



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

DISEÑO Y SELECCIÓN DE BOMBAS

TEMA

ANÁLISIS DE BOMBAS

**EXPOSITOR: ING. JAIME AGUILAR REYES
ING. AGUSTÍN NIEVES SAAVEDRA
M: en I. EDUARDO MEDINA HERNANDEZ
1997**

DISEÑO Y SELECCION DE BOMBAS

Apuntes preparados por. Ing. Jaime Aguilar Reyes
Ing. Agustin Nieves Saavedra.
M. I. Eduardo Medina Hernández.

PREFACIO

El objetivo de estos apuntes es el de servir como material de apoyo al curso de diseño y selección de bombas centrífugas, y es en gran parte, sólo una recopilación de lo existente en la literatura. De ninguna manera pretende ser original por lo que sólo se ha tratado de modificar el ya existente para darle la secuencia que fue definida para este curso. Con base en lo anterior, está dividido en cuatro capítulos, el primero de los cuales contiene los conceptos básicos necesarios para el análisis de las bombas, identificando de manera general a las turbomáquinas, su principio de funcionamiento y los parámetros relevantes. Se ofrecen también, los aspectos más fundamentales del comportamiento de las bombas, necesarios en los análisis de problemas de bombeo. Se analizan asimismo los sistemas de bombeo.

En el capítulo segundo, se abordan de manera breve y sencilla los elementos básicos de diseño de las bombas, identificando en primer término los parámetros adimensionales importantes, y cerrando después con una discusión breve sobre su diseño.

En el capítulo tres que constituye la parte central de estos apuntes al contener el material básico sobre las bombas, se hace la clasificación de las bombas de acuerdo a sus diversas aplicaciones, y se describen los componentes de las mismas. En este capítulo, se analiza el comportamiento real de las bombas, así como se discuten los requisitos que deben cumplirse para su adecuada operación. Complementando a los capítulos anteriores, el capítulo concluye estableciendo los criterios de selección, haciendo un análisis considerando componentes y tipos genéricos de bombas.

El capítulo cuarto trata sobre los problemas típicos asociados a las bombas.

CONTENIDO

1. Análisis de Bombas

- 1.1 Clasificación general de bombas
- 1.2 Teoría de Turbomáquinas
- 1.3 Comportamiento de bombas
- 1.4 Cavitación.
- 1.5 Sistemas de bombeo.

2. Elementos de diseño de Bombas

- 2.1 Leyes de semejanza
- 2.2 Diseño de impulsores
- 2.3 Diseño de volutas .
- 2.4 Diseño general

3. Selección de Bombas

- 3.1 Tipos de bombas (tipos y servicios)
- 3.2 Criterios de selección

4. Problemas típicos de bombas

- 4.1 Operación fuera del punto de máxima eficiencia
- 4.2 Cavitación
- 4.3 Alineación y vibraciones
- 4.4 Sellos mecánicos y empaquetaduras

CAPITULO 1.

1. Análisis de Bombas

Introducción

El bombeo es una de las actividades más comunes tanto de la industria de proceso como de la vida cotidiana y a manera de ejemplo se pueden mencionar: se tienen problemas específicos de bombeo en la industria de procesos como puede ser el manejo de sustancias corrosivas, combustibles en la industria química; manejo de agua caliente en plantas generadoras de energía eléctrica ya sea con combustibles fósiles o con combustible nuclear; el bombeo de aguas residuales, el bombeo de agua para riego, o para suministro para su consumo en zonas urbanas. En todos los casos el problema básico es el movimiento de un líquido de un punto a otro.

Desde el punto de vista de la ingeniería se pueden identificar las siguientes actividades relacionadas con las bombas: el diseño, en el cuál se deberán tomar en cuenta las necesidades involucradas para cubrir una tarea; la selección adecuada de una bomba, y el uso y evaluación de una bomba en un sistema dado. En todos los casos se requerirá de tener un conocimiento del comportamiento de las bombas así como de las características particulares del problema.

Se requerirá conocer o determinar, entre otros, los conceptos siguientes:

- rango de gasto a manejar
- carga
- NPSH
- forma de la curva de carga
- velocidad de la bomba
- características del fluido
- construcción (tipo)
- diseño mecánico
- materiales
- costos

La solución de problemas concretos de bombeo necesita de manera directa el conocimiento del comportamiento tanto de la bomba en sí, como del sistema al que deberá acoplarse; esto sigue siendo válido si el problema con el que se enfrentará el ingeniero es el de evaluar una bomba o un sistema de bombeo. El análisis de una bomba sea esta una pequeña bomba para una aplicación doméstica o una bomba de gran tamaño de, por ejemplo, una planta nuclear, o de un sistema de bombeo es, a fin de cuentas, un problema de mecánica de fluidos, por lo que es importante revisar los conceptos básicos relacionados con esta materia. El objetivo de este capítulo es dar una clasificación general de las bombas, proporcionar una revisión breve de las leyes fundamentales que rigen el comportamiento de las bombas, así como analizar los sistemas de bombeo. A partir de lo anterior se definen criterios muy generales de selección de equipo de bombeo.

1.1. Clasificación general de bombas.

1.1.1 Principio de funcionamiento de las turbomáquinas

Para cambiar la dirección o la magnitud de la velocidad de un fluido se necesita aplicar una fuerza. Cuando un álabe móvil desvía un chorro de fluido y en consecuencia cambia su cantidad de movimiento, entre el álabe y el chorro se generan fuerzas que realizan un trabajo por medio del desplazamiento del álabe. Las

turbomáquinas se basan en este principio: las bombas centrífugas y axiales, los ventiladores y los compresores aumentan la energía del fluido al realizar trabajo sobre él; las turbinas de impulso, Francis, de hélice y las turbinas de vapor y de gas extraen energía del fluido en forma continua, convirtiéndola en un momento de torsión aplicado a una flecha que gira. De manera formal, el principio de funcionamiento de las turbomáquinas lo rige la ecuación de Euler de las turbomáquinas, que no es más que la ecuación de balance de momentum angular aplicada a una máquina que maneja un fluido no viscoso. Las TURBOMAQUINAS reciben también el nombre de máquinas rotodinámicas y máquinas dinámicas, en contraste con las MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO dentro de las cuales las giratorias reciben el nombre de rotoestáticas.

Podemos definir brevemente a una TURBOMAQUINA como un dispositivo que transfiere o recibe energía del fluido por medio de la acción dinámica entre un elemento rotatorio y el fluido en cuestión. En el caso de las bombas el movimiento del elemento rotatorio origina un aumento neto en la presión del fluido, que es el propósito de una bomba.

1.1.2 Clasificación general de la Turbomáquinas. Aplicaciones.

Las máquinas que manejan fluidos pueden clasificarse de manera general de la forma siguiente

- De acuerdo a su principio de funcionamiento:

Turbomáquinas y Máquinas de Desplazamiento Positivo.

- De acuerdo a las características del fluido:

Máquinas Hidráulicas y Máquinas Térmicas

- De acuerdo al sentido del trabajo:

Máquinas Generatrices y Máquinas Motrices

Considerando las divisiones anteriores, las Turbomáquinas (TM) pueden clasificarse como

TURBOMAQUINAS

Hidráulicas _____

Generatrices (Bombas) _____

Flujo Radial, Mixto y Axial.

Motrices (Turbinas) _____

Flujo Radial, Mixto, Axial y Tangencial.

Térmicas

Generatrices (Compresores)

Flujo Radial, Mixto y Axial.

Motrices (Turbinas de vapor y gas)

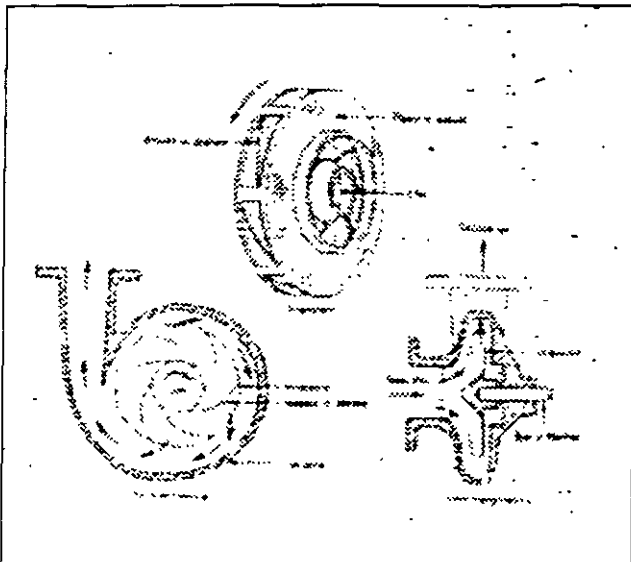
Flujo Radial y Axial

En la clasificación anterior se ha incluido también la división de las TM de acuerdo al sentido del flujo a través de la misma. Esta clasificación también se relaciona de manera directa con la forma del elemento impulsor del fluido, como se verá más adelante.

En resumen, podemos enlistar las siguientes características generales de las TM:

-máquinas rotatorias, que manejan grandes gastos, cargas moderadas, y velocidades de rotación elevadas

Los componentes básicos de las TM se muestran en la figura 1.1 y son:



-rotor (impulsor, rodete, etc. con álabes), y
-envolvente (carcaza, caracol, voluta, etc.)

fig. 1.1 Componentes básicos de una TM

Aplicaciones

El campo de aplicación de las TM es muy amplio, cubriendo desde máquinas con potencias del orden de Watts a aun más pequeñas, hasta máquinas que manejan potencias del orden de miles de MW!

Ejemplos

-secadora de pelo, ventilador de auto, turborreactor, hélice de avión, propela de barco, turbina de vapor en una planta generadora de electricidad, turbina de una planta hidroeléctrica, turborreactor de un avión comercial, compresor principal en una planta petroquímica, bomba para suministro de agua, bomba contra incendios, etc

Considerando exclusivamente el caso de las bombas podríamos hacer una lista extensa de ejemplos de aplicación, sin embargo, al ser esta tarea el objetivo del curso, se concretarán posteriormente algunas de las aplicaciones más importantes así como de los tipos de bombas características utilizadas en el caso particular

Observando el diagrama de clasificación de turbomáquinas, podemos concluir que la materia de estudio del presente curso se circunscribe al análisis de las máquinas generatrices hidráulicas en las cuales se produce un flujo esencialmente radial, es decir las bombas centrífugas.

Es necesario aclarar que el termino centrífugas aplicado a las máquinas dinámicas se usa también como un sinónimo de las turbomáquinas, incluyendo en consecuencia a las turbomáquinas de flujo radial, flujo mixto y axial; sin embargo, en el contexto de estas notas -con la excepción de la clasificación y aplicaciones generales de las bombas en el capítulo 3- sólo se ha aplicado a las máquinas de flujo radial, porque pensamos que el término es más exacto en el sentido aquí manejado, ya que al limitarlo al movimiento del fluido por el elemento impulsor, se acopla más con el origen del término. Además, no es una práctica global el considerar a las turbomáquinas por este nombre Independientemente de esta controversia, los principios de funcionamiento de las turbomáquinas (radiales, mixtas, o axiales) son los mismos, por lo que el dejar de lado el análisis de las turbomáquinas de flujo mixto y axial no representa un grave omisión desde el punto de vista de los conceptos, si bien en cuanto a las aplicaciones específicas, si deja fuera un buen número de ellas.

Entre las características más relevantes de las bombas dinámicas figuran las siguientes:

- máquina rotatoria que permite un número elevado de revoluciones,
- compacta,
- maneja un flujo prácticamente continuo,
- maneja desde gastos moderados hasta elevados,
- maneja saltos moderados de presión.

1.1.3. Clasificación de bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas se pueden clasificar de diversas maneras que incluyen la disposición de sus piezas, el número de pasos, las diferentes aplicaciones, etc

Según la disposición de sus piezas, se pueden hacer las siguientes clasificaciones:

- de acuerdo a la forma del elemento impulsor o al sentido del flujo: bombas de flujo radial (centrífugas), de flujo mixto y flujo axial,
- de acuerdo a la posición del eje o flecha. bombas horizontales y verticales,
- de acuerdo al tipo de soporte del impulsor. bombas de impulsor en cantilever o entre cojinetes,
- de acuerdo a la posición de la boquilla de succión: bombas de succión por el extremo, succión lateral, succión en el fondo y succión superior,
- de acuerdo al número de pasos o número de rotores. bombas de un solo paso (etapa, o rotor) y multipasos (multietapas, dos o más rotores),

Los impulsores de las bombas, como ya se había mencionado, se pueden dividir en impulsores abiertos, semiabiertos y cerrados, pudiendo ser los dos últimos de succión simple o doble.

Tomando en cuenta las clasificaciones anteriores, la figura 1.2 muestra una bomba centrífuga horizontal con impulsores cerrados, flecha entre cojinetes, multietapas, succión superior, y carcaza vertical (tipo barril). La figura 1.3 muestra una bomba vertical (tipo turbina) de flujo mixto, impulsores simabiertos, multietapas, de pozo profundo.

Otra manera usual de clasificar a las bombas es considerando la aplicación de la misma, de manera que se pueden identificar, entre otras las siguientes:

- aplicación en abastecimiento de agua,
- drenaje (aguas negras),
- agricultura,
- sistemas contra incendio,
- generación de energía eléctrica,
- industria química,
- industria del petróleo,
- industria del papel,
- industria alimenticia,
- minería,
- servosistemas hidráulicos,
- refrigeración, ventilación y aire acondicionado (RHVAC),
- sistemas nucleares,
- etc

La clasificación formal de las bombas está normalizada de acuerdo al Hydraulic Institute mediante los Hydraulic Institute Standards for centrifugal, rotary & reciprocating pumps, en el caso de los E.U.A. y según las NOM para el caso mexicano.

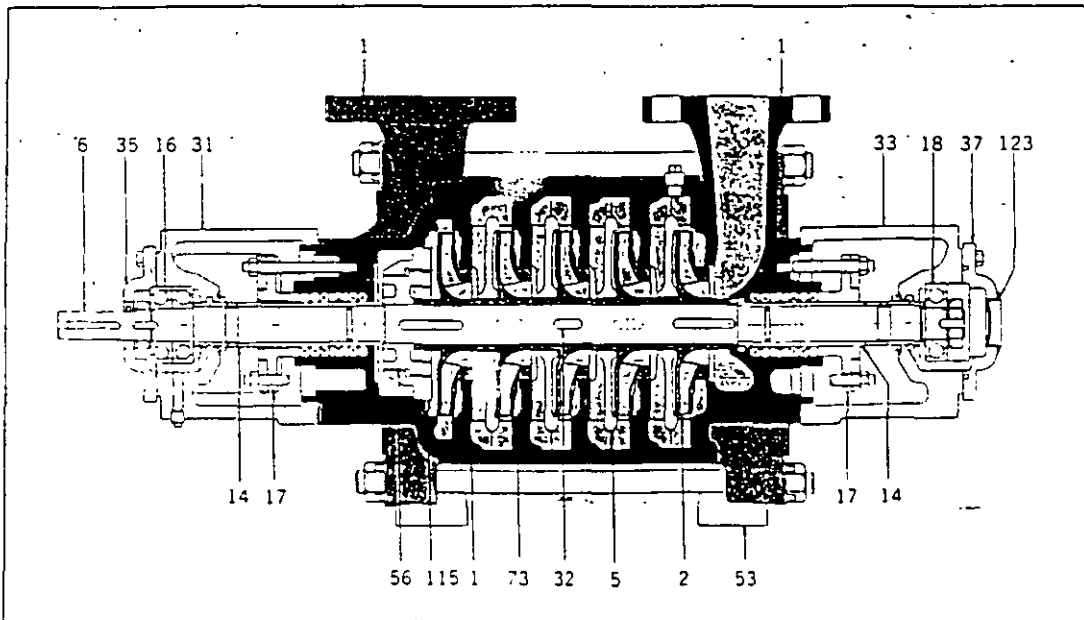


fig 1.2 bomba centrífuga horizontal

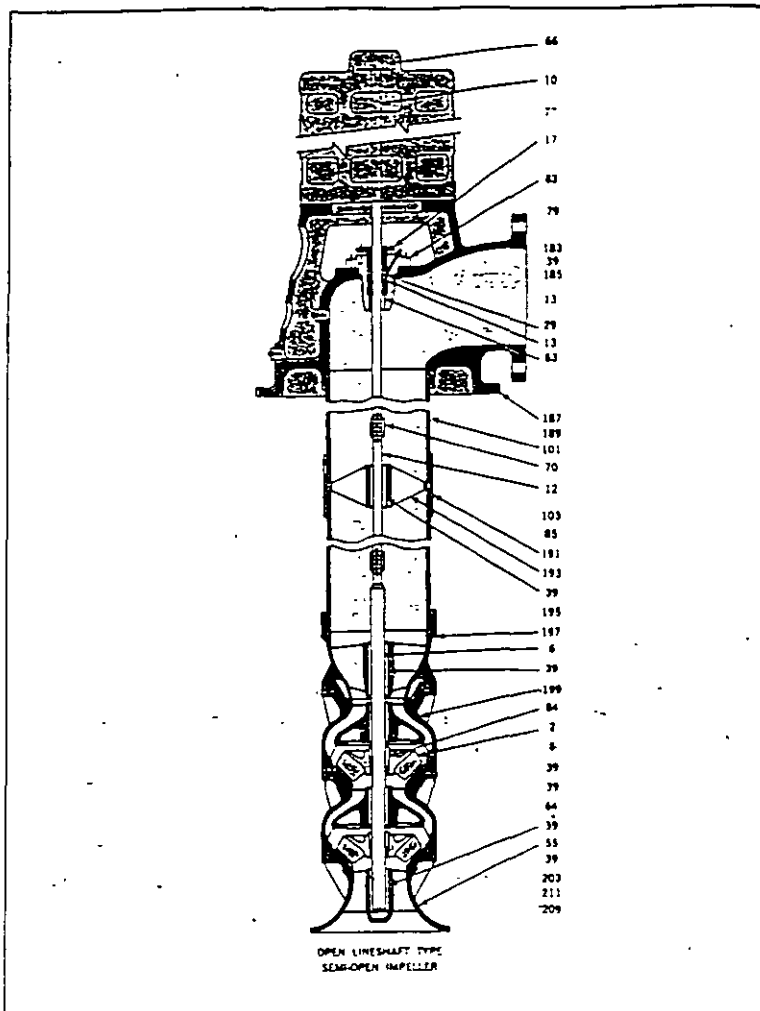


fig 1.3 bomba centrifuga vertical

1.2 Teoría de Turbomáquinas

1.2.1. Análisis de momentum angular: Ecuación de Euler de las Turbomáquinas

El balance de momentum angular (momento de cantidad de movimiento) para un volumen de control en un flujo permanente, está dado por

$$\sum \underline{M} = \int \rho(\underline{r} \times \underline{V})(\underline{V} \cdot \underline{n})dA$$

En esta ecuación el término del lado izquierdo indica la suma de momentos respecto a un sistema de referencia inercial que actúan sobre el volumen de control. El término del lado derecho representa el balance o flujo neto, del momentum angular a través del volumen de control. Esta ecuación es de gran utilidad en los análisis de turbomaquinaria, por el carácter rotatorio de las mismas. Considérese el volumen de control de la figura 1.4, representando con el círculo 1 la frontera aguas arriba del impulsor de una bomba de flujo radial, y el círculo 2 la frontera aguas abajo de la misma.

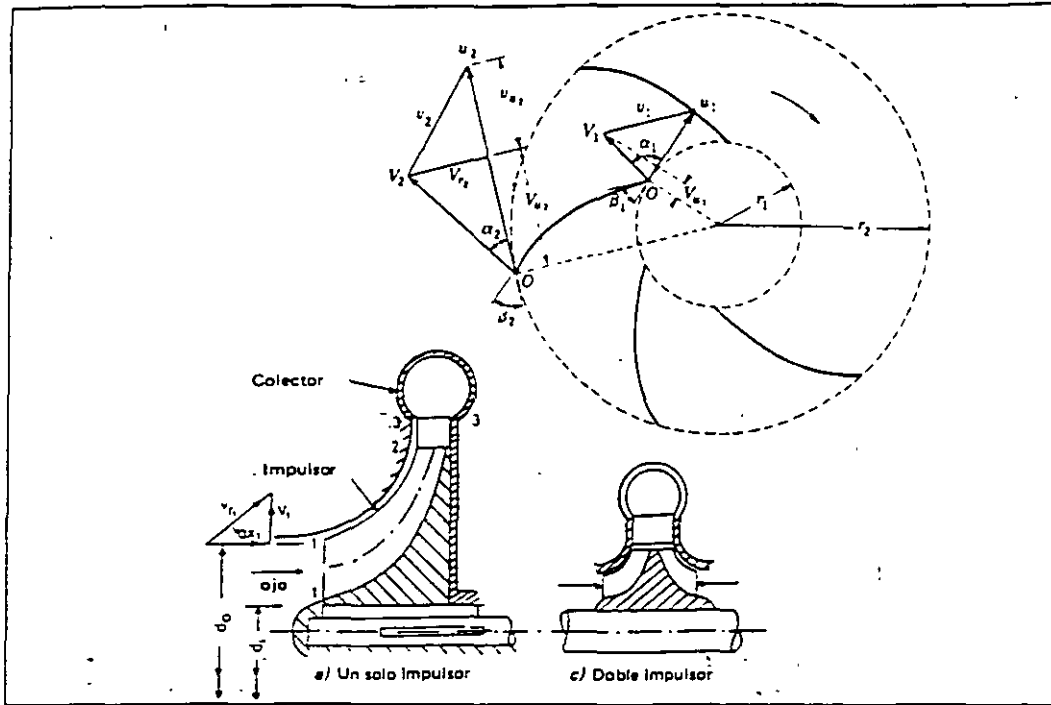


fig. 1.4 volumen de control de una bomba centrífuga

Para este caso, el único término del lado izquierdo de la ecuación en la dirección de la flecha (dirección z) si se desprecian los esfuerzos de corte producidos por el efecto viscoso (i.e. análisis de flujo no viscoso) será.

$$\sum M_z = T, \text{ siendo } T \text{ el par aplicado en la flecha,}$$

y el término del lado derecho se reduce a:

$$\int \rho r V \cos \alpha (\underline{V} \cdot \underline{n}) dA_1 + \int \rho r V \cos \alpha (\underline{V} \cdot \underline{n}) dA_2,$$

e integrando

$$-\rho_1 r_1 V_1 \cos \alpha_1 Q_1 + \rho_2 r_2 V_2 \cos \alpha_2 Q_2$$

por conservación de masa $\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = m$, entonces

$$T = m (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

la potencia aplicada será. $W = T\omega$

(11)

$$W = m \omega (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

si además $W = \rho gQH$ (1.2), donde gH es la carga suministrada por la bomba:

$$gH = \frac{W}{\rho Q} = \frac{W}{m} \quad (1.3)$$

$$gH = \omega (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

utilizando los diagramas de velocidad de la figura 1.4, representados en la figura 1.5, tenemos

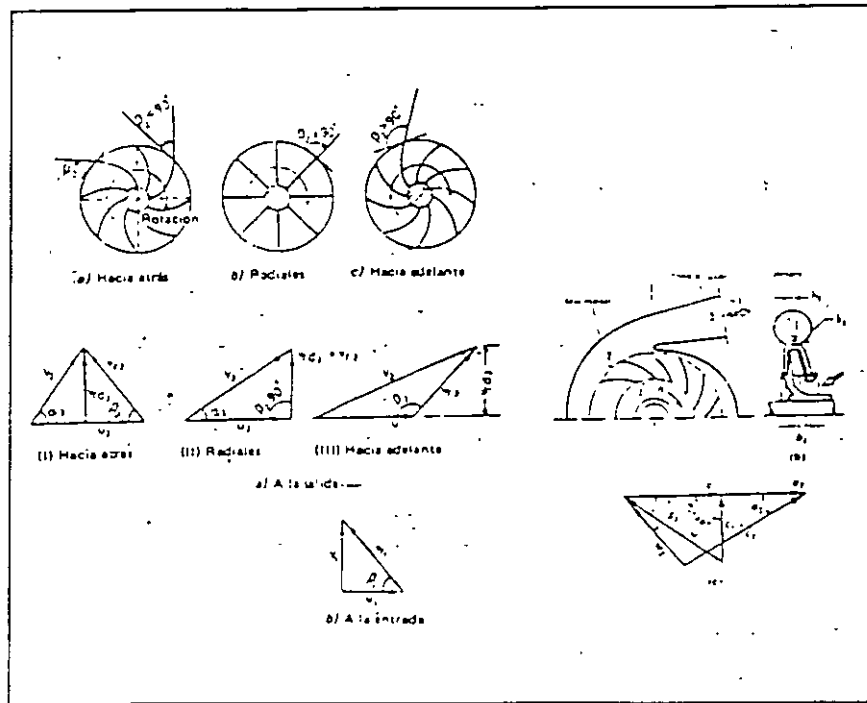


figura 1.5 diagramas de velocidad de la fig 1.4

$$gH = u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1} \quad \text{ó} \quad w = u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1} \quad (1.4)$$

La ecuación 1.4 se denomina la Ecuación de Euler de las Turbomáquinas o Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas.

1.2.2 Curvas teóricas de comportamiento

La manera usual de reportar el comportamiento de un compresor, es por medio de curvas de carga contra gasto, y potencia contra gasto. Con la aplicación de la ecuación de Euler y los diagramas vectoriales de la figura 2.5, podemos encontrar fácilmente el comportamiento teórico de una turbomáquina.

si $\alpha_1 = 90^\circ$ (entrada radial), la ecuación 1.4 queda

$$gH = u_2 V_{a2}, \text{ y como } V_{a2} = u_2 - v_2 \cos \beta_2, \text{ además}$$

$$v_2 \sin \beta_2 = V_2 \sin \alpha_2 = V_{r2},$$

donde V_{r2} es la componente de la velocidad que involucra al gasto Q . Si se desprecia el espesor de los álabes:

$$Q = V_{r2} A_2 = \pi D_2 b_2 V_{r2}, \quad V_2 = \frac{V_{r2}}{\sin \beta_2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \sin \beta_2}$$

sustituyendo en la primera ecuación, queda

$$gH = u_2 \left[u_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right]$$

finalmente:

$$gH = \omega^2 r_2^2 - \frac{\omega Q}{2\pi b_2} \cot \beta_2 \quad (1.5)$$

De la ecuación 1.5, se tiene que para una bomba que gira a velocidad ω y diámetro D_2 , la carga es directamente proporcional al gasto, y dependiendo del valor de β_2 , tendremos carga decreciente conforme aumenta el gasto si $\beta_2 < 90^\circ$ que implica álabes curvados hacia atrás, carga constante para $\beta_2 = 90^\circ$ con álabes radiales a la salida, y carga que aumenta con el gasto para álabes curvados hacia adelante. La figura 1.6, muestra las curvas teóricas de carga contra gasto para diferentes valores de β_2 .

