

34
24.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ACATLAN
INGENIERIA CIVIL

SELECCION Y OPERACION DE EQUIPOS DE BOMBEO EN SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO CIVIL
P R E S E N T A :

LETICIA NAJERA MARTINEZ



ACATLAN, EDO. DE MEX.



1997

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



COMISION NACIONAL
DEL AGUA

**EL PRESENTE TRABAJO SE IMPRIMIÓ CON EL APOYO DE
LA COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA**

A ti:

P. G. S.

*Erguido bajo el golpe en la porfía,
me siento superior a la victoria.
Tengo fe en mí: la adversidad podría
quitarme el triunfo, pero no la gloria.*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AV. PARRIS 14
MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES "ACATLÁN"
PROGRAMA DE INGENIERÍA CIVIL

SRITA. LETICIA NÁJERA MARTÍNEZ
ALUMNO DE LA CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL.
P R E S E N T E .

En atención a su solicitud presentada con fecha de 23 de octubre de 1996, me complace notificarle que esta Jefatura de Programa aprobó el tema que propuso, para que lo desarrolle como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

**"SELECCIÓN Y OPERACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO EN SISTEMAS DE
ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE"**

INTRODUCCIÓN

1. TEORÍA GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS
 2. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBEO
 3. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
 4. OPERACIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS
- CONCLUSIONES**

Asimismo fue designado como asesor de tesis el M. en I. LUIS M. SALMONES HERNÁNDEZ, pido a usted, tomar nota en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses, como requisito básico para sustentar examen profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Esta comunicación deberá publicarse en el interior del trabajo profesional.



ATENTAMENTE .
* POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU *
Acatlán Edo. de México a 12 de septiembre de 1997
**JEFATURA DEL
PROGRAMA DE INGENIERÍA**
Ing. Enrique del Castillo Pragoso
Jefe del Programa de Ingeniería Civil

ÍNDICE

Página

1. INTRODUCCIÓN	1
2. TEORÍA GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS	4
2.1. Triángulo de velocidades.....	4
2.2. Ecuación de Euler.....	5
2.3. Similitud.....	8
2.3.1. Leyes de semejanza hidráulica.....	9
2.4. Velocidad específica.....	11
2.5. Clasificación de las bombas.....	14
3. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBEO	16
3.1. Instalación de un sistema de bombeo.....	16
3.2. Obra de succión o cárcamo de bombeo.....	23
3.3. Curva de operación del sistema de bombeo.....	25
3.4. Sistemas en serie y en paralelo.....	28
3.4.1. Instalación en serie.....	28
3.4.2. Instalación en paralelo.....	30
4. SELECCIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO.....	32
4.1. Función de una bomba centrífuga.....	32
4.2. Curvas características de las bombas centrífugas.....	33
4.3. Selección de bombas.....	35
4.4. Características del motor eléctrico.....	43
5. OPERACIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	46
5.1. Arranque en un sistema de bombeo.....	46
5.1.1. Arranque de una bomba centrífuga con válvula de retención en la línea de descarga.....	46
5.1.2. Arranque de una bomba centrífuga con el impulsor girando en sentido contrario.....	48
5.2. Paro en un sistema de bombeo.....	48
5.3. Operación de las bombas centrífugas.....	49
5.4. Cavitación en bombas centrífugas.....	52
5.5. Mantenimiento.....	54
5.6. Ejemplo de aplicación.....	56
6. CONCLUSIONES.....	71
7. BIBLIOGRAFÍA.....	73

1

INTRODUCCIÓN

Uno de los elementos esenciales para la vida es el agua, el hombre siempre ha tratado de establecerse en lugares que ofrecen un desarrollo mejor para su vida, teniendo presente siempre que exista una fuente cercana de abastecimiento de agua; no obstante diversos factores impiden en ocasiones este objetivo.

El agua se encuentra en su forma más aprovechable de manera superficial o subterránea, como lo son: ríos, manantiales, lagos o acuíferos.

Para captar, conducir y distribuir se requiere de obras civiles para disponer de una cantidad aprovechable. Esta captación o distribución puede ser por gravedad o por medio de máquinas hidráulicas.

Las fuentes más recomendables por ser de mejor calidad y de mejor aprovechamiento cuantitativo son los acuíferos; sin embargo, las fuentes superficiales también son aprovechadas no sin antes tener un tratamiento para potabilización o de autopurificación, sea para uno u otro caso, cuando se requiera de máquinas hidráulicas para su extracción o su conducción habrá que vencer desniveles o pérdidas de energía.

Las máquinas hidráulicas son dispositivos que transforman la energía hidráulica en mecánica o viceversa. Dentro de las máquinas hidráulicas se tienen las que son de desplazamiento positivo y las turbomáquinas, ambas pueden ser generadoras o motoras. Las turbinas hidráulicas pertenecen a las turbomáquinas al igual que las bombas; siendo las primeras motoras mientras que las segundas son generadoras. El tema de interés para este trabajo son las relacionadas con líquidos, en especial las que añaden energía al fluido, por lo que nos enfocaremos al estudio de las bombas.

Las bombas más antiguas de las que se tiene conocimiento eran en forma de rueda, y ésta contenía cubetas que, al girar la rueda dentro del agua, se llenaba cuando se sumergían y se vaciaban en un colector al momento en que llegaban al punto más alto. La más conocida de aquellas bombas es el tornillo de Arquímedes y aún en los tiempos modernos ha estado presente en la utilización de cargas bajas.

Los procesos en los que se basa la civilización moderna, involucran la transferencia de líquidos de un nivel de presión o de energía potencial a otro. De esta manera las bombas tienen un papel esencial en la vida creando la necesidad en un mundo de

constante crecimiento de información que ayude a seleccionar, operar o mantener el equipo de bombeo.

Es por ello que se debe conocer el funcionamiento del equipo y tener bien definidas sus características principales como son: el gasto, la carga y la velocidad de giro de la bomba.

El objetivo del presente trabajo es dar una idea general de los conceptos básicos que integran un equipo de bombeo numerándose los datos esenciales con los que se debe contar, para de esta manera poder seleccionar una determinada bomba de acuerdo a los requerimientos del problema en cuestión, además, se describe el arranque y paro de dichos equipos y su comportamiento debido a estos eventos.

De igual forma es sumamente importante un buen planteamiento del proyecto, pues mucho depende de ello que se tenga un buen funcionamiento durante su vida útil. Uno de los problemas más graves es la variación que puede originar condiciones críticas y poner en riesgo el sistema de bombeo.

Existen dos tipos principales de bombas: las de embolo o reciprocantes y las centrifugas, que son las que actualmente se utilizan debido a la generalización de la energía eléctrica, éstas máquinas además tienen la ventaja de mantener el gasto constante a diferencia de las de embolo, que son más convenientes para fluidos muy viscosos o bien cuando es necesario que el manejo de la misma sea manual o con vapor. Por tal razón, de ahora en adelante se hablara especialmente de bombas centrifugas.

Las bombas centrifugas tienen el mayor campo de aplicación en líquidos como el agua, ya sea que se trate de pozos profundos, poco profundos, fuentes superficiales o depósitos artificiales.

Una bomba centrifuga consiste en un juego de álabes rotatorios dentro de un alojamiento, que se utiliza para impartir energía a un fluido por medio de la fuerza centrifuga. Consta principalmente de dos partes: una de ellas es un elemento rotatorio, que incluye un impulsor y un eje, mientras que la otra es un elemento estacionario formado por una carcasa, un alojamiento para el empaque (estopero) y rodamientos.

Los álabes son impulsores que al tener contacto con el líquido lo descargan en su periferia a más alta velocidad, esta última se convierte en energía de presión por medio de una voluta o mediante un juego de álabes estacionarios de difusión.

La energía total producida por una bomba es la medida de energía que se agrega a una masa de fluido y es además la diferencia de energía entre el punto donde el líquido sale de la bomba y el punto donde el líquido entra a la misma.

Los sistemas pueden tener una o más bombas, existen los sistemas en serie o en paralelo, y a su vez éstas pueden tener varios pasos o impulsores. El impulsor es el que recibe el líquido y le imparte energía, y ésta deberá ser la suficiente para vencer las pérdidas que se presentan en el sistema, además de la carga estática.

Las bombas son máquinas tan complejas que su funcionamiento se basa en modelos físicos, con los cuales se experimenta su operación; esto generalmente lo realiza el fabricante y plasma el comportamiento de dichas máquinas en gráficas conocidas como curvas características; existe una gran diversidad de estas gráficas y el ingeniero debe ser capaz de elegir la bomba más conveniente de acuerdo a los requerimientos del sistema, sin olvidar los costos de operación.

El estudio inicia haciendo referencia a la teoría de la bomba centrífuga, tomando en consideración la ecuación de Euler, fundamental para apreciar el intercambio de energía (en forma teórica) que se presenta debido al rodete, realizándose en esta parte la demostración de dicha ecuación, tocando además las leyes de semejanza y similitud; posteriormente se realiza una clasificación de este tipo de máquinas hidráulicas.

El capítulo 3 hace una descripción de las partes que componen un sistema de bombeo: tubería de succión, bomba y la tubería de descarga que queda influenciada por la bomba, así como la carga dinámica total y las recomendaciones que hace el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos para el diseño del carcamo de bombeo, mencionándose de igual manera las diferentes curvas de operación de los sistemas de bombeo.

El capítulo sobre selección de equipos de bombeo trata cómo se realiza la transferencia de energía en la bomba, los diversos tipos de bombas centrífugas utilizadas para agua potable, algunas de sus características así como datos esenciales que se requieren en la selección de dichas máquinas tocando en forma muy general su unidad motriz.

En el último capítulo se ve la operación y el comportamiento del sistema de bombeo, siendo básicamente el arranque, paro y mantenimiento de dicho equipo, además de las curvas de carga de los tipos de sistemas más comunes. En este mismo capítulo vemos el problema de cavitación, causas de este fenómeno, y cómo evitarlo. Como último punto se ejemplifica el procedimiento que se realiza para seleccionar la bomba y el motor requeridos para un cierto gasto que debe vencer una determinada carga.

2

TEORÍA GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

A continuación se presenta la teoría básica de las partes que integran una bomba centrífuga, en donde se verán algunos conceptos fundamentales para mejor interpretación de este estudio.

2.1 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

La teoría del impulsor trata del estudio de los componentes de las velocidades de flujo, gráficamente forman un diagrama conocido como triángulo de velocidades. Este triángulo se puede trazar para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor, pero generalmente se hace para la entrada y salida del mismo.

Las ecuaciones vectoriales son las siguientes:

$$c_1 = u_1 - w_1 \quad (2.1)$$

$$c_2 = u_2 - w_2 \quad (2.2)$$

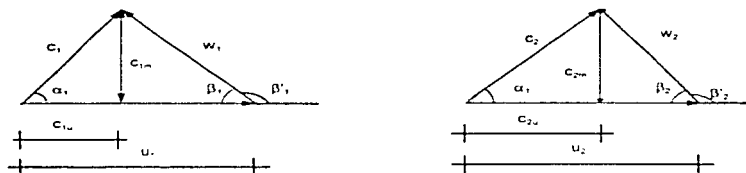


Fig. 2.1 Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba, utilizando notación internacional.

En la figura (2.1) se pueden apreciar los triángulos de entrada y salida de los álabes de un rodete, en ellos se utiliza la siguiente notación:

- c_1 = velocidad absoluta del fluido a la entrada;
- u_1 = velocidad absoluta del álabes a la entrada o velocidad periférica a la entrada;
- w_1 = velocidad relativa a la entrada;
- c_2 = velocidad absoluta del fluido a la salida;

- u_2 = velocidad absoluta del álabe a la salida o velocidad periférica a la salida;
- w_2 = velocidad relativa a la salida;
- c_{1m} = componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;
- c_{1u} = componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;
- α_1 = ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 ;
- β_1 = ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$. El ángulo que forma w_1 con $(+u)$ es el β_1' suplementario del β_1 ;
- c_{2m} = componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la salida;
- c_{2u} = componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la salida;
- α_2 = ángulo que forman las velocidades c_2 y u_2 ;
- β_2 = ángulo que forma w_2 con $(-u_2)$. El ángulo que forma w_2 con $(+u)$ es el β_2' suplementario del β_2 ;

El subíndice 1 es referente a la entrada y el 2 a la salida.

2.2 ECUACIÓN DE EULER.

La ecuación fundamental para el estudio de las bombas centrífugas es la ecuación de Euler. Esta ecuación expresa la energía intercambiada en el rodete. Así, como la ecuación de Bernoulli es la ecuación fundamental de la hidrodinámica, la ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomaquinas.

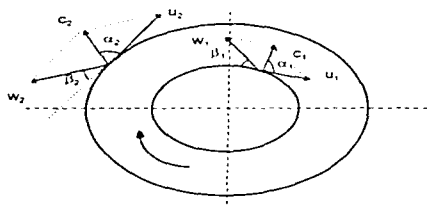


Fig. 2.2 Representación de un rodete en una bomba centrífuga en corte transversal, donde se observan las velocidades y ángulos del impulsor.

Supongamos una bomba trabajando en régimen permanente; al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido al interior de la bomba, donde c_1 es la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe. El rodete

accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n (r.p.m.). En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica de:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (2.3)$$

Con relación al álabe, el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades c_1 , u_1 y w_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad (2.4)$$

Si el álabe o su tangente tiene la dirección del vector \vec{w}_1 , la partícula entra sin que choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida \vec{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2; en este punto, el álabe tiene una velocidad periférica u_2 . La velocidad absoluta a la salida es:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad (2.5)$$

La partícula del fluido ha pasado de la velocidad c_1 a c_2 .

Del teorema de cantidad de movimiento: (2.6)

$$d\vec{F} = dQ \rho (\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$$

y tomando momentos con respecto al eje de la máquina :

$$\text{Momento} = M = F d \quad (2.7)$$

$$M = Q \rho (l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad (2.8)$$

donde l_1 y l_2 son los brazos de palanca para los vectores c_1 y c_2 respectivamente.

Considerando que la potencia es $P = \frac{W}{t}$; y al auxiliarse con el momento se tiene entonces:

$$P = \frac{M}{t} \quad (2.9)$$

Pero además ω es la velocidad angular del rodete y se expresa en rad/s:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.10)$$

así, al multiplicar ω por el momento, la potencia que el rodete comunica al fluido es:

$$P = M\omega = \rho Q \omega (I_2 c_2 - I_1 c_1) \quad (2.11)$$

y la potencia hidráulica es:

$$P = \gamma Q H \quad (2.12)$$

así entonces, igualando las ecuaciones (2.11) y (2.12):

$$\gamma Q H = \rho Q \omega (I_2 c_2 - I_1 c_1)$$

y despejando H:

$$H = \frac{\rho \omega}{\rho g} (I_2 c_2 - I_1 c_1) \quad (2.13)$$

además, de la figura (2.2):

$$I_2 = r_2 \cos \alpha_2 \quad \text{y} \quad I_1 = r_1 \cos \alpha_1$$

y sustituyendo en la ecuación (2.13) se tiene:

$$H = \frac{\omega (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2.14)$$

de las siguientes igualdades:

$$u = \omega r$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u} \quad , \quad c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$$

y sustituyendo finalmente se tiene:

$$H = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (2.15)$$

De la ecuación anterior, llamada ecuación de Euler, se obtiene la máxima carga cuando el líquido penetra radialmente en el impulsor, con lo cual $c_{1u} = 0$, y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que c_{2u} tienda a 1.

Se puede obtener la ecuación de Euler en tres términos; observando nuevamente la figura (2.1) se deduce trigonométricamente que:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{1u} \quad (2.16)$$

despejando $u_1 c_{1u}$ se tiene:

$$u_1 c_{1u} = \frac{u_1^2 - w_1^2 + c_1^2}{2} \quad (2.17)$$

utilizando el mismo razonamiento para $u_2 c_{2u}$ se tiene:

$$u_2 c_{2u} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_2^2}{2} \quad (2.18)$$

sustituyendo ambas expresiones en la ecuación (2.16):

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

finalmente la ecuación de Euler en 3 términos queda:

$$H_u = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2.19)$$

Hu en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también altura hidráulica.

De acuerdo a la expresión anterior, al pasar el fluido por el rodete, éste le comunica una cierta energía que se convierte en carga de posición. Así, los dos primeros términos del segundo miembro representan la carga de presión, donde se aconseja que el líquido entre lo más cercano al eje del impulsor y salga lo más alejado de él, para de esta manera tener u_2 grande y u_1 pequeña; mientras que, w_1 debe ser mayor que w_2 por lo cual las venas que constituyen el impulsor deben ser divergentes. El último término de la ecuación es la altura dinámica, la velocidad absoluta de salida debe ser lo más grande posible respecto a la de entrada.

