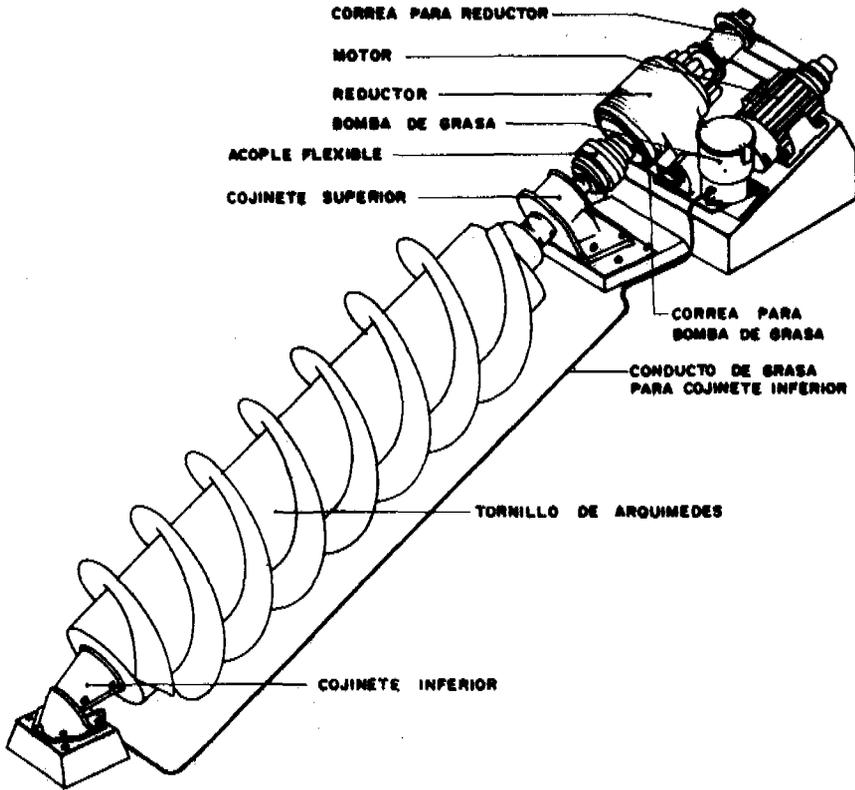


Figura 20. Instalación de una bomba de tornillo donde se incluye la unidad motriz y la bomba de grasa para alimentar el cojinete inferior.

se establecen inicialmente de manera provisional y se ajustan después de un período de operación de acuerdo con los caudales reales con que se deba operar.

10.4 El tornillo

Todas las partes del tornillo que estén en contacto con líquidos que puedan ocasionar corrosión deben estar bien protegidas frente a este riesgo. Esto regularmente se hace durante la fabricación pero si se llegara a observar algún deterioro de la protección durante la operación se recomienda recubrir las partes correspondientes atendiendo las sugerencias del fabricante o de un especialista en corrosión.

En la construcción se debe incluir un deflector montado en la parte superior de la artesa, en el lado en que el tornillo levanta el agua, para evitar derrames o salpicaduras cuando las unidades están rotando.

10.5 Seguridad

Debido a que los tornillos giran regularmente sobre artesas abiertas se deben tomar todas las precauciones posibles para evitar que vehículos, animales o personas puedan caer en la zona de elevación de agua. Entre ellas están la colocación de pasamanos entre las escaleras de servicio y las artesas y la cobertura de la zona de elevación de agua con rejas de protección.

Se deben prever controles en las unidades motrices de tal manera que los tornillos no puedan ser arrancados accidentalmente.

11. Consideraciones finales

Este material ha sido orientado a recuperar y a presentar de manera organizada diferentes consideraciones sobre las bombas de tornillo de Arquímedes, procurando disminuir así la falta de información sistematizada sobre este tipo de máquinas en Colombia y en general en Latinoamérica.

Aunque Colombia se encuentra en la zona andina, no es menos cierto que existe una significativa cantidad de áreas bajas o de ciudades en valles o mesetas, en donde muchos de los problemas de bombeo pueden resolverse elevando cantidades significativas de agua contra bajas alturas y allí las bombas de tornillo de Arquímedes deberían ser consideradas como una alternativa para ser evaluada con otras soluciones que utilizan bombas centrífugas, las cuales tradicionalmente han tenido más popularidad entre los diseñadores.

Claramente, la información que aquí se presenta debe ser enriquecida con la divulgación de la evaluación integral de las experiencias existentes en el país en el aprovechamiento de esta tecnología y en estudios técnico-económicos que orienten a industriales o comerciantes a considerar esta opción dentro de sus líneas de trabajo. Estos nuevos documentos deben orientar serias decisiones sobre la conveniencia de que el país aproveche más ampliamente este tipo de máquinas en sus proyectos de adecuación de tierras, agro-industria, alcantarillados o en las plantas de tratamiento de aguas residuales.

12. Referencias para las bombas de tornillo

1. Smith, N., *Man and Water: A History of Hydro-Technology*, Peter Davies Limited. London, 1976.
2. Derry, T.K. & Williams, T.I.: *Historia de la Tecnología, vol. I: Desde la antigüedad hasta 1750, siglo veintiuno editores, España, 1984.*
3. Drachman, A.G.: *The Screw of Archimedes* in Actes du VIII congres international d'Historie des Sciences, vol. III, pp 940-3, 1956.
4. Berk, W.L.: *How to use and select a screw pump*, Water and Sewage Works, pp 12-22-27, 1976.
5. Metcalf & Eddy, Inc.: *Wastewater collection and pumping of wastewater*, McGraw Hill Book Company, 1981.
6. Lakeside Equipment Corporation.: *Screw pumps Bulletin 214*, Bartlett, Illinois.
7. Karasik, I.J. et. al: *Manual de Bombas. Diseño, aplicación, especificaciones, operación y mantenimiento*, McGraw Hill de México, 1983.
8. Addison, H.: *Tratado de Hidráulica Aplicada*, Editorial Gustavo Gil, Barcelona, 1959.
9. International Institute for Land Reclamation and Improvement: *Principios y aplicaciones del Drenaje*, Irti, Holanda, 1978.
10. Spans, B.V., Machinefabriek: *Bombas de Tornillo de Arquímedes*, Hoofdorp, Holanda.
11. Ritz, Pumpenfabrik GmbH & Co KG: *Archimedian Screw pumps.*