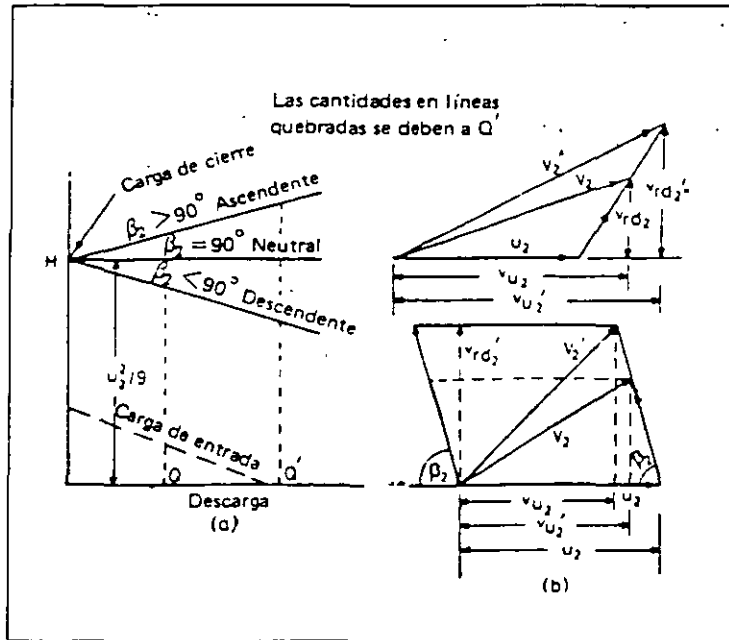


fig. 1.6 curvas teóricas de carga contra gasto

La pendiente positiva de la curva correspondiente a los álabes curvados hacia adelante produce inestabilidad en el flujo, fenómeno conocido como "surge" (pulsación, oscilación, bombeo), por lo que en general se deberá evitar este tipo de curvaturas en los álabes de turbomáquinas, o de la parte correspondiente a esa zona en las curvas reales de cualquier turbomáquina. Este fenómeno es crítico en el caso de los compresores.

1.2.3. Triángulos de velocidades

Los diagramas de velocidades de la figura 1.6 muestran las componentes de la velocidad total (inercial) de una partícula que circula a través del impulsor. Vectorialmente, las velocidades totales en la entrada y en la salida son

$$\underline{V}_1 = \underline{u}_1 + \underline{v}_1 \quad \text{y} \quad \underline{V}_2 = \underline{u}_2 + \underline{v}_2$$

Por la gran utilidad en el análisis de las turbomáquinas, éstas se representan con dos triángulos denominados triángulo de entrada y triángulo de salida, respectivamente. La figura 1.7 muestra los triángulos de salida para $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, y $\beta_2 > 90^\circ$.

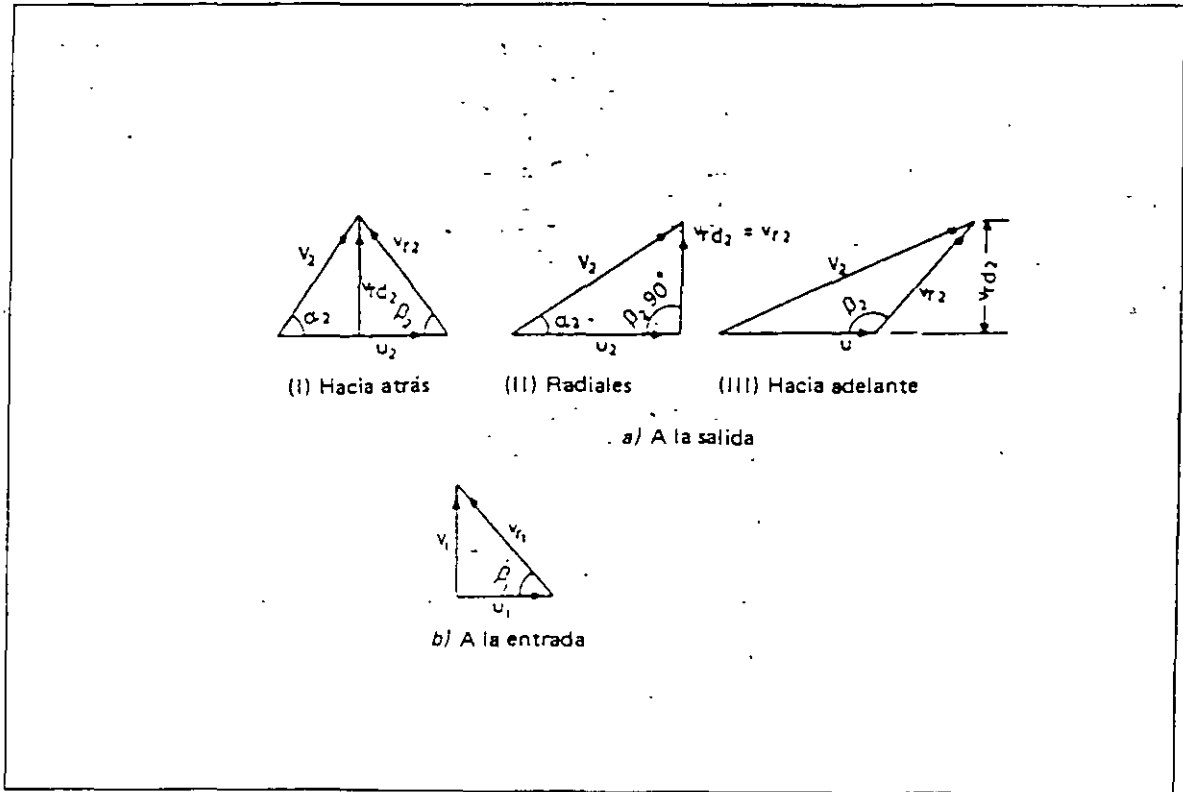


fig. 1.7 triángulos de velocidad de salida

Debe hacerse notar que en los triángulos de velocidad, la línea horizontal representa la velocidad periférica del rodete, esto es, ωr dibujada de izquierda a derecha. Se puede observar que la inspección del triángulo nos da información directa entre otras cosas, de la forma del álabe.

1.3 Comportamiento de bombas.

1.3.1. Comportamiento real de bombas.

Las curvas de comportamiento obtenidas en la sección 1.2 con la ecuación de Euler, difieren substancialmente de las curvas reales a causa de las irreversibilidades intrínsecas existentes, así como a las limitaciones del modelo, de manera que la carga producida para cualquier flujo será mas baja de la ahí evaluada. En esta sección discutiremos brevemente los efectos que producen esta diferencia. En términos generales podemos afirmar que los principales efectos que producen las diferencias son los siguientes. La fig. 1.8 muestra los diferentes tipos.

1. pérdidas de carga por efectos viscosos (fricción viscosa)
2. pérdidas por la entrada del flujo en un ángulo incorrecto
3. efectos causados por limitaciones del modelo
4. pérdidas por recirculación

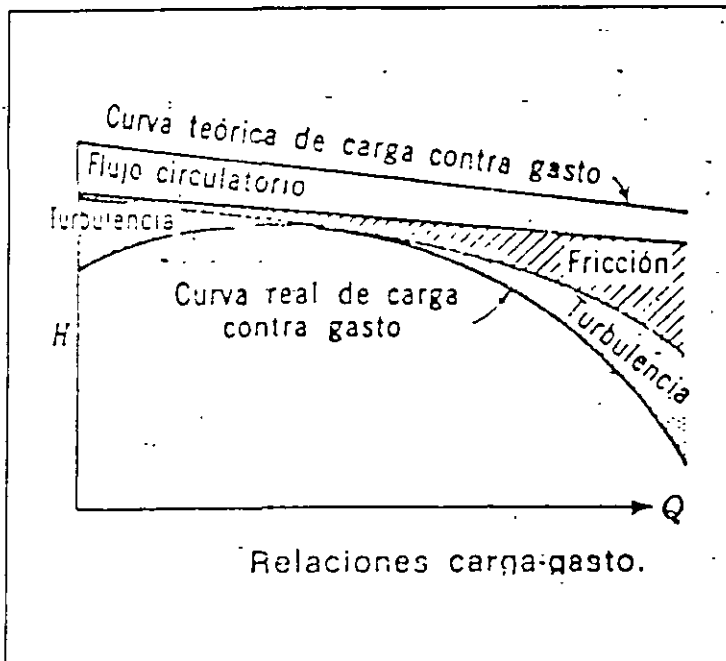


fig. 1.8 efectos reales en el comportamiento de una bomba

1. Pérdidas de carga por efectos viscosos (fricción viscosa). Estas se tienen tanto en el impulsor como en la corona fija y difusor, y son proporcionales a Q^2 .
2. Pérdidas de carga por la entrada del flujo en un ángulo incorrecto. Estas se conocen como pérdidas de giro y serán mínimas solo en el punto de operación de la bomba. Por arriba y abajo de este punto, pueden ser considerables. Las pérdidas a la salida y las causadas por turbulencia, tienen también esta forma.
3. Efectos causados por limitaciones en el modelo. Al efectuar el análisis de flujo no viscoso con la ecuación de Euler, planteamos que el fluido sigue el contorno del álabe, lo cual solo es cierto si existiera un número infinito de álaves. Para un número finito se produce un deslizamiento (por no recibir una guía perfecta) como el de la fig. 1.9, de manera que el fluido sale con una velocidad relativa $v' > v$.

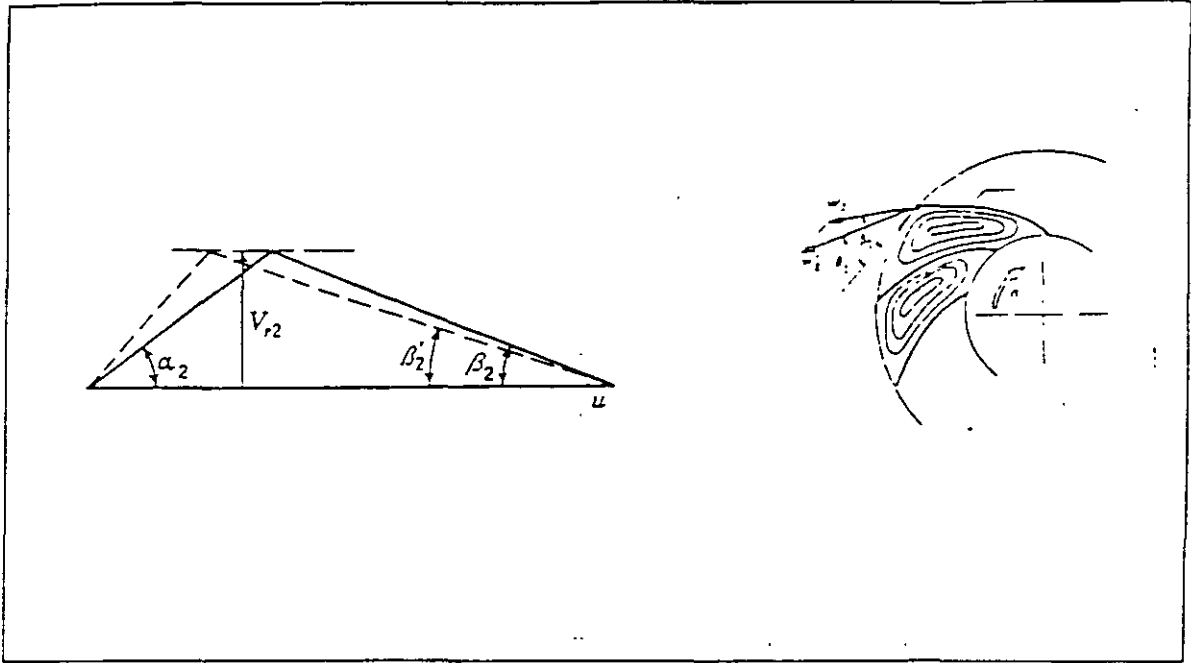


fig. 1.9 efecto de deslizamiento

De manera simplificada el factor de deslizamiento (o factor de disminución de trabajo), s es

$$s = 1 - \frac{2}{Z} \quad (\text{con } Z = \# \text{ de álabes})$$

Este efecto no es una pérdida. Se elimina aumentando progresivamente el número de álabes.

4. Pérdidas por recirculación. En este caso afectan el gasto útil que maneja la bomba influyendo indirectamente en la carga. Del análisis de la ecuación de Euler podemos ver que la prerrotación causará además una disminución en la carga.

1.3.2. Eficiencias.

Las eficiencias asociadas a las bombas son las siguientes.

La eficiencia hidráulica, η_h es

$$\eta_h = \frac{H}{H_t}$$

Esta eficiencia involucra todos los efectos hidráulicos presentes en la bomba (ver fig. 1.8), y es la relación de la carga útil, H a la carga teórica que se obtendría si no existiesen pérdidas.

La eficiencia volumétrica η_v , de una bomba se define como

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{(Q_t - q_r - q_f)}{Q_t}$$

donde el denominador representa al gasto teórico y el numerador al gasto útil o suministrado por la máquina; q_r y q_f representan el gasto que se recircula entre la entrada y la salida, y el gasto intersticial perdido, respectivamente.

La eficiencia mecánica está definida como

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_B}$$

La potencia suministrada al impulsor siempre es menor que la potencia suministrada en el acoplamiento por las pérdidas en cojinetes, prensaestopas, etc. La diferencia entre la segunda y la primera es la potencia total que recibe el impulsor, que teóricamente, sería la que se transforma en potencia hidráulica. Se denomina como potencia interna, W_i .

La eficiencia global, η_B de la bomba, la da la relación de la potencia útil γQH , y la potencia total que consume la bomba:

$$\eta_B = \frac{\gamma QH}{\dot{W}_B}$$

Se puede demostrar fácilmente que la eficiencia global se relaciona con las eficiencias anteriores de la siguiente manera.

$$\eta_B = \eta_h \eta_v \eta_m$$

1.3.3 Curvas características.

Aunque los bombas se calculan para un funcionamiento óptimo en las condiciones de servicio especificadas Q , H , N , fluido, necesariamente al bomba no funcionará siempre en dicho punto, ya sea por ejemplo, porque se quiere regular el gasto, o bien por el cambio en las condiciones de un elemento del sistema, por lo que se requiere conocer el comportamiento real de la bomba para diferentes condiciones de operación. Esta información la brindan precisamente las curvas características de la máquina.

En las secciones anteriores se discutieron los efectos que modifican la forma de las curvas teóricas. En esta sección ampliaremos lo ya planteado considerando además de las curvas de carga contra gasto, las curvas de potencia contra gasto, y curvas de isoeficiencia, continuamente utilizadas en la industria. Comentaremos también el efecto que se produce en el comportamiento de una bomba al cambiar las condiciones de operación mencionadas. La obtención de las curvas se hace experimentalmente montando la bomba en un banco de pruebas, y variando sus condiciones de operación. La región mostrada en el plano se denomina campo característico.

La fig. 1.10 muestra una curva característica típica de una bomba centrífuga, donde se muestra el comportamiento de la carga contra el gasto para valores diferentes del diámetro del impulsor, D_2 . Normalmente, el diagrama muestra también las curvas de isotencia e isoeficiencia de manera que se identifica fácilmente el punto de operación. Dentro de la información imprescindible que debe proporcionar el fabricante está el comportamiento del NPSH, en función del gasto, mismo que también se muestra en la figura.

Otra gráfica usual de comportamiento de una bomba la correspondiente a las curvas de carga contra gasto, manteniendo constante el tamaño de la bomba y variando la velocidad angular N . La fig. 1.11 muestra una curva típica.

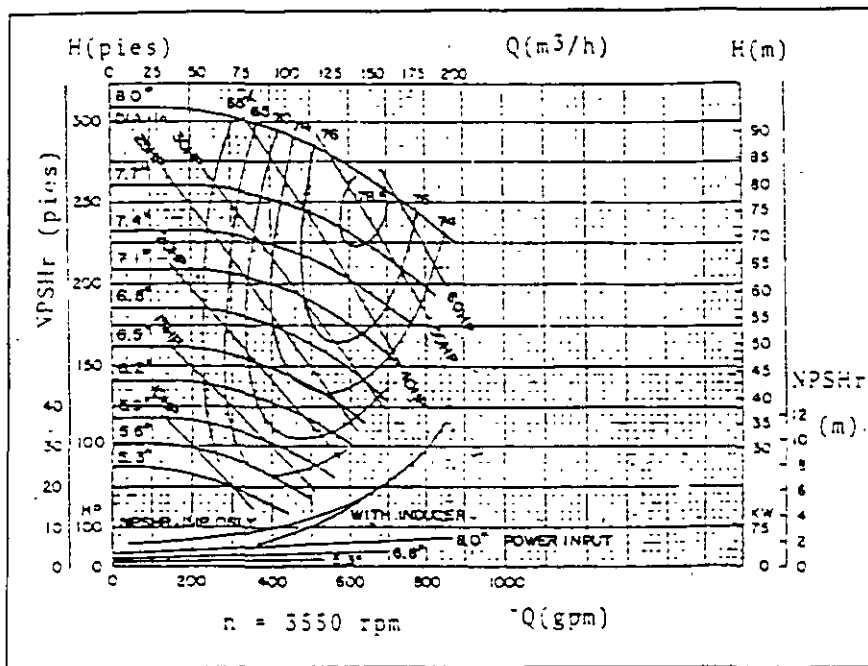


fig. 1.10 curva característica carga vs gasto

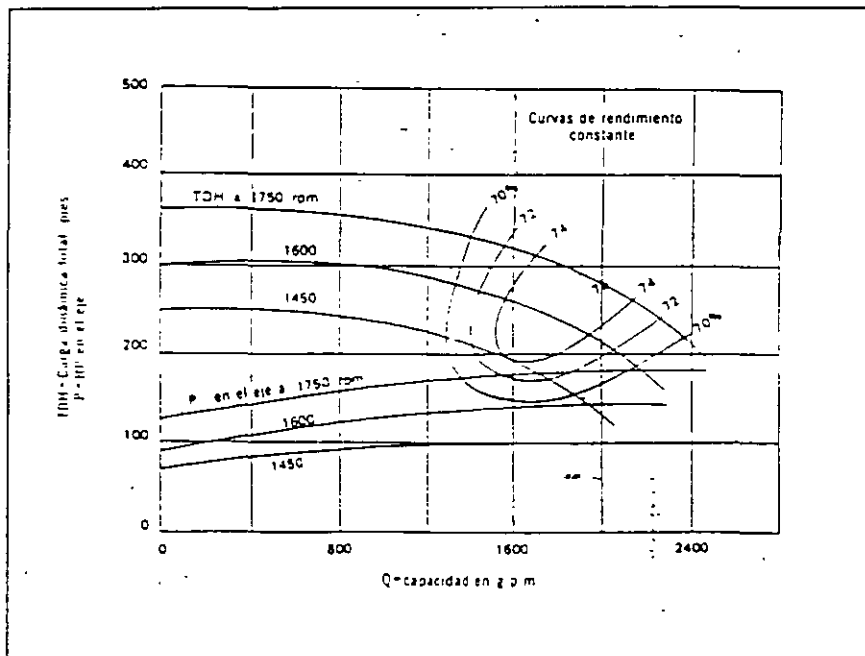


fig. 1.11 curva característica carga vs gasto

Además de las curvas anteriores, los fabricantes generan cartas de comportamiento compuestas de sus productos, donde muestran el rango de operación de toda una familia de bombas simultáneamente en un gráfico como el de la figura 1.12

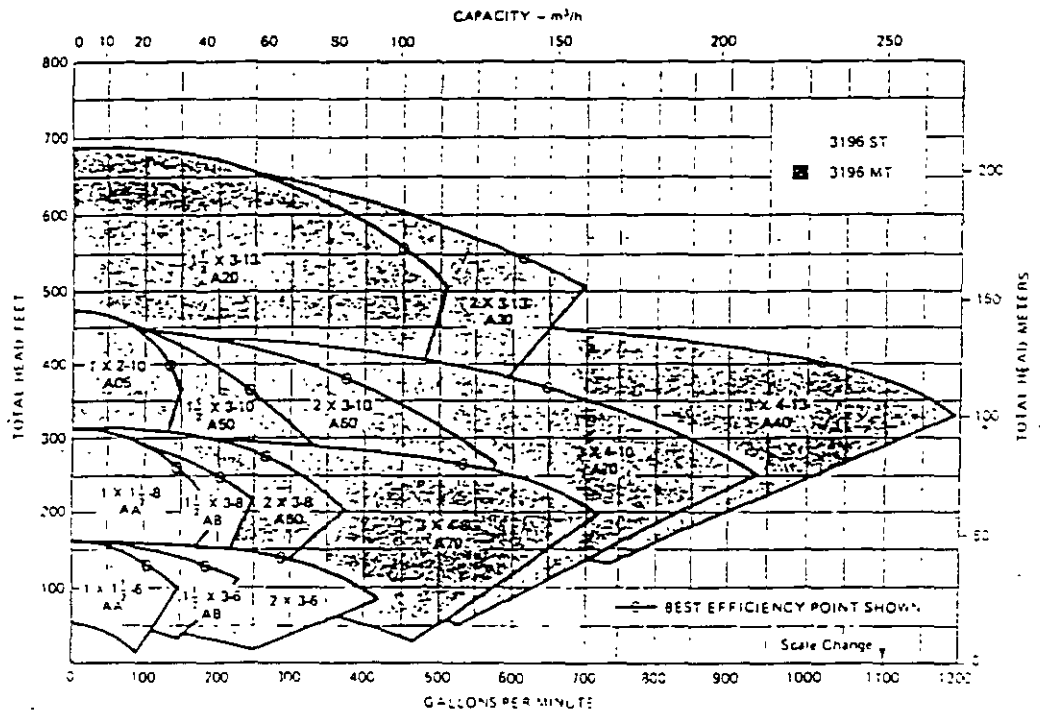


Figure 1.12 Composite performance chart (3500 rpm performance) used with permission. Copyright © The McGraw-Hill Companies, NY, NY

fig 1.12 Carta compuesta de comportamiento

Las curvas anteriores son de gran utilidad práctica pero tienen una aplicación limitada ya que sólo son aplicables al equipo y fluido especificado. Cualquier cambio en las condiciones, como podría ser por ejemplo, un cambio en la velocidad para las curvas de la figura 1.11, un cambio en tamaño, para las curvas de la figura 1.12, o un cambio en el fluido empleado para cualquiera de las dos, traerá como resultado su inaplicabilidad. Afortunadamente, mediante el uso de los parámetros adimensionales -que serán tratados en el próximo capítulo- se pueden estimar las condiciones planteadas. Uno de los efectos más severos en el comportamiento de las turbobombas es la viscosidad. El Hydraulics Institute de los E.U.A., generó las gráficas de las figuras 1.13 y 1.14 para determinar el comportamiento de una bomba cuando se utiliza un fluido diferente al agua. Para la generación de estas curvas se utilizaron bombas que variaron de 2 a 8 pulgadas de diámetro de impulsor. Debe hacerse notar que el comportamiento obtenido es sólo aproximado, por lo que el comportamiento real de una bomba sólo podrá obtenerse realizando las pruebas con esa bomba.

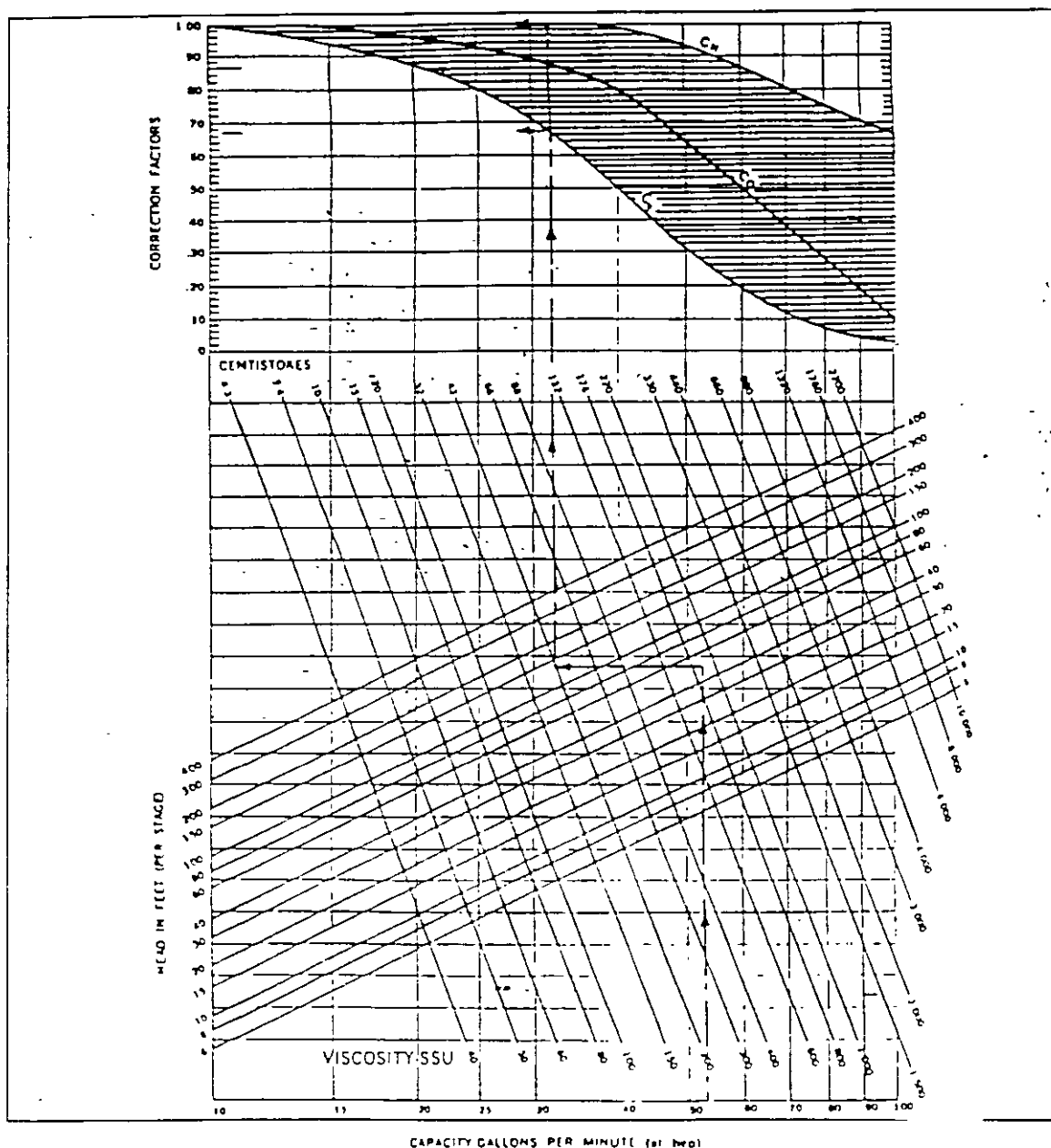


fig 1.13 factores de corrección para gastos menores a 100 gpm

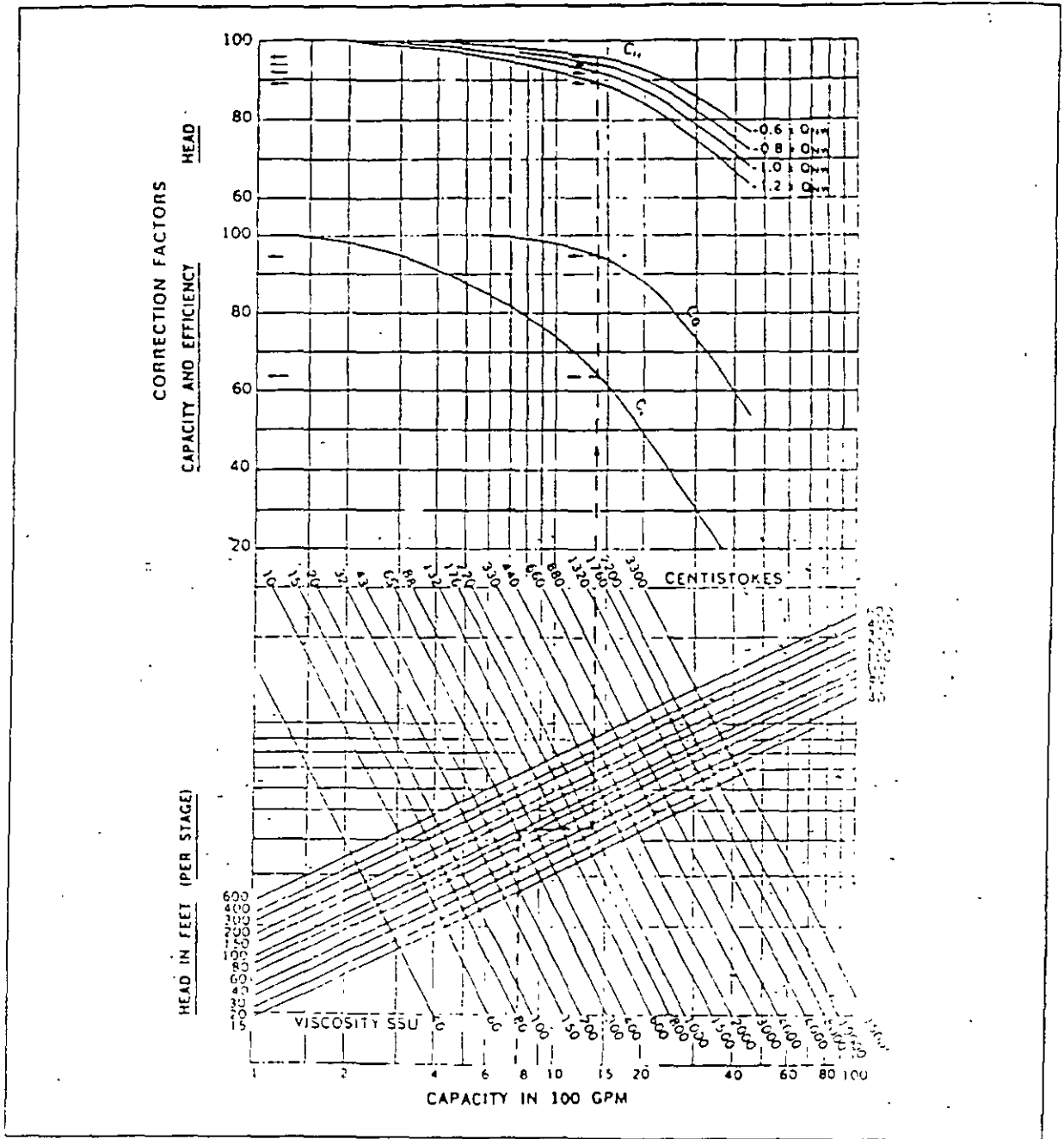


Fig. 1.14 factores de corrección para gastos de 100 a 10.000 gpm

Con los factores de las gráficas, el comportamiento de la bomba con el otro fluido se determinará mediante el uso de las expresiones siguientes

$$Q_w = C_0 \times Q_w$$

$$H_{vis} = C_H \times H_w$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \times \eta_w$$

$$Pot_{vis} = \frac{\gamma_{vis} Q_{vis} H_{vis}}{\eta_{vis}}$$

Para el fabricante -encargado de generar las curvas anteriores- la información más importante en su labor de diseño, es la contenida en curvas características universales, es decir, curvas obtenidas utilizando parámetros adimensionales asociados al comportamiento de las bombas que produce el fabricante. La figura 1.15 muestra una curva característica universal. En virtud de que los parámetros adimensionales contienen al menos la información de una familia (grupo semejante) de bombas, los valores correspondientes a las condiciones de máxima eficiencia, son parámetros relevantes para el diseño.