2.3 SIMILITUD.

El objetivo de la teoría de similitud, es describir el funcionamiento de cierta máquina a la cual se le han cambiado algunas características. Por medio de un modelo y un prototipo, se ajustan las ecuaciones que dan el funcionamiento de la bomba.

Para que un modelo y un prototipo sean semejantes en su funcionamiento se deben cumplir tres condiciones:

- 1) **Semejanza geométrica.**- Un modelo y un prototipo son geoméricamente semejantes si y sólo si todas sus dimensiones geométricas en la dirección de cada uno de los tres ejes coordenados se relacionan mediante la misma escala de longitudes.

Lo anterior significa que el modelo y el prototipo son idénticos en forma, pero no en tamaño.

- 2) **Semejanza cinemática.**- Ésta existe si las partículas del fluido del modelo y prototipo se mueven a una nueva posición homóloga, recorriendo sus trayectorias en un tiempo proporcional.

Aquí se consideran tanto la escala de tiempo como la de velocidad.

- 3) **Semejanza dinámica.**- Es cuando entre modelo y prototipo existen fuerzas ejercidas por el fluido en puntos semejantes y son proporcionales. Las fuerzas que actúan sobre el fluido son: la de gravedad, las viscosas y las de inercia.

2.3.1 Leyes de semejanza hidráulica:

Las tres primeras se refieren a una misma bomba pero funcionando en forma distinta. Expresa la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

Primera ley: Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m} \quad (2.20)$$

A continuación sólo se deducirá la primera ley:

El caudal es igual al producto del área por la velocidad:

$$Q = A (v) \quad (2.21)$$

la sección no varía al no variar el tamaño de la bomba, por lo tanto A es constante. Así se tiene:

$$Q = c (v)$$

y Q es proporcional a v .

Además:

$$u = \frac{\pi D}{60} n \quad c n \quad (2.22)$$

Así u es proporcional a n .

Por otra parte, todas las velocidades son proporcionales al número de revoluciones ($v \approx n$).

Luego los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones ($Q \approx n$).

Finalmente se tiene

$$Q_m = n_m \quad (2.23)$$

$$Q_v = n_v \quad (2.24)$$

$$\frac{Q_v}{Q_m} = \frac{n_v}{n_m} \quad (2.25)$$

Segunda ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones:

$$\frac{H_v}{H_m} = \left(\frac{n_v}{n_m} \right)^2 \quad (2.26)$$

Tercera ley: Las potencias útiles son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones:

$$\frac{P_v}{P_m} = \left(\frac{n_v}{n_m} \right)^3 \quad (2.27)$$

Las tres siguientes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresa la variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

Cuarta ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^4 \quad (2.28)$$

Quinta ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros:

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (2.29)$$

Sexta ley: Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros:

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (2.30)$$

Involucrando el diámetro y el número de revoluciones, se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^4 \quad (2.31)$$

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^2 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (2.32)$$

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (2.33)$$

2.4 VELOCIDAD ESPECÍFICA.

La velocidad específica se basa en las leyes de semejanza, utilizando los coeficientes de gasto y carga. Estas leyes de semejanza sirven para predecir el comportamiento de una máquina de distinto tamaño a otra geoméricamente semejante, cuyo comportamiento también se conoce, así como el comportamiento de la misma máquina cuando varía alguna de sus características (N, Q, D, H).

Se han construido un gran número de bombas para una gran diversidad de capacidades, cargas y velocidades, pero las eficiencias no han sido muy favorables, debido a esto se trató de encontrar una similitud en donde se deseaba que las

condiciones de servicio pudieran agruparse de tal manera que un gran número de diseños pudieran conjuntarse en una simple expresión. Para este propósito el análisis dimensional condujo a la velocidad específica.

La velocidad específica es utilizada para impulsores geoméricamente similares, y carece de significado para el proyectista. Pero es utilizada para diseñar las características de operación solo para el punto de máxima eficiencia.

Para impulsores similares, la velocidad específica es constante en diferentes velocidades y tamaños. Al aumentar la carga, la velocidad específica decrece, pero con la velocidad aumenta.

En la práctica el gasto y la carga necesarios varían entre amplios límites, y dentro de ellos pueden requerirse cualquier combinación Q y H con diferentes valores de n, buscando siempre el óptimo rendimiento.

Los rodetes o impulsores se van adaptando a las diferentes condiciones de servicio sin que existan cambios bruscos en las formas de los mismos. Se puede observar en la figura (2.3) los diferentes tipos de impulsores que se van poco a poco adaptando al incrementarse la velocidad específica.

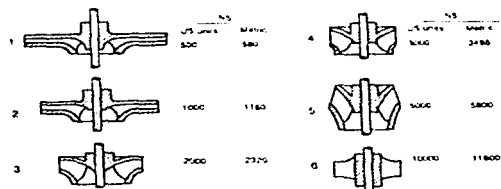


Fig. 2.3 Comparación del perfil de los impulsores para clasificar diferentes velocidades específicas.

Así, cada uno de los impulsores representa a una familia de rodetes que son geoméricamente semejantes. El tamaño se ajusta a la potencia. Todas las bombas rotodinámicas se pueden someter a esta clasificación, pues entre dos tipos de impulsores consecutivos existen intercalados muchos más.

Todas las bombas geoméricamente semejantes tienen el mismo número específico (n.) de revoluciones; así, una familia de impulsores tiene el mismo número independientemente de su tamaño.

Por lo tanto, el número específico es la clasificación más precisa de las bombas rotodinámicas, que incluye a las centrífugas. Deduciendo dicho número y con base en las leyes de semejanza, se tiene:

De la ecuación (2.31):

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{D_p^3}{D_m^3} \frac{n_p}{n_m}$$

Despejando $\frac{D_p}{D_m}$

$$\frac{D_p}{D_m} = \left(\frac{Q_p}{Q_m} \right)^{1/3} \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^{1/3} \quad (2.34)$$

De la ecuación (2.32):

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^2$$

Despejando $\frac{D_p}{D_m}$:

$$\frac{D_p}{D_m} = \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{1/2} \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^{1/2} \quad (2.35)$$

Igualando las ecuaciones (2.34) y (2.35):

$$\left(\frac{Q_p}{Q_m} \right)^{1/3} \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^{1/3} = \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{1/2} \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^{1/2}$$

Reduciendo términos:

$$\left(\frac{Q_p}{Q_m} \right)^{1/3} \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^{1/3} \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{-1/2} = \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^{3/2} \left(\frac{Q_p}{Q_m} \right)^{1/3} \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{-1/2}$$

Elevando a la 3/2:

$$\left(\frac{n_p}{n_m}\right) \left(\frac{Q_p}{Q_m}\right)^{1/2} \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{-1/4} = n_s$$

finalmente se tiene:

$$n_s = \left(\frac{n Q^{1/2}}{H^{1/4}}\right) \quad (2.36)$$

El número específico de revoluciones n_s no es adimensional. Al usar unidades inglesas se expresa n en (rps), Q en (ft³/s) y H en (ft). En el sistema métrico las unidades más utilizadas son n en (rpm), Q en (GPM) y H en (m).

2.5 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.

Los impulsores se clasifican de acuerdo con la dirección de flujo con respecto al eje de rotación. Así, las bombas centrífugas pueden tener impulsores de flujo radial, axial o mixto.

En flujo axial el agua se mueve en la dirección del eje del rotor, el efecto de las bombas centrífugas es nulo en las máquinas axiales. Una bomba axial no es una bomba centrífuga. Desarrollan grandes gastos contra bajas cargas, su construcción está limitada a bombas de 1 a 3 pasos.

En flujo radial el fluido se mueve en la dirección del radio del rotor. En ningún punto la velocidad tiene componente axial, sólo tiene dos componentes: tangencial y radial. Maneja poco gasto y grandes alturas de elevación por paso.

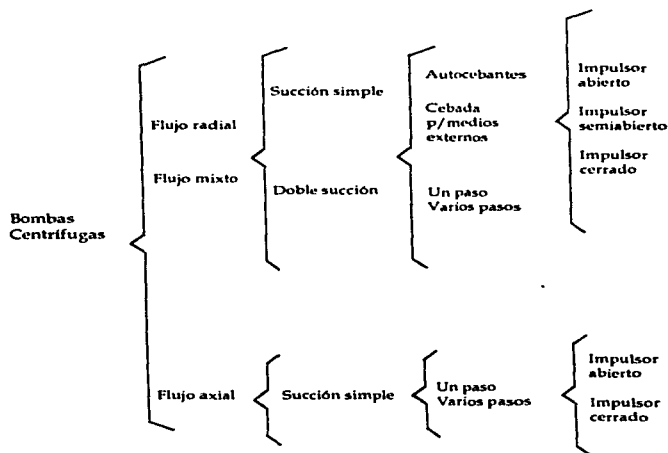
En flujo mixto el agua se mueve en dirección axial y radial al rotor. Se restringe a succión simple, maneja flujos grandes y sus cargas se encuentran comprendidas entre impulsores de flujo axial y radial.

De acuerdo a la posición de su eje la bomba puede ser vertical, horizontal o inclinada. Las bombas horizontales tienen su eje de rotación paralelo a un plano horizontal, siendo de succión en un extremo, lateral, en el fondo, superior o doble. Las bombas verticales tienen su eje de rotación paralelo a un plano vertical; pueden ser de cárcamo seco y de cárcamo húmedo; las primeras operan al aire, el líquido llega y sale de la máquina a través de tuberías, y las segundas operan total o parcialmente sumergidas en el fluido que se maneja. Puede tener un impulsor (o rotor) sobre su eje, siendo así de un paso y de varios pasos con más de un impulsor sobre su propio eje.

Los rodetes se clasifican en cuatro tipos según la forma de sujeción de los álabes:

- a) Rodete cerrado de simple aspiración (las caras anteriores y posteriores forman una caja, entre ambas caras se fijan los álabes).
- b) Rodete cerrado de doble aspiración.
- c) Rodete semiabierto de simple aspiración (sin la cara anterior los álabes se fijan sólo en la cara posterior).
- d) Rodete abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior (los álabes se fijan en el núcleo o en el cubo de rodete).

Una clasificación más visual de los diferentes tipos de bombas centrífugas es la mostrada a continuación:



3

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE BOMBEO

3.1 INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO.

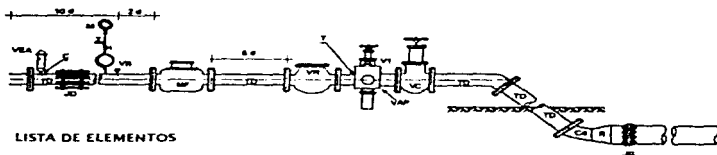
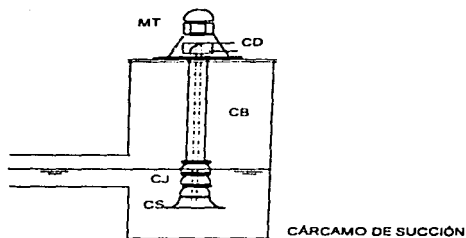
El equipo de bombeo se selecciona para un gasto de diseño que tendrá un sistema en particular. Al fabricante se le debe indicar la capacidad requerida de la bomba así como la carga dinámica total del sistema.

Las líneas de succión o de descarga pueden ser sencillas o dobles, o tener más líneas derivadas de una principal. Los sistemas de bombeo pueden contar con más de una bomba, y estar instaladas en serie o en paralelo, o bien tener un sistema mixto; a fin de cuentas el resultado del efecto de todas las bombas es el flujo cuando se establece.

En la figura (3.1) se observan las piezas más comunes que conforman un sistema de bombeo, mencionándose a continuación:

VEA	Válvula de expulsión de aire
C	Cople para soldar y rosca en un extremo
JD	Junta dresser
TD	Tubería de descarga de acero al carbón
M	Manómetro
MF	Medidor de flujo tipo propela
VR	Válvula de retención
V1	Válvula de compuerta (principal)
VAP	Válvula aliviadora de presión
JG	Junta Gibault
C4	Codo de 45°
VB	Válvula de bronce
T	"T" con reducción
R	Reducción

Tubería de descarga (TD).- Se selecciona de acuerdo a la carga que a su vez depende de los gastos que se manejen. Esta tubería conecta la bomba con el depósito de descarga, se diseña con el criterio del diámetro económico. Aquí es donde pueden presentarse problemas transitorios (golpe de ariete), por lo que se debe tomar en cuenta para su diseño.



LISTA DE ELEMENTOS

- CD Cabezal de descarga.
- MT Motor.
- CB Columna de la bomba.
- CJ Caja de impulsor.
- CS Campana de succión.
- VEA Válvula de expulsión de aire.
- C Cople para soldar y rosca en un extremo.
- JD Junta dresser.
- TD Junta de descarga .
- M Manómetro.
- MF Medidor de flujo tipo propela.
- VR Válvula de retención.
- VI Válvula de compuerta.
- VAP Válvula aliviadora de presión.
- VC Válvula de compuerta.
- JG Junta Gibault.
- T "T" con reducción.
- R Reducción.

TREN DE DESCARGA

Fig. 3.1 Piezas de un sistema de bombeo.

Válvula de expulsión (VEA).- Recipiente de fierro fundido, en cuyo interior tiene un flotador de acero inoxidable que opera un mecanismo para permitir la apertura de un orificio de venteo, a través del cual expulsa el aire existente en la tubería cuando se está llenando. Se instalan para eliminar el aire contenido en la succión cuando la bomba no trabaja, esta expulsión se realiza enseguida de iniciada la operación. Se localiza inmediatamente a la descarga de la bomba y son instaladas a lo largo de la tubería en conducciones muy largas o en los puntos más altos. Su diámetro es función del gasto y de la presión en la tubería.

Junta dresser (JD).- Se recomiendan para absorber algunos movimientos ocasionados por el trabajo de la bomba, sirve como interconexión entre tramos de tubería de acero, es fácilmente desmontable. Su selección es de acuerdo al diámetro de la tubería.

Manómetro (M).- Indica las presiones que se están operando. Existen para un amplio rango de presiones.

Medidor de flujo tipo propela (MF).- Su función básica es medir el gasto. Consta de una carcasa de bronce o acero, con un rotor de acero inoxidable en su interior, que gira por el flujo de agua, y un magneto permanente que induce un voltaje en una bobina exterior, proporcional al flujo de agua. Se selecciona de acuerdo a las necesidades particulares y los diámetros de la tubería de descarga.

Válvula de retención VR (Check).- Evita que el flujo de agua que se encuentra en la tubería regrese al depósito de succión. Permite el flujo de agua en una sola dirección y cierra automáticamente cuando la bomba para. Existen varios tipos en el mercado: la check tradicional (llamada también de columpio), la duo-check y la check silenciosa. Su elección depende del diámetro de la válvula a emplear, de las presiones a las que estará sujeta y del costo en el mercado.

Válvula de compuerta, o mariposa (V).- Es utilizada para aislar el cabezal de descarga para fines de mantenimiento o cambio de cualquier componente, sin interrumpir totalmente el servicio de bombeo. Se seleccionan de acuerdo al diámetro de la tubería de descarga.

Válvula aliviadora de presión (VAP).- Su utilidad es la de proteger el equipo de bombeo y la tubería en caso de arranque o paro de la bomba (debidos a los cambios bruscos de presión). Funciona automáticamente. Su diámetro es función del gasto de escurrimiento de la tubería a la que se conecta, de las presiones que origina el golpe de ariete y de las pérdidas que origina la válvula. Es recomendable utilizar el catálogo que proporciona el fabricante para determinar su diámetro.

Junta Gibault (JG).- Tiene la misma función de la junta Dresser.

Codo de 45° (C4).- Deberán seleccionarse de acuerdo al diámetro de la tubería de descarga, pueden tener los extremos roscados o bridados.

"T" con reducción (T).- Se selecciona de acuerdo al diámetro de la tubería de descarga, se colocan "tees y Cruces" en ramificaciones y cruzamientos.

Reducción (R).- Son piezas que unen tuberías de distinto diámetro.

En las figuras (3.2) y (3.3) se ven dos tipos de instalación de una bomba, cuando el depósito de succión está por arriba de la misma y cuando se encuentra por abajo de la bomba.

Tubería de succión.- Se selecciona de acuerdo a los requerimientos de cada bomba, puede darse el caso de tener diámetro diferente al de succión de la bomba, en este caso se requiere un dispositivo de acoplamiento con la tubería. El diámetro lo proporciona el fabricante, de acuerdo a las curvas características, pero se puede modificar para evitar pérdidas y el problema de cavitación. Cuando se arranca la bomba, esta tubería tendrá que estar llena siempre, de lo contrario el motor de la bomba puede quemarse.