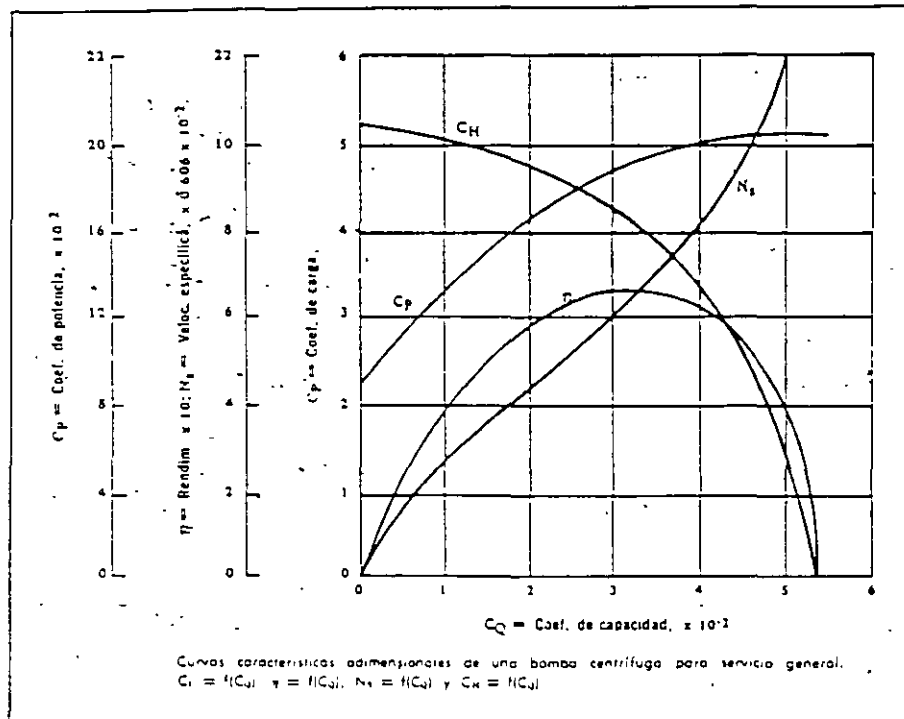


fig. 1.15 Curva característica universal.

1.4 Cavitación

Durante el periodo experimental de las turbinas hélice y Kaplan se encontró que al aumentar la velocidad específica de una turbina se producían fenómenos al principio inexplicables que se hacían patentes, aún en el caso de turbinas de menor velocidad específica, pero a las cuales se hacía trabajar con grandes cargas y considerable altura de aspiración.

La forma como se manifestaban tales fenómenos consistía en una reducción de la potencia y, por tanto, de la eficiencia de la turbina (sobre todo en el caso de cargas mayores), así como en vibraciones y fuertes ruidos provocados por golpes en el interior del tubo.

Después de muchas dificultades y experiencias infructuosas se encontró que todo era debido a la formación de hoyos o "cavidades" que tenían lugar sobre la cara inferior de los álabes o aspas del rodete móvil, a causa del vacío más o menos parcial, creado y producido por la carga de aspiración existente debajo del rodete móvil. Dichas cavidades, cuya existencia dio origen al nombre con el cual se conoce el fenómeno antes dicho, llamado fenómeno de *cavitación*, se llenan con burbujas de vapor de agua; la acción de estas burbujas al colapsarse en zonas de mayor presión aguas abajo de la turbomáquina, provoca el desprendimiento de metal en los álabes del rodete que con el tiempo acaba por destruir la máquina, ya sea turbina o bomba. El fenómeno de la cavitación ocurre entonces en la succión o en la descarga de una turbomáquina, sea bomba o turbina, respectivamente.

La condición física más común para que ocurra la cavitación en un punto dado es cuando la presión en ese punto ha bajado al valor de la presión de vaporización.

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

En el caso de los líquidos homogéneos, como el agua, la P_{vap} tiene valores definidos para diferentes temperaturas y se dispone de tablas, tales como las de Keenan que dan estos valores. Sin embargo, ciertas mezclas de líquidos, por ejemplo la gasolina, están constituidos por varios componentes, cada uno de los cuales tiene su propia presión de vaporización, de modo que pueden ocurrir vaporizaciones parciales a diferentes presiones y temperaturas.

Para dar algún dato diremos que la P_v del agua 100°C es de 1.033 kg/cm^2 (14.7 lb/plg^2), al nivel del mar.

Ahora bien, cualquiera de las siguientes circunstancias puede ocasionar una disminución general de la presión

- 1) Un incremento en la altura de aspiración.
- 2) Una disminución en la presión atmosférica, debida a un aumento de altitud sobre el nivel del mar
- 3) Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por tanto, menor la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

Por lo que respecta a la disminución local en la presión, esta es producida por alguno de los medios dinámicos siguientes:

- 1) Incremento en la velocidad
- 2) Por separaciones y contracciones del flujo; fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.
- 3) Desviación del flujo de su trayectoria normal tal como lo que tiene lugar en una vuelta o una ampliación o reducción, todas ellas bruscas
- 4) Cualquier accesorio en exceso presente en la línea de succión.

Signos de la existencia de cavitación

La cavitación se manifiesta por varias maneras; los indicios más importantes son

- a) ruidos y vibración
- b) caída de las curvas capacidad-carga y la de eficiencia.
- c) desgaste de las aspas

1.4.1. Parámetros de la cavitación.

La cavitación es un fenómeno perjudicial por lo que será siempre necesario saber en qué condiciones se produce en una bomba en particular. Uno de los parámetros principales involucrado con la cavitación es el NPSH_r, definido como

$$\text{NPSH}_r = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

De la ecuación se observa que representa la diferencia de la carga total de la bomba en la succión, menos la carga asociada a la presión de vapor. Cuando la presión en la bomba alcanza la de vapor, se tendrá cavitación y la carga en ese punto tendrá el valor NPSH. El valor de este parámetro para una bomba sólo se obtiene de manera experimental y refleja las condiciones a las que se produce la cavitación.

Para garantizar que una bomba no sufrirá de cavitación es importante relacionar este parámetro con las condiciones particulares de la instalación de una bomba. La presión en la entrada de la bomba puede escribirse en función de los parámetros asociados a la succión, por lo que si al mismo parámetro le llamamos ahora NPSH_d, queda

$$\text{NPSH}_d = \frac{p_{\text{atm}}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - Z_s - h_{f_s}$$

La manera de evitar la cavitación en ese sistema es asegurando que el valor de NPSH_d > NPSH_r. Cuando estos parámetros son iguales, el valor de Z_s corresponderá al valor crítico de succión arriba del cual se tendrá siempre cavitación:

$$Z_c = \frac{p_{\text{atm}}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_{f_s} - \text{NPSH}_r$$

Otro parámetro común relacionado con la cavitación es el coeficiente de cavitación σ , que se define como

$$\sigma = \frac{\text{NPSH}_r}{H}$$

1.5 Sistemas de bombeo.

1.5.1 Componentes de un sistema de bombeo

Los componentes de un sistema de bombeo son los siguientes:

- los elementos que cumplen con la función de transportar el fluido de un lugar a otro; también sirven como elemento transmisor de una señal definida tuberías;
- elementos que acoplan distintas partes de un sistema de tuberías: accesorios, tales como bridas, codos, té, reducciones, etc
- elementos que tienen alguna función de regulación o control: válvulas,

- elementos que tienen como función almacenar o controlar la presión en una línea. tanques de almacenamiento, presurizadores;
- elementos para monitorear y/o controlar las funciones del sistema: medidores de gasto, de presión, temperatura, etc.;
- elementos para regular o controlar las condiciones de temperatura del fluido de trabajo: intercambiadores de calor;
- elementos para suministrar o aprovechar energía del fluido: bombas y motores hidráulicos y turbinas.

De todos los componentes mencionados, las bombas se encargan de elevar la presión del fluido necesaria para el proceso en cuestión, así como de compensar las caídas de presión que se producen en todos los componentes restantes. La energía por unidad de peso necesaria para producir el bombeo se denomina la carga de la bomba.

Dependiendo del gasto que deba manejarse en un momento dado, la carga asociada al sistema necesariamente cambia; existe una interacción bien definida entre la carga y el gasto que se maneja en un sistema de bombeo.

El cambio en las condiciones del sistema de carga-gasto puede ocasionar que una bomba en cuestión pueda ya no ser apropiada, por lo que es necesario además de conocer el comportamiento del sistema, el comportamiento de la bomba y la interacción bomba-sistema.

En los sistemas el ingeniero evalúa el gasto y la carga mediante la ecuación de la energía. Con ésta se puede determinar paramétricamente el comportamiento de la carga contra el gasto para un sistema en particular. El resultado de esta tarea es la *curva del sistema*. La figura 1.16 muestra algunas curvas típicas de sistemas. En esa figura, la curva A representa un sistema en el cual no se tiene un cambio en elevación entre el inicio y la descarga, por lo que la carga será directamente proporcional a Q^2 . Este es el caso de un sistema de fricción pura. Por otra parte cuando se tiene un sistema que conecta dos recipientes a diferente altura, o cuando la presión en la descarga es diferente de la presión en la succión, el sistema será como el de la curva B. Estas curvas tienen dos usos: (1) la selección de la bomba o la especificación del gasto deseado para el sistema, y (2) la determinación del punto de operación de una combinación dada bomba-sistema. La última se lleva a cabo con la bomba elegida de acuerdo a gasto o carga deseados. El punto de operación es la intersección de las curvas A (B) con C. Cuando por ejemplo, el sistema A incrementa su resistencia, la curva característica se mueve a la curva D, dando como resultado un nuevo punto de operación con menor gasto y mayor carga. El análisis de estas posibilidades da información suficiente sobre la adecuada operación/selección de la bomba.

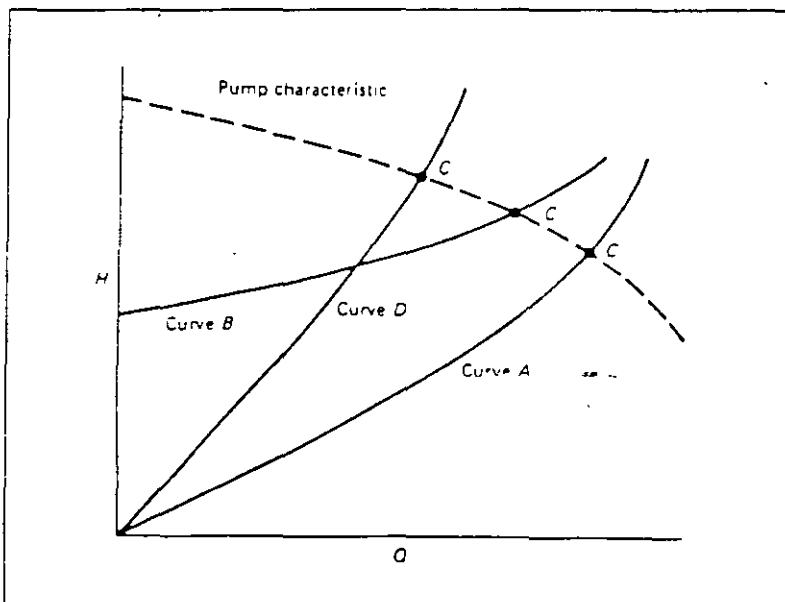


fig. 1.16 Interacción bomba-sistema.

1.5 2. Sistemas de bombeo en serie.

En muchas circunstancias para proporcionar una carga dada, la solución se obtiene con el uso del bombeo en serie. El bombeo en serie da como resultado -de manera análoga a la colocación en serie de un conjunto de baterías en un circuito eléctrico- una carga que será la suma de cargas de las bombas involucradas para un valor de gasto dado; esto es

$$H_t = \sum_i^n H_i$$

$$Q_t = Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$$

Se identifican dos tipos de bombeo en serie. (1) aquél en el cuál se trata de bombas especialmente diseñadas para lograr la carga total en varios pasos, es decir las bombas multietapas, como las de las figuras 1.2 y 1.3, y (2) aquel en que se acoplan varias bombas -iguales o diferentes- con sus respectivos accesorios para lograr el efecto deseado. La pregunta que surge, sobre todo cuando se trata de bombas diferentes es, cuál será en esas condiciones el punto de operación de la bomba equivalente. Para ver con mayor facilidad el problema planteado, considérese el bombeo en serie de dos bombas desiguales cuyas curvas características corresponden a las curvas A y B de la figura 1.17. Para determinar el punto de operación del arreglo se procede a determinar la curva de la bomba equivalente sumando para un gasto dado, las cargas de las bombas A y B. Una vez obtenida la curva, la intersección de la curva del sistema y la de la bomba nos da el punto de operación, como se discutió en la sección anterior. La potencia consumida será la suma de las potencias, mientras que la eficiencia está dada por

$$\eta_{A+B} = \frac{\gamma Q_{A+B} H_{A+B}}{Pot_{A+B}} = \frac{H_A + H_B}{\frac{H_A}{\eta_A} + \frac{H_B}{\eta_B}}$$

Debe hacerse notar que el gasto Q_{A+B} no corresponde con el gasto Q_A o Q_B mostrado, sino con el gasto correspondiente al del punto de operación. La carga H_{A+B} es la suma de cargas de las bombas en el punto de operación. Sólo se logra una buena eficiencia del sistema cuando cada una de las bombas funciona en su punto de máxima eficiencia, y ambas bombas son iguales.

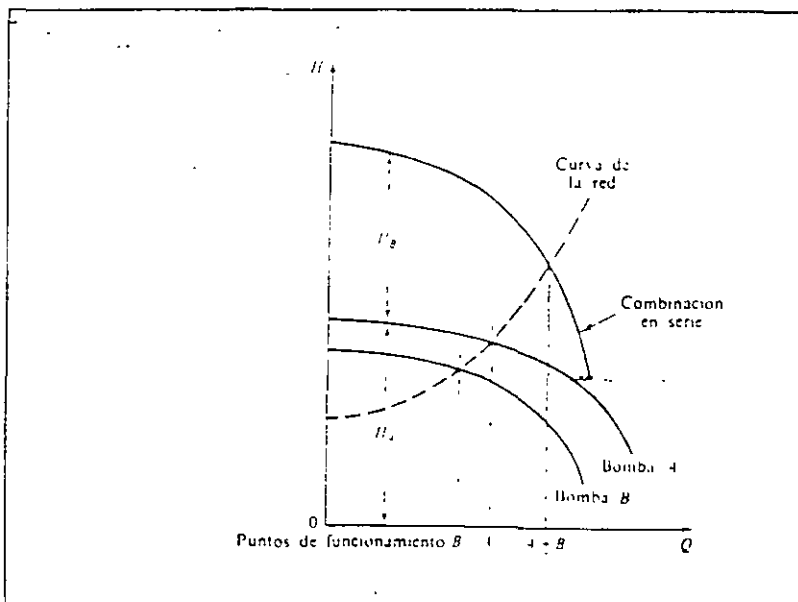


fig. 1 17 Sistema de bombeo en serie

La necesidad planteada en el caso anterior, surge cuando las curvas de operación de las bombas tienen una pendiente pronunciada, de tal forma que la carga disminuye rápidamente con el gasto, y la carga necesaria no puede ser suministrada con ninguna de las dos bombas.

1.5.3. Sistemas de bombeo en paralelo

Cuando se necesita manejar un gasto grande, es muy usual que se tenga un sistema de bombeo en paralelo. Es común en este tipo de sistemas tener además alguna bomba en paralelo que sirve como respaldo cuando alguna de las otras está fuera de operación por algún motivo. Como característica de estos sistemas, la carga total que se maneja es la misma que la de cualquier bomba por separado funcionando, mientras que el gasto total será la suma de los gastos aportados por cada una de las bombas a la carga dada.

$$Q_t = \sum_i^n Q_i$$

$$H_t = H_1 = H_2 = \dots = H_n$$

Como en la situación anterior, las condiciones de operación de un sistema se obtienen una vez que se conoce la curva de la bomba equivalente. Para el caso de un sistema de bombeo en paralelo con dos bombas diferentes A y B, como el mostrado en la figura 1.18, la curva equivalente se obtiene al sumar para cada valor de carga, los gastos proporcionados por cada bomba. Obtenida la curva, nuevamente la intersección con la curva del sistema (de la red) da el punto de operación, y la eficiencia en este caso es

$$\eta_{A+B} = \frac{\gamma Q_{A+B} H_{A+B}}{Pot_{A+B}} = \frac{Q_A + Q_B}{\frac{Q_A}{\eta_A} + \frac{Q_B}{\eta_B}}$$

En este caso el gasto Q_{A+B} es la suma de gastos de las bombas en el punto de operación. Sólo se logra una buena eficiencia del sistema cuando cada una de las bombas funciona en su punto de máxima eficiencia, y ambas bombas son iguales. En el caso de bombas como las de la figura, la bomba A sólo funcionara después de que haya igualado la carga de la bomba B, por lo que en la figura se observa una región donde solamente funciona la bomba A.

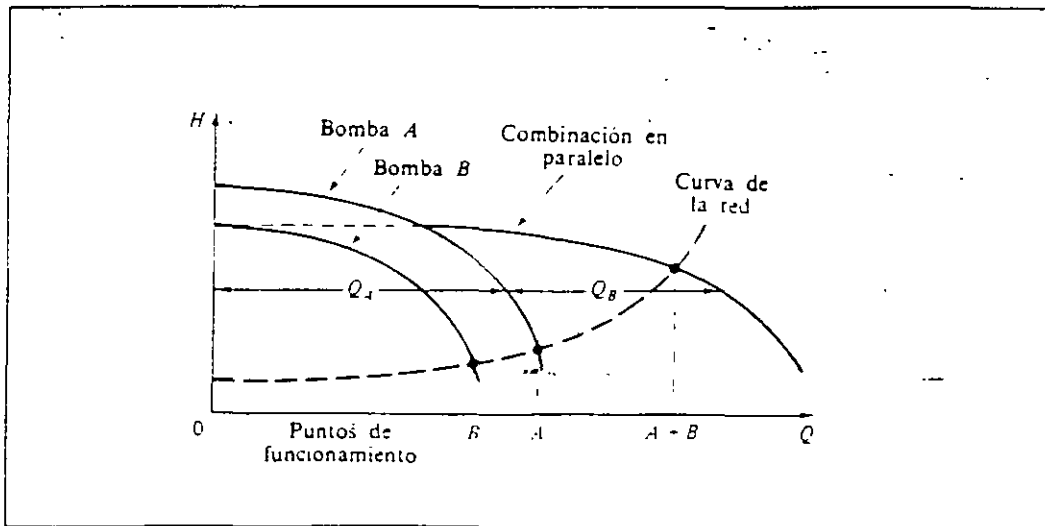


fig 1 18 Sistema de bombeo en paralelo

2. Elementos de diseño de Bombas

2.1 Leyes de semejanza

El diseño, selección, uso eficiente y evaluación de bombas son tareas que dependen del conocimiento y manejo de los parámetros adimensionales asociados a estos equipos. El estudio de bombas utilizando el análisis dimensional da como resultado el conjunto de parámetros adimensionales de los que depende el comportamiento de las bombas. Como resultado directo, surgen las leyes de semejanza de las bombas, y con la manipulación de los parámetros básicos se encuentran dos de los parámetros más relevantes en los procesos de diseño, selección y uso de las bombas: la velocidad específica y la velocidad específica en la succión.

Para el diseñador, el conocimiento profundo del comportamiento de la velocidad específica es el camino fundamental para el diseño. Al ingeniero de proceso por otra parte, la velocidad específica le proporciona un medio para evaluar las bombas de sus sistemas; la selección adecuada de una bomba se realiza mediante el uso de este parámetro. En resumen, los valores de la velocidad específica son críticos en las actividades mencionadas. El estudio detallado de este parámetro conduce a los parámetros de diseño para todos los tipos de bombas.

2.1.1. Parámetros adimensionales importantes en el estudio de bombas.

Los parámetros adimensionales importantes en el estudio de las bombas son los siguientes:

-parámetros que definen la geometría: β_2 , b_2/D_2 , D_2/D_1 , e/D_2 ,...

-Re, Ma

-Coeficiente de gasto, $C_Q = \frac{Q}{ND^3}$

-Coeficiente de carga, $C_H = \frac{gH}{N^2D^2}$

-Coeficiente de potencia, $C_P = \frac{P}{\rho N^3D^5}$

-coeficiente de velocidad, $K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}}$

-coeficiente de velocidad meridiana, $K_m = \frac{c_m}{\sqrt{2gH}}$

-eficiencia, η

-coeficiente de cavitación, $\sigma = \frac{NPSH}{H}$

-velocidad específica, $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$

-diámetro específico, $D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{\sqrt{Q}}$

-velocidad específica de succión, $N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{(gNPSH)^{3/4}}$

2.1.2. Leyes de semejanza

De acuerdo a la teoría de la semejanza y considerando poco importantes al Re y Ma en las turbomáquinas hidráulicas, la igualdad entre grupos adimensionales C_Q , C_H y C_P para condiciones homólogas de operación, produce las siguientes ecuaciones que son conocidas como las leyes de semejanza o afinidad para una familia de bombas:

$$\frac{Q_1}{Q} = \left(\frac{N_1}{N}\right) \left(\frac{D_1}{D}\right)^3$$

$$\frac{H_1}{H} = \left(\frac{N_1}{N}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P} = \left(\frac{\rho_1}{\rho}\right) \left(\frac{N_1}{N}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D}\right)^5$$

En el caso en el que se utiliza el mismo fluido y mezclando las ecuaciones anteriores, si se utiliza una velocidad que sea inversamente proporcional al tamaño de la bomba, entonces

$$\frac{Q_1}{Q} = \left(\frac{H_1}{H}\right)^{0.5} \left(\frac{D_1}{D}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P} = \left(\frac{H_1}{H}\right)^{1.5} \left(\frac{D_1}{D}\right)^4$$

Cuando se va a diseñar una nueva bomba es muy conveniente fijar como parámetro constante a la velocidad específica. En este caso, las condiciones de operación para la nueva bomba en función de la bomba de referencia serán

$$Q_1 = Q L_r^3$$

$$H_1 = Q L_r^2$$

donde $L_r = D_1/D$

2.1.3. Efectos de escala

En virtud de que no es posible lograr una similitud dinámica estricta ya que no todos los grupos adimensionales son iguales en modelo y prototipo, particularmente el Re y algunos parámetros geométricos, entonces la eficiencia de una familia de bombas será diferente. Una ecuación empírica que incluye el efecto de escala es la siguiente:

$$(1 - \eta_1)/(1 - \eta) = (D/D_1)^n$$

donde el exponente n puede variar entre 0 y 0.26 dependiendo de la rugosidad relativa de la superficie

A causa de los efectos de escala, cuando se quiere reducir el diámetro de un impulsor para ajustar el valor de la carga, es necesario utilizar el factor de corrección de la figura 2.1 mediante el cual se puede calcular el valor real del diámetro para obtener la carga deseada; de otra forma se obtendrá una carga más reducida. Se recomienda no reducir más del 80% del diámetro original para no obtener pérdidas significativas de eficiencia. En el caso de bombas de velocidad específica elevada, se recomienda como máximo un 90%.

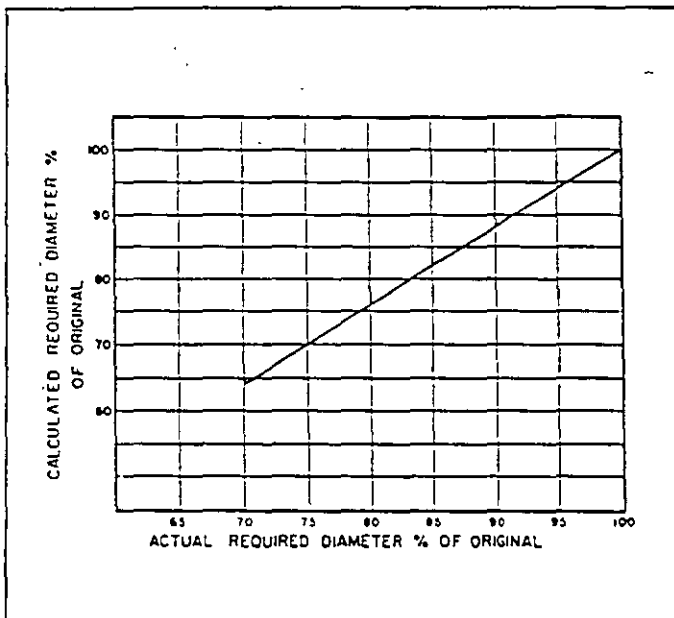


fig.2.1 Factor de corrección para corte de impulsor

2.1.4 Velocidad específica.

Uno de los parámetros más importantes de las bombas es la velocidad específica N_s . Este parámetro surge del estudio detallado del comportamiento de las bombas. Si se tiene una familia de bombas, *i.e.*, un conjunto de bombas geoméricamente similar, es de esperarse que su comportamiento sea homólogo. Se tendrá entonces que los grupos adimensionales representativos son iguales para la familia mencionada. Si se procede a manipular los grupos de manera que se elimine mediante una combinación de los mismos al diámetro y además se procede de tal forma que el nuevo grupo sea directamente proporcional a la velocidad de la bomba, el resultado obtenido es el parámetro N_s .

con C_Q y C_H $C_Q^{1/2}/C_H^{3/4}$

se obtiene en su forma rigurosa (en SI)

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$$

con N en s⁻¹, Q en m³/s, H en m

o en el caso más frecuente, en su forma práctica (en S Inglés)

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

con N en RPM, Q en gpm, H en pie

La principal virtud de este parámetro es de que si se evalúa para las condiciones de máxima eficiencia (BEP), el valor del mismo será representativo de la familia de bombas. Por esta razón de ahora en adelante se aceptará que N_s corresponde al BEP. La figura 2.2 muestra un gráfico por medio del cual se puede evaluar directamente N_s.

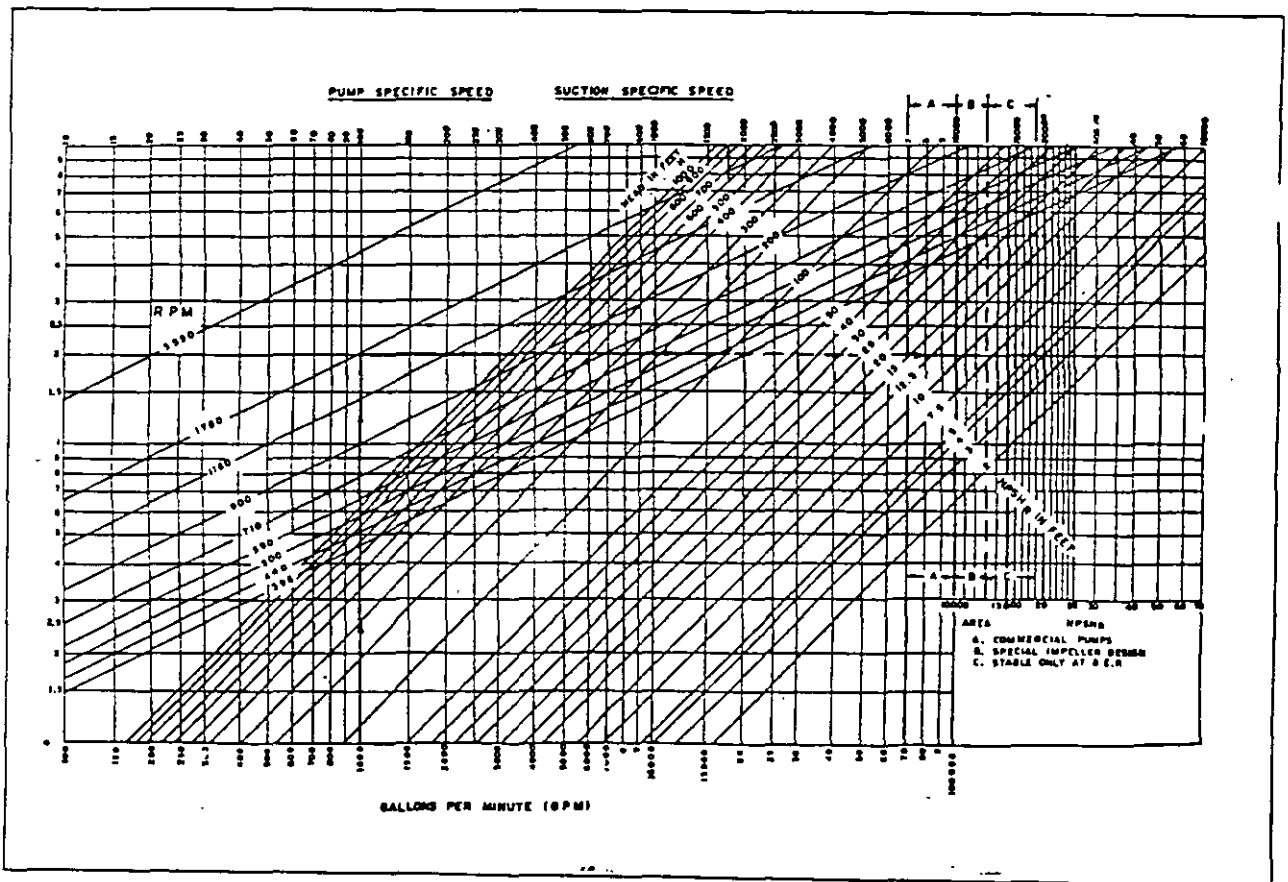


fig. 2.2 Nomograma para el cálculo de N_s y N_{su}.

La velocidad específica es un parámetro ligado al comportamiento de la bomba en función de las características esenciales de la misma por lo que sólo será válido cuando se evalúa para un impulsor o etapa. Una bomba multietapas tendrá un N_s por cada etapa. Lo anterior también es válido para el caso de una

bomba de doble succión, sin embargo, existe literatura donde el N_s se evalúa con el gasto total que se maneja, por lo que en este caso, a menos que se diga lo contrario, los valores de N_s corresponderán al del gasto total independientemente de que la bomba sea de simple o doble succión.

En relación con la importancia de la velocidad específica como parámetro básico en el análisis de bombas, la figura 2.3 muestra el inventario de pérdidas en una bomba centrífuga en función de N_s , y las figuras 2.4, 2.5 y 2.6 se muestran gráficas del comportamiento de la eficiencia como función de N_s , teniendo como parámetro al gasto. En la sección 2.2 se discutirán gráficas adicionales que tiene como variable independiente a N_s .

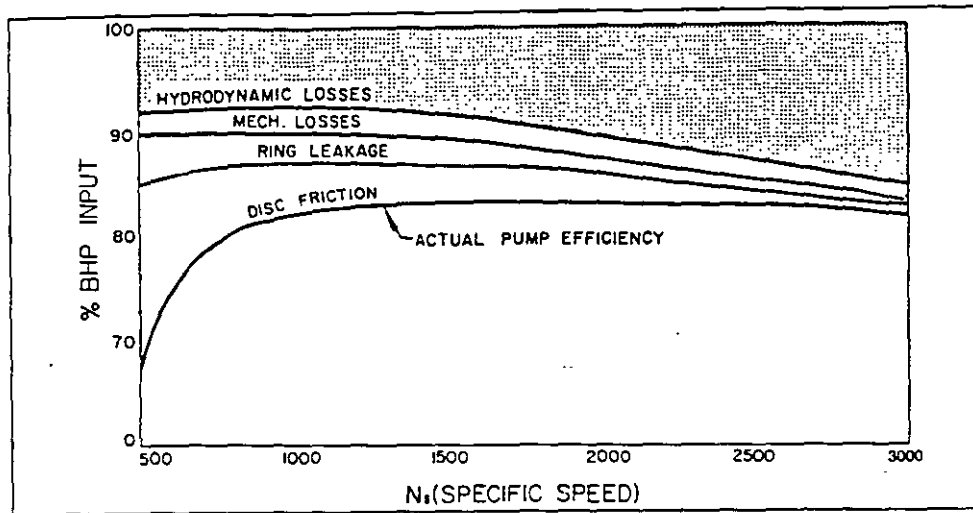


fig. 2.3 Inventario de pérdidas en bombas como función de N_s .

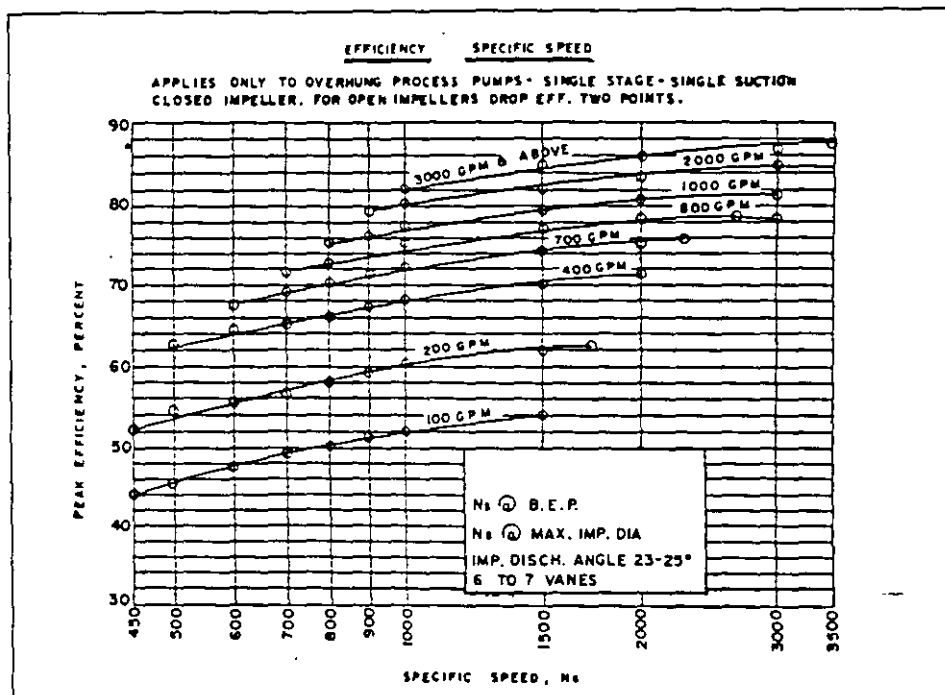


fig. 2.4 eficiencia para bombas de proceso

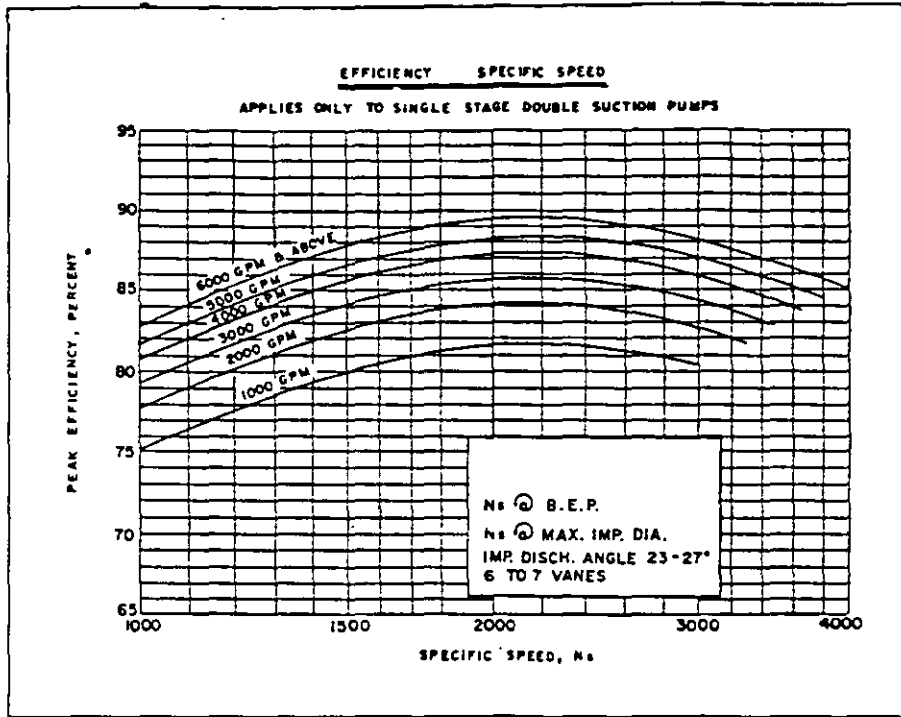


fig. 2.5 eficiencia para bombas de una etapa y doble succión.

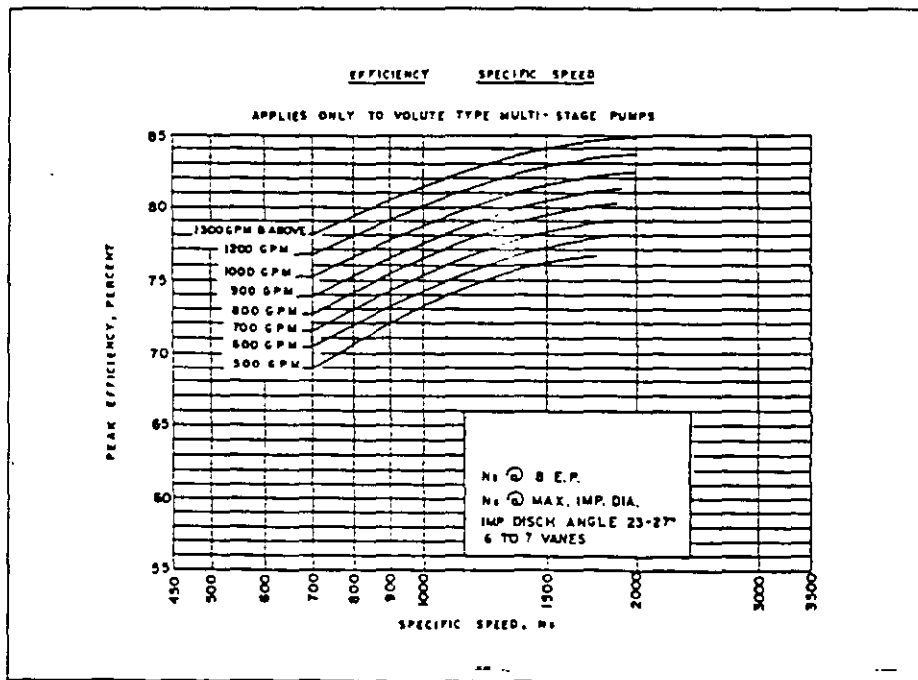


fig. 2.6 eficiencia para bombas multietapas con voluta doble y apertura horizontal.

2.1.5. Diámetro específico.

Procediendo de manera análoga con la manipulación de los grupos adimensionales del punto anterior, pero con el fin de obtener un parámetro que sea independiente de la velocidad de la bomba y al mismo tiempo directamente proporcional al diámetro del impulsor, surge el diámetro específico, D_s .

Para el caso práctico

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

con D en pie, H en pie y Q en pie³/s

2.1.6. Velocidad específica de succión.

Este parámetro tiene la misma forma de la velocidad específica, sólo se sustituye la carga por el NPSH_r. Viene a ser también uno de los parámetros relevantes al involucrar el fenómeno de la cavitación asociado a todas las bombas.

En su forma práctica (en S Inglés)

$$N_s = N(Q)^{0.5}/(\text{NPSH}_r)^{0.75},$$

con N en RPM, Q en gpm, NPSH_r en pie. Con el nomograma de la figura 2.2, se puede evaluar directamente.

2.2 Diseño de impulsores

2.2.1. Características generales.

El diseño de impulsores es una actividad íntimamente ligada al N_s , por lo que el procedimiento involucra en primer término calcular o definir un valor para N_s .

El procedimiento de diseño presentado se aplica con las siguientes restricciones:

- Velocidades específicas de 400 a 3600,
- impulsores abiertos o cerrados,
- carcaza tipo voluta o tipo difusor,
- unidades de una o más etapas,
- bombas verticales u horizontales,
- impulsores de simple o doble succión.

2.2.2 Diseño del impulsor

El procedimiento es el siguiente:

1. Calcular o definir N_s .
2. Con la ayuda de la gráfica de la figura 2.7 de comportamiento de N_s contra porcentaje de elevación de carga, determinar número de álabes y ángulo de descarga.
3. Calcular el diámetro del impulsor utilizando el valor adecuado de $K_u = w/(2gH)^{1/2}$ de la figura 2.8

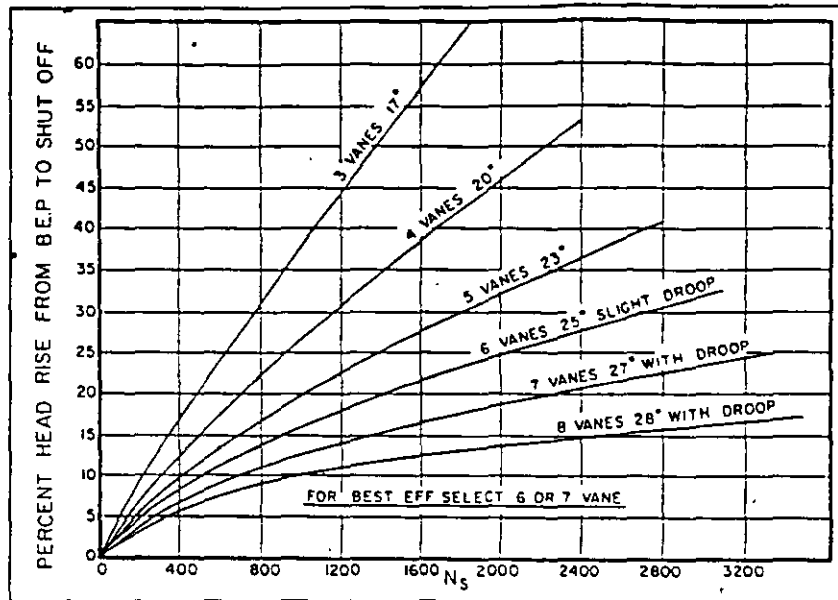


fig. 2.7 porcentaje de elevación de carga.

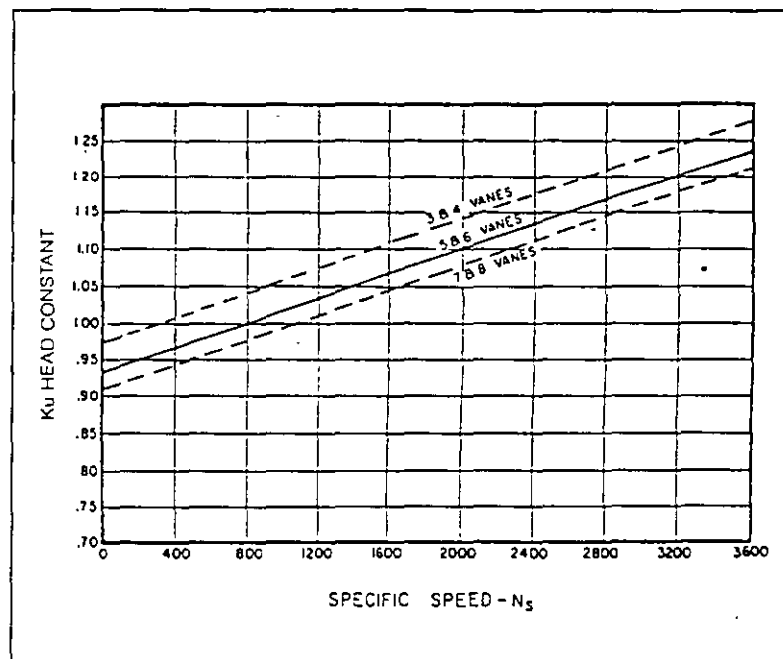


fig. 2.8 coeficiente de velocidad

4. Calcular el espesor del impulsor en la descarga b_2 con $K_m = c_{m2} / (2gH)^{1/2}$ de la figura 2.9.
5. Determinar el diámetro del ojo con la ayuda de la figura 2.10.
6. Determinar el diámetro de la flecha. (Siendo este un aspecto fundamentalmente de diseño mecánico, queda fuera del alcance de este curso).
7. Calcular área del ojo del impulsor: $A_o = A_1 - A_f$
8. Estimar NPSH, con la ayuda de la velocidad meridiana en la entrada c_{m1} y u_1 , esta información se encuentra en la figura 2.11.
9. Determinar los parámetros de la voluta. En este caso, se evaluarán los siguientes:

9.1 Area de la voluta. Esta se evalúa con la ayuda de la figura 2.12 que nos da el coeficiente de velocidad en la voluta, $K_3 = Q/(A_v \sqrt{2gH})$ en función de N_s . El área calculada es el área final de una bomba de succión simple. Para el caso de una bomba de doble succión, el área se divide por dos, y en el caso de bombas con difusor, el área se divide entre el número de álabes de la carcaza difusora.

9.2 Ancho de la voluta. Debe tomarse en cuenta que la voluta normalmente acepta impulsores de diferente diámetro y ancho. Existen guías como la mostrada en la tabla 2.1 en función de la N_s .

9.3 Diámetro de corte de agua. Se debe mantener un espacio mínimo entre el diámetro del impulsor y la voluta para prevenir ruido, pulsación y vibración. En la tabla 2.2 se da una guía en función de N_s .

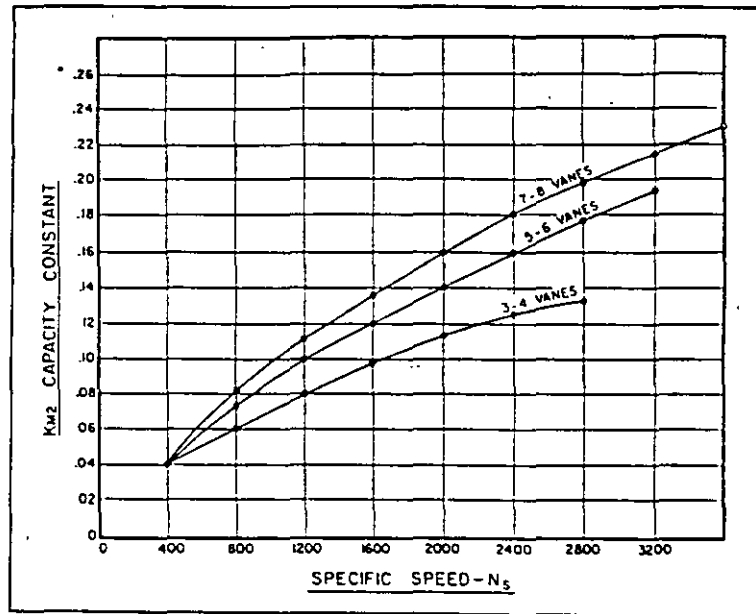


fig. 2.9 Coeficiente de velocidad meridiana.

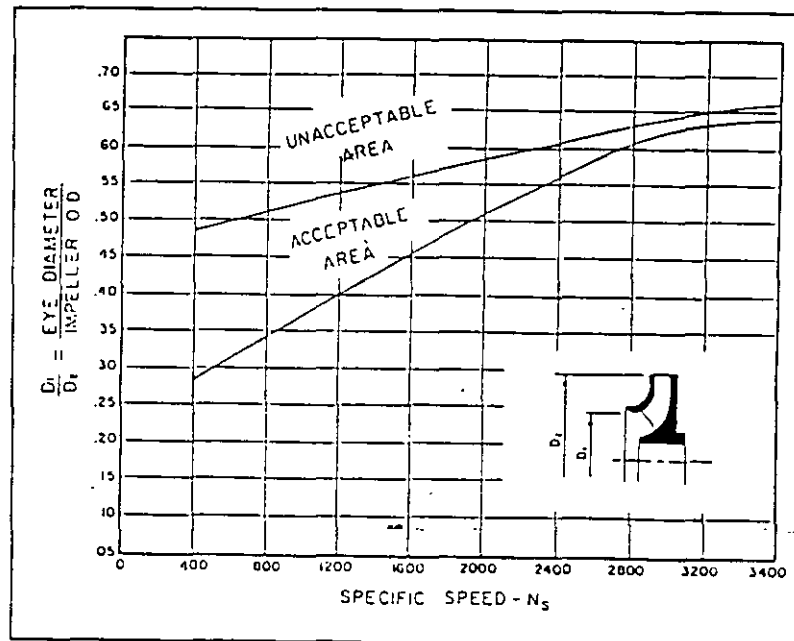


fig. 2.10 relación del diámetro del ojo del impulsor y el diámetro exterior.