Carga estática de succión (H_s).- Es la distancia vertical entre el nivel del agua en el depósito de succión y el eje de la bomba. Esta carga puede ser negativa o positiva dependiendo de la posición del eje de la bomba con respecto al nivel del depósito, cuando la bomba se localiza arriba del nivel del agua se le nombra elevación de succión; y carga de succión, si su ubicación de la bomba es abajo del nivel de succión.

Carga estática de descarga (H_d).- Es la distancia vertical entre el eje de la bomba y el punto de descarga o el nivel de depósito de descarga. Se recomienda ahogar la tubería de descarga con el propósito de disipar la energía de velocidad o evitar la entrada de aire en la tubería.

Carga estática (H_l).- Es la distancia vertical entre el nivel del agua en el depósito de descarga y el nivel del agua en el depósito de succión.

Carga dinámica total (H_T).- Es la carga total del sistema que debe proporcionarse con la bomba, sus unidades son en metros de columna de agua absolutas o manométricas. Se calcula de la siguiente manera:

$$H_T = H_l + \sum hf \quad (3.1)$$

Pérdidas por entrada.- Su magnitud es de acuerdo al diseño del extremo de la tubería en la entrada del agua, se recomienda un abocamiento para disminuir las pérdidas.

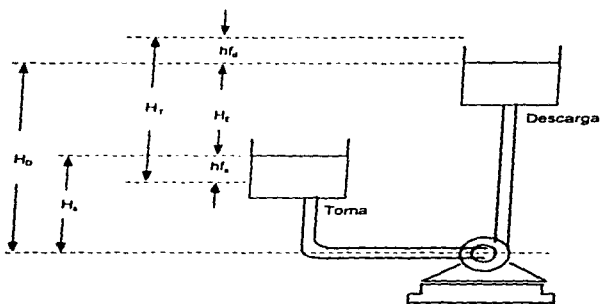


Fig. 3.2 Instalación de bomba centrífuga con carga de succión.

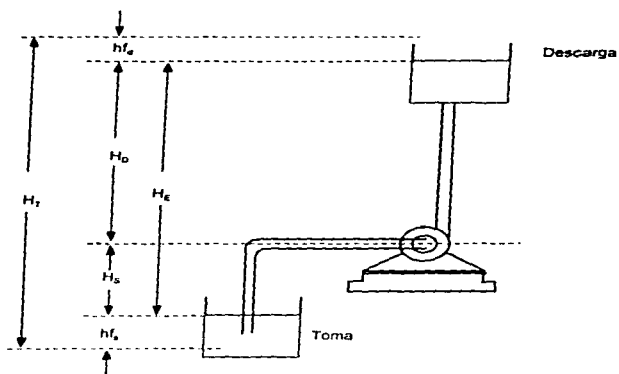


Fig. 3.3 Instalación de bomba centrífuga con elevación de succión.

Pérdidas por accesorios.- Es de acuerdo a codos, válvulas, reducciones entre otros. Estas pérdidas se incluyen en las de fricción, se expresa en longitud equivalente de acuerdo a la tubería.

Pérdida de fricción en la descarga.- Son las pérdidas de energía que se tienen a partir de la boquilla de la bomba y en la tubería de descarga. Estas pérdidas son debidas a la fricción que se genera en la tubería.

La ecuación para pérdida de energía por fricción en el diseño de conductos a presión para agua potable, es la de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (3.2)$$

donde:

- hf = Pérdida de energía por fricción, en m
- f = Coeficiente de fricción, adimensional
- L = Longitud de la tubería, en m
- D = Diámetro interno del tubo, en m
- v = Velocidad media, en m/s
- g = Aceleración de la gravedad, en m/s²

En un principio, para obtener el valor del coeficiente de fricción "f", se utilizaba la ecuación de Colebrook y White; sin embargo, dado que es una ecuación implícita, es un tanto laboriosa en el cálculo. Con base en los resultados de dicha ecuación, Moody elaboró un diagrama que lleva su nombre, relacionando la rugosidad relativa (ϵ/D), el número de Reynolds Re y el coeficiente de fricción. Recientemente se han desarrollado varias ecuaciones empíricas que dan resultados aceptables para el cálculo del coeficiente de fricción, una de ellas es la de Swamee y Jain, presentada en el "Manual de Diseño de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento", de la CNA:

$$f = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\epsilon}{D} + \frac{5.74}{Re^{0.90}} \right) \right)^2} \quad (3.3)$$

Pérdidas geométricas o locales.- Este tipo de pérdidas son generadas por válvulas, codos, reducciones, entre otros. Para obtener este valor se emplea la siguiente ecuación:

$$h_l = k \frac{v^2}{2g} \quad (3.4)$$

donde:

h_l = Pérdida de energía local, en m.

k = Coeficiente para evaluar pérdidas locales (adimensional).

Potencia de bombeo (P).- Es la potencia necesaria para que una bomba transporte un gasto Q venciendo una carga H_r .

$$P = \frac{\gamma Q H_r}{76 \eta} \quad \text{en (H P)} \quad (3.5 a)$$

o bien:

$$P = \frac{\gamma Q H_r}{75 \eta} \quad \text{en (C V)} \quad (3.5 b)$$

donde:

P = Potencia.

γ = Peso específico del agua (kg/m^3).

η = Eficiencia (adimensional).

Potencia al freno.- Es la potencia generada en la flecha de la máquina.

$$P_f = \omega M_o \quad (3.6)$$

donde:

P_f = Potencia de freno (kg-m/s)

ω = Velocidad angular del rotor (s^{-1})

M_o = Momento o par producido en el rotor (kg-m)

Para obtener la eficiencia de la bomba se considera la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P}{P_r} \quad (3.7)$$

3.2 OBRA DE SUCCIÓN O CÁRCAMO DE BOMBEO.

El cárcamo de bombeo consiste en un recipiente en donde se instala el conducto de toma; sus dimensiones depende de la magnitud del equipo que se empleará. Es recomendable ubicarlo en un lugar estable y consistente, aunque pudiera variar de acuerdo a las facilidades que se tengan en el sitio, como pudiera ser el fácil acceso. La forma puede ser rectangular o circular o una combinación de ambas.

Tanto el sitio de toma como el de descarga están en cierta forma obligados, por lo que debe hacerse un estudio económico para determinar la ubicación del cárcamo; sin embargo, no es determinante para ubicar el sitio, siendo este estudio de carácter aproximado.

El catálogo Standards of the Hydraulic Institute de los Estados Unidos, en relación al proyecto de cárcamos, sólo hace recomendaciones para el diseño de estas estructuras, sus valores deben tomarse simplemente como guías.

La figura 3-4 contempla estas recomendaciones.

La dimensión "C" es un valor promedio y esta sujeto a consultas con el fabricante de la bomba.

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia depende, principalmente, del acceso a la toma y del tamaño de la bomba. Teniendo una presentación preliminar del diseño del cárcamo y contando con todos los datos necesarios incluyendo las limitaciones del lugar, los fabricantes de bombas proporcionan información de acuerdo a las necesidades que se tengan.

La dimensión "B" es sugerida como máxima, depende de la campana de succión y diámetro de la válvula propuestos por el constructor, la orilla de la campana debe estar lo más cerca posible a la pared trasera del depósito o cárcamo; en algunas ocasiones la posición de la campana está en función del motor en el piso superior, si aumenta "B" considerablemente, debe instalarse un muro falso.

La dimensión "S" es la mínima para el ancho del depósito en la instalación de una bomba, si fuera menor se deberá consultar con el fabricante si es adecuada.

La dimensión "H" es el valor mínimo y esta basada en el nivel normal del agua en la campana de succión, considerando las pérdidas por fricción a través de la pichancho, rejilla y acceso a la toma, este valor puede ser menor considerablemente sólo por tiempos breves y así no daña a la bomba.

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO

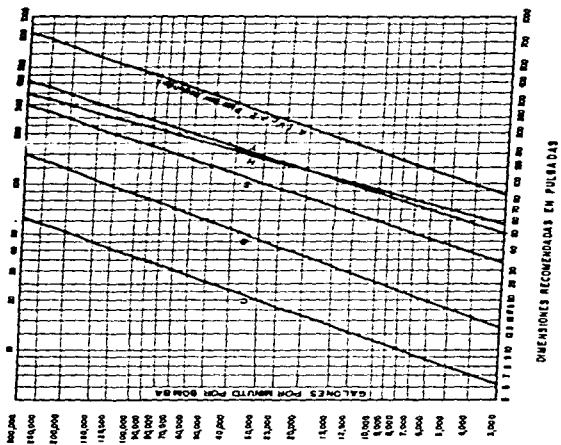
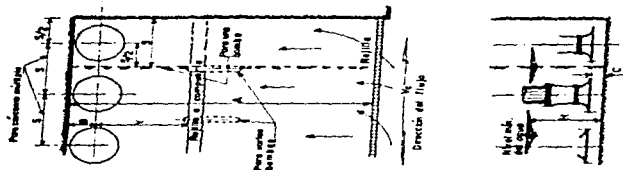


Fig. 3.4 Dimensiones sugeridas del cárcamo de bombeo de acuerdo al Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos.

La sumergencia se obtiene por medio de "H" menos "C" y representa la altura física del nivel del agua arriba de la entrada de la campana de succión.

Las dimensiones "Y" y "A" son las recomendadas como mínimas, pueden ser mayores pero limitadas a las restricciones indicadas en la curva. Al no incluirse rejilla, se puede considerar la dimensión "A" más grande, las dimensiones de anchura y de altura de la rejilla no deberán ser menores que "S" y "H", respectivamente.

Todas las dimensiones anteriores están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo a la carga. Si alguna de ellas llegara a variar deberá ser momentáneamente o por tiempos breves.

Se recomienda que el agua llegue simultáneamente a todas las bombas con baja velocidad, flujo uniforme y recto. No es recomendable cambios bruscos en el tubo de succión. La velocidad cerca de la bomba debe ser alrededor de un pie por segundo. Cuando se centran las bombas en el cárcamo se originan áreas de turbulencia alrededor de las mismas, siendo esto perjudicial en la operación.

3.3 CURVA DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO.

Un sistema de bombeo consta de tubería unida para formar una línea, válvulas, conexiones, recipientes, boquillas de descarga, compuertas, medidores, equipo de proceso, entre otros; a través de los cuales debe pasar el flujo.

La curva de operación del sistema es la representación gráfica de la resistencia total del sistema. En esta representación, se encuentran las cargas fijas y variables que constituyen dicho sistema. Las primeras pueden ser negativas o positivas, de acuerdo donde se encuentre localizado el punto de descarga o la presión manométrica que se tenga; las cargas variables son en relación a la fricción, así es necesario calcular con precisión la resistencia al flujo del líquido en el sistema.

Para diferentes valores de Q habrá tantos valores de H y en un proyecto específico, ésta tendrá la forma indicada en la figura (3.5) llamada curva de carga del proyecto o curva del sistema.

Si en un laboratorio se tiene una instalación como la indicada en la figura (3.6), al hacer funcionar la bomba y accionar adecuadamente la válvula que se localiza en la descarga (para diferentes aberturas de la misma) se puede obtener la "curva de carga de la bomba". El procedimiento puede ser como sigue: se arranca la bomba, que tiene una cierta potencia constante, con la válvula totalmente cerrada ($Q = 0$), el manómetro indicará la máxima presión que puede proporcionar dicha bomba; se va abriendo gradualmente la válvula incrementándose de esta manera el gasto Q, por lo tanto la carga H baja; cuando se tiene la válvula completamente abierta la

presión es la mínima. De esta manera se obtiene la curva de carga de la bomba figura (3.7), los valores máximos y mínimos de gasto nos dan los extremos de la curva.

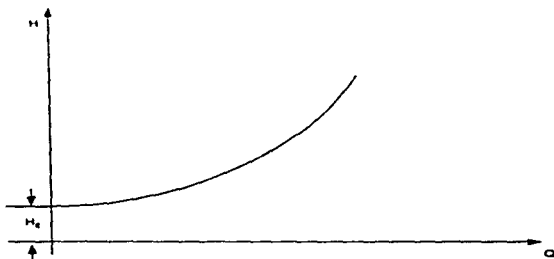


Fig. 3.5 Curva del sistema

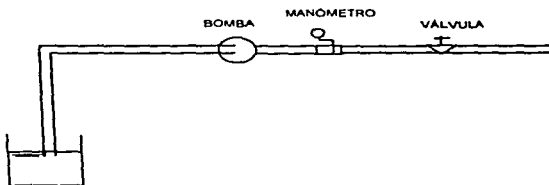


Fig. 3.6

Al superponer ambas curvas, figuras (3.5 y 3.7), el punto de intersección señala el punto de operación 0 del sistema de bombeo, ver figura (3.8).

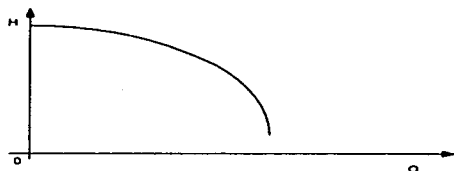


Fig. 3.7 Curva de la bomba.

Cuando el punto de intersección no es muy factible, se busca otra bomba más adecuada o en su caso se cierra la válvula de descarga, o lo que es lo mismo se estrangula el flujo. Obsérvese la figura (3.8).

Si se tiene un gasto de proyecto Q' correspondiente a la carga H' , de la curva de carga del proyecto, la bomba 2 sería la adecuada y la intersección de ambas curvas su punto de operación O' . De igual manera se tiene el punto O de la bomba 1. Pero si se tiene solo la bomba 1 y se desea levantar la curva de carga del proyecto, es necesario estrangular el flujo con la válvula de descarga así; si se requiere una carga H'' , se estrangula el fluido y se tiene un gasto Q'' y punto de operación O'' .

Al cerrar la válvula las pérdidas se incrementan debiendo vencer una pérdida mayor que H' por lo que habrá de proporcionarse una energía mayor para vencer dichas pérdidas.

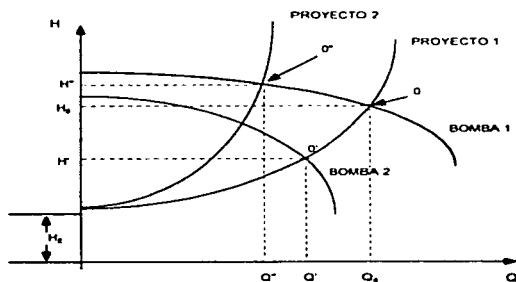


Fig. 3.8 Puntos de operación en un sistema de bombeo.

En la bomba 1 se puede ver el punto de operación, se puede obtener cualquier gasto siendo menor o igual a Q_0 , pero no para gastos mayores debido a la carga pues es insuficiente ya que para el gasto Q_0 se necesita una carga H_0 , y esta curva va decreciendo por lo que nunca se da.

Las curvas de operación de los sistemas de bombeo tienen mucho uso en la selección de bombas centrífugas. Con ellas se realizan diversos cálculos para diferentes caudales de flujo y poder tener una mejor selección.

3.4 SISTEMAS EN SERIE Y EN PARALELO.

En ocasiones cuando los requerimientos así lo disponen se instalan bombas en serie o en paralelo, sea para variar la carga o el gasto.

Utilizar varias bombas en lugar de una grande tiene una mayor economía, cuando se tienen sistemas en serie, las presiones generadas en la tubería son menores; mientras que en paralelo se pueden utilizar tuberías de menor diámetro, por esta razón el utilizar varias bombas puede implicar un menor costo.

3.4.1 Instalación en serie.

Este tipo de instalación es utilizado cuando se necesita vencer cargas grandes: las bombas se colocan a lo largo de la misma tubería siendo el gasto igual para todas las bombas así, las cargas se agregan a un solo caudal.

La curva de carga del sistema comprende la carga estática H_E y la suma de la carga por fricción h_f en la tubería y la pérdida de carga debida a las válvulas y conexiones.

Las curvas individuales de carga-gasto de las bombas se trazan como se observa en la figura (3.9).

Las cargas de las bombas individuales se suman para obtener la curva combinada carga-gasto. Se traza la curva de carga del sistema con la curva combinada. El punto de intersección es el punto de operación del sistema figura (3.9).

En este sistema son aplicables las siguientes ecuaciones:

$$H_T = H_A + H_B + \dots \quad (\text{m}) \quad (3.8)$$

$$Q = Q_A = Q_B = \dots \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.9)$$

$$\eta = \frac{H_A + H_B + \dots}{\frac{H_A}{\eta_A} + \frac{H_B}{\eta_B} + \dots} \quad (\text{adimensional}) \quad (3.10)$$

$$P = \frac{\gamma Q(H_A + H_B + \dots)}{76 \eta} \quad (\text{H.P.}) \quad (3.11)$$

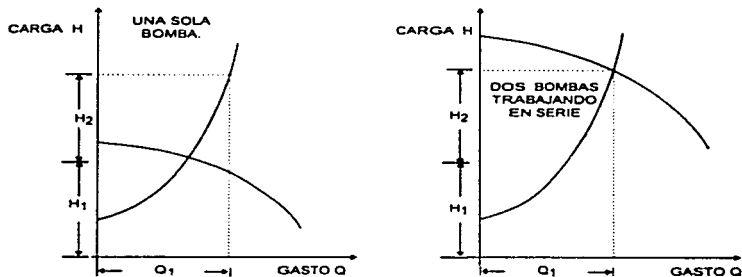


Fig. 3.9 Curvas de operación del sistema de bombeo.

La figura (3.10) muestra una instalación de 3 bombas instaladas en serie, en ella se puede ver la línea de energía piezométrica y como cada una de las bombas añade energía al sistema.

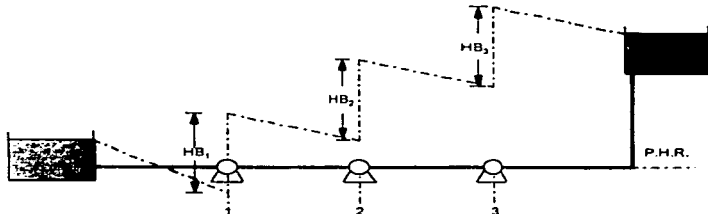


Fig. 3.10 Instalación de bombas en serie.

3.4.2 Instalación en paralelo.

Este sistema de arreglo es conveniente cuando se quiere variar el caudal. Arrancando sólo aquellas bombas para cubrir la demanda. De la toma sale una tubería por cada bomba, uniéndose posteriormente la descarga de cada una de ellas a una tubería de mayor diámetro. El gasto total es la suma de las bombas que se encuentran operando, mientras la carga sigue siendo la misma de cada bomba.

Añadiendo el caudal de las diversas combinaciones de bombas para tantos valores de carga como sean necesarios, se traza la curva combinada carga-gasto, de igual forma se gráfica la curva de carga del sistema como se muestra en la figura (3.11). Sus intersecciones muestran los posibles puntos de operación.

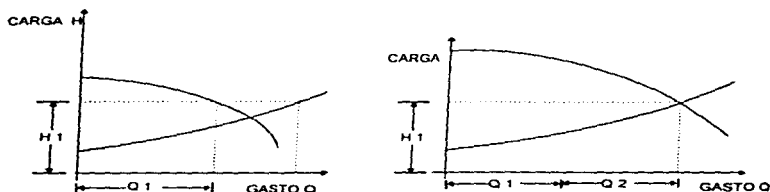


Fig. 3.11 Instalación de bombas en paralelo.

De acuerdo a éste sistema se emplean las siguientes ecuaciones:

$$H = H_A = H_B = \dots \quad (\text{m}) \quad (3.12)$$

$$Q = Q_A + Q_B + \dots \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3.13)$$

$$\eta = \frac{Q_A + Q_B + \dots}{\frac{Q_A}{\eta_A} + \frac{Q_B}{\eta_B} + \dots} \quad (\text{adimensional}) \quad (3.14)$$

$$P = \frac{\gamma H (Q_A + Q_B + \dots)}{76 \eta} \quad (\text{H. P.}) \quad (3.15)$$

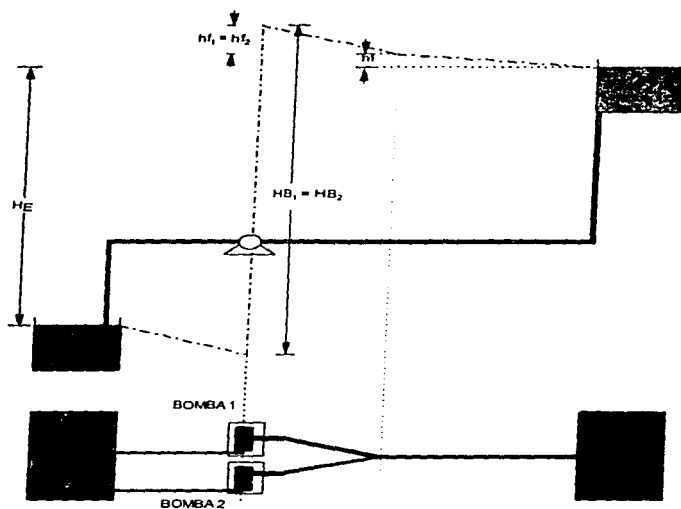


Fig. 3.12 Instalación de bombas colocadas en paralelo.

En ambos casos sea en serie o en paralelo se pueden obtener puntos adicionales de operación cambiando la velocidad de la bomba o incrementando la pérdida de carga del sistema por estrangulamiento.

Siempre es recomendable contar con bombas de reserva para el caso de mantenimiento o reparación; así como analizar lo que resulte más conveniente: instalar dos bombas con su respectivo motor, bien una sola bomba del doble de capacidad. El ahorro en costo del motor de mayor velocidad puede desplazar fácilmente el incremento en costo de 2 bombas y dar flexibilidad adicional de operación.

4

SELECCIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

4.1 FUNCIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA.

La función de un equipo de bombeo es transferir un fluido desde su punto de captación hasta el lugar en el cual es requerido. De esta manera la bomba, por medio de su unidad motriz, proporciona al fluido una energía tal que vence las pérdidas de carga que produce la fricción en el sistema, además de la diferencia de niveles entre la succión y la entrega. Esto ha de realizarse pensando que la bomba entregará el gasto de diseño de manera óptima.

En todo sistema de bombeo la pérdida de fricción es proporcional al gasto bombeado elevado al cuadrado, y al ser constante la carga estática, se tiene:

$$H_T = f(Q^2) \quad (4.1)$$

El funcionamiento de una bomba centrífuga se ha intentado representar de diversas maneras, usando modelos matemáticos o modelos físicos; sin embargo éstos últimos son los que han proporcionado buenos resultados, debido principalmente a la gran diversidad de variables involucradas y a la compleja geometría de éstas máquinas.

En la figura (4.1) se observa en forma simplificada el rotor de una bomba, lugar donde se realiza la transferencia de energía. El agua ingresa por el ojo del rotor y se distribuye entre los álabes, al pasar por la sección 1 y 2 experimenta una importante variación en su cantidad de movimiento. Este funcionamiento se ha intentado representar por medio de la ecuación de cantidad de movimiento, considerando como volumen de control y un ducto la zona comprendida entre dos álabes contiguos. Debido a la geometría compleja de éstas máquinas y de las diversas variables que intervienen en el funcionamiento como: diámetro y velocidad del rotor, gasto, carga y potencia de bombeo, ha hecho que no sea fácil una representación matemática del funcionamiento de las bombas centrífugas.

Por esa razón se ha recurrido con mucho éxito a representar el funcionamiento de las bombas con modelos físicos mediante los cuales se experimenta su operación. Esta experimentación la realiza el fabricante, en ella se refleja el comportamiento y la variación de los diferentes parámetros que intervienen, quedando los resultados plasmados en diversas curvas.

Las curvas de funcionamiento son exclusivas de cada tipo de bomba que se experimenta y son conocidas como curvas características.

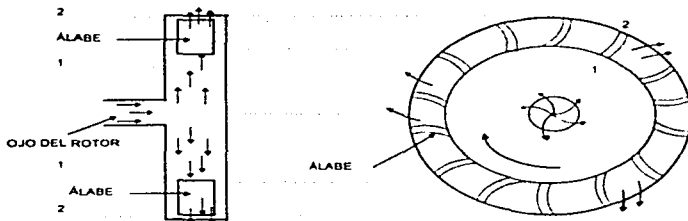


Fig. 4.1 Representación gráfica del funcionamiento del rotor de una bomba centrífuga.

4.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

Cuando se cuenta con el proyecto definido de bombeo, se busca el tipo y marca de la bomba o bombas que más convengan, utilizando las llamadas curvas características; dichas curvas las proporciona el fabricante y básicamente son la representación gráfica de las curvas de carga, eficiencia y potencia.

Normalmente estas curvas se obtienen para velocidad de giro constante, sin embargo se puede tener la misma bomba a diferentes valores de N .

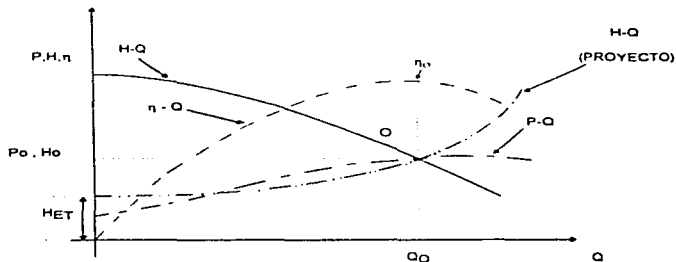


Fig. 4.2 Curvas características de operación.

Para tener las características de operación en forma completa se requerirá de las curvas: $H-Q$, $\eta-Q$, $P-Q$. En la figura (4.2) puede verse el punto ideal de operación O con una eficiencia alta y no más potencia de la necesaria.

La solución de numerosos problemas de bombeo se facilitan apoyándose en las curvas características y la curva del sistema. Estas curvas relacionan a los diferentes parámetros involucrados en los coeficientes adimensionales vistos anteriormente.

De la figura (4.3) se hacen las siguientes observaciones.

- 1) Las curvas características se trazan casi siempre para una velocidad de giro (N), constante en (rpm).
- 2) El gasto Q es la variable independiente básica y la H , P_i , η se toman como las variables dependientes.
- 3) La carga H es aproximadamente constante para los gastos bajos y disminuye con el aumento del gasto hasta un valor mínimo de H cuando Q es el máximo.
- 4) La potencia al freno (P_i) aumenta con el gasto, hasta $Q_{\text{máx.}}$, desde donde empieza a disminuir.
- 5) La eficiencia o rendimiento (η) aumenta con el gasto hasta un valor máximo que corresponde alrededor del 60% de $Q_{\text{máx}}$ y después disminuye hasta un valor cero para $Q_{\text{máx}}$.

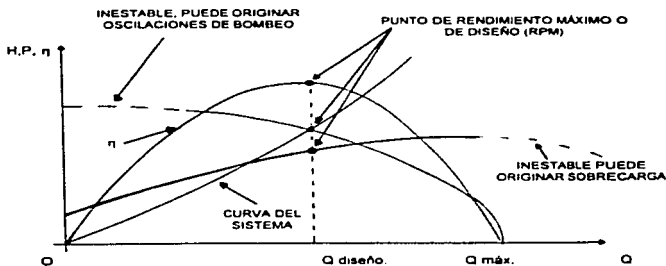


Fig. 4.3 Curvas características de un sistema de bombeo.

Las curvas H-Q pueden ser estables o inestables; en las primeras se tiene $H_{\text{máx}}$ cuando $Q = 0$, a medida que se incrementa Q , H tiende a bajar, aquí la potencia aumenta hasta alcanzar un punto máximo que corresponde al punto de proyecto o está cerca del mismo y después disminuye. Cuando este tipo de curva es inestable H aumenta hasta un máximo en la medida que aumenta el caudal, para después disminuir, la potencia requerida aumenta continuamente, llegando a superar el punto de óptimo funcionamiento.

La forma de la curva H-Q está en función de la velocidad específica, forma y número de rodets, forma de la carcasa, entre otros.

4.3 SELECCIÓN DE BOMBAS.

Una bomba básicamente debe cubrir: a) Bombear una capacidad dada en un tiempo determinado; b) Vencer la resistencia total del sistema proporcionando la capacidad requerida.

Un procedimiento básico de selección, se resume en los siguientes pasos:

1.- Tipo de fuente de abastecimiento de agua en la cual operará el equipo: pozo profundo, pozo somero, en canal, río, manantial, presa, tanque regulador, entre otros.

2.- Determinar la fuente de energía disponible: eléctrica o motor de combustión interna.

Los motores de combustión interna a diesel son utilizados en aquellos lugares donde se carece de energía eléctrica.

Los motores eléctricos tienen una vida económica mucho mayor que otros medios motrices, cuentan con una mayor eficiencia y son de bajo mantenimiento.

3.- El gasto de bombeo para el cual estará diseñada la planta.

El gasto de diseño que maneja la planta de bombeo es el que resulta de acuerdo al estudio de las características de la población a abastecer.

4.- Determinar la carga total de bombeo y la variación de la misma, para esto se requiere:

a) Levantamiento topográfico del terreno, desde el sitio de toma de agua hasta el tanque de descarga.

- b) Determinar la elevación del espejo del agua mínimo ordinario (NAMINO) y máximo ordinario (NAMO) en la fuente de abastecimiento.
- c) Medir la carga estática máxima y mínima como la diferencia entre el NAMINO y el NAMO y la elevación de la descarga en el tanque de almacenamiento.
- d) Calcular las pérdidas de carga en la conducción (tanto de fricción como locales).
- e) Calcular la variación de carga en operación como la diferencia entre las elevaciones del NAMO y el NAMINO.
- f) Determinar la carga dinámica máxima como la suma de las pérdidas y la carga estática máxima.

5.- Seleccionar del catálogo del fabricante, la bomba aplicable como sigue:

Con los datos del gasto máximo entrar en las curvas de operación de las bombas, cuidando que el punto de operación se ubique en el rango de máxima eficiencia de la bomba; hacer lo mismo con la carga mínima de operación; el segmento de curva entre los puntos determina los gastos que se obtendrán en función de la variación de la carga.

6.- Posteriormente se procede a calcular la potencia de bombeo por medio de la ecuación 3.5.

7.- Determinar el diseño de la tubería de descarga.

8.- Con la potencia de bombeo necesaria y el tipo de fuente de energía:

Seleccionar la capacidad de la subestación o de la planta generadora estándar, el voltaje y la lista de materiales básicos correspondientes.

De acuerdo a la fuente de abastecimiento se pueden utilizar diferentes tipos de bombas:

Pozos profundos.

Bombas sumergibles.

Bombas verticales tipo turbina.

Canales, ríos, presas, lagos y manantiales.

Bombas centrífugas verticales tipo turbina de columna corta.
Bombas verticales de columna corta tipo lata.

Tunques de regulación.

Bombas centrífugas verticales tipo turbina de columna corta.
Bombas centrífugas horizontales.
Bombas verticales tipo lata.

Pozos someros.

Bombas centrífugas verticales tipo turbina de columna corta.

Galerías filtrantes.

Se utilizan básicamente junto a causas naturales.

Existen diferentes tipos de bombas con características tan variadas, pero en lo referente al servicio de agua potable las de tipo centrífugo son las de mayor utilización. Entre éstas se tienen las siguientes:

Bomba horizontal.

Su flecha está instalada en forma horizontal, el fluido entra al eje del impulsor de manera axial y su salida es en forma radial. Este tipo de bombas es utilizada en rebombes o bombeos de aguas superficiales; puede tener diferentes diseños de impulsores de acuerdo a las necesidades de cada instalación.

Bomba vertical tipo columna.

Son utilizadas para bombear agua de los pozos, por lo cual se le suele llamar de pozo profundo, están diseñadas para manejar agua limpia. Se pueden lubricar por medio de agua o aceite, dependiendo del tipo que se tenga. Seleccionar una u otra es a criterio de la experiencia del proyectista o del ingeniero de operación. Utiliza impulsores de tipo radial sean semiabiertos o cerrados, ver figura (4.4).

Bomba vertical tipo turbina.

Este tipo de bomba usa impulsores semiabiertos o cerrados, siendo preferibles estos últimos debido a que el desgaste no afecta a los álabes del impulsor, pues los

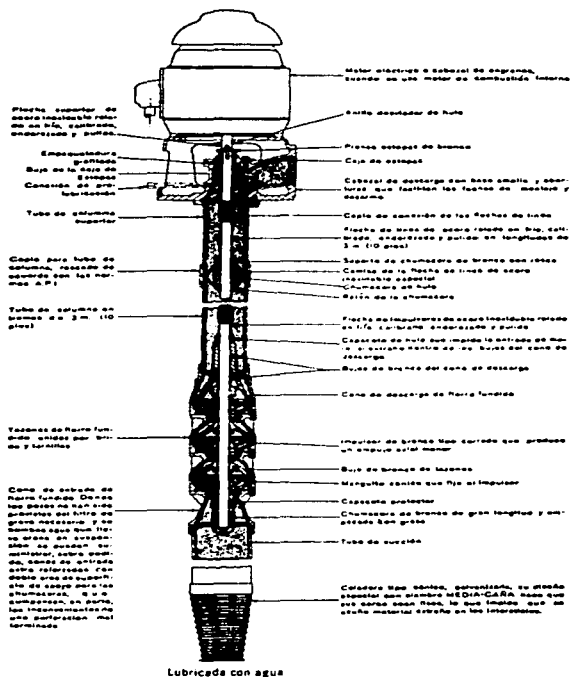


Fig. 4.4 Bomba vertical tipo columna o pozo profundo.

primeros se desgastan más rápidamente y pueden influir en la capacidad de la bomba.