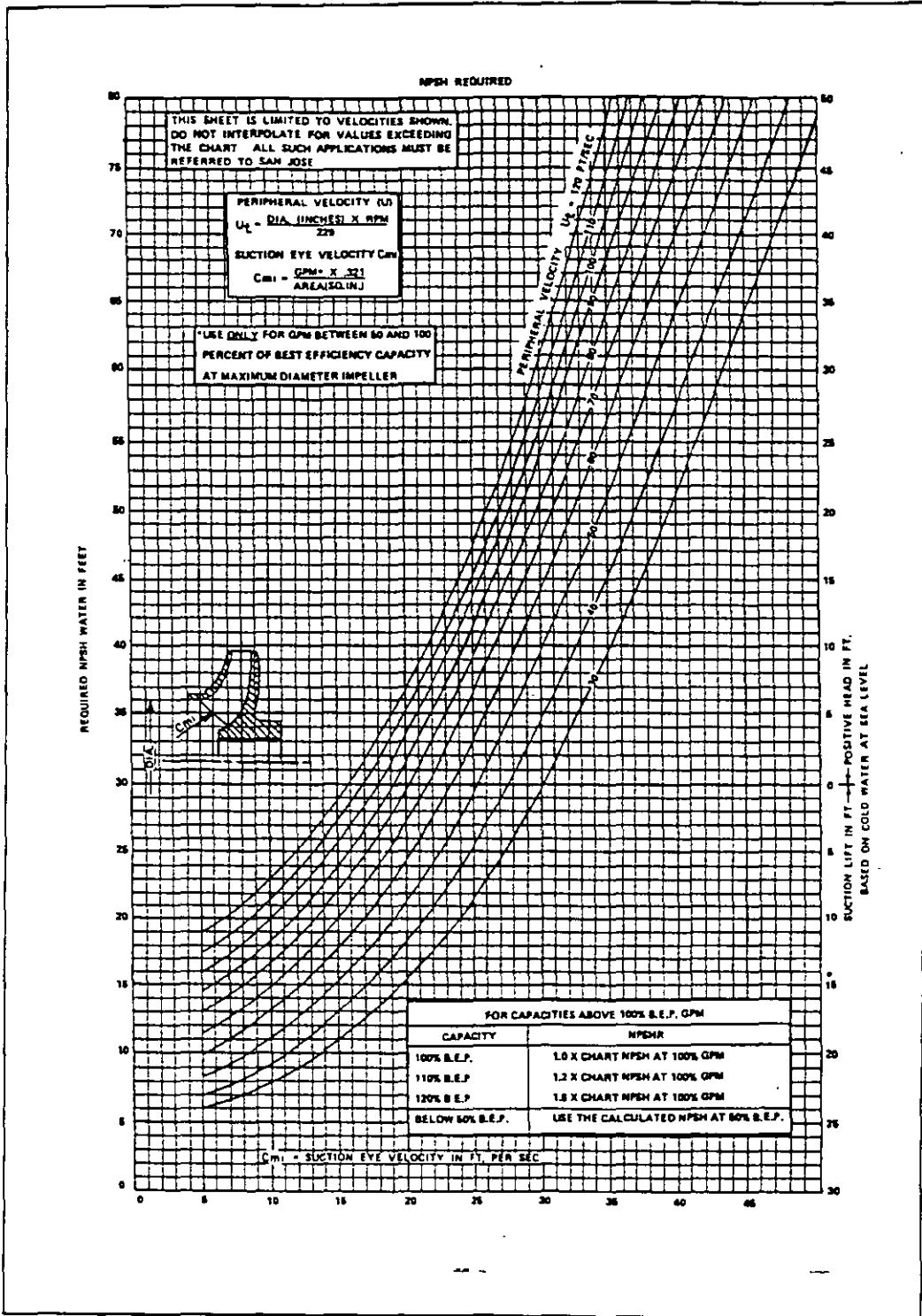


fig. 2.11 carta de predicción de NPSHr

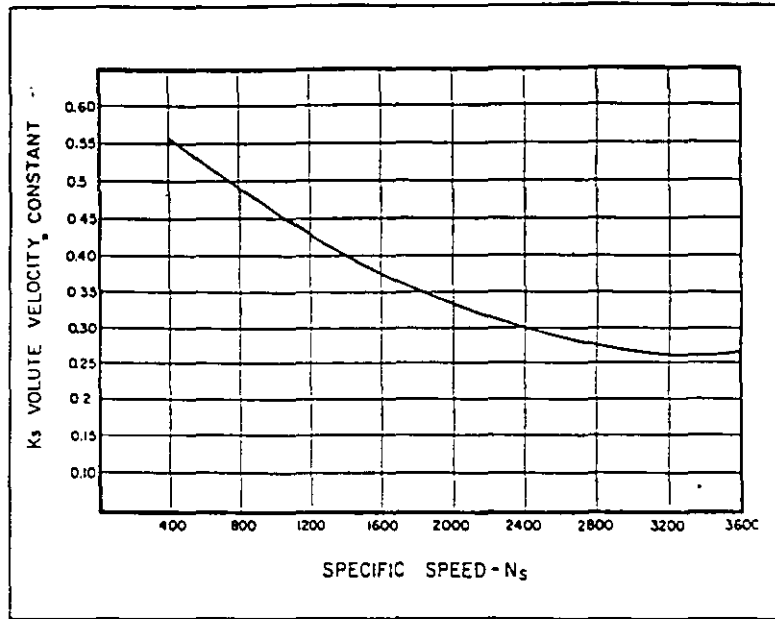


fig. 2.12 coeficiente de velocidad de voluta.

Tabla 2.1 Guías para determinar el ancho de la voluta.

Ancho de la voluta b_3	Velocidad específica N_s
$2.0b_2$	<1000
$1.75b_2$	1000-3000
$1.60b_2$	>3000

Tabla 2.2 Guías para determinar el corte de agua.

Velocidad específica N_s	Diámetro de corte de agua D_3
600-1000	$1.05D_2$
1000-1500	$1.06D_2$
1500-2500	$1.07D_2$
2500-4000	$1.09D_2$

Al momento de establecer la geometría de impulsores de doble succión se utilizarán los parámetros tal como se manejan en el texto. Cuando se analiza la succión se hace necesario dividir el gasto entre 2.

2.2.3. Configuración del impulsor

Desarrollo del impulsor en su vista de corte.

Dibujar el ancho del impulsor b_2 para el diámetro externo del impulsor, como en la figura 2.13. A partir de ese valor, desarrollar los perfiles del cubo y del borde expandiendo el espesor aproximadamente 5° a cada lado de la línea central vertical hacia el ojo del impulsor. Completar los perfiles terminando de manera que se produzca el área del ojo requerida. El cambio de área de la descarga al ojo debe ser gradual. Para minimizar los empujes axial y radial, hacer el impulsor tan simétrico como sea posible.

Desarrollo del impulsor en su vista de planta.

Dibujar un círculo del tamaño del diámetro del impulsor. Dividir el círculo en un número par de segmentos iguales. Entre más pequeños son estos, más exacta será la distribución de los álabes.

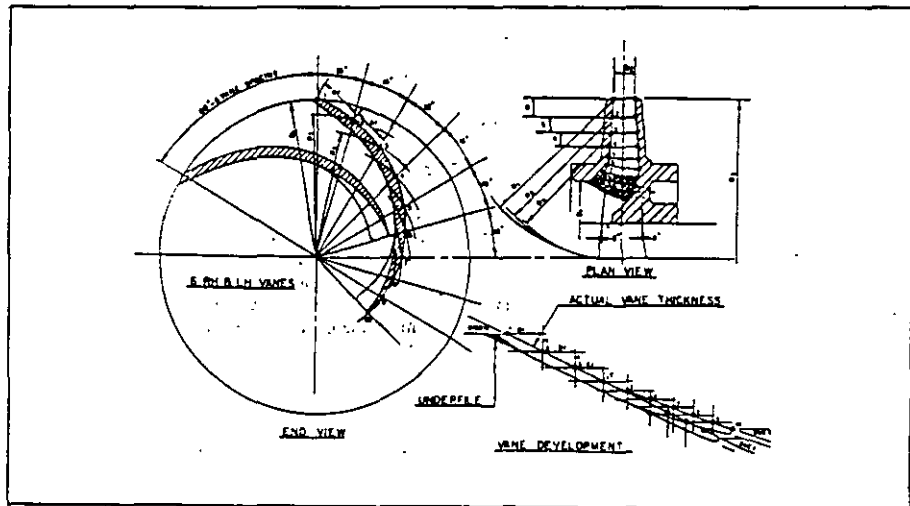


fig. 2.13 configuración del impulsor.

Ángulos de entrada del impulsor.

Los ángulos de entrada se establecen a partir del triángulo de velocidades. Si en el triángulo β_1 corresponde al ángulo de entrada del flujo obtenido a partir de u_1 y c_{m1} , entonces B_1 es el ángulo del álabe, que siempre será mayor que β_1 y se obtiene utilizando un factor de entre 1.05 y 1.2 aplicado a c_{m1} . El valor corregido permite manejar la recirculación y velocidad no uniforme que se presenta en la succión. El valor de B_1 no debe exceder los 30° para un diseño adecuado.

$$P_{s1} = c_{m1} \cdot f_a$$

donde f_a es el factor de ajuste con valores entre 1.05 y 1.2. La figura 2.14 muestra los ángulos mencionados.

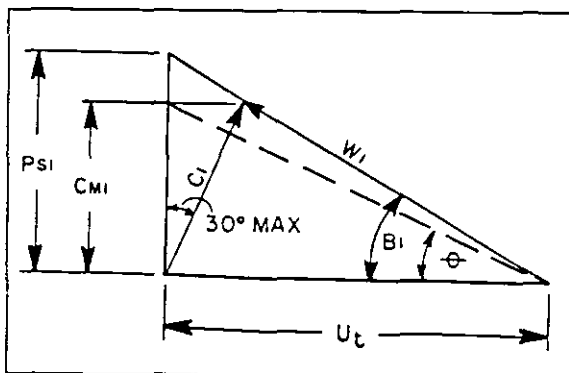


fig. 2.14 triángulo de velocidades a la entrada del impulsor

Desarrollo del álabe del impulsor.

Para el desarrollo del álabe, se dibuja en primer lugar una línea que tenga el ángulo de descarga. Utilizando la vista de planta del impulsor con las divisiones realizadas, se procede a estimar un segmento de línea *a*, que se transportará a la línea mencionada en posición horizontal y con ella se determinará la altura a que corresponde a punto inferior al borde. Localizando este punto en la vista lateral, servirá para definir el radio de curvatura con el que se determinará la posición del punto en la vista de planta (ver figura 2.13), por lo que si la distancia estimada corresponde con el cruce, se habrá desarrollado el álabe a ese punto, de otra forma se tendrá que repetir el procedimiento. Esto se puede hacer hasta que se alcance el valor del diámetro mínimo de corte. El desarrollo del álabe se completa para el borde dibujando varias líneas iguales a los ángulos de succión de tal forma que se ajuste el ángulo de descarga con el de succión. Una vez que se ha logrado esto con una curva suave, se localizan los puntos restantes hasta que se alcanza el diámetro del ojo. El desarrollo para el borde interno se realiza de la misma forma, teniendo en cuenta el ángulo requerido para el cubo. Para terminar el proceso es necesario agregar espesor al álabe, agregando un sobrefilo en la descarga y un adelgazamiento en la succión. La figura 2.15 muestra los valores típicos de espesores. La posición del siguiente álabe queda definida por el número de álabes.

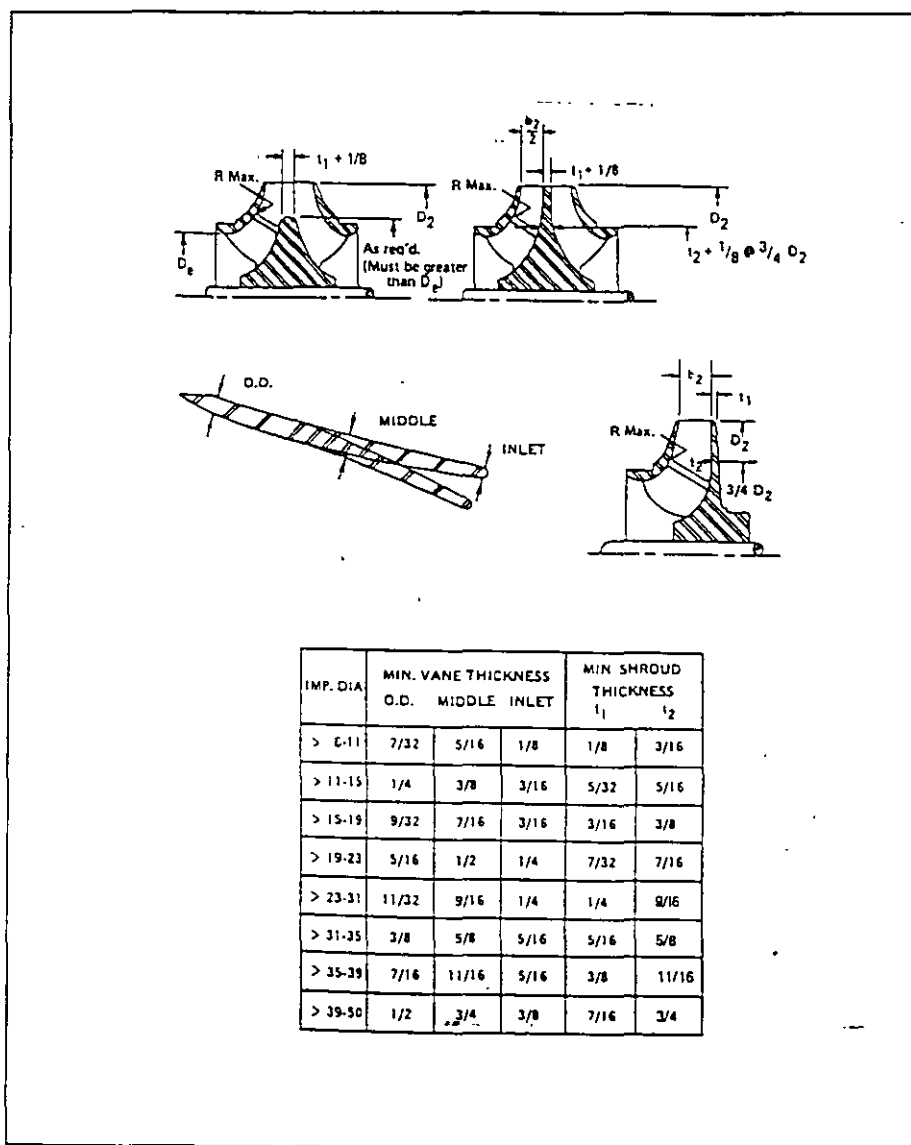


fig 2.15 espesores recomendados de álabes.

Una vez que se ha determinado lo anterior, es importante revisar que la relación del área de álabes A_v al área de entrada A_e esté entre los valores recomendados por la figura 2.16. Si cae fuera del rango, será necesario modificar el diseño.

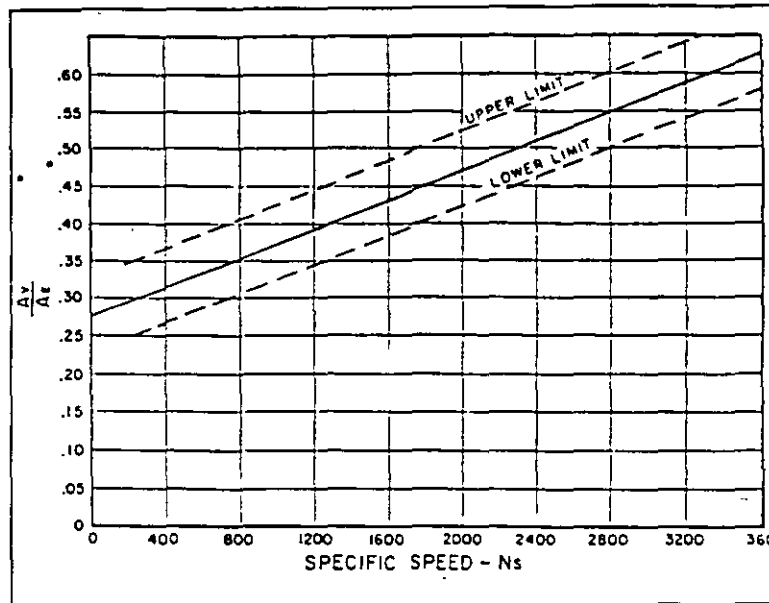


fig. 2.16 relación de área entre álabes y área del ojo.

2.2.4. Sugerencias de diseño.

Durante el diseño del impulsor se deben tener en cuenta los puntos siguientes :

- Estandarizar el diseño en cuanto a número de álabes y ángulo de descarga, esto conducirá a una predicción del comportamiento más exacta.
- Un diseño con menos álabes tendrá menor carga y eficiencia y una curva de comportamiento con mayor pendiente.
- Es posible mantener el BEP, Q y eficiencia incrementando b_2 cuando se reduce el número de álabes y el ángulo de descarga. Para un diámetro de impulsor, número de álabes y ángulo de descarga, se cambiará el BEP cuando cambia b_2 .
- Evítese utilizar un número par de álabes en bombas con voluta doble.
- Trate de utilizar un impulsor simétrico para evitar un empuje axial excesivo
- Mantenga sus registros de diseño.

2.3 Diseño de volutas

2.3.1. Características de volutas.

El fin de la voluta es el de convertir la energía cinética que tiene el flujo en presión. Las volutas al igual que otros elementos, se diseñan basándose en velocidades promedio. En este caso es la velocidad que se obtiene de dividir el gasto total entre el área normal al flujo. Los diseños se basan en el gasto correspondiente al BEP, por lo que el comportamiento de la bomba en otras condiciones sólo se estima.

Los resultados de un número grande de pruebas en las cuales se midió la distribución de la presión en la voluta muestran las siguientes características:

1. Las mejores volutas corresponden con diseños de velocidad constante.
2. La energía cinética se convierte en presión solo en la sección difusora aguas abajo de la garganta de la voluta.
3. Las bombas más eficientes tienen difusores con un ángulo de divergencia entre 7 y 13°.
4. Aún los mejores diseños no son capaces de completar la conversión de energía cinética.

Las características hidráulicas de una carcaza son función de los siguientes elementos de diseño:

- diámetro del impulsor;
- diámetro de corte de agua, el cual está directamente relacionado con N_s (tabla 2.2);
- ángulo del labio de la voluta, este se elige para manejar el ángulo absoluto del flujo en la descarga del impulsor. Son aceptables desviaciones considerables en bombas de N_s bajas y medias;
- áreas de voluta, éstas se definen de manera que se incrementa gradualmente desde el corte de agua hasta el difusor, adecuando la descarga a lo largo de la periferia del impulsor;
- ancho de voluta (b_3), éste se hace de 1.6 a 2.0 veces el ancho del impulsor (b_2), (tabla 2.1);
- diámetro de descarga del difusor;
- área de garganta. ésta es el factor más importante para determinar la capacidad de la bomba en el BEP, (fig. 2.12).

2.3.2. Tipos de diseños de volutas

En la actualidad se diseñan diversos tipos de volutas entre los que se encuentran carcazas con voluta sencilla y carcazas con doble, triple y cuádruple voluta, aunque los dos últimos sólo tienen justificación en diseños especiales. Otro tipo muy empleado son las volutas circulares.

Las bombas con voluta sencilla existen desde siempre. Las bombas con voluta sencilla con diseño de velocidad constante son más eficientes que aquellas que utilizan diseños más complicados. En este caso existe además menos dificultad en su producción asociada a la sección abierta alrededor del impulsor. Como ya se mencionó, la distribución de presión sólo es uniforme en el BEP, por lo que en otro punto de operación este equilibrio se destruye por lo que se tienen cargas radiales sobre el impulsor. Esto puede dar como resultado un desgaste excesivo en los sellos, empaquetaduras, anillos de desgaste y rodamientos, por lo que en situaciones extremas, se puede causar la ruptura de la flecha. La carga es directamente proporcional al diámetro y ancho del impulsor: $P \sim HD_2B_2$.

Los diseños de voluta sencilla se usan principalmente a baja capacidad, N_s bajas o en aplicaciones especiales tales como manejo de sólidos y mieles

Los diseños de carcaza de doble voluta son realmente dos diseños de voluta sencilla combinados en un arreglo opuesto. El área total de las dos volutas es idéntica a la que se usaría en un diseño de voluta sencilla. Este diseño sirve para reducir el empuje radial, aunque no es capaz de eliminarlo totalmente. El comportamiento hidráulico es similar pero menor al de una voluta sencilla. De hecho producen curvas de operación con una eficiencia global menor en el BEP pero más plana a ambos lados del mismo. Los pasajes de flujo más pequeños asociados a esta bomba la hacen inapropiada para el manejo de gastos pequeños, y la cinta utilizada para lograr la doble voluta la vuelve mucho más difícil de construir y de limpiar, particularmente en bombas de tamaño pequeño.

Muchos fabricantes de bombas han llevado a cabo pruebas para determinar el comportamiento hidráulico de bombas con volutas circulares. El análisis de los resultados muestra que tiene un comportamiento mejorado para N_s bajas. Específicamente, el comportamiento de bombas es adecuado con N_s por debajo de 600, como se puede observar en la figura 2.17. Para velocidades específicas pequeñas, existe alguna ganancia en eficiencia provenientes de un mejor acabado superficial que compensan los efectos creados por la distribución de presión no uniforme. En resumen, el uso de volutas deberá tenerse en cuenta en las siguientes instancias:

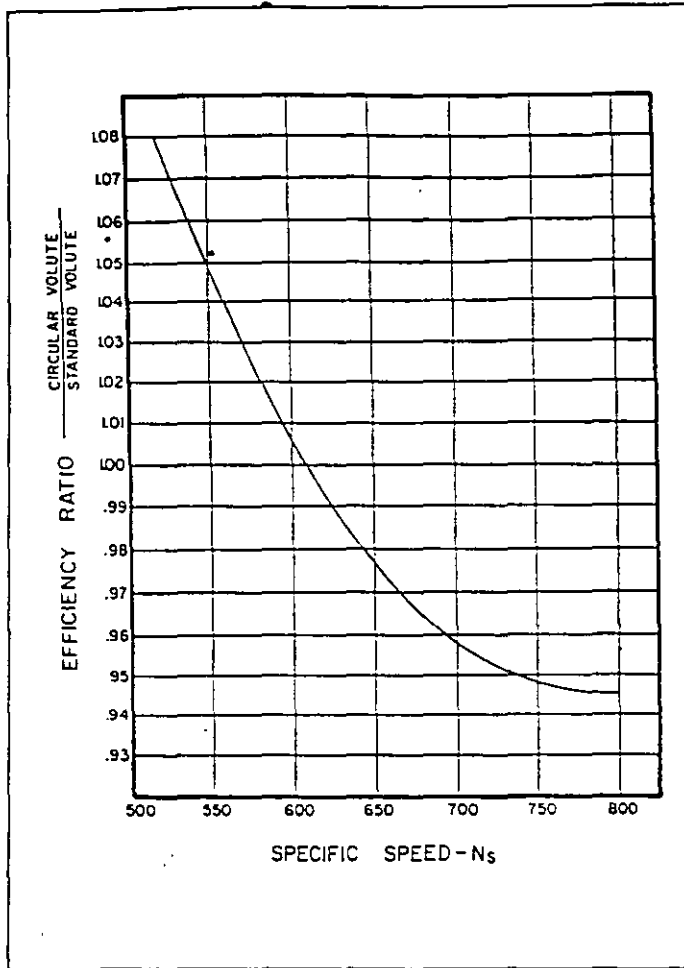


fig. 2.17 comparación de eficiencias de volutas convencionales y volutas circulares.

- en bombas de alta carga y N_s bajas (500-600);
- en carcasas de bombas que deben aceptar diferentes tamaños de impulsores;
- para bombas en las que por limitaciones en la fundición se ha definido un ancho excesivo;
- para bombas que requieran una carcasa fabricada.

2.3.3. Consideraciones generales de diseño

La carcasa en si misma no participa en la producción de carga por lo que solo genera pérdidas, por lo que como criterio general, su diseño debe ser tal que se minimicen éstas. Las siguientes reglas han demostrado por si mismas que son aplicables a todos los diseños de carcasas:

1. Se deben usar ángulos constantes en los lados de la voluta en lugar de ángulos diferentes para cada sección. La experiencia ha demostrado que estos esquemas dan resultados similares, con la ventaja de que con ángulos constantes se reducen costos y tiempos de manufactura.
2. El espacio de la voluta a ambos lados del impulsor debe ser simétrico.
3. Todas las áreas de la voluta deben diseñarse para dar un cambio suave en áreas.
4. El diseño de voluta circular debe considerarse cuando N_s está por debajo de 600. Las volutas circulares no deben considerarse en bombas multietapas.
5. El ángulo total de divergencia en el difusor debe estar entre 7 y 13°.
6. En el diseño de una voluta, no utilizar espacios muy reducidos alrededor del impulsor. Esto crea problemas de empuje axial y manufactura.

2.3.4. Uso de Secciones Universales de Volutas para el diseño estándar.

La porción total de descarga de una carcasa cuando se observa en una sección transversal y se fabrica a una sección de garganta común, tiene solo pequeñas variaciones a lo largo de todo el espectro de N_s . Este hecho permite eliminar el método usual de diseño de prueba y error, produciéndose carcazas con un alto estándar de diseño hidráulico. Para lograr esto, se han producido una serie de dibujos universales en los cuales la sección típica se ha fijado para un área de garganta de 10 pie^2 . Una vez que el diseñador ha escogido su sección de garganta, puede producir rápidamente las secciones de voluta necesarias. La figuras 2.18 y 2.19 muestran las secciones de una voluta sencilla y en las figuras 2.20 y 2.21 se muestran las secciones correspondientes a volutas dobles.

Los detalles de una voluta circular típica se muestran en la figura 2.22. La relación entre el diámetro del impulsor, D_2 y el diámetro de voluta, D_3 no debe ser menor a 1.15 ni mayor a 1.2. El ancho de la voluta, t , debe definirse de manera que pueda usarse el impulsor más ancho. La capacidad en el BEP puede controlarse con el diámetro de la voluta D_4 . Normalmente se obtienen los mejores resultados seleccionando el ancho y diámetro de voluta para cada requerimiento de flujo. Para minimizar la recirculación, se debe agregar una lengua cortadora de agua, como se ve en la figura 2.22. Las pruebas han mostrado que la adición del cortador de agua puede reducir las cargas radiales hasta en 20%.

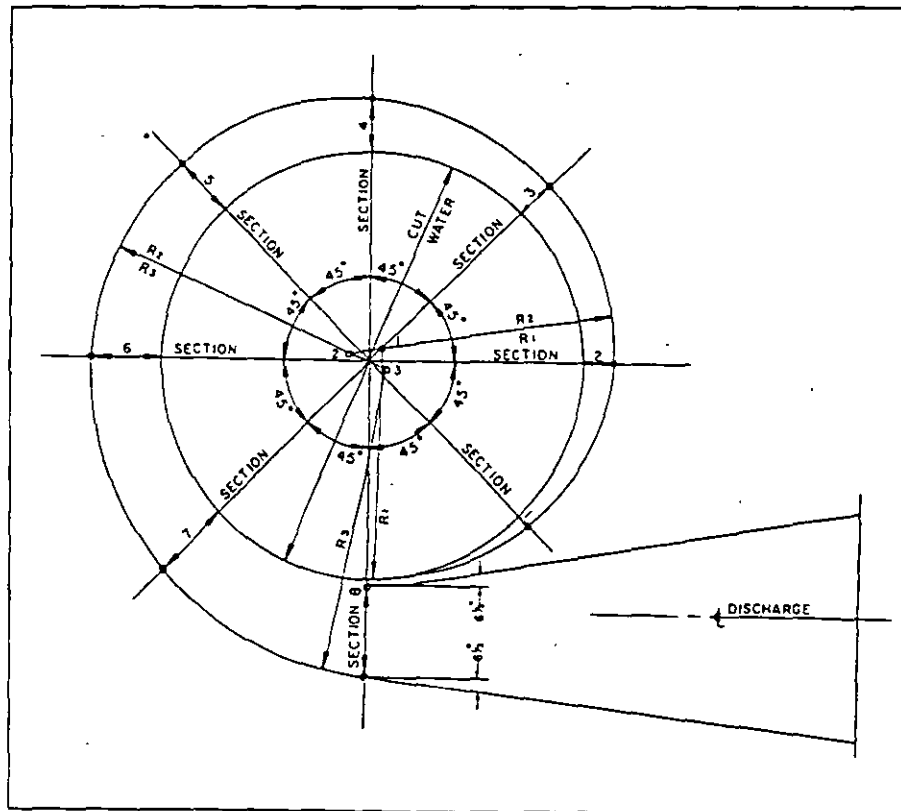


fig. 2.18 distribución típica de una voluta simple.

2.3.5 Consideraciones generales de diseño de carcazas

Las consideraciones aplicables al diseño de todos los tipos de volutas son los siguientes:

-La variable más importante en el diseño de carcasa es el área de la garganta. Esta debe dimensionarse de manera que maneje la capacidad a la que se requiere la mejor eficiencia. Cuando se vayan a utilizar diferentes impulsores con esa carcasa, el área debe dimensionarse para el impulsor estándar e incrementarse por 10% para mantener la eficiencia del impulsor de capacidad alta.