Básicamente una bomba de turbina vertical es montada en un tanque (llamado también bote o lata) que se entierza en el piso. La longitud de la bomba debe ser tal que deba tener una suficiente CNPS (este concepto se tratará más detenidamente en el siguiente capítulo) para el diseño del impulsor en el primer paso, además de existir espacio suficiente entre la bomba y el tanque para permitir el flujo adecuado. Su uso más práctico es en los rebombos de agua potable, donde se pretende aprovechar la altura de los tanques de almacenamiento.

Bomba tipo hélice y flujo mixto.

El tipo hélice no es capaz de manejar cargas de bombeo superior a los 10 metros; sin embargo manejan grandes volúmenes de agua a bajas cargas de bombeo. Están constituidas por: campana de succión, impulsor (o impulsores), flecha, columna de bombeo y cabezal de descarga (a nivel de piso o subterráneo).

Bomba con motor sumergido.

Esta bomba tiene acoplada su unidad motriz, por lo cual ambos se encuentran sumergidos en el fluido a bombear. Sus impulsores son radiales, cerrados o semiabiertos. La instalación de esta bomba es relativamente fácil pues carece de flechas largas. Opera a una velocidad de 3500 R.P.M. Se utiliza cuando los pozos no pueden ser perpendiculares o tienen desviaciones, pues su tubería de descarga puede absorber las deflexiones del pozo. Son muy útiles para pozos con nivel de bombeo muy profundo. Su alimentación eléctricamente es a base de cables submarinos cuya vida útil es igual o mayor que la propia bomba.

El diseño básico de una bomba radial alcanza hasta 15 metros con un único rodete. Si se llegara a requerir de alturas más grandes, pueden utilizarse bombas en serie.

Las bombas de flujo axial pueden tener rendimientos muy altos con grandes caudales a baja altura, su velocidad de accionamiento es relativamente alta. Esto permite seleccionar una bomba mucho más pequeña y barata comparada con la bomba radial; además de mantener un buen rendimiento a velocidad constante a cargas dinámicas totales mayores que las bombas radiales.

Las bombas de flujo mixto tienen características entre las bombas radiales y las bombas de flujo axial, puede manejar grandes caudales a alturas considerables.

La forma del rodete está en función de la velocidad específica; cualquier cambio en la forma o el número de álabes cambia las características de la bomba. Si se

aumentan alabes la forma de la curva H-Q tiende a ser plana y si por el contrario éstos disminuyen la curva será más inclinada. Al variar el ancho del rodete también modifica la curva; si aumenta el ancho la curva H-Q tiende a ser plana y al disminuir será más inclinada. A fin de cuentas las características H-Q son propias del diseño en particular.

Además el valor de la velocidad específica permite determinar el tipo de bomba que se puede adaptar a un sistema de bombeo dado. El siguiente criterio de selección se refiere a bombas de un sólo paso

Bomba de flujo radial	$N_s < 4200$
Bomba de flujo mixto	$4200 < N_s < 9000$
Bomba de flujo axial	$N_s > 9000$

Existe tal variedad de bombas que resulta difícil elegir una unidad específica. Algún método de selección puede ser que el cliente suministre detalles completos de las condiciones de bombeo a uno o más fabricantes y pedir una recomendación de las más apropiadas para la operación.

Los datos siguientes son esenciales para la selección de bombas centrífugas:

- a) Número de unidades requeridas.
- b) Naturaleza del fluido a bombear (viscosidad, calidad, entre otras).
- c) Capacidad requerida.
- d) Condiciones de succión.
- e) Condiciones de descarga.
- f) Columna total.
- g) Si el servicio es continuo o intermitente.
- h) Instalación de bombeo horizontal o vertical.
- i) Tipo y características de la potencia disponible para mover la bomba.
- j) Limitaciones de espacio, peso o transporte que habrá de encontrarse.
- k) Localización de instalación (localización geográfica, elevación sobre el nivel del mar, instalación interior o a la intemperie).
- l) Requisitos o preferencias marcadas con respecto al diseño de construcción o características de las bombas.

Los fabricantes proporcionan formas que ayudan a evitar la omisión de datos importantes. Al no estar éstos completos se puede conducir a una recomendación inadecuada.

En la propuesta que proporciona el fabricante se encuentra la siguiente información:

- Número de modelo de la bomba.
- Clase.
- Tipo.
- Construcción.
- Detalles y materiales.
- Tipo de motor.
- Curvas de operación.
- Peso unitario.
- Precio y forma de pago.
- Tiempo de entrega después de recibida la orden.
- Disposiciones o acuerdos legales.

Incluida con la propuesta viene una ilustración de la bomba y un catálogo. Si la bomba debe de construirse para un cierto tipo especial probablemente el fabricante no cuente con boletines disponibles.

Existe una gran variedad de cartas para la selección de bombas, en las cuales se muestran los datos de rendimiento, para sus líneas comerciales. Si los datos obtenidos de selección reúnen los requisitos se tendrá un ahorro considerable sobre el costo de una unidad diseñada especialmente.

Para evaluar la respuesta se deberá revisar las condiciones hidráulicas: la disposición que tendrá la bomba con las tuberías (succión y descarga), la capacidad requerida, carga dinámica total, su eficiencia, condiciones del líquido, y así poder elegir la clase y tipo de bomba.

Al especificar un equipo de bombeo habrá de indicarse si la operación será continua o intermitente, si el gasto es constante o varía, para de esta manera determinar su capacidad, si es necesario contar con una o más bombas o si se requieren algunas otras para reforzar la operación.

El número de unidades deberá ser el que cumpla con la demanda máxima del proyecto, en ocasiones bastará con una unidad solamente, aunque no existe un método que nos indique cual es el número y tipo apropiado de un determinado proyecto. Lo que se recomienda en estos casos es considerar una serie de tanteos considerando diverso número de unidades, estimando así un costo inicial y de funcionamiento; obteniendo de esta manera varias opciones y considerando la más viable que será aquella cuyo costo sea el más económico y de operación más favorable.

La eficiencia en los equipos de bombeo influye mucho en la decisión para elegir un tipo determinado, pues de ella depende en gran medida la economía que se tenga durante la vida útil del equipo.

Para los sistemas de agua potable se pueden tener bombas de eje horizontal o vertical.

Las condiciones de succión deberán ser las necesarias para proporcionar la energía suficiente para introducir el líquido a la bomba.

La altura de succión en bombas horizontales está restringida debido a la CNPS, y en bombas verticales la sumergencia no debe de estar por debajo del primer impulsor adyacente a la campana de succión, de esta manera deberá permanecer siempre ahogado. Al no tener la suficiente CNPS en bombas horizontales, se utilizan las bombas verticales, las cuales pueden emplear columnas de succión muy largas sin ninguna dificultad de altura de succión.

El diámetro de la tubería de descarga debe seleccionarse de acuerdo a un análisis en el que la combinación del costo del consumo de energía y el costo de instalación de la tubería hacen mínimo el costo de operación de la línea, sobre todo cuando la longitud de descarga es considerable, pues un diámetro de menor tamaño que el requerido causa mayor consumo de energía y consecuentemente un costo mayor en la operación; un diámetro mayor aminora las pérdidas de energía pero su costo de instalación es mayor. El material y espesor de la tubería serán acordes a las presiones de trabajo a la que se estará sometida, considerando de igual manera las presiones generadas por el llamado "golpe de ariete" ocasionado por el arranque y paro de bombas.

No se recomienda comprar una bomba de capacidad muy por encima de sus necesidades (15% ó 20% puede ser el recomendado). Una bomba demasiado grande podría operar a capacidades inferiores ocasionando problemas hidráulicos o mecánicos.

Se debe prever cambios futuros en el sistema, para de esta manera diseñar el equipo cuando se requieran los cambios y los inconvenientes que se tengan sean mínimos; sin embargo se debe tener un equipo trabajando de manera satisfactoria en el sistema actual para el que se preparan los cambios.

Las bombas pueden funcionar con velocidad constante o variable, al trabajar con velocidad variable la bomba centrífuga opera a todo lo largo de su curva característica.

El motor eléctrico puede ser utilizado tanto para velocidad constante como para velocidad variable (se instala un dispositivo que haga posible el cambio de velocidad).

Generalmente los costos de operación del equipo de bombeo son menores trabajando a velocidad variable; no obstante, el costo inicial del equipo es más alto que el de velocidad constante. Lo recomendable es elegir una unidad de bombeo que proporcione un gasto a costo mínimo por unidad bombeada en toda la vida útil de la instalación.

4.4 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO.

Los motores eléctricos son máquinas que transforman la energía eléctrica que reciben, en energía disponible en una flecha. Los hay de acuerdo al eje de la flecha, sumergibles o no, para trabajar con corriente continua o alterna.

Los motores de corriente alterna se clasifican en: síncronos y asíncronos o de inducción. El motor más usado comúnmente para mover las bombas en los sistemas de agua potable y alcantarillado son de inducción con rotor tipo jaula de ardilla; este motor consta del estator convencional devanado con un número específico de polos y fases, además de un rotor que tiene barras fundidas o soldadas, embebidas en el rotor. Este tipo de motor es el más sencillo, su velocidad es regulable y su costo generalmente es menor a los demás motores.

Cuando se arranca el motor la corriente absorbida es generalmente de 5 a 7 veces más que la que normalmente se utiliza, una vez establecido el régimen de trabajo a plena carga. Con el objeto de proteger el motor y a la instalación debido a la corriente tan intensa que se presenta al inicio del arranque se emplean los aparatos llamados compensadores o arrancadores de voltaje reducido.

La clasificación de los motores se realiza de acuerdo a la "National Electric Manufacturers Association" (NEMA), con las letras A,B,C,D,E y F. Estas figuran en la placa de características de los motores y por medio de ellas se determina la capacidad de los cortacircuitos, fusibles y otros aparatos de protección del motor.

El motor de inducción de jaula de ardilla trabaja a una velocidad inferior a la velocidad síncrona debido a un deslizamiento específico, denominado deslizamiento del motor. La velocidad síncrona (N) se refiere a la velocidad de giro del campo magnético del inductor o estator y la velocidad real (N_g) se refiere a la velocidad de rotación del inducido o rotor. El valor de ésta última, que es la que nos interesa, es menor que el de la síncrona. A la diferencia de éstas velocidades se le llama "deslizamiento de motor".

La velocidad de giro del rodete N, medida en revoluciones por minuto, depende del tipo de generador que se use y de la frecuencia deseada y está dada por la expresión:

$$N = \frac{60 f}{p} \quad (4.2)$$

donde:

- f = frecuencia de la corriente eléctrica, en ciclos.
- p = número de pares de polos en el estator del motor.
- 60 = número de segundos en un minuto.

Los valores comunes de pares comunes de p del generador, son los del 1 al 14 y en adelante de dos en dos hasta 50.

Los valores de N en bombas oscilan normalmente entre 900 y 3600 rpm, para frecuencias de 60 Hz en conexiones directas, aunque en casos excepcionales y con un sistema de transmisión entre el motor y el impulsor, puede llegar a velocidades de giro hasta de unas 10,000 rpm

Si "s" es el deslizamiento expresado en % de la velocidad sincrona, entonces:

$$N_r = \frac{60 f}{p} (1 - s) \quad (4.3)$$

"s" a plena carga varía de 1 % al 10 %, según el tipo y potencia del motor.

El motor de inducción jaula de ardilla posee una relación característica de par-velocidad que es determinada por la resistencia de las barras del rotor. El metal del cual se fabrican las barras permite una selección de la resistencia en el momento en que se diseña, y se fabrica el rotor de una manera tal que se obtienen las características deseadas de par-velocidad.

La mayoría de las bombas son conducidas por motores de característica NEMA B cuando se operan con fuentes de potencia trifásica.

Es común usar motores con flecha hueca pues ofrecen la ventaja de introducir en ésta la flecha de la bomba y sujetarla en la parte superior del motor con un aditamento llamado "tuerca de ajuste", porque sirve para ajustar la posición correcta de los impulsores. Cuando se emplean motores con flecha maciza será necesario un cople flexible, pero este sistema, para estos casos ha caído en desuso.

Un trinquete de no retroceso evita que la bomba gire en retroceso, generalmente los motores se solicitan equipados con este dispositivo. Personas con experiencia en problemas de bombeo consideran que ocasionalmente puede prescindirse de este dispositivo por ejemplo: en descargas inmediatas con columna de succión relativamente corta; en instalaciones que tengan una válvula de retención cerca de la bomba, etc.

Las condiciones normales de operación de un motor se estipulan en su placa de identificación con valores para: potencia, velocidad, temperatura ambiente y frecuencia. Si éstas condiciones fueran diferentes, el comportamiento del mismo se verá afectado.

La potencia del motor deberá ser igual o mayor que la máxima potencia que demanda la bomba.

Un bajo factor de potencia (menor del 90%) en una instalación implica un consumo alto de corrientes reactivas (la energía eléctrica que llega a ellas no se consume), y por consecuencia, riesgo de que existan pérdidas excesivas y sobrecarga en los equipos eléctricos; a demás de penalidad que se ha de pagar mensualmente a la Comisión Federal de Electricidad por bajo factor de potencia.

Para evitar éste problema, se instalan capacitores de potencia conectados en paralelo, de esta manera dicho factor puede acercarse al valor de 100%, tanto como se quiera.

La tabla (4.1) muestra las velocidades más usuales.

No. de polos	f = 50		f = 60	
	N (rpm)	N _R (rpm)	N (rpm)	N _R (rpm)
2	3000	2900	3600	3550
4	1500	1460	1800	1760
6	1000	960	1200	1160
8	750	730	900	875

Tabla 4.1

La selección del tipo de motor eléctrico que empleará la bomba siempre es forzada, debido a que debe contar ya con ciertas características como pudiera ser: potencia requerida, las R.P.M. que deberá emplear, entre otras. Es por eso que en ocasiones el fabricante suministra la bomba con el motor eléctrico ya acoplado.

5

OPERACIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

5.1 ARRANQUE EN UN SISTEMA DE BOMBEO.

Al arrancar una bomba centrífuga, ésta deberá estar llena del líquido a manejar, es decir deberá estar cebada. En muchas instalaciones la bomba se encuentra cebada todo el tiempo. Esto se acostumbra para bombas de alta velocidad específica y para todas las bombas que requieran una carga de succión positiva para evitar la cavitación.

Las bombas que operan con una elevación de succión pueden cebarse de diferentes maneras. Un método relativamente económico es el de instalar un tipo especial de válvula de retención, llamada válvula de pie sobre el extremo de entrada en la tubería de succión y cebar la bomba llenando el sistema con líquido. Las válvulas de pie originan pérdidas de carga indeseables y pueden tener fugas como para requerir el cebado antes de cada arranque de la bomba. Un método mejor es el de cerrar una válvula en la línea de descarga y cebar evacuando el aire desde el punto más alto de la carcasa de la bomba. Hay disponibles muchos tipos de bombas de vacío para este propósito. Una cámara de cebado es un tanque que contiene suficiente líquido para conservar la bomba saturada hasta que se pueda iniciar la acción de bombeo. Las bombas autocebantes generalmente incorporan alguna forma de cámara de cebado en la carcasa de la bomba.

Los transitorios en los sistemas de bombeo se producen, básicamente, por el arranque o paro de los equipos. Para reducir los efectos del golpe de ariete se recomienda instalar una válvula en la tubería de descarga, inmediatamente aguas abajo de la bomba, permitiendo con ello que la velocidad de la bomba se mantenga constante a la hora del arranque o cierre de la misma, en caso de que ocurra alguna falla o no se cuente con este tipo de válvula, se debe considerar que durante el transitorio la velocidad de la bomba irá variando, provocando condiciones desfavorables en las tuberías.

5.1.1 Arranque de una bomba centrífuga con válvula de retención en la línea de descarga.

El propósito de colocar una válvula de retención es evitar el flujo en sentido contrario, debido a la presión hidrostática del sistema.

Si la válvula de retención se encuentra cerrada, ésta se irá abriendo a medida que la carga que genera la bomba va venciendo la resistencia del sistema; la carga

estática, las pérdidas de presión debido a válvulas, las pérdidas de fricción y la inercia del líquido que es bombeado.

Al arrancar la bomba y encontrarse la válvula check cerrada, ésta se abrirá automáticamente cuando la carga de la bomba exceda la carga del sistema. El transitorio que se genera en la tubería de descarga es ocasionado por la apertura de la válvula.

Cuando se tiene una bomba con válvula de control cerrada, al arrancar la bomba y alcanzar ésta su velocidad nominal provoca que la válvula se abra gradualmente. El transitorio provocado por la bomba ocurre únicamente de la válvula de control hacia aguas arriba; debido a esto, el fabricante de la máquina debe de considerar este efecto. El transitorio en la descarga se debe a la apertura de la válvula.

Para una bomba de alta velocidad específica es conveniente tener válvula de control abierta e incluso para aquellas bombas que teniendo una válvula check en la descarga alcanza su velocidad nominal con mucha rapidez. Durante el arranque de una bomba y antes de que se establezca el gasto normal de operación se presentan situaciones que van cambiando, se producen presiones mayores a las de diseño. En esta etapa, el impulsor de la bomba es acelerado desde su posición de reposo hasta alcanzar su velocidad nominal por medio de un motor eléctrico.

! La figura (5.1) representa la variación del par durante el arranque de una bomba de alta velocidad específica. Se puede observar el acoplamiento del motor y la bomba; además se aprecian tres condiciones: con válvula cerrada, con válvula check y con válvula abierta. El punto D representa la fase en la que motor y bomba se acoplan en una misma velocidad. En cuanto al punto C, el motor no tiene la energía necesaria para llevar a la bomba a su velocidad de trabajo.

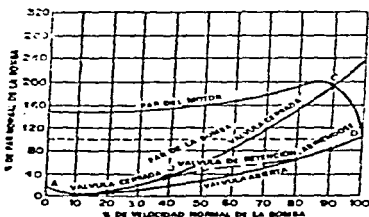


Fig. 5.1 Variación del par durante el arranque de una bomba de alta velocidad especificando válvula cerrada, abierta y de retención.

5.1.2 Arranque de una bomba centrífuga con el impulsor girando en sentido contrario.

Al tener una descarga contra una presión hidrostática o cuando la descarga está conectada a un múltiple donde descargan otras bombas y repentinamente se detiene la bomba, al no contar la tubería de descarga con una válvula de retención o alguna otra válvula que tenga el mismo fin, el fluido invertirá su dirección y la bomba empezará a girar en sentido contrario; el impulsor puede llegar a tener velocidades considerables inclusive mayores a las que pudiera llegar a tener hacia adelante, esto ocurre cuando se tiene una unidad motriz que ofrece poca o ninguna resistencia. Esta velocidad será más alta en la misma medida que sean más grandes las presiones hidrostáticas y las velocidades específicas del sistema.

Si se intenta arrancar una bomba que se encuentra girando en sentido inverso, el motor eléctrico deberá impartir un par motor positivo a la bomba, inclusive si el motor se encuentra girando contrario, éste deberá desacelerar, detenerse momentáneamente y acelerar la bomba hasta su velocidad de operación normal.

5.2 PARO EN UN SISTEMA DE BOMBEO.

En cuanto al paro de bombas se pueden ver dos casos generales: paro controlado y paro imprevisto.

Respecto al primero, según sean los diversos tipos de instalación, se debe de controlar por medio de válvulas de compuerta o de otro tipo que se encuentren en la descarga, para así evitar las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se pueden producir al parar la bomba. El cierre de éstas válvulas puede ser rápido o lento.

Cuando se genera un paro imprevisto puede ser demasiado peligroso, el líquido sufre un cambio brusco de velocidad debido a la elevación rápida de presión, presentándose el golpe de ariete cuyo efecto puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se recurre a medios que reducen la presión desarrollada durante el tiempo del fenómeno transitorio. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo, para lo cual se usa un volante en la bomba o una cámara de aire en el tubo cerca de la bomba o del objeto que causa el golpe de ariete; y purgando algo de agua del tubo, por medio de válvulas de alivio durante un impulso. También se utilizan válvulas check de cierre lento solas o en combinación con válvulas de alivio para aumentar el tiempo de cese del flujo.

En los sistemas donde se usan cámaras de aire para aliviar el golpe de ariete se instalan aparatos para mantener las proporciones adecuadas de agua y aire dentro de la cámara a fin de tenerla siempre lista para usar.

Cuando se tiene una bomba con válvula check, tanto para paro normal como de falla, se corta la energía al sistema, provocando que la válvula se cierre. Si el cierre es lo suficientemente rápido, el incremento de presión en la descarga será mínimo, ya que no estará involucrada la bomba. Sin embargo, si el cierre es lento, el aumento de carga será mucho mayor. El transitorio en la tubería de descarga es complejo debido a que pueden producirse ondas generadas por el paro de la bomba y el cierre de la válvula.

Si la bomba tiene válvula de control y el paro fuera normal, entonces se cierra la válvula y de inmediato se para la bomba. Con ello el golpe de ariete que se produce por el cierre de la válvula en la tubería de descarga es mínimo. Si el paro es imprevisto, la bomba y la válvula de control pueden seguir operando, al momento del paro la válvula inicia el cierre del flujo. El transitorio producido debido a la falla es muy complejo, al igual que en el caso anterior. Si la falla de la bomba se debe a una interrupción de la energía eléctrica, el paro se dará y la válvula no podrá cerrar, provocándose los siguientes eventos:

- a) Al fallar la potencia, la velocidad de la bomba se reduce y sigue operando en la dirección original sólo por inercia.
- b) Al mismo tiempo, se reduce el flujo y la carga de bombeo, generándose ondas de presión hacia las tuberías de descarga y succión. En esta etapa se considera que el equipo sigue trabajando como bomba.
- c) El flujo en la línea de descarga se reduce rápidamente a cero y entonces se invierte hacia la bomba, aun cuando ésta se encuentra girando en su dirección normal. Se dice que en esta condición la bomba está operando en la zona de energía.
- d) A causa del flujo inverso la bomba se detiene y entonces cambia su sentido de giro, empezando a trabajar como turbina. En esta dirección, la velocidad de la bomba aumenta hasta alcanzar su velocidad máxima y entonces el flujo invertido se reduce rápidamente debido al efecto de choque.

5.3 OPERACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

El objetivo de la operación es el siguiente:

- Optimizar el funcionamiento de los equipos.
- Prolongar la conservación de los equipos e instalaciones.
- Asegurar la continuidad del servicio.
- Evitar gastos extraordinarios.
- Abatir los costos de operación.

En general la operación de equipos de bombeo deberá estar a cargo de personal capacitado y su función deberá ser: vigilar, revisar, prevenir, y controlar.

Las operaciones elementales son:

- 1) Arranque
- 2) Paro.
- 3) Mantenimiento.

Para un sistema dado, las pérdidas de energía por fricción (considerando la succión y descarga), varían con el cuadrado de la velocidad del líquido en el sistema.

El análisis gráfico es necesario para conocer el punto en el cual trabaja una bomba y debe hacerse antes de investigar si las deficiencias del funcionamiento de un equipo se debe a los defectos mecánicos o de instalación.

Como se mencionó en el capítulo 3, al superponer la curva H-Q de la bomba sobre la curva de carga del sistema, se tendrá el punto en el cual opera una bomba determinada. Si a este mismo sistema se le agrega pérdida de energía (mediante el cierre parcial de una válvula de compuerta), la curva de carga del sistema variará haciéndose más inclinada. La misma bomba tendrá otras características de trabajo si aumenta la carga y se reduce el gasto, si se reduce las pérdidas por fricción entonces sucedería lo contrario.

Para que una bomba funcione satisfactoriamente se debe tener en cuenta la curva de carga del sistema y puede usarse dos o más puntos para tener un funcionamiento más económico. Las curvas de cargas de sistemas más comunes son los siguientes:

- a) Operación de una bomba con elevación nula.- La curva de columna del sistema empieza en $H = 0$, $Q = 0$. Toda la columna es fricción, ver figura (5.2).
- b) Operación de una bomba que tiene principalmente una carga estática y poca fricción.- La curva empieza en el punto de carga estática total, figura (5.3).
- c) Operación de una bomba que tiene carga estática y de fricción apreciables.- Este es el sistema común, donde se toman en cuenta ambas cargas para que el sistema funcione adecuadamente, ver figura (5.4).
- d) Operación de una bomba con carga de gravedad.- La bomba se necesita sólo para aumentar el gasto a un valor mayor del que se obtiene por gravedad, figura (5.5). Así la bomba, sirve únicamente para vencer la fricción en la tubería entre tanques. El punto A en la curva corresponde al gasto del sistema debido exclusivamente, a carga de gravedad.

Cuando en un sistema de bombeo se requiere que varíe el gasto o la carga, se tendrán sistemas en paralelo o en serie. Para bombas en serie, el rendimiento requerido se obtiene agregando las cargas a la misma capacidad. Operando las bombas en paralelo se agregará la capacidad para la misma carga.



Fig. 5.2 Operación de una bomba con elevación nula.

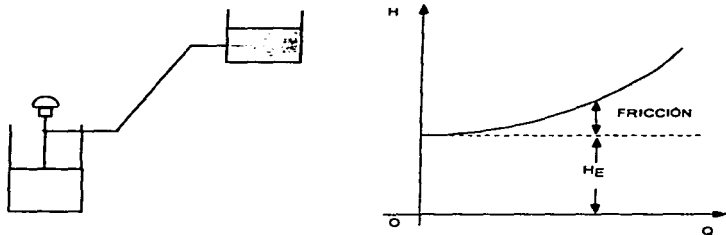


Figura 5.3 Operación de una bomba con poca fricción y carga estática considerable.

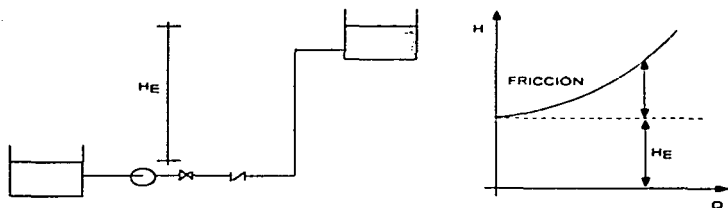


Fig. 5.4 Operación de una bomba con carga estática y fricción apreciables.

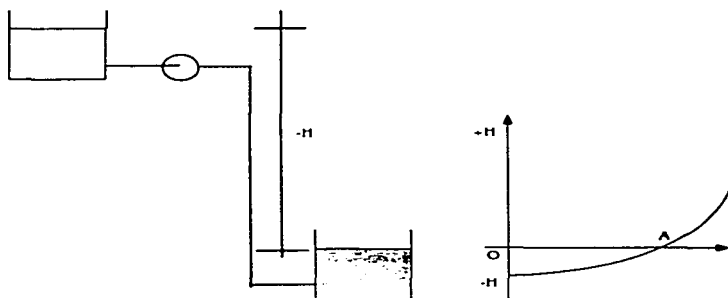


Fig. 5.5 Operación de una bomba con carga de gravedad.

5.4 CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.

En el caso de las bombas centrífugas, la cavitación empieza cuando la carga de succión es insuficiente para mantener las presiones arriba de la presión de vapor a través de los pasajes del flujo.

Cuando la presión de entrada está a punto de igualarse con la de vaporización del líquido, las bolsas de vapor forman burbujas en el lado posterior del álabe, cerca de

su base (el fluido del líquido en la bomba se interrumpe). Las burbujas ahora se mueven del área de baja presión, existente en la admisión, hacia el de alta presión cerca del extremo del álabe, al llegar a esta última área, la burbuja es comprimida por la alta presión, desapareciendo en forma tan rápida que el líquido golpea al álabe con tal fuerza que en ocasiones se desprenden pequeñas partículas del impulsor. Esto es conocido como picadura y el ruido que se escucha en la bomba lo causa el colapso de la burbuja de vapor.

Las burbujas que se rompen sobre una región sólida originan graves daños mecánicos, pues durante su implosión las presiones originadas llegan a alcanzar valores muy altos (hasta de 10 atmósferas). Cuando se tiene un tiempo suficientemente largo de implosión cualquier material puede dañarse, o como suele decirse, produce erosión por cavitación o picado.

A medida que la carga de succión se reduce, todas las áreas de posible cavitación existentes tienden a incrementarse y pueden desarrollarse áreas adicionales.

La carga neta positiva de succión (CNPS) establece las condiciones de succión mínimas que se requieren para evitar la cavitación en una bomba.

El CNPS requerido es el valor mínimo que requiere la bomba, generalmente se establece mediante pruebas con base a la instalación física de la bomba; normalmente la proporciona el fabricante.

Para evitar la cavitación es necesario:

$$\text{CNPS disponible} \geq \text{CNPS requerido}$$

Esto significa que aumentando el valor de CNPS disponible se cuenta con un margen de seguridad contra el efecto de la cavitación.

La CNPS disponible se tiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{CNPS disponible} = \frac{P_a - P_v}{\gamma} (\pm) H_s - hf$$

donde:

P_a = Presión atmosférica, depende de la altitud del sitio, en kg/m^2

P_v = Presión de vapor, está en función de la temperatura, en kg/m^2

H_s = Altura o carga de succión, (\pm de acuerdo al nivel del depósito con respecto al eje de la bomba), en m.

Para que no se presente la cavitación en las bombas centrífugas se recomienda evitar lo siguiente:

- 1) Cargas mucho más bajas que la carga de máxima eficiencia de la bomba.
- 2) Gasto mucho mayor que el de máxima eficiencia de la bomba.
- 3) Elevación de succión mayor o carga positiva menor que la recomendada por el fabricante.
- 4) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

5.5 MANTENIMIENTO.

Para que el equipo en operación tenga una mayor vida útil con el óptimo funcionamiento, es necesario que se implante un mantenimiento preventivo y de esta manera conseguir:

- a) Reducir los costos de mantenimiento.
- b) Reducir las suspensiones imprevistas del servicio.
- c) Aumentar la vida útil de los equipos.
- d) Reducir el consumo de energía eléctrica y de este modo el pago del servicio.

Se debe preparar al personal que se va a encargar de aplicar estas actividades de mantenimiento, llevar un control del mismo para conseguir los resultados deseados.

Es difícil establecer reglas generales para la frecuencia de la reparación o reacondicionamiento de una bomba, pues depende del servicio, construcción y materiales de la bomba, el líquido manejado y la evaluación económica. Algunas bombas en servicio muy severo pueden requerir reacondicionamiento mensual, mientras que en otras aplicaciones sólo lo requieren uno, dos o más años.

No debe abrirse una bomba para inspeccionarla, salvo que esto sea necesario. Pudiera ser que la bomba reduzca notablemente su eficiencia o existan ruidos diferentes a los de operación. La experiencia sobre estos tipos de problemas son evidencias que deben considerarse.

Para volver a poner en servicio con prontitud la bomba, es necesario tener siempre una existencia adecuada de piezas de repuesto (refacciones). La complejidad de las reparaciones, las instalaciones disponibles en el sitio y muchos otros factores, intervienen en la decisión de reparar la bomba localmente o enviarla a la planta del fabricante.

El fabricante recomendará las piezas necesarias de repuesto, estas piezas casi siempre se ordenan junto con la bomba, según el método recomendado para reparaciones, algunas piezas de repuesto se surten en bajomedida o en sobremedida en relación con el original.

Para ordenar piezas de repuesto, siempre se debe de indicar el número de serie y demás datos de la bomba que aparecen en la placa de identificación. Esta información es esencial para que el fabricante pueda surtir las piezas correctas.

Las operaciones de inspección para cada bomba se deben de incluir en una tarjeta individual para mantenimiento, en la cual se anotarán todos los conceptos que necesitan revisión. Estas tarjetas deben de contener espacios para comentarios y observaciones de las condiciones de las piezas que se van a reparar o reemplazar, la rapidez y el aspecto del desgaste y los métodos para reparación utilizados. En muchos casos es aconsejable tomar fotografías de las piezas gastadas antes de hacer la reparación.

Se deben mantener registros del costo de mantenimiento y reparaciones para cada bomba, junto con un registro de las horas de operación. Un estudio de estos datos puede revelar si un cambio pequeño en los materiales o en la construcción, a la larga dará mayor duración.

A continuación se presentan algunas actividades de mantenimiento que deben llevarse a cabo:

En bombas.

Controlar el nivel de aceite.

Observar vibraciones o ruidos.

Observar gasto y presión de trabajo.

Revisar el alineamiento desacoplando la bomba del motor.

Revisión de válvulas de pie, válvula de descarga, válvula check, entre otros.

Desmontaje integral del equipo y limpieza de todas las partes.

Revisión de flechas y fundas, desgaste en tramos de flecha, estabilizadores e impulsores.

Inspección y cambio si es necesario de chumaceras, sellos hidráulicos, tazones y coladores.

Motores.

Observar cambios de temperatura.

Observar vibraciones exageradas o ruidos.

Pruebas de continuidad con el óhmetro.

Cambio de aceite.

Pintura exterior.