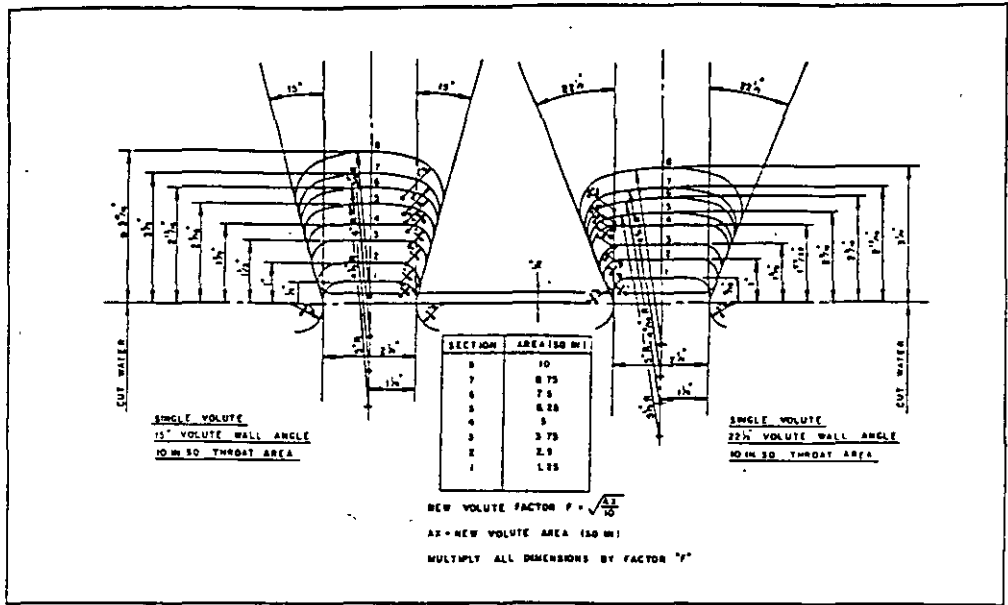


fig. 2.19 secciones universales para bombas de voluta simple.

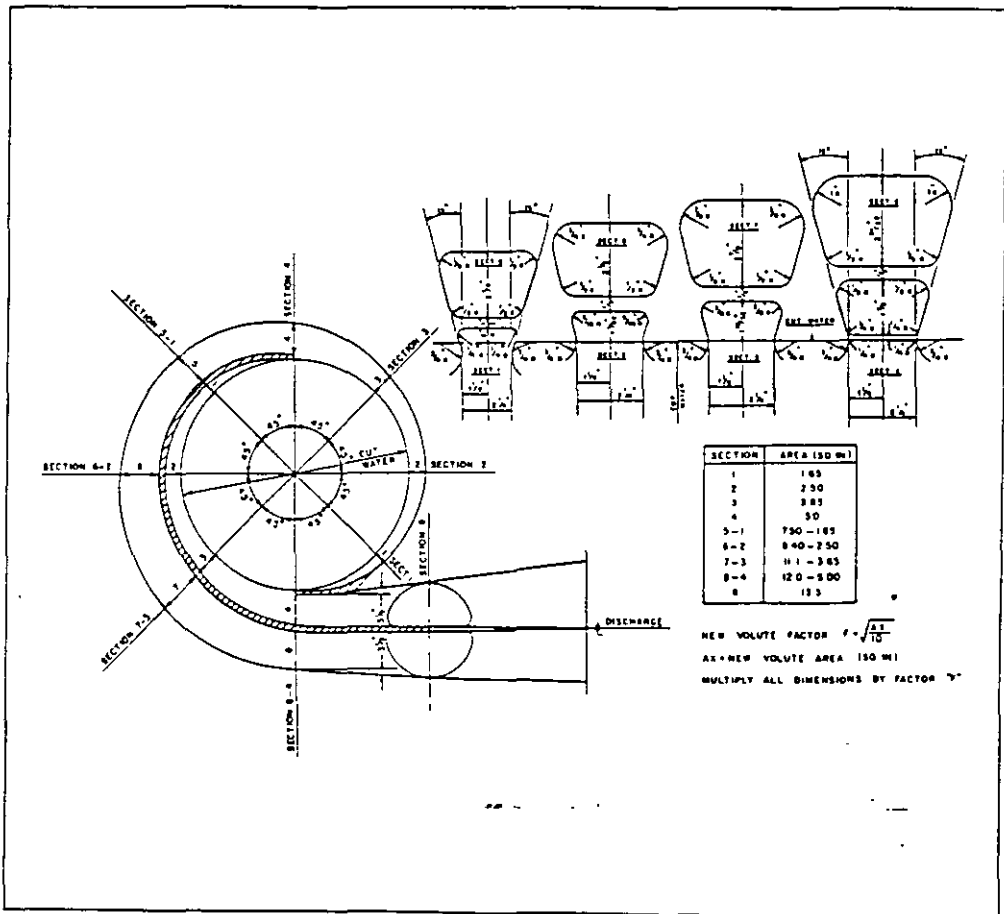


fig. 2.20 distribución típica para volutas dobles trapezoidales y secciones universales de voluta.

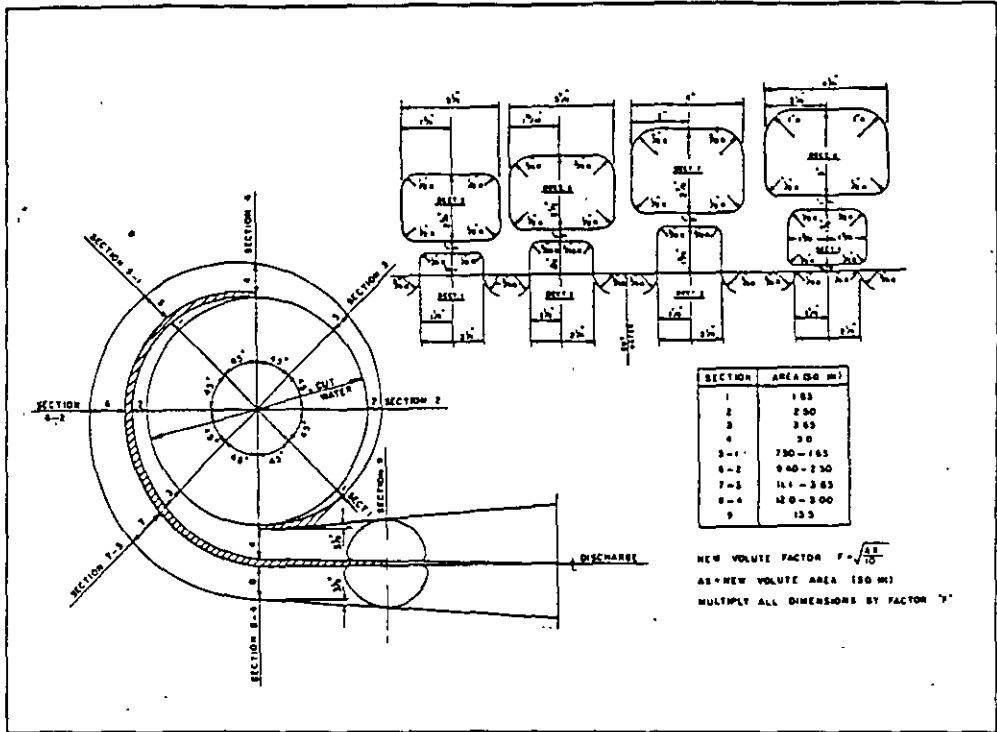


fig. 2.21 distribución típica para volutas dobles rectangulares y secciones universales de voluta

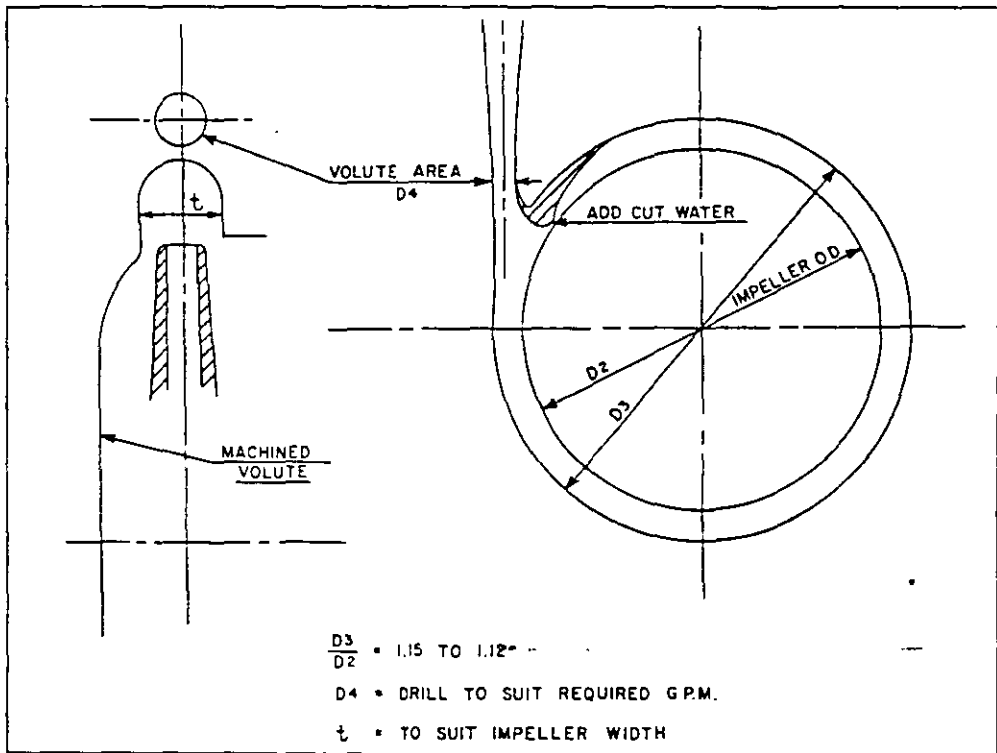


fig. 2.22 distribución típica para volutas circulares.

- El difusor es el elemento crítico por lo que se debe diseñar con el mayor cuidado.
- La voluta se diseña para que la velocidad sea constante en todas las secciones de voluta.
- La forma de la voluta será alguna de las universales mostradas, ahorrando tiempo de diseño e introduciendo consistencia en el proceso de diseño.
- La espiral de la voluta desde el cortador d agua hasta la garganta debe ser una curva suave definida por no más de tres radios.

2.4 Diseño general

El diseño de una bomba para una aplicación, industria y servicio específicos requiere de un conocimiento amplio de Mecánica de Fluidos. Se necesita además experiencia en especificaciones industriales, con manejo de proveedores, y años de experiencia práctica en ingeniería. Las variables presentes en los requerimientos de bombeo son tan numerosas que el diseño de la bomba adecuada para un servicio dado, lo convierten en un proyecto complejo.

El diseño de una bomba que debe manejar una carga, H , con un gasto, Q , y a una velocidad definida, N , puede ser un problema que esté presente en una gran variedad de industrias, sin embargo, las especificaciones mecánicas pueden ser totalmente diferentes dependiendo de cada industria. Por ejemplo, el tipo de bombas utilizadas en la industria del papel son totalmente distintas a aquellas de la industria del petróleo, la industria petroquímica, o la industria química, entre otras.

Las variables mecánicas que intervienen incluyen:

- Impulsores cerrados, semi-abiertos, o abiertos;
- número de etapas;
- disposición física (verticales u horizontales),
- con o sin enfriamiento;
- tipo de apoyos;
- tipo de acoplamiento;
- tipo de flecha (rígida o flexible);
- tipo de voluta;
- tipo de difusor;
- tipo de sello;
- tipo de cojinetes;
- tipo de lubricación.

De la lista anterior puede verse la complejidad al momento de diseñar la bomba correcta.

El diseño general de una bomba puede clasificarse dentro de las siguientes categorías:

1. Diseño de una nueva bomba que satisfará requisitos básicos de ingeniería, como forma de la curva $H-Q$, $NPSR_d$, eficiencia, etc.
2. Diseño de una nueva bomba para satisfacer aplicaciones especiales, tales como alimentación de agua a calderas, enfriamiento en una planta nuclear, manejo de condensado, etc.
3. Diseño de una nueva línea de bombas, tales como bombas API, bombas ANSI, bombas para bombeo de alimentación a calderas, bombas de doble succión, etc.-

Independientemente de la categoría, se debe preparar una carta de comportamiento -si es que no está disponible- como primer paso en el diseño. Esta carta establecerá el flujo y carga de cada bomba, definirá el número y tamaño de las bombas necesario para satisfacer el rango de la carta, y particularmente, para evitar traslape o zonas vacías entre los tamaños de bombas, como en el caso mostrado en la figura 2.23. Aún en el

caso de que solamente se requiera de una bomba, la bomba debe ser confrontada para asegurar que cumple con la planeación.

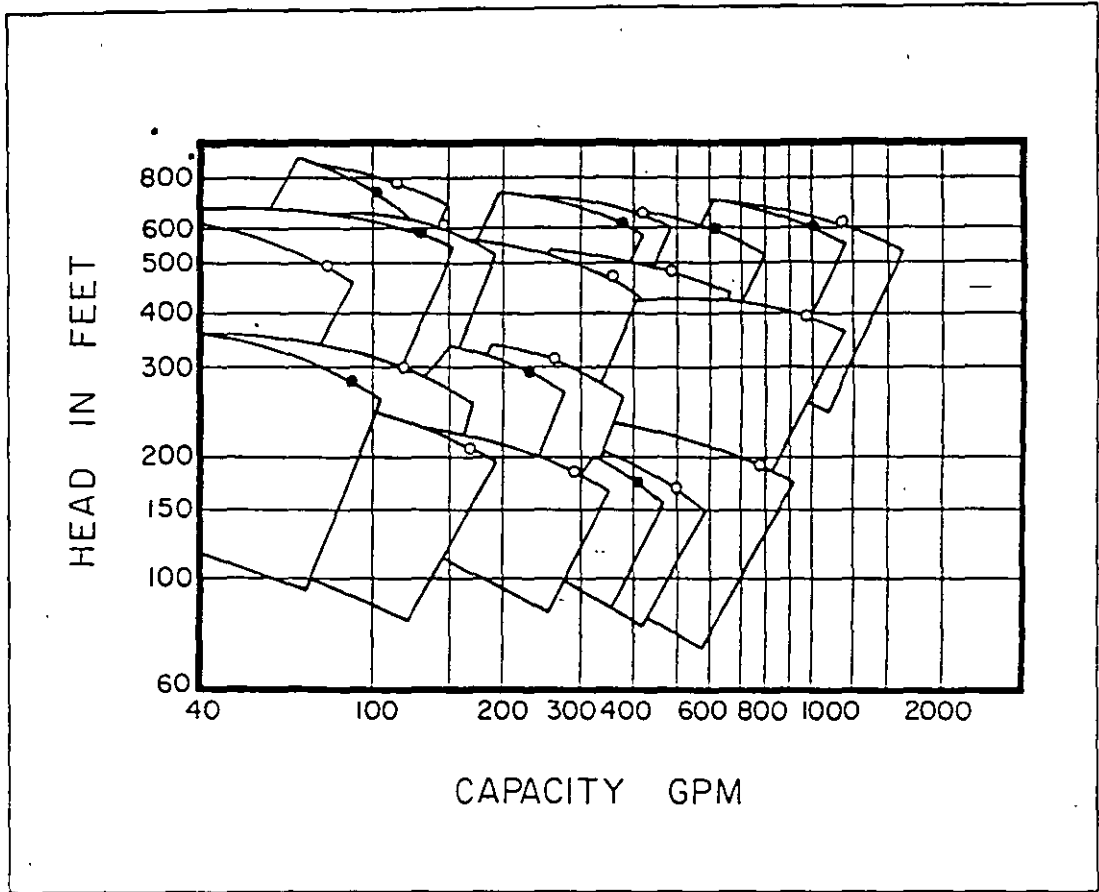


fig. 2.23 carta de comportamiento con una planeación pobre.

Para definir adecuadamente una carta de comportamiento se puede seguir el siguiente procedimiento.

1. Definir el BEP correspondiente a la bomba de menor capacidad y carga.
 2. Extender el rango de capacidad para el BEP, manteniendo constante la carga y obteniendo los nuevos valores de capacidad multiplicando el valor de origen por 1.75 y los siguientes utilizando el mismo factor con el valor de capacidad anterior.
 3. Extender el rango de tamaño multiplicando la carga por 1.45, y procediendo como en el caso anterior.
- El procedimiento planteado se muestra en la figura 2.24.

Las constantes 1.75 y 1.45 se recomiendan para una carta bien planeada en la que se logran líneas de velocidad específica constante. En este caso no existen espacios vacíos entre bombas, cada impulsor cubre un rango y no existen traslapes. Como resultado adicional y muy relevante se tiene que al manejar velocidades específicas iguales solo será necesario diseñar y probar las bombas más pequeñas y los otros tamaños pueden fabricarse directamente, teniéndose un pronóstico de su comportamiento con gran confiabilidad.

Cuando se completó la carta de comportamiento, el diseñador debe revisar los requisitos mecánicos de acuerdo a la especificación industrial aplicable.

La estandarización y uso de partes existentes puede ser tomadas en cuenta, sin embargo, no debe sacrificarse el comportamiento hidráulico por razones mecánicas o de costos, a menos que sea estrictamente necesario.

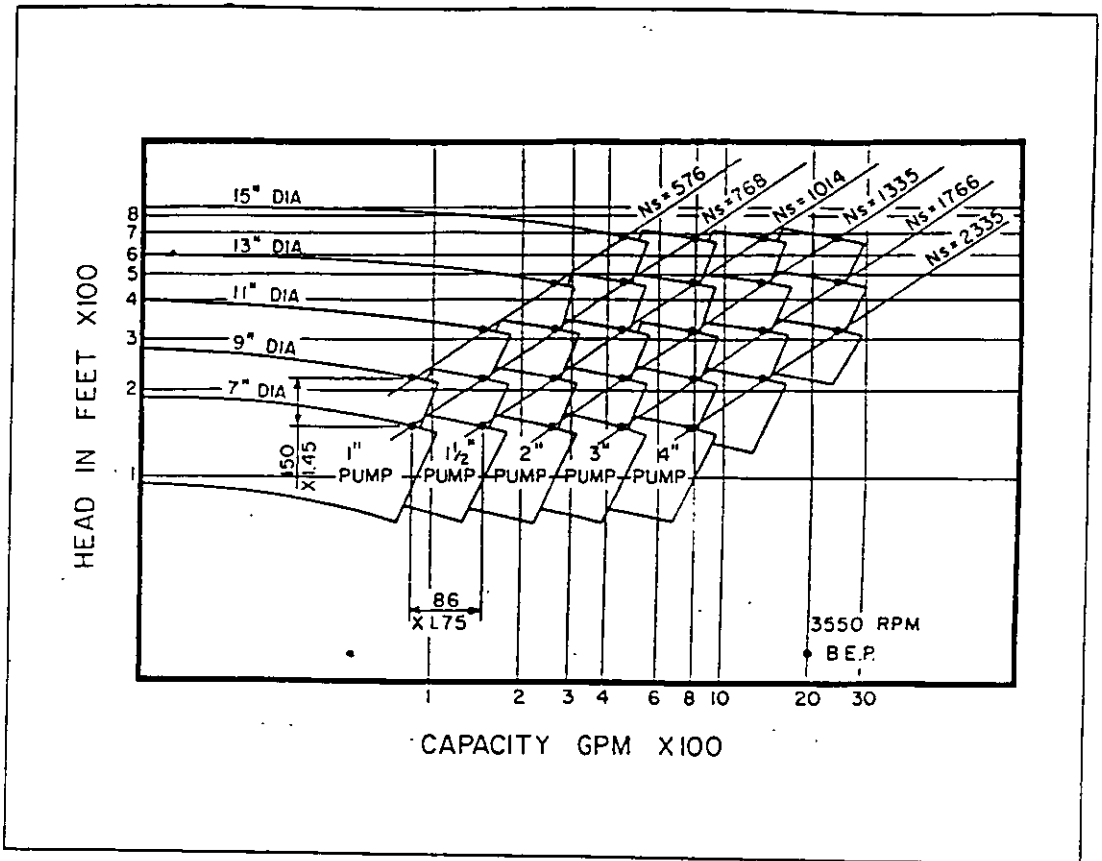


fig. 2.24 carta de comportamiento planteada.



FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

DISEÑO Y SELECCION DE

BOMBAS

TEMAS

VARIOS

EXPOSITOR: ING: JAIME AGUILAR

CURSO: DISEÑO Y SELECCIÓN DE BOMBAS.

PROGRAMA DE ACTIVIDADES.

SEMANA DEL 8-13 DE DICIEMBRE DE 1997

HORARIO DE LUN-VIE 17-21 HRS., SAB 8-12 HRS

LUNES 8.

TEMAS
3.1 INTRODUCCIÓN.
3.2 PARTES DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.

MARTES 9

TEMAS.
3.3 PARTES DE LA BOMBA CENTRÍFUGA.
3.4 CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO.

MIÉRCOLES 10

TEMAS
3.4 CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO
(EJEMPLOS).
3.5 CRITERIOS DE SELECCIÓN.

JUEVES 11

TEMAS.
4.1 OPERACIÓN FUERA DEL PUNTO DE MÁXIMA
EFICIENCIA.
4.2 CAVITACIÓN (PROBLEMA)

VIERNES 12

(DÍA NO HÁBIL).

SABADO 13

TEMAS
4.3 ALINEACIÓN
4.4 SELLOS MECÁNICOS Y EMPAQUETADURA.
DISCUSIÓN ABIERTA.
TERMINACIÓN DEL CURSO

CURSO: DISEÑO Y SELECCIÓN DE BOMBAS

CAPITULO 3 SELECCIÓN DE BOMBAS

- 3.1. Introducción
- 3.2 Partes de la bombas centrífugas
- 3.3 Tipos de bombas centrífugas (servicios)
- 3.4 Características de un sistema de bombeo
- 3.5 Criterios de selección

CAPITULO 4 PROBLEMAS TÍPICOS DE BOMBAS

- 4.1 Operación fuera del punto de máxima eficiencia
- 4.2 Cavitación
- 4.3 Alineación y vibraciones
- 4.4 Sellos mecánicos y empaquetaduras

Expositor: **ING. JAIME AGUILAR REYES**

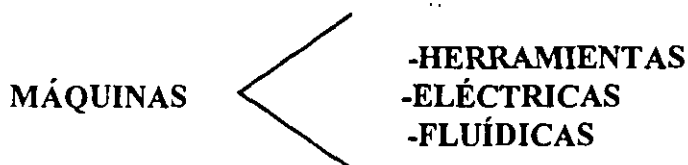
3.1. INTRODUCCIÓN.

Antes de iniciar el estudio de las bombas es necesario definir algunos conceptos básicos, con objeto de entender con facilidad el tipo de equipo que vamos a estudiar:

DEFINICIÓN:

MÁQUINA: Es un transformador de energía, es decir, es un equipo o artefacto que puede transformar alguna forma de energía, como ejemplo, la energía eléctrica en mecánica, ó la energía eléctrica en térmica, ó bien la energía mecánica en otra forma de energía mecánica (movimiento).

Las máquinas se pueden clasificar de diversas formas dependiendo de su aplicación, de sus características ó del tipo de energía que transforman. Se clasifica a las máquinas en forma general, como:



Las máquinas de fluido ó fluidicas son aquellas que intercambian energía con el fluido, ya sea, que la máquina reciba ó absorba energía del fluido (p.e. un motor de combustión interna) ó que el fluido reciba ó absorba energía de la máquina (p.e. una bomba ó un compresor). De acuerdo a lo anterior las máquinas se clasifican como:

Máquina motriz.- Aquella máquina de la que se obtiene trabajo (en su flecha de salida) cuando intercambia energía con el fluido (sustancia de trabajo).

Máquina generatriz.- Aquella máquina a la que se entrega trabajo (en su flecha) para que intercambie energía con el fluido (sustancia de trabajo).

De acuerdo a lo anterior una bomba es una máquina fluídica y generatriz, que recibe energía mecánica de un accionador y la transmite a un fluido para incrementar su energía cinética y de presión, esto, con el fin de desplazarlo de un lugar a otro. Esta energía hará posible que el fluido efectúe trabajo, tal como circular por una tubería, subir a un lugar elevado, pasar a través de un filtro ó intercambiador de calor, etc. Las bombas se clasifican de acuerdo a su principio de funcionamiento en:

- a) Bombas de desplazamiento positivo (reciprocantes y rotatorias)
- b) Bombas dinámicas.

CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO RECIPROCANTES.

- El flujo es intermitente.
- Maneja líquidos limpios
- Presión de descarga elevada.
- Gasto relativamente bajo.
- Bombas formadas por un cilindro y émbolo accionados a través de un mecanismo cigueñal-biela.
- Velocidad relativamente baja.

CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO ROTATORIAS.

- El flujo es intermitente.
- Maneja líquidos viscosos, no abrasivos.
- Presión de descarga medias y elevadas.
- Gastos bajos y medios.
- Velocidad de giro mayor que las bombas reciprocantes.
- Es una bomba formada por una carcasa fija dentro de la cual giran montados sobre una flecha motriz y una conducida, engranes, levas ó tornillos, etc.

CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DINÁMICAS CENTRIFUGAS.

- El flujo es continuo.
- Manejan cualquier tipo de fluido, excepto viscosos.
- Manejan gastos desde pequeños hasta elevados.
- Presión de descarga baja y mediana.
- Velocidad de giro relativamente alto (1200 RPM-1750 RPM-3500 RPM).
- Es un equipo formado por una carcasa dentro de la cual gira un impulsor ó impulsores montados sobre una flecha, la que se apoya en cojinetes.
- Este tipo de bombas reciben energía mecánica de un accionador e incrementan la energía de velocidad del fluido por medio del impulsor para posteriormente convertirse en energía de presión en la voluta ó difusor.

LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS SE CLASIFICAN:

De acuerdo a la dirección del flujo en el impulsor:

- Flujo radial (centrífugas)
- Flujo axial.
- Flujo mixto.

De acuerdo a su tipo de succión:

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

De acuerdo a la forma de la carcaza:

- Carcaza tipo voluta.
- Carcaza tipo difusor.

De acuerdo al número de pasos ó etapas.

- De un solo paso (impulsor).
- De varios pasos ó multipasos (varios impulsores).