El mantenimiento debe ser reportado al jefe de cuadrilla y éste deberá abrir tarjetas para cada unidad, donde se describa datos técnicos y de orden práctico y las intervenciones realizadas de mantenimiento. Así transcurrido 1 o 2 años, se tendrá un historial completo de cada instalación o equipo y se podrán evaluar los resultados.

Se deberá de cumplir el mantenimiento que garantice que el equipo no fallará dentro del tiempo que comprende su próxima intervención, y de ésta manera garantizar la continuidad del servicio de agua potable con una reducción en los costos de operación y reparación.

5.6 EJEMPLO DE APLICACIÓN

Uno de los programas del Gobierno de la República es el mejoramiento de los servicios de agua potable, alcantarillado sanitario y saneamiento; de ésta manera, por medio de la Comisión Nacional del Agua, como autoridad de los manejos de los recursos hidráulicos del país ha determinado realizar el Plan Maestro para el mejoramiento de agua potable, alcantarillado y saneamiento de la ciudad de Chetumal.

La ciudad de Chetumal se localiza al oriente de la República Mexicana. Es cabecera municipal del municipio Othón Pompeyo Blanco, el cual limita con los municipios de Felipe Carrillo Puerto y José María Morelos al norte y al sur con la república de Belice.

El sistema de abastecimiento de agua potable contempla además de la ciudad de Chetumal a 6 poblaciones aledañas, por lo que es necesario realizar el pronóstico de población de la ciudad de Chetumal y del sistema Chetumal.

El pronóstico de la población se realiza tomando en cuenta las tasas de crecimiento históricas y la tasa de crecimiento señalada en el Plan Director de Desarrollo Urbano.

La tasa de crecimiento adoptadas para el periodo 1992-2000, es la señalada en el XI Censo de Población y Vivienda de 5.2% y para el periodo 2001-2011, de 4.4% considerando el periodo de estudio de 20 años.

Para los consumos de agua potable se tomaron en cuenta varias alternativas: a) estudio de dotaciones y pérdidas de la ciudad de Cancun, b) considerando un consumo medio de 160 lt/hab/día y c) Con base en la zona socioeconómica de la ciudad de Chetumal (en los incisos a y c las dotaciones fueron diferentes).

Pretendiendo reducir las pérdidas físicas de agua se decidió tomar la alternativa en donde se consideraba un consumo fijo de 160 l/hab, dando de ésta manera un volumen mayor que servirá para dar un mejor servicio debido a que las pérdidas son menores.

Debido a las características geológicas y de topografía, en la mayor parte del municipio la fuente primordial es agua subterránea.

Para conocer el potencial de las distintas zonas de captación existente, se señala la necesidad de realizar un estudio geohidrológico. Este estudio se deberá realizar con un mínimo de un año para conocer la evolución de los niveles estáticos y dinámicos del acuífero y los gastos que pueden ser explotados.

La captación de agua potable se realiza en tres zonas: Xul-ha con 5 pozos y un gasto medio de 120 l/s; González Ortega I, con 8 pozos y un gasto medio de 200 l/s, y González Ortega II, con 5 pozos y un gasto medio de 220 l/s. El gasto medio total extraído es de 540 l/s, que satisface la demanda actual.

De acuerdo a los estudios de laboratorio para determinar la calidad de las aguas captadas, se consideró adicionarles únicamente cloro como tratamiento.

La conducción desde la zona de captación se realiza por medio de tres acueductos. De Xul-ha se conduce por medio de una tubería de A-C de 350 mm de diámetro (14"); de González Ortega I la conducción se realiza por medio de una tubería de 500 mm (20") y finalmente desde González Ortega II se conduce el agua con una tubería de polietileno de 600 mm (24") de diámetro. Los acueductos se determinaron en cuanto a diámetro económico de bombeo.

En octubre de 1992 se realizó un convenio entre CNA y CAPA para realizar el estudio electromecánico y aforo de los pozos existentes en las distintas zonas de captación. Con base a los resultados que arroje este estudio se realizarán las adecuaciones mecánicas y eléctricas para poder extraer el máximo gasto de cada uno de los pozos existentes.

Con los datos actuales (febrero de 1993), se prevé la necesidad de realizar la perforación de nuevos pozos para satisfacer las necesidades futuras y tener la reserva necesaria. Será necesario que a partir del año 2003, se realicen los trabajos de perforación de pozos. En una primera etapa se deberá perforar 2 pozos con un gasto medio de 50 l/s cada uno, con lo cual se tendrá un gasto de 640 l/s, garantizando el abastecimiento hasta el 2008. En este último año, será necesario realizar los trabajos de perforación de 2 pozos adicionales con lo cual se tendrá un gasto de 740 l/s, disponibles que cubrirá los requerimientos de la demanda del año 2011, objetivo del estudio.

Considerando los datos actuales (1996), la zona de captación de Xul-Ha es abastecida por cuatro pozos, contando con un gasto diseño de 100 l/s,

conduciendo dicho gasto hacia la zona Centro; Gonzáles Ortega I es abastecida por 7 pozos con un gasto total de 220 l/s que es conducido hacia el tanque Insurgentes; la planta de bombeo Gonzáles Ortega II tiene un gasto de 320 l/s es abastecida por 6 pozos y conduce el agua a la planta de bombeo Ucum II, que posteriormente pasa por una planta potabilizadora y de aquí al tanque Bachilleres.

Considerando el tramo González Ortega II a la planta de bombeo Ucum II, se seleccionará el tipo de bomba recomendable; para este tramo se tiene el gasto de diseño de 320 l/s, y tubería de descarga de 24" de diámetro (609.6 mm) de polietileno, en base a la presión de trabajo a la que estará sometida se tiene la clase RD-32.5, con diámetro interno de 572.2 mm y espesor de 18.7 mm. Las elevaciones tanto del carcamo de bombeo como del tanque de descarga se muestra en el siguiente esquema. La longitud de tubería es igual 13.448 m. Tomando varias propuestas de diferentes fabricantes.

El motor a emplear es de inducción tipo jaula de ardilla, por ser el más utilizado, de más bajo costo y de mantenimiento mínimo. En el arranque éste tipo de motor absorbe una corriente más grande que la corriente nominal.

Las bombas horizontales están restringidas debido a la presión atmosférica por lo cual su columna de succión debe ser corta, y ocupan más espacio que las verticales, además de tener menor eficiencias que éstas, en éste tipo de rebombos son más usuales las verticales por lo cual se decide optar por este último tipo.

Las bombas verticales tipo columna son recomendadas en pozos, mientras que las de tipo hélice y flujo mixto sus cargas son muy bajas y manejan gastos grandes; las bombas de motor sumergido manejan velocidades muy altas y debido a esto se desgasta más rápidamente, por lo cual su vida útil es corta, son muy útiles cuando el nivel de bombeo es muy profundo y el pozo no sea completamente vertical.

De acuerdo con esto y por lo visto anteriormente se decide por bombas verticales tipo turbina pues es más práctica en los casos de rebombeo, aprovechándose la altura del tanque, su longitud de flecha generalmente es corta dependiendo de las dimensiones del tanque.

Con el gasto que se tiene se proponen 3 equipos de bombeo.

$$q = \frac{Q}{\text{No. de equipos}}$$

$$q = \frac{320}{3} = 106.67 \text{ l/s}$$

$$106.67 \text{ l/s} = 1693.17 \text{ GPM}$$

De la ecuación (3.1) se tiene la carga dinámica total

$$H_T = H_E + \Sigma h_f$$

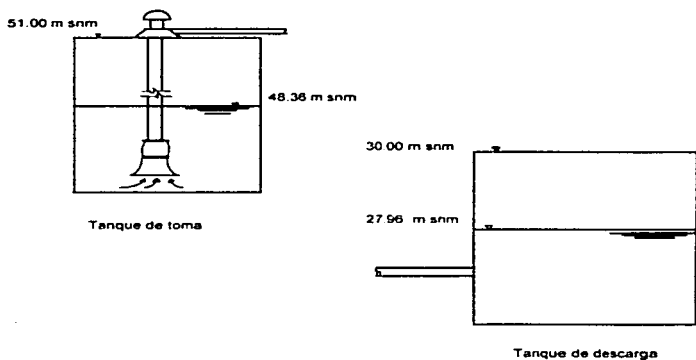


FIGURA 5.6

- **Carga estática**

$$H_E = 27.96 - 48.36 = -20.4 \text{ m.}$$

- **Pérdida por fricción en la descarga**

De la ecuación de continuidad se despeja v

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.320}{\left(\frac{\pi (0.5722)^2}{4}\right)} = 124 \text{ m/s}$$

Para el número de Reynolds

$$Re = \frac{v D}{\nu} = \frac{124 (0.5722)}{1 \times 10^{-6}} = 709\,528$$

De la ecuación (3.3)

$$f = \frac{0.25}{\left[\text{Log} \left(\left(\frac{0.0015 / 0.5722}{3.71} \right) + \left(\frac{5.74}{709\,528^{0.149}} \right) \right) \right]^2}$$

$$f = 0.0255$$

Para las pérdidas de fricción en la descarga, utilizando la ecuación (3.2)

$$hf = 0.0255 \left(\frac{13\,488}{0.5722} \right) \left(\frac{124^2}{19.62} \right)$$

$$hf = 46.97 \text{ m}$$

- *Pérdida de carga en la columna*

Longitud de columna

$$51.00 - 48.36 = 2.64 \text{ m}$$

Considerando que un tramo de columna mide 3.05m (10 ft) se tomará ésta longitud mínima de columna como tal.

Considerando la tabla 5.1 del manual para selección de bombas Nassa Johnston y tomando una capacidad de 1800 gal/min se tiene:

columna de succión 10"
diámetro de flecha 1 ½ "

con estos datos se tiene una pérdida por cada 100 ft de columna de 2.8 ft
Si se tiene una longitud de columna de 3.05m (10 ft) su pérdida de carga será la siguiente:

$$\frac{10.00 \text{ ft}}{100.00 \text{ ft}} = 0.10$$

$$h_{\text{col.}} = 0.10 \times (2.8) = 0.28 \text{ ft} = 0.085 \text{ m}$$

- ***Pérdida de energía en la descarga***

Carga dinámica = $h_{\text{col.}} + H_D + h_{\text{loc}}$

Para las pérdidas locales se considerará un 5% de las totales.

$$H_D = 0.085 + 46.97 + 0.05 (47.06) = 49.41 \text{ m}$$

- ***Carga dinámica total***

$$H_T = H_E + H_D = -20.4 + 50.28 = 29.00 \text{ m}$$

$$H_T = 29.00 \text{ m} = 95.14 \text{ ft}$$

Con el gasto requerido por la bomba, se consultan diversas curvas características, buscando aquella que proporcione la máxima eficiencia y una carga por paso adecuada, de ésta manera se tiene la figura 5.7.

Obteniendo una carga por impulsor igual a:

$$\frac{H}{\text{impulsor}} = 32.00 \text{ ft}$$

Número de impulsores:

$$\frac{95.14}{32} = 2.97 \Rightarrow 3 \text{ (inmediato superior)}$$

Carga por paso:

$$\frac{95.14}{3} = 31.71 \text{ ft}$$

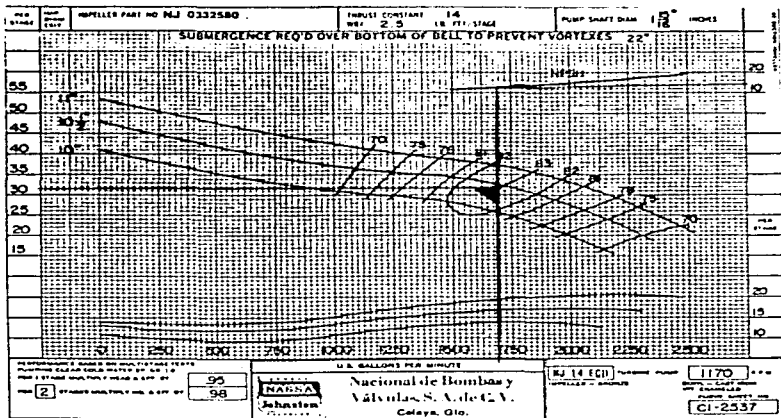


Fig. 5.7 Bomba vertical tipo turbina marca Nassa Johnston.

Calculando la carga neta positiva de succión de la ec. (5.1) (considerando una temperatura de 17°C).

$$\text{CNPS disponible} = \frac{(10\,268.7 - 0.30)}{1000} + 160 - 0.030 = 118.4 \text{ m}$$

En la gráfica que se tiene, se necesita una CNPS de 14 ft = 4.267 m, por lo que no existe ningún problema.

$$\text{CNPS disponible} > \text{CNPS requerida}$$

Obteniendo la potencia de ec. (3.5a):

$$P = \frac{(106.67)(29.00)}{76(0.83)} = 49.04 \text{ HP}$$

Ajustando la potencia a un rango comercial se tiene:

$$P = 50 \text{ HP}$$

Carta de pérdidas por fricción en la columna
(1500 - 15,000 GPM)
Pérdidas en pies de carga por 100 ft de columna

COL SIZE	SHAFT SIZE	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE															
		1300	1400	1600	2000	2500	3000	3400	3800	4200	4600	5000	5400	5800	6200	6600	
8 φ	1	6.2	6.9	8.6	10.5												
	1-1/4	6.8	7.6	9.4	11.4												
10	1	1.6	1.8	2.2	2.7	3.2	3.7	4.3	5.0	5.6	6.3	7.0	7.8	8.7	9.6		
	1-1/4	1.8	2.0	2.5	3.0	3.6	4.2	4.9	5.6	6.4	7.1	8.0	8.9	9.8			
	1 1/2-1 1/8	2.0	2.3	2.8	3.5	4.1	4.8	5.6	6.4	7.2	8.2	9.1					
	1 1/8	2.5	2.8	3.4	4.2	5.0	5.8	6.8	7.8	8.9	10.0						
	2 1/8-2 1/8	3.0	3.4	4.3	5.2	6.1	7.2	8.2	9.4								
2 1/8	3.9	4.5	5.5	6.7	7.9	9.3											
12	1-1/4			1.0	1.2	1.4	1.7	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.5	3.9	4.2		
	1 1/2-1 1/8		.9	1.1	1.4	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6	4.0	4.4	4.8		
	1 1/8	.9	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.3	3.7	4.1	4.6	5.1	5.6		
	2 1/8-2 1/8	1.1	1.2	1.5	1.8	2.1	2.5	2.9	3.3	3.8	4.3	4.8	5.4	5.9	6.5		
	2 1/8	1.3	1.4	1.8	2.1	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.1	5.7	6.4	7.1	7.8		

Tabla No. 1

Los datos obtenidos se proporcionan al fabricante en un listado semejante a los de la siguiente tabla, para que posteriormente proporcione su oferta.

Especificaciones de la bomba centrífuga vertical tipo turbina.

CONDICIONES DE OPERACIÓN		
a	Líquido bombeado	agua limpia
b	Gasto	106.67 l/s
c	Carga dinámica total	29.00 mca
d	Eficiencia	83 %
e	Velocidad	1 175 rpm
f	CNIS disponible	10.78 m
g	Nivel dinámico	48.36 m snm
h	Díametro mínimo de la columna de descarga	10"
i	Longitud de la columna	3.05 m
j	Díametro mínimo de la flecha	1 1/2"
k	Díametro máximo de lazo	13.3/8"
l	Tipo de impulsor	semiabierto
m	Tipo de colador	cónico
n	Lubricación de la columna	por agua
o	Potencia requerida en la flecha de la bomba	50 HP
p	Dimensión del cabezal	12" x 8"
q	Tipo de descarga	sobre la superficie

Tabla No. 2

Especificaciones del motor eléctrico:

CONDICIONES DE SERVICIO		
a	Tipo	jaula de ardilla
b	Flecha	hueca
c	Potencia	60 HP
d	Velocidad sincrónica	1175 rpm
e	Frecuencia	60 cps
f	Número de fases	3
g	Tensión de operación	400 volts
h	Factor de servicio mínimo	1
i	Eficiencia mínima a plena carga	90%
j	Tipo de servicio	continuo
k	Construcción	intemperie
l	Factor de potencia mínima a plena carga	87 %
m	Trinquete de no retroceso	si
n	Arranque a tensión	reducida
ñ	Capacidad de carga axial mínima	1400 Lbs

Tabla No. 3

- **Empuje total**

El empuje axial total al nivel del cabezal de descarga de una bomba turbina es la suma del empuje hidráulico y el empuje estático (carga muerta) de la flecha e impulsores. Sin embargo, el peso de los impulsores y de los tazones es generalmente un pequeño porcentaje del empuje estático y puede despreciarse.

$$\text{Empuje total} = (K \times H_T) + (W \times S) \quad (5.3)$$

done:

- K = Factor de empuje de la bomba .
- H_T = Carga dinámica total, en pies.
- W = Peso de la flecha, en libras.
- S = Longitud total de la columna, en pies.