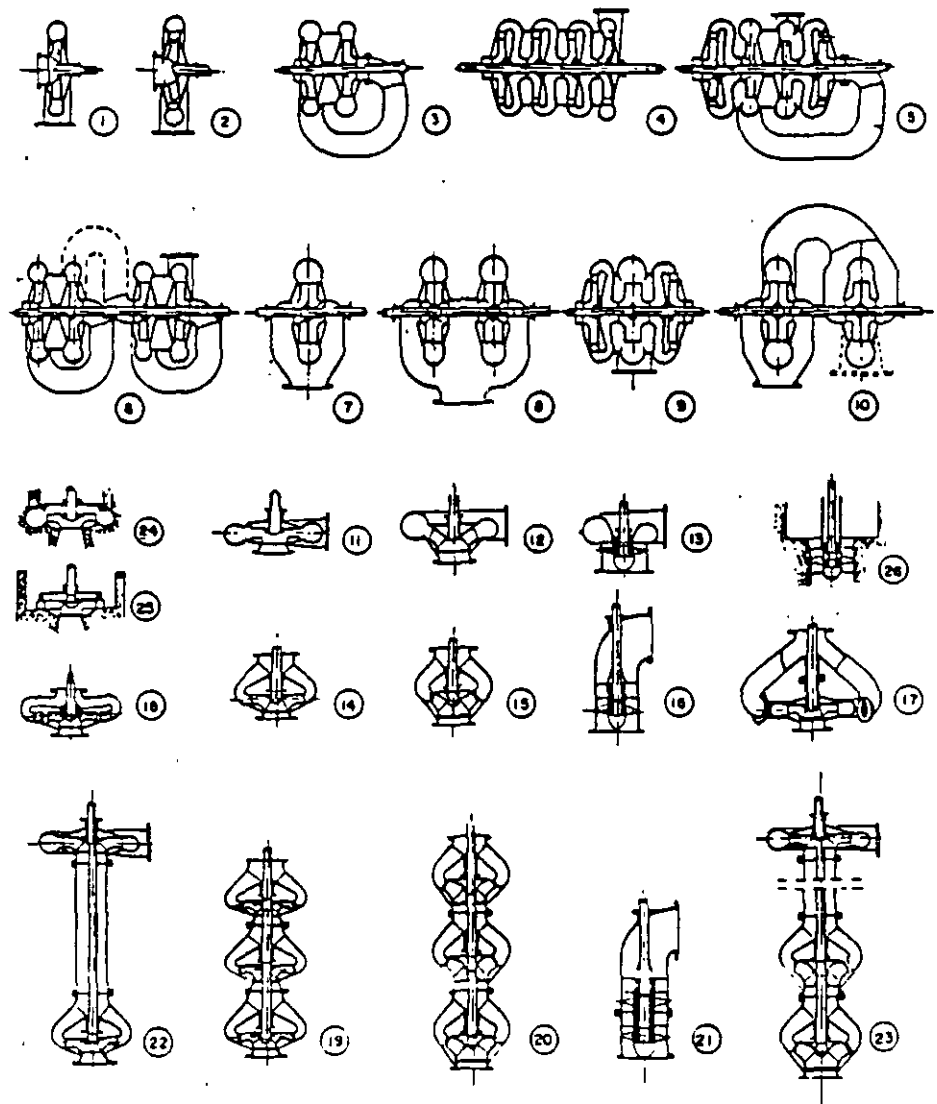


Figura 3.0 Bombas dinámicas

De la figura anterior:

- Bomba centrífuga, figuras: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 17, 18, 19, 22, 24 y 25.
- Bomba de hélice centrífuga, figuras: 12, 15 y 20.
- Bomba de hélice ó axial, figuras: 13, 16, 21 y 26.
- Bomba de un solo impulsor, figuras: 1, 2, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 24.
- Bomba de impulsores en serie, figuras: 3, 4, 5, 6, 19, 20, 21, 22, 23.
- Bomba de doble succión, figuras: 7 y 8.
- Bomba de impulsores en serie-paralelo, figuras: 9 y 10.

3.2.-PARTES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

A.- FLECHA (EJE).

La flecha es el elemento mecánico , sobre el cual se monta el impulsor de la bomba. Este elemento recibe la potencia del equipo motriz y hace girar al impulsor al que está sujeto comunmente por medio de una cuña, una tuérca y una arandela de presion.

Durante el mantenimiento se debe examinar cuidadosamente que no exista desgaste ó irregularidades en la flecha , revisando sus dimensiones (ajustes) en partes como el cubo del impulsor, debajo del manguito de flecha y en las partes de apoyo (rodamientos).Las irregularidades ó desgaste pueden deberse a oxidación debido a escurrimiento bajo los impulsores o manguitos de flecha o bien, sí la bomba está equipada con baleros, la flecha puede dañarse al girar en el cojinete interior . En bombas pequeñas sin manguito de flecha es posible su desgaste y rayadura en los estoperos. Es importante revisar el estado de los cuñeros de flecha; ya que la torcedura de la flecha, o el esfuerzo térmico excesivo, o la corrosión y aún un ajuste original no realizado correctamente, puede aflojar los impulsores ocasionando el desgaste del cuñero, produciendo una operación ruidosa y posiblemente la falla de la flecha. Por último deberá revisarse para detectar posibles grietas por fatiga, aunque no es un problema muy común. Después de la revisión visual, montar la flecha entre centros y verificar su concentricidad, en caso de estar deformada es recomendable su reemplazo.

La reparación de la flecha solo es recomendable cuando se cuenta con equipos de metalización y maquinado, nunca deberá soldarse, porque siempre se deformará. La flecha en bombas centrífugas, se fabrica en materiales como el *Acero al carbón, Acero inoxidable, monel*, etc., dependiendo de su aplicación y del fluido que manejen. Por ejemplo, se emplean flechas de monel en bombas para manejo de agua de mar.

B.- MANGUITO DE FLECHA (casquillo protector).

Las flechas de las bombas se protegen de la corrosión, erosión y desgaste en los estoperos, en las juntas de escurrimiento, en los cojinetes interiores y en las vías de agua, con manguitos que son reemplazables. Su principal aplicación es la de proteger a la flecha del desgaste que se tiene en el estopero.

En bombas varios pasos se utiliza un manguito de flecha (manguito de entrepasos o separador) entre dos impulsores junto con un casquillo para formar una junta de escurrimiento. El manguito se sujeta a la flecha por medio de una cuña, que generalmente es una extensión de la del impulsor, y dependiendo del tamaño de la bomba se utiliza una tuerca exterior ó interior , con objeto de mantener el manguito en su posición axial (contra el cubo del impulsor). Cuando el empuje axial excede la sujeción por fricción del impulsor en la flecha se transmite por el manguito a la tuerca de la flecha exterior. El arreglo con tuerca interior se utiliza en bombas grandes, de gran altura de elevación y donde una carga axial elevada actúa sobre el manguito. Este arreglo es sencillo y de bajo costo de reposición.

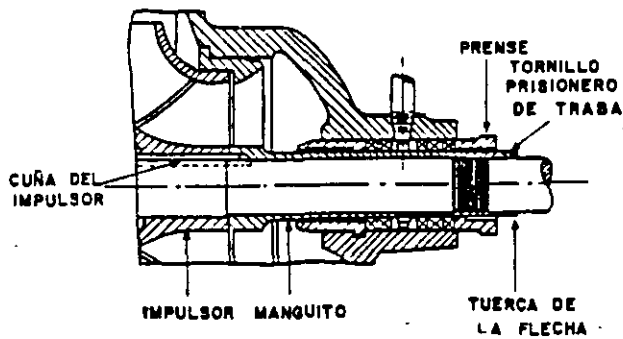


Figura 3.1 Manguito con tuerca de traba exterior y cuña del impulsor

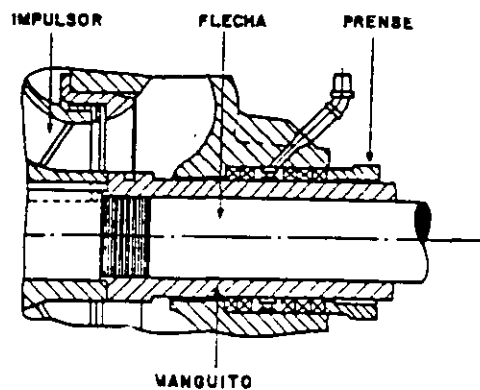


Figura 3.2. Manguito con tuerca interior del impulsor y cuña separada

El manguito de flecha de estoperos está rodeado por empaquetaduras , por lo tanto su superficie debe ser liza o pulida con objeto de no generar demasiada fricción y calor (desgaste). Los materiales utilizados en su fabricación son el *bronce duro* en bombas que manejan agua limpia, o bien *acero al cromo endurecido* o *acero inoxidable*. En condiciones severas se usan manguitos con "*stellite*" ó que estén cromados en el área de contacto con la empaquetadura. Los manguitos fabricados de acero al cromo endurecido son los más económicos y satisfactorios.

C.- TAZÓN Y CARCAZA

La carcaza en una bomba centrífuga convierte la energía de velocidad transmitida al fluido por el impulsor, en energía de presión. Esto se realiza al reducir la velocidad y aumentar gradualmente al área. La forma de clasificarla es:

- a) De acuerdo a la forma de realizar la conversión de energía
 - tipo voluta (simple o doble)
 - tipo difusor
- b) De acuerdo al número de pasos
 - de un paso
 - de varios pasos
- c) De acuerdo a sus características de succión
 - de succión simple
 - de doble succión
 - de succión por un extremo (lateral, superior, inferior)
- d) Según su construcción
 - de una pieza
 - partida (por un plano horizontal, vertical ó inclinado)

C.1.-CARCAZA TIPO VOLUTA Y TIPO DIFUSOR.

La carcaza tipo voluta ,tiene forma espiral (caracol). Su área se incrementa a lo largo de los 360° hasta llegar a la garganta de la carcaza, donde se conecta con la descarga. El impulsor en este caso es excéntrico con respecto a la voluta. Debido a que la voluta no es simétrica se tiene un desbalanceo de presiones, que origina fuerzas radiales desbalanceadas

que actúan sobre el impulsor, en particular cuando la bomba se opera con gastos menores y alejados del gasto de máxima eficiencia. Por esta razón existe un desequilibrio de fuerzas en sentido radial ocasionando sobre todo en bombas grandes una carga diferencial que podría dañar el eje o los cojinetes. La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, del diámetro y ancho del impulsor y del diseño de la carcaza. Este efecto se contraresta instalando eje y cojinetes reforzados ó bien dividiendo la voluta en dos volutas más pequeñas por medio de una pared delgada logrando una mayor uniformidad de fuerzas. Una bomba con este tipo de carcaza se le llama de doble voluta. Esta variante se usa en bombas grandes.

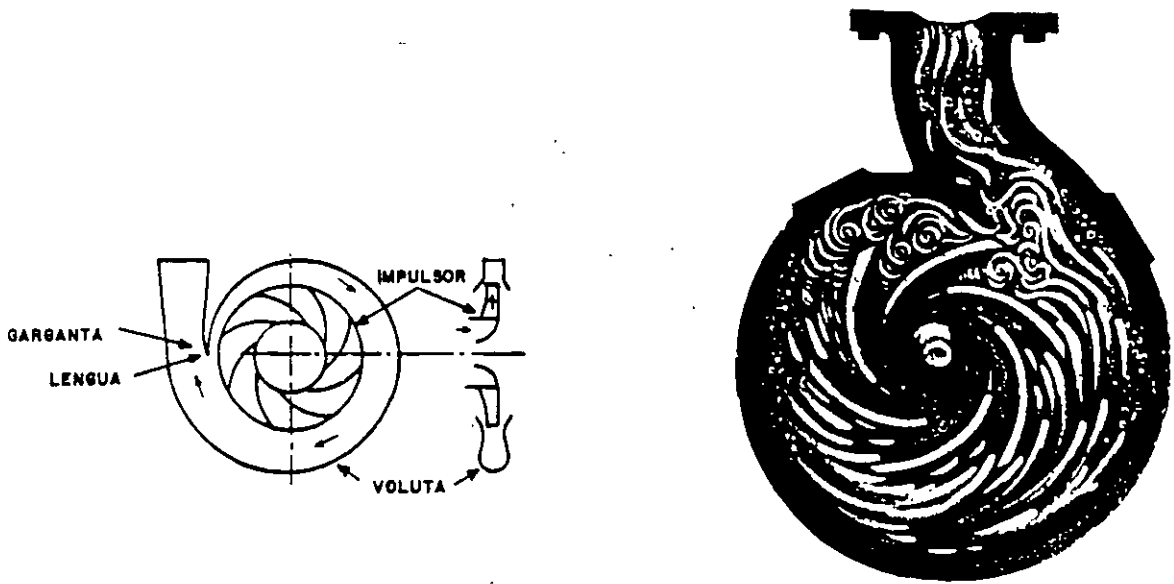
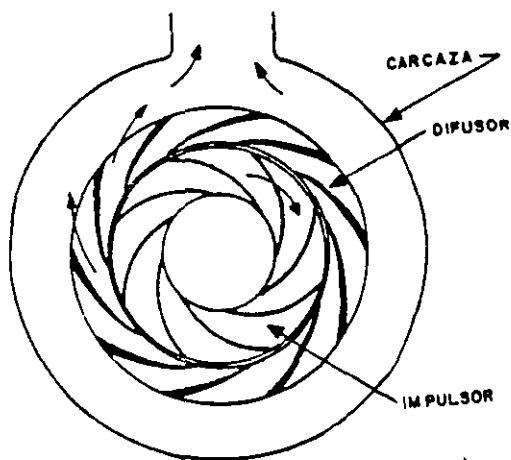
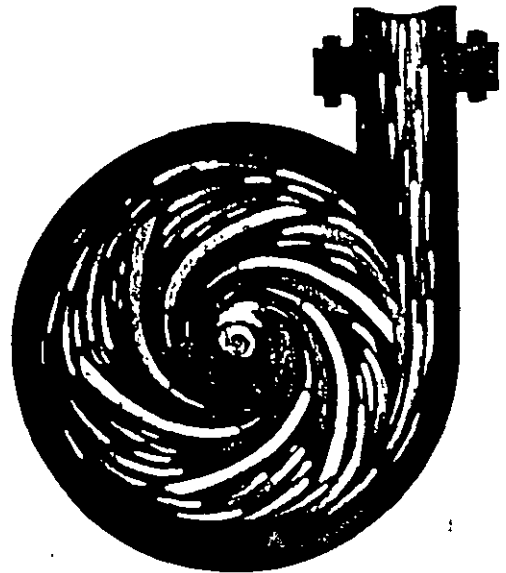


Figura 3.3 Carcaza tipo voluta

La carcaza tipo difusor consiste en una serie de aspas fijas(difusor) en donde se convierte la energía de velocidad a presión, además que se guía al fluido de un impulsor a otro. Este arreglo es común en las bombas de pozo profundo que tienen varios pasos en serie. En este tipo de carcaza se logra el equilibrio hidráulico de la carga radial que actúa sobre el impulsor. Un tipo particular de carcaza es la de tipo concéntrico en donde la distancia del impulsor a la carcaza, es igual en todos los puntos, por lo tanto, la fuerza radial que actúa sobre el impulsor se equilibra, reduciendo los daños en el eje y cojinetes. Con este arreglo se elimina la turbulencia y la cavitación que es causada al cortar el agua en una carcaza de voluta convencional.



Carcasa tipo difusor



Carcasa concéntrica

Figura 3.4

C.2.-CARCAZA DE UN PASO Y DE VARIOS PASOS.

La carcasa puede ser de uno o varios pasos según aloje a uno o más impulsores. En el caso citado de la bomba sumergible aunque tiene varios pasos, cada tazón está fabricado para alojar a un solo impulsor. En otro tipo de bombas centrífugas, la carcasa es más compleja alojando a varios impulsores. Estas bombas reciben el nombre de multipasos y se usan para altas presiones, las carcasas deben de contar con conductos para comunicarse entre paso y paso.

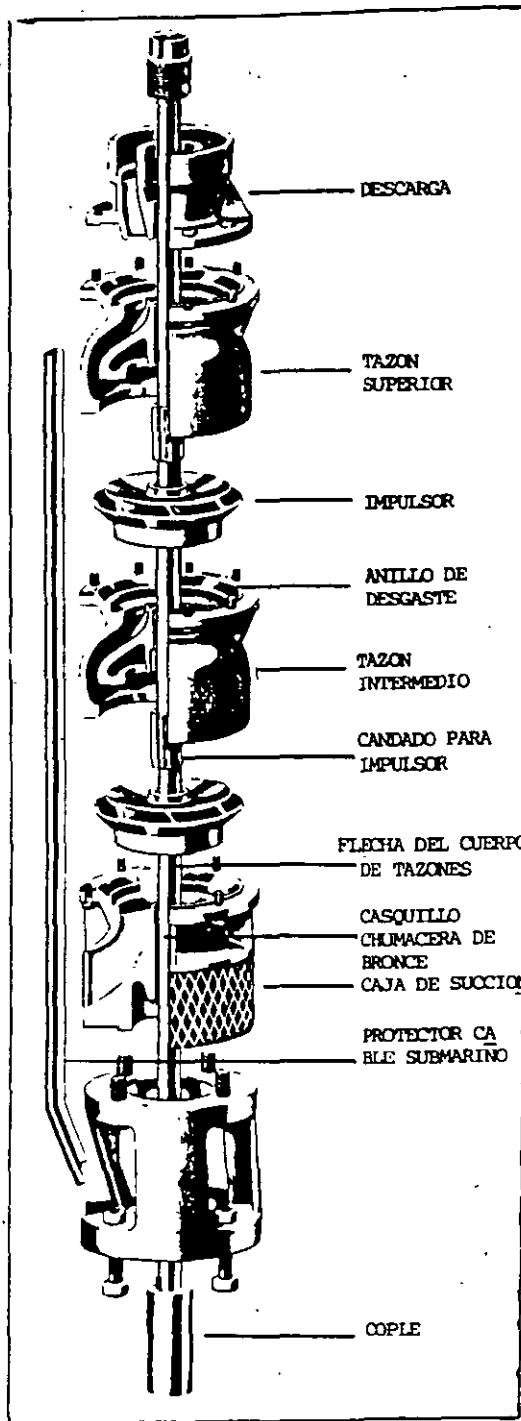


Figura 3.5 Bomba centrifuga sumergible

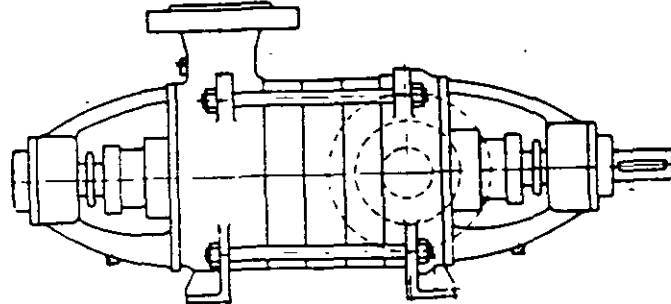


Figura 3.6 Bomba centrífuga multipasos

C.3.-CARCAZA DE UNA SOLA PIEZA Ó PARTIDAS

La carcaza de una sola pieza son aquellas que están construidas de tal forma que el impulsor entra por la parte posterior abierta, por ejemplo: la carcaza de las bombas centrífugas horizontales con diseño *back pull out* .

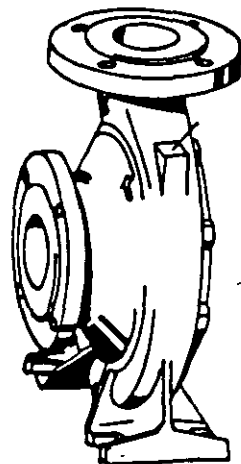


Figura 3.7. Carcaza de una sola pieza

La carcaza partida se diseña en dos partes; puede estar partida a través del plano horizontal ó vertical. Las carcazas partidas en un plano horizontal tienen la ventaja de poder inspeccionar internamente sin necesidad de quitar la tubería y se les llama de caja partida, éstas se utilizan en abastecimientos de agua en grandes cantidades. La carcaza inclinada es usada en aplicaciones de manejo de pulpas y pastas, en donde se obstruye continuamente el impulsor y es necesario su revisión continua, generalmente se utilizan en ingenios y fábricas productoras de papel.

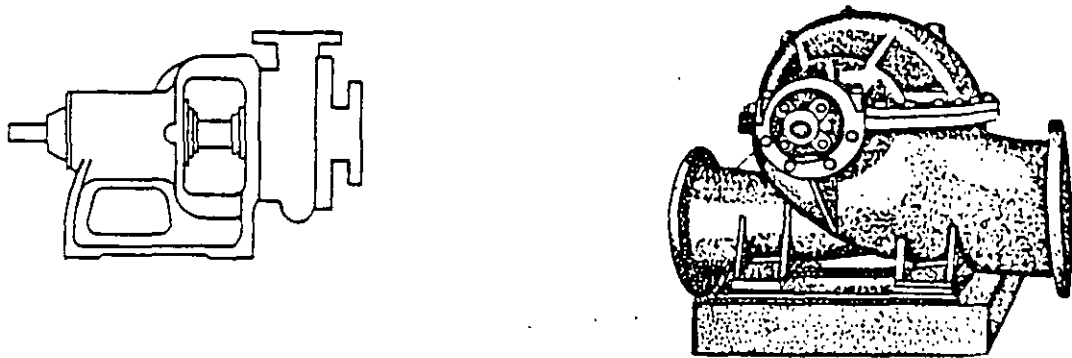


Figura 3.8 Carcaza partida

C.4.- CARCAZA DE SIMPLE O DE DOBLE SUCCIÓN.

Esta forma de clasificar a la carcaza corresponde a la característica del impulsor, que puede tener una sola succión (succión simple) ó bien se diseña para succiones el fluido por ambos lados (impulsor simétrico) descargando a una lumbrera común. Este impulsor se puede considerar como el formado por dos de simple succión colocados espalda con espalda.

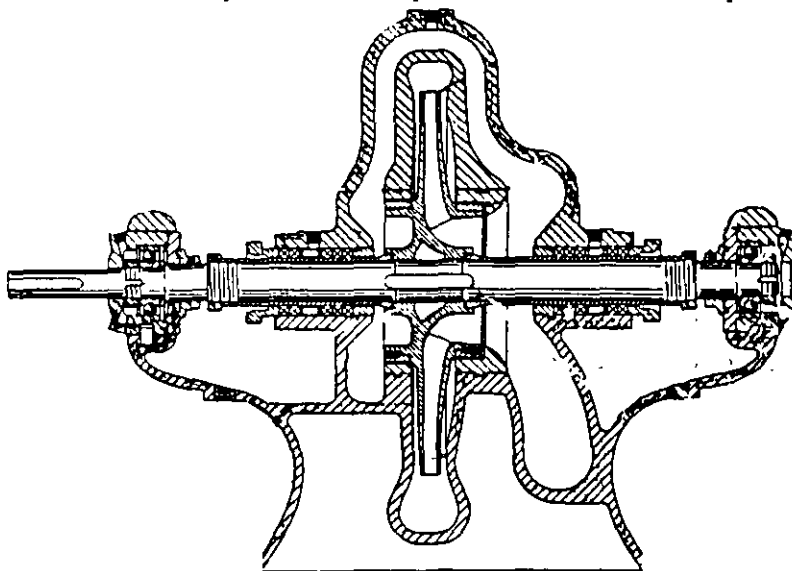


Figura 3.9. Impulsor de simple succión

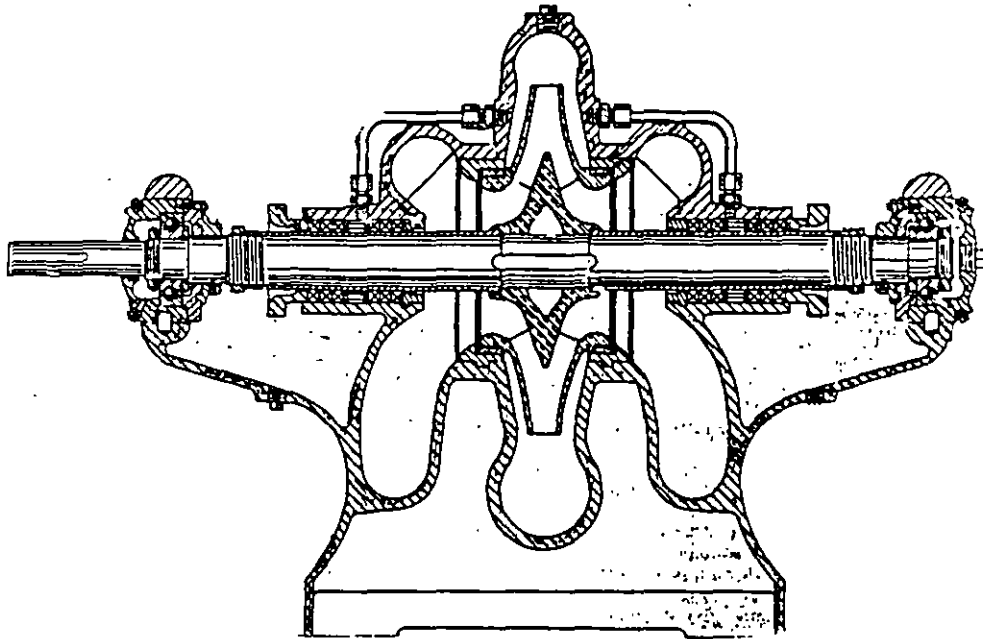


Figura 3.10. Impulsor de doble succión

En cuanto a la carcasa, ésta puede tener succión lateral, superior ó inferior, todo depende del uso específico, las necesidades y disposición de las tuberías de succión y descarga.

CONSTRUCCIÓN DE LA CARCAZA.

El proceso para la fabricación de la carcasa en una bomba tiene varias etapas:

- 1.- Diseño y elaboración de planos.
- 2.- Elaboración de modelos.
- 3.- Selección de materiales.
- 4.- Fundición
- 5.- Maquinado.

El diseño se realiza a partir de las condiciones hidráulicas a cumplir, los conocimientos, la experiencia obtenida en diseños anteriores y del diseño hidrodinámico, reuniendo esto, es posible llegar a completar un diseño. En muchas ocasiones es necesario la experimentación a través de prototipos ó modelos a escala, de aquí, se llega a un criterio para un mejor diseño y para proponer los planos finales de fabricación. Posteriormente viene la implementación de modelos, los que se fabrican en madera ó aluminio. Generalmente se construye un modelo maestro en madera de buena calidad y un modelo de trabajo en aluminio, que tiene la ventaja de ser ligero, resistente, y de deformación mínima, aunque, por supuesto es más caro. El modelo debe considerar en sus dimensiones la contracción del

material al fundirse, esto es, debe ser un poco más grande, por ejemplo; el acero inoxidable tiene una contracción de 5/16" por pie.

Las carcazas en bombas centrífugas están fabricadas materiales como fierro fundido. Este material tiene baja resistencia a la tensión, por lo que no se emplea para altas presiones ni para altas temperaturas. las carcazas de fierro suelen usarse en ocasiones para presiones arriba de 1000 psi y temperaturas superiores de 350 °F, aunque no es muy común. Por otra parte este material es difícil de soldar, lo que no sucede con el acero al carbón. Otro material empleado en carcazas es el bronce, que se utiliza para manejar fluidos ligeramente ácidos ó cuando se quiere evitar la contaminación del fluido como en el caso del agua.

El acero inoxidable en sus diferentes calidades es empleado en carcazas, sobre todo para manejos de fluidos corrosivos ó erosivos, o bien, para fluidos y productos alimenticios.

Actualmente para manejo de productos corrosivos se utiliza en la carcaza y en las partes húmedas de la bomba materiales plásticos, como cloruro de polivinilo (PVC), el PVC clorado, fluoruro de polivinilideno, el polipropileno ó productos registrados como el teflon hypalon, kynar, nordel y viton. El desarrollo tecnológico para producir estos materiales plásticos hizo posible el fabricar bombas centrífugas horizontales y verticales, rotatorias y sumergibles sin piezas metálicas que toquen al fluido. Las características de los plásticos hacen posible también su aplicación para manejo de alimentos, agua pura, productos farmacéuticos ó que se requieren limpios de contaminación por contacto con metales.