Considerando los datos del manual para selección de bombas Nassa Johnston se tiene que el empuje total es:

$$(14 \times 95.14) + (6.21 \times 10) = 1394.06 \text{ Lbs}$$

- **Alargamiento de flecha**

Las flechas de las bombas para pozo profundo se alargan cuando la bomba está trabajando debido al empuje hidráulico generado por los impulsores.

Al ajustar la bomba, es necesario elevar los impulsores suficientemente para compensar el alargamiento de la flecha de la columna.

Puede usarse la ecuación siguiente para calcular el alargamiento de la flecha de columna y el juego axial requerido en el cuerpo de tazones. Nótese que el peso muerto no afecta el juego axial requerido, puesto que, una vez que los impulsores son elevados de su asiento, el peso muerto no tendrá efectos posteriores.

Todos los ajustes de la flecha de columna para el alargamiento, deberán ser hechos después de que los impulsores se separen del asiento del tazón

$$e = \frac{H_T \times S \times K \ 12}{A \times 29000000} \quad (5.4)$$

donde:

- e = alargamiento debido al empuje hidráulico, en pulgadas.
- Hr = carga dinámica total, en pies.
- S = longitud de la flecha de la columna, en pies.
- K = factor de empuje.
- A = área de la flecha, en pulgadas cuadradas.

$$e = \frac{95.14 \times 10 \times 14 \times 12}{804 \times 29000000} = 6.86 \times 10^{-6} \text{ plg} = 174 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

Condiciones de servicio:

$$Q = 106.67 \text{ l/s (1693.17 GPM)}$$

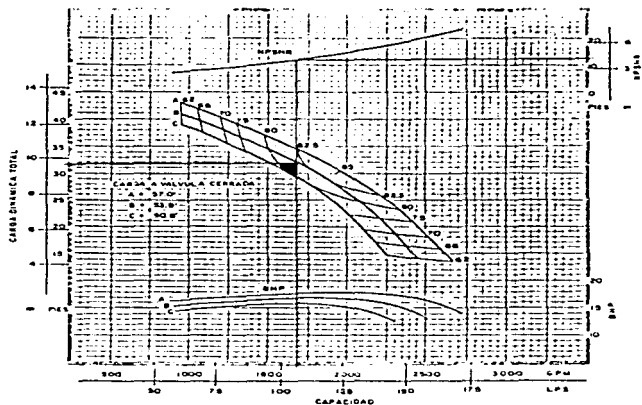
$$\text{CDT (Hr)} = 29.00 \text{ m (95.14 ft)}$$

Equipos propuestos (a una velocidad de 1170 rpm):

Marca	Modelo	Carga por paso	No. de impulsores	η (%) de la carta	η (%) corregida	P req. (HP)	CNPS req. (m)	Long. (M) cuerpo de tazones
Nassa	NJ/14 EC	31.71	3	83	80.5	50	4.27	0.98
Johnston								
Fairbanks	16 MC	31.72	3	82	80.5	50	4.27	1.10
Morse	6979							
Peerless	16 HXB	31.72	3	81.5	79.5	50	2.43	1.15
Tisa	2846850							
Ocelco	12 ES	49.02	2	81	76.95	52	7.32	0.85

Tabla No. 4

Para elegir el tipo de bomba adecuado se deben considerar varios factores, uno de los más importantes es la eficiencia que tendrá el equipo, además es conveniente que el motor utilizado no consuma mucha energía ya que afectaría en los costos; habrá de considerarse el número de tazones, cuando se tienen más la eficiencia aumenta, pero su mantenimiento es mayor, además pudiera ser una limitación de acuerdo a las dimensiones del cárcamo el tiempo de entrega, el costo, refacciones y prestigio del fabricante son algunos de los muchos factores que pudieran dar elección a un tipo en particular.



16 MC
6970
1170
RPM
IMPULSOR
SEMI-ABIERTO
T-4
BOMBA
VERTICAL
TIPO
TURBINA

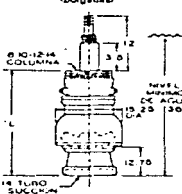
CORRECCIONES DE EFICIENCIA

NUMERO DE PASOS	CAMBIO DE EFICIENCIA
1	-2.5 PUNTOS
2	-1.5 PUNTOS
3	-0.5 PUNTO
4	0.0 PUNTOS

MATERIAL DEL TAZON	CAMBIO DE EFICIENCIA
FIERRO FUNDIDO	0.0 PUNTOS
FEFO ESMALTADO	0.0 PUNTOS
BRONCE	0.0 PUNTOS
AC INOXIDABLE	-3.0 PUNTOS

MATERIAL IMPULSOR	CAMBIO DE EFICIENCIA
FIERRO FUNDIDO	+1.0 PUNTOS
FEFO ESMALTADO	0.0 PUNTOS
BRONCE	0.0 PUNTOS
AC INOXIDABLE	-1.0 PUNTOS

DIMENSIONES (pulgadas)



* AUMENTAR 0.5 " EN CADA PASO ADICIONAL

DATOS TÉCNICOS

DATOS	VALOR
VELOCIDAD MÁXIMA DE OPERACIÓN	2200 RPM
NUMERO MÁXIMO DE PASOS	10
RETRACTOR CARGA HIDRÁULICA	23.0 LBS //
RETRACTOR BOBIN PARA PASO 1	34.5 LBS //
PRIMO TAZON PRIMER PASO	3.20 LBS //
PRIMO TAZON PASO ADICIONAL	2.40 LBS //
MÁX ALARGAMIENTO DE LA FLECHA CON ANCLAJE ESPECIAL	0.837 MAG //
IMPULSOR TIPO DAMPER	NO
LUB AGUA	L PRIMER PASO
LUB AGUA	EN LAS FLECHAS BOMBA
LUB ACEITE	L PRIMER PASO
LUB ACEITE	EN LAS FLECHAS BOMBA

** FACTOR SON UNIDADES NOMINALES REFERENCIA A DATOS DE APLICACION Y REFERENCIA PARA INFORMACION GENERAL

Fairbanks Morse

Fig. 5.8 Bomba vertical tipo turbina marca Fairbanks Morse.

Fig. 5.9 Bomba vertical tipo turbina marca Peerless Tsa.

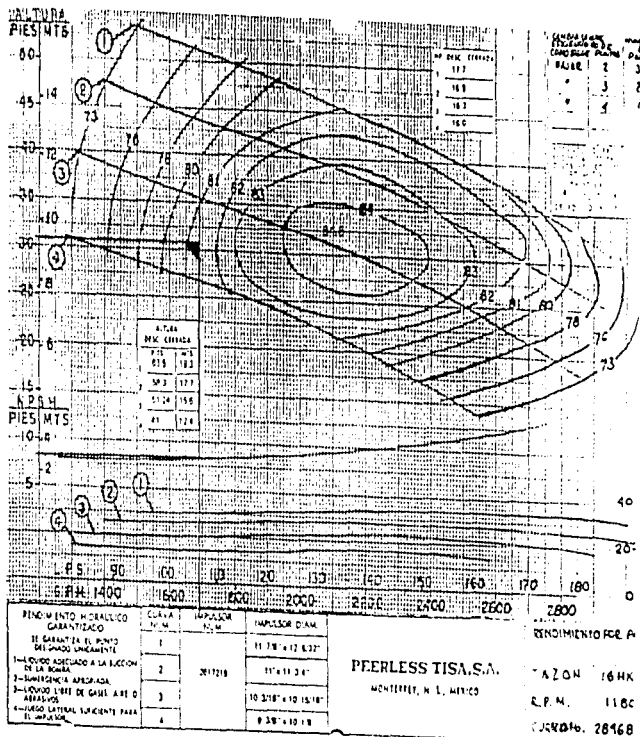
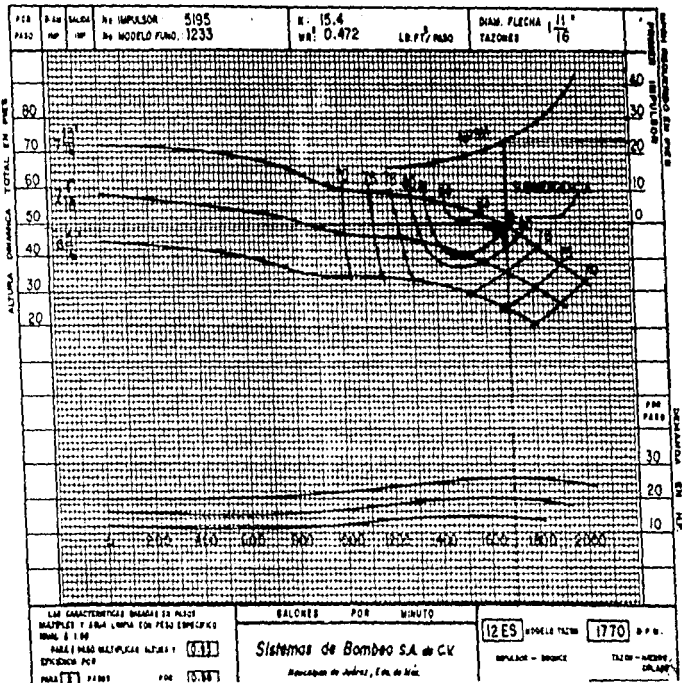


Fig. 5.10 Bomba vertical tipo turbina marca Ocelec.



IMPRESO EN
 MEXICO
 1970

De acuerdo al cuadro de equipos propuestos, la bomba cuya mayor eficiencia es la *Nassa Johnston*, y se tiene una longitud de tazones poco menor a las otras bombas de igual número de pasos. En cuanto a la potencia (ajustadas a la comercial) las tres primeras bombas del recuadro requieren la misma potencia, la bomba *Ocelca* tiene menor número de impulsores y la eficiencia más baja de las cuatro bombas, además de necesitar una potencia mayor. La bomba *Fairbanks Morse* no tiene una notable diferencia con la *Nassa Johnston* y con la *Peerless Tisa* quedando en cierta forma en un término medio.

La experiencia del ingeniero influye también al tomar una decisión. En este caso, se considera que todas las opciones son buenas, quedando por analizar los costos y mantenimiento de cada uno de éstos equipos, así como el tiempo de entrega y refacciones disponibles. Finalmente, la marca *Nassa Johnston modelo NJ/14 EC* es la mejor alternativa por tener una buena eficiencia, considerando que se dispondrá de tres equipos más uno de reserva.

6

CONCLUSIONES

El objetivo principal de una bomba centrífuga es desplazar un fluido de un lugar a otro, la carga dinámica total de la bomba deberá ser la suficiente para vencer la resistencia que ofrece el sistema; en caso de que se cuente con una carga estática a favor del flujo, es muy posible que la bomba se emplee solo para incrementar el gasto.

Para un sistema de bombeo deberán tomarse en cuenta diversas consideraciones, como puede ser el lugar en donde operará, la fuente de sitio de captación (considerando los niveles del agua), el lugar de descarga, la energía disponible, entre otros.

El ingeniero deberá decidir de acuerdo a cada proyecto en particular si es conveniente tener una bomba horizontal o vertical, dependiendo del espacio disponible; una bomba vertical ocupa menos espacio que la horizontal pero también se requiere de mayor mantenimiento. De esta manera, se puede tener una bomba vertical tipo columna o una vertical tipo turbina (también llamada de bote o de lata); la primera es recomendable para bombear agua de pozos, esta bomba maneja gastos tan bajos, de 0.63 l/s a 1.0 l/s, como altos, que pueden llegar hasta más de 1575 l/s, y cargas tan grandes que alcanzan los 305.0 m; la segunda es utilizada cuando no se tiene suficiente CNPS y el espacio al que operará es reducido, su diámetro y longitud del tanque deberán ser tal que permita el flujo adecuado a través del espacio entre la bomba y el tanque, este diseño resulta ser menos costoso que construir un pozo para una bomba horizontal convencional o una bomba vertical de cárcano seco que proporcione suficiente sumergencia.

Las bombas verticales de hélice (en ocasiones llamada de difusor) no son capaces de manejar grandes cargas estando limitadas a un máximo de tres pasos o en su caso, sustituir el impulsor por uno de flujo mixto a una velocidad específica más baja.

Las bombas verticales a diferencia de las horizontales pueden manejar un mayor gasto y no necesitan de cebado. Éstas últimas están limitadas a una cierta altura de aspiración. La velocidad de succión está limitada para las bombas centrífugas hasta un punto en donde la sumergencia es insuficiente.

Considerando la carga y gasto a la que trabajará, se emplearán sistemas en paralelo o en serie. En los sistemas en serie el gasto manejado es el mismo, este sistema es utilizado para proporcionar cargas mayores; en paralelo este gasto se puede modificar, de acuerdo a la demanda que se tenga.

Así mismo decidir si fuera más conveniente una bomba con motor sumergido o no, esto dependiendo de la longitud de columna de succión con la que se disponga. La elección del motor es de suma importancia, pues en ocasiones resulta más costoso que la misma bomba. Los motores deberán contar con arrancadores para impedir una sobrecarga, así como un mecanismo de no retroceso para evitar el giro de la bomba en sentido contrario.

Uno de los aspectos importantes en los conductos a presión es un diseño hidráulico que cuente con los dispositivos de alivio para las diversas condiciones de operación a los que puede ser sometido, para esto es necesario entender el fenómeno y cuantificar sus efectos. Una de las causas por las cuales se presenta el flujo transitorio es debida a las maniobras de apertura y cierre de los dispositivos de control de gasto instalados en el conducto; además de los paros de los equipos de bombeo que pueden ser controlados o imprevistos; en los primeros, las diversas sobrepresiones que se presentan son menores debido a que se utilizan cierto tipos de válvulas que reducen los efectos. Cuando el paro se presenta por una falla en el suministro de energía eléctrica, los daños que ocasiona pueden ser muy severos si la válvula no alcanza a cerrar. Tanto para el arranque o paro en un sistema de bombeo, deben emplearse accesorios o equipos como los descritos con anterioridad que ayudan a minimizar los efectos del golpe de ariete.

Contando con los datos necesarios para la elección de la bomba y las condiciones a las que operará, el proyectista envía esta información a diversos fabricantes, quienes posteriormente proponen el equipo a emplear, mismo que el ingeniero analizará y validará, con lo que estará en posición de tomar la decisión para elegir la mejor alternativa. Dicha elección puede tomarse de acuerdo al criterio del proyectista, que se basa en la eficiencia y menor costo del equipo, o del prestigio del fabricante.

Siempre es recomendable tener un equipo de reserva para poder dar mantenimiento a los que se encuentran en funcionamiento, además de contar con piezas de repuesto. Sin embargo, de nada sirve esto si no va acompañado de un mantenimiento constante y bajo estricta supervisión, donde las reparaciones y observaciones se anoten en una tarjeta que permita evitar fallas posteriores o tener conocimiento de lo que ocurre con el equipo.

BIBLIOGRAFÍA

Gardea, V. H. (1991). *Aprovechamientos hidroeléctricos y de bombeo*, División de Ingeniería Civil, Topografía y Geodésica depto. de Hidráulica, UNAM.

Karassik, I. J. (1983), *Manual de Bombas. Diseño, aplicación, especificaciones, operación y mantenimiento*, Ed. Mc Graw-Hill.

Mataix, C. (1982), *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Ed. Harla.

Sotelo, A. G. (1990), *Hidráulica general fundamentos Vol. 1*. Ed. Limusa

Viejo, Z. M. (1990), *Bombas teoría, diseño y aplicaciones*. Ed. Limusa

Plantas de bombeo, Centro de actualización, CICM, (1976).

Selección y operación de bombas de agua y sistemas de bombeo. División de educación continua, Facultad de Ingeniería UNAM (1985).

Datos básicos. Manual de diseño de agua potable, alcantarillado y saneamiento, libro V. Gerencia de Normas Técnicas, CNA, (1994).

Lineamientos técnicos para la elaboración de estudios y proyectos de agua potable, y alcantarillado sanitario. Segunda versión. Gerencia de Normas Técnicas, CNA, (1994).

Proyectos electromecánicos tipo para plantas de bombeo de agua potable en poblaciones rurales. Manual de diseño de agua potable, alcantarillado y saneamiento. Gerencia de Normas Técnicas, CNA, (1994).

Manual de cartas para operación de bombas, Manufacturera Fairbanks, Morse, S. A.

Manual de cartas para operación, Nassa Johnston; Nacional de bombas y válvulas, S. A. de C.V.

Manual de cartas para operación de bombas centrifugas y turbinas Ocelco; Sistemas de bombeo, S.A., (1997).

Manual de cartas para operación turbina vertical, Peerles Tisa S. A. (1997).