Otros materiales empleados en carcazas son aleaciones a base de níquel, ó metales raros como el titanio o circonio. El uso de estos materiales en la bomba depende del tipo de fluido a manejar de sus características destructivas (corrosivo, abrasivo) temperatura, viscosidad, etc.

D.- IMPULSOR.

El impulsor intercambia energía con el fluido aumentando su energía cinética (velocidad) de la cual depende la carga producida por la bomba. Los impulsores se clasifican de acuerdo a:

a) El tipo de succión:

- simple succión.
- doble succión.

b) La forma de las aspas:

- curvas radiales.
- tipo francis.
- flujo mixto.
- tipo propela.

c) A la dirección del flujo en:

- radial.
- axial
- mixto.

d) A la forma de construcción:

- abierto.
- semiabierto.
- cerrado.

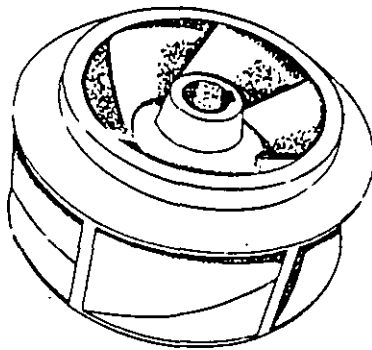
e) A su velocidad específica en:

- baja.
- media.
- alta.

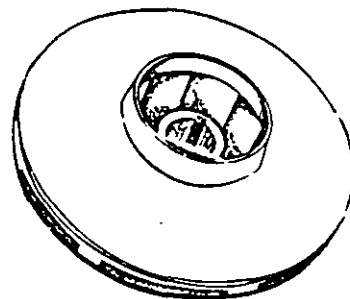
Como ya se explicó anteriormente un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, mientras que el doble succión entra por ambos extremos como una salida común. El más utilizado es el de simple succión porque simplifica el diseño y construcción de la carcaza sin embargo, para un gasto elevado, es en ocasiones un impulsor de doble succión el indicado, porque se obtiene el doble de gasto para la misma carga. Este diseño evita los efectos de empuje axial, aunque por otro lado, complica la forma de la carcaza.

En impulsores de acuerdo al tipo de aspa ó alabe se tienen los de aspas de simple curvatura que son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Estos impulsores manejan gastos pequeños y cargas altas, por lo que son de baja velocidad específica. También manejan fluidos limpios sin sólidos en suspensión.

Un impulsor francis tiene aspas con doble curvatura, son anchas y el flujo tiende a ser ya radial, ya axial; su velocidad específica aumenta y la curva de carga vs gasto es más plana. Una variante a este impulsor es el impulsor de flujo mixto (radial-axial). En este tipo de impulsor se manejan líquidos con sólidos en suspensión.



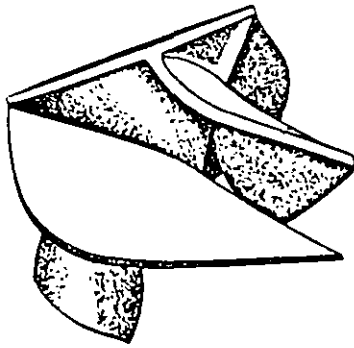
Impulsor tipo francis



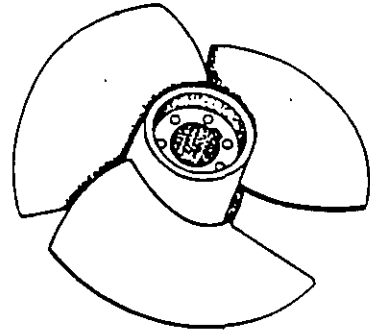
Impulsor de aspas curvas radiales

Figura 3.11

El impulsor tipo propela es de flujo axial y se utiliza para manejo de gastos elevados y cargas reducidas con la máxima velocidad específica, tiene pocas aspas y puede manejar sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande, por lo que se utilizan para aguas negras y residuales.



Impulsor de flujo mixto



Impulsor axial

Figura 3.12

Otro tipo de impulsores centrífugos son los inatacables que se utilizan en bombas para manejo de aguas negras y residuales, su paso de esfera le permite manejar sólidos de tamaño relativamente grande



Figura 3.13. Impulsores inatacables.

Como se observa los impulsores pueden ser abiertos, semiabiertos y cerrados. En el abierto, los alabes se unen al mamelón sin ningún plato en los extremos, aunque cuando son

de grandes diámetros, se debilitan y es necesario reforzarlos con un plato posterior quedando como semiabiertos. Estos impulsores manejan líquidos ligeramente sucios, aunque tienen la desventaja de tener que trabajar con claros reducidos entre este y la carcasa.

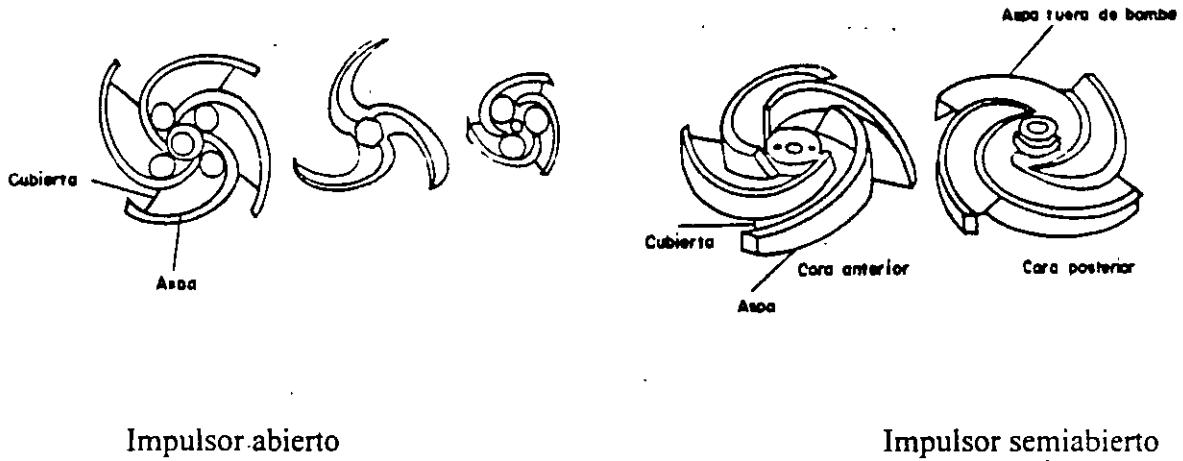


Figura 3.14

Los impulsores cerrados trabajan con claros mayores entre estos y la carcasa, ya que el líquido se lleva entre las tapas integrales que cubren ambos lados del impulsor y las aspas. Son estos impulsores los más utilizados en aplicaciones generales en bombas de simple succión y doble succión, así como, en bombas de varios pasos.



Figura 3.15. Impulsores cerrados

E.- ESTOPERO.

A la cavidad donde se coloca la empaquetadura ó el sello mecánico se llama estopero. La función de la empaquetadura es la de controlar el escurrimiento en el lugar donde la flecha atraviesa la cubierta de la bomba. Por otro lado, el sello mecánico detiene las fugas por completo. De la empaquetadura y sello mecánico se tratará en el punto 4.4 de este trabajo, esto es, por su importancia en las bombas centrífugas.

3.3.- TIPOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS (SERVICIOS)

En esta sección se muestran los principales tipos de bombas centrífugas que tiene mayor aplicación en la industria. Solo se trata de dar una idea, pues existe una amplia variedad de bombas, de tal forma que se podría escribir todo un capítulo de cada una de éstas y de las bombas para aplicaciones especiales. Se acompaña a la figura de la bomba con un resumen de lo más importante de estos equipos.

A.- BOMBA CENTRÍFUGA HORIZONTAL DE BAJA PRESIÓN.

- Bomba horizontal con carcasa espiral ó concéntrica de una pieza, indicada para bombeo de agua y de líquidos limpios ó turbios para aplicación en: suministro de agua, riego, elevación de condensado, circulación de agua caliente, agua refrigeración, industria en general etc.

- Impulsor cerrado de tipo radial aspiración simple.

- Aspiración simple horizontal y descarga vertical hacia arriba (bridada de 125 lb ó 250 lb.).

- En algunas marcas de diseño "*Back Pull Out*", que permite el mantenimiento, al usar un cople con espaciador.

- Ejecución con empaquetadura o sello mecánico.

- Material de construcción de carcasa e impulsor en fundición gris ASTM-A48-30B. e algunos modelos sólo con impulsor en bronce ó bien toda la bomba en bronce, ó acero inoxidable AISI 316.

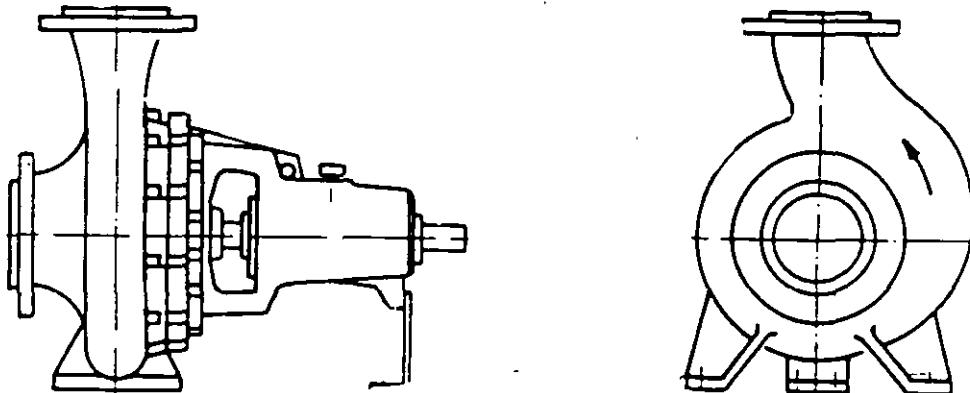


Figura 3.16. Bomba centrífuga horizontal.

B.- BOMBA CENTRÍFUGA HORIZONTAL DE IMPULSOR ACANALADO INATASCABLE

- Utilizada para manejo de aguas residuales y de clarificación, apropiada para manejar, agua residual depurada, lodo, sustancia macerada espesa y aceite, mezcla de agua con arena, carbón, materiales sinterizados, etc.

- Impulsor semiabierto con sección del paso suficientemente amplio.

- Carcaza espiral anular de una sola pieza, abierta hacia el lado de presión, fundida en una sola pieza.

- Materiales de fabricación de partes húmedas en fundición gris ASTM A-48 ó acero fundido al cromo níquel-molibdeno ASTM A-743 CF8M. Flecha en acero al carbón 1045 ó inoxidable 316.

- Ejecución con empaquetadura ó sello mecánico.

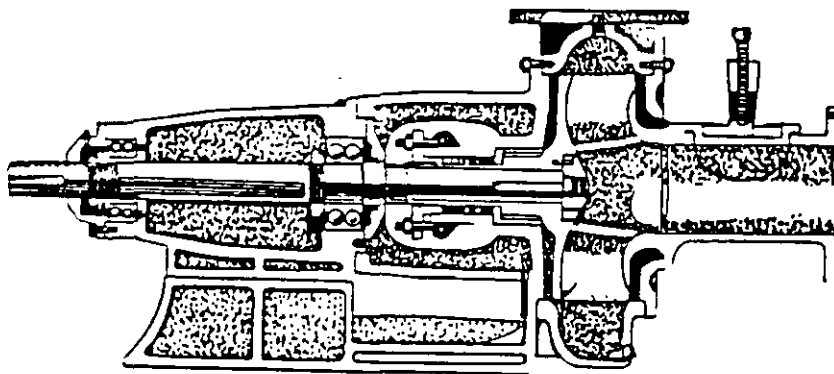


Figura 3.17. Bomba centrífuga de impulsor inatascable

C.- BOMBA TIPO TURBINA REGENERATIVA.

- Se utilizan donde se requiere de un gasto relativamente bajo, (hasta 35 GPM), con una presión elevada; (hasta 215 psi), por lo que se emplea para alimentación a calderas, en sistemas hidroneumáticos, equipos automáticos contra incendio, etc.

- Impulsor especial con pequeños dientes ó aspas que al girar imprimen al líquido un movimiento circular y lo llevan a través de los canales interiores de la bomba; al combinarse la fuerza centrífuga con la velocidad angular del líquido, se incrementa la presión de la succión a la descarga, obteniéndose altas presiones.

- La succión y descarga pueden ser roscada o bridada.

- Manejan líquidos a una temperatura hasta 100°C.

- Por sus características de operación eliminan fácilmente los gases atrapados, por lo que se evita la cavitación. Es posible su uso con un NPSH requerido bastante bajo (3.28 ft).

- Su construcción es en fierro fundido con interiores en bronce ó en acero inoxidable AISI 316.

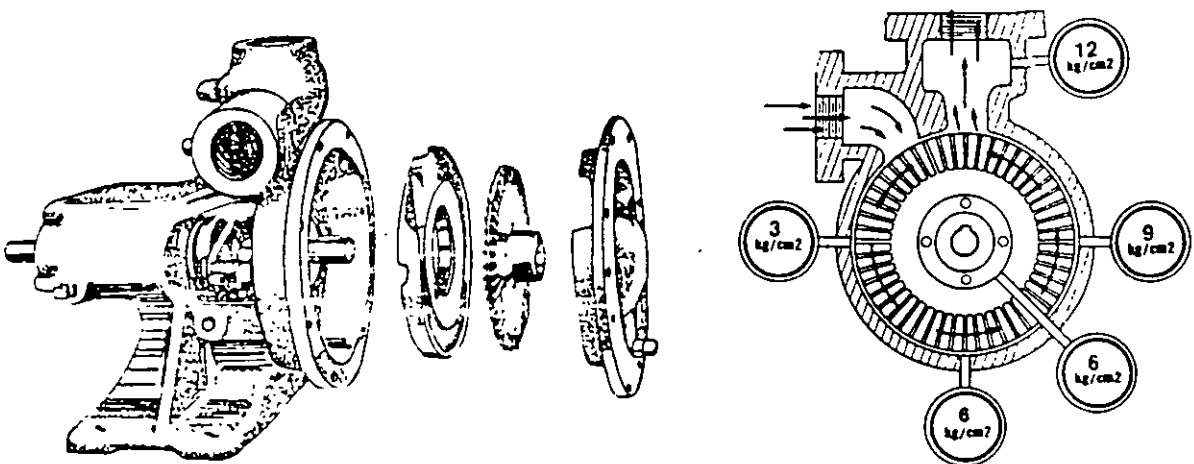


Figura 3.18. Bomba tipo turbina.

D.- BOMBA CENTRIFUGA VERTICAL DE IMPULSOR ACANALADO.

- Apropriada para elevar agua sucia y materias consistentes como: agua residual depurada con lejía, además mezclas de agua con arena, carbón ó materiales sinterizados.

- Bomba suspendida por tuberías intermedias, esta sumergida en el líquido del pozo. Su peso esta soportado a través de una placa de apoyo y de la linterna del accionamiento

- Bomba vertical de una etapa, no autoaspirante.

- Carcaza espiral anular de una sola pieza abierta hacia el lado de presión.

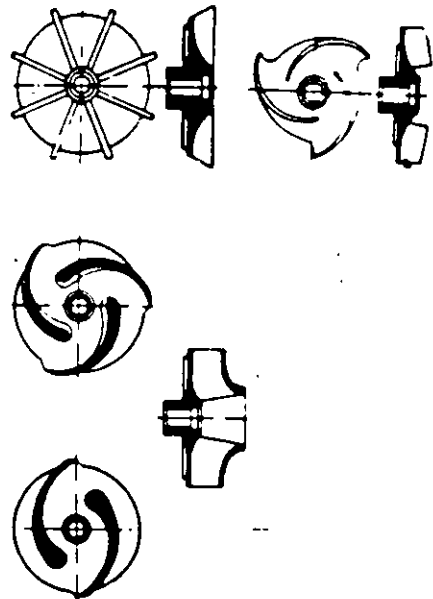
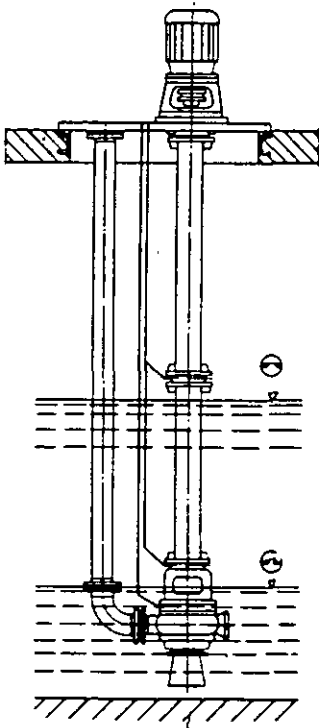
- Impulsor acanalado con sección de paso amplio.

- Caudal hasta 1000 lps y altura de elevación hasta 90 m.

- Lubricación de cojinetes con agua ó grasa. Ejecución estándar con empaquetadura

Construcción estándar en fierro fundido y materiales especiales resistentes al desgaste y corrosión.

- La bomba se puede desmontar sin vaciar el pozo.



Impulsores

Figura 3.19.- Bomba centrífuga vertical

E.- BOMBA CENTRÍFUGA DE ALTA PRESIÓN (MULTIETAPAS).

- Este tipo de bombas manejan gastos y presiones relativamente altos. Debido a esta característica se emplean en instalaciones distribuidoras de agua , riego y aspersión, para alimentación de calderas, circulación de agua de refrigeración ó agua caliente, elevación de condensado, como bombas contra incendio, etc. Son bombas de construcción horizontal de una flecha, con carcasa ya sea tipo barril ó del tipo horizontalmente dividida.

- Carcaza tipo difusor, con impulsores cerrados de tipo radial de simple succión

- Ejecución con empaquetadura ó sello mecánico.

- Los materiales de construcción son el fierro fundido, el fierro fundido con impulsores en bronce ó fierro fundido con difusores en bronce.

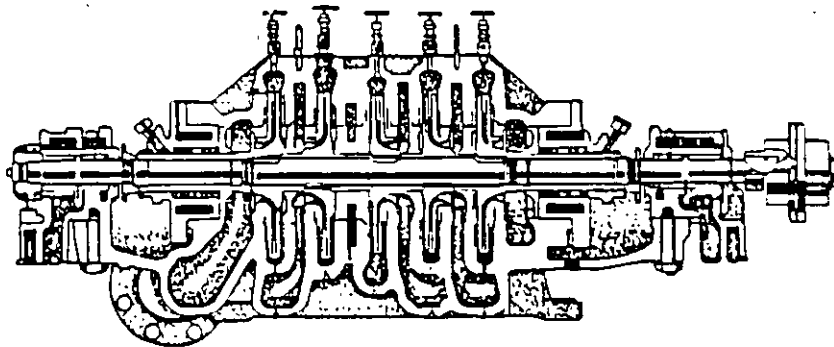


Figura 3.20.- Bomba multipasos

F.- BOMBAS CENTRIFUGAS “AUTOCEBANTES”.

El término “autocebante” no es muy exacto, ya que ninguna bomba centrífuga es capaz de cebarse por si sola. Si observamos el corte de esta bomba, veremos que el cebado entre periodos a bomba parada se logra por la acción de la válvula de retención ó check que corta la succión cuando se para la bomba, logrando que la cámara de succión permanezca llena y se mantenga ahogado el impulsor, proporcionando a éste, una cierta carga de presión positiva. Por otro lado, se logra que el impulsor quede ahogado, por el efecto de la válvula de pie que mantendrá cebada la tubería de succión. De esta forma, la bomba queda cebada durante los paros del equipo, sin embargo, en el arranque inicial ó después de un prolongado paro, se tendrá que cebar manualmente la bomba. Es muy común su uso en manejo de agua limpia e inclusive de aguas residuales y de lluvia, esto debido a su impulsor de tipo semiabierto. Por sus características se utilizan estos equipos en aplicaciones portátiles accionados por motor de combustión y estacionarias accionadas por motor eléctrico

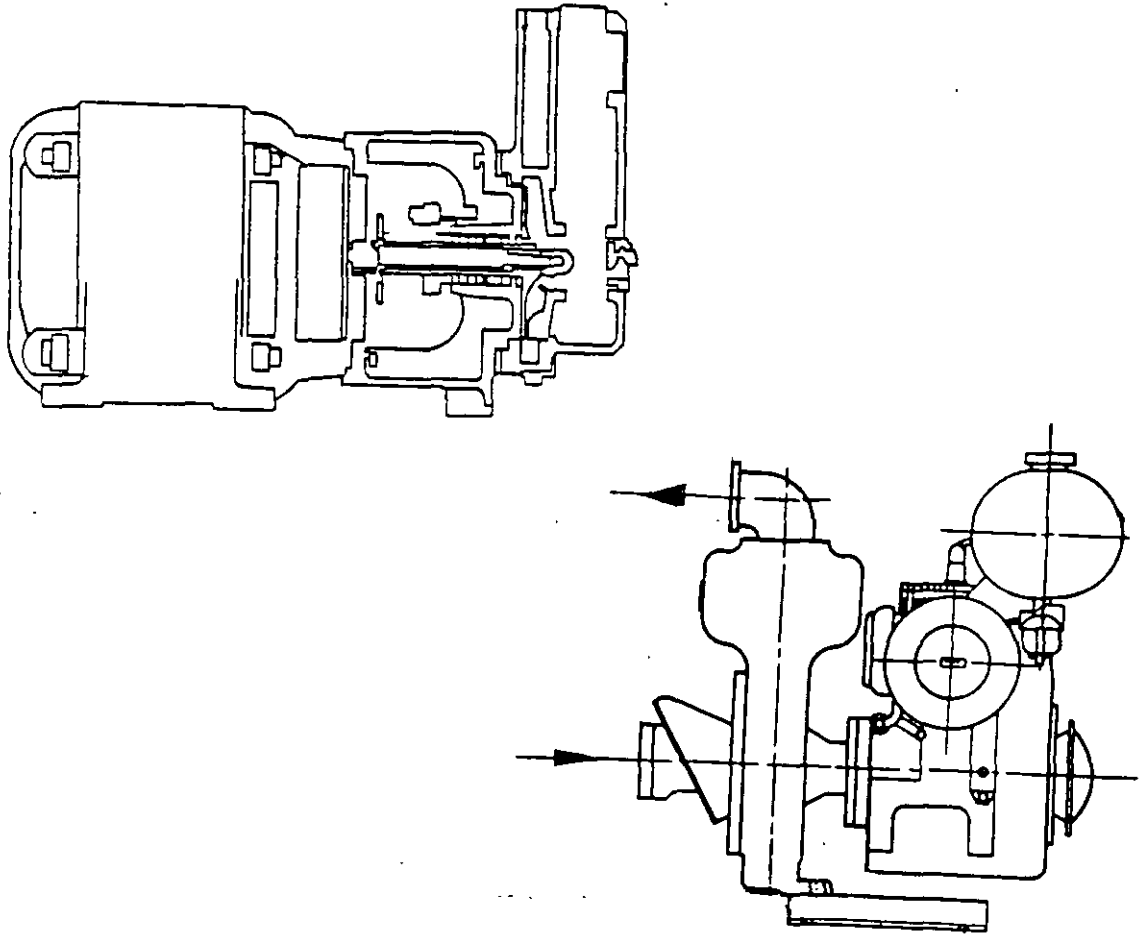


Figura 3.21.- Bomba autocebante

G.- BOMBA SUMERGIBLE DE POZO PROFUNDO.

Se trata de una bomba vertical, con impulsores radiales ó semiaxiales. Las bombas equipadas con impulsores radiales tienen los difusores intercambiables mientras las que van con impulsores semiaxiales llevan los alabes difusores fundidos en los tazones. En la descarga de la bomba se monta una válvula check con rosca, mientras que la carcasa de succión se encuentra entre la bomba y el motor, cubierta por un colador para evitar la entrada de grandes sólidos.

El motor es de tipo sumergible de rotor en corto circuito lleno de agua. El agua lubrica las chumaceras y enfría las bobinas aisladas del motor. La flecha del motor y al bomba están conectadas por un cople rígido. Su campo de aplicación, es el suministro de agua de riego, de agua potable en ciudad y en el campo, suministro de agua para industrias, descenso de nivel de agua en tiros de minas, etc. Están diseñadas para manejo de agua limpia, fría, y sin gas, químicamente no agresiva y libre de arena.

Los materiales de construcción de la bomba son el fierro fundido con impulsores en bronce, ó totalmente de bronce ó en acero inoxidable, dependiendo de la calidad del agua. En el caso del motor, también se fabrica en fierro fundido, bronce y acero inoxidable. El motor está totalmente sellado para evitar que el agua penetre en el interior.

Se fabrican bombas desde 3" de diámetro, 4", 6", 8", 10", 12" y mayores; con caudales hasta 468 m³/hr y una altura de elevación de hasta 300 m

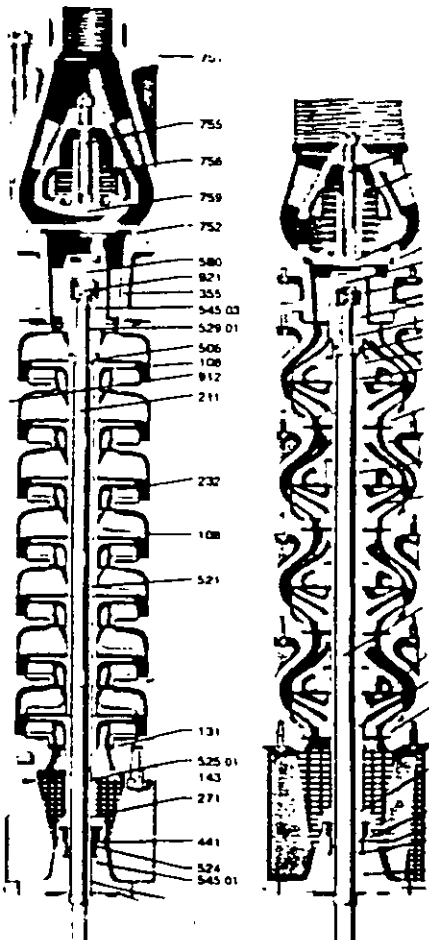


Figura 3.22.- Bomba sumergible

H.- MOTOBOMBA SUMERGIBLE PARA AGUA RESIDUAL

- Apropriadas para manejo de aguas sucias de cualquier naturaleza en la industria en general, tratamientos de agua, recuperación de aguas residuales con mezcla de sólidos y fibras largas, con contenido de gas y aire, así como lodos crudos, activados y en descomposición.
- Maneja gasto hasta 900 LPS y carga hasta 300 ft.
- Bomba monoblock, con impulsor de paso libre, monocanal ó de tres canales.
- Motor sumergible seco de rotor en corto circuito herméticamente sellado lleno de aire.
- Estanqueidad del motor por medio de dos sellos mecánicos en tandem, lubricados por aceite. Cojinetes lubricados de por vida.
- Protección del motor mediante sensores térmicos contra sobrecalentamiento del motor y sensor de humedad para detectar el aumento de humedad en el motor.
- Materiales de construcción en hierro fundido ó materiales aleados resistentes a la corrosión.
- Construcción para instalación fija y transportable húmeda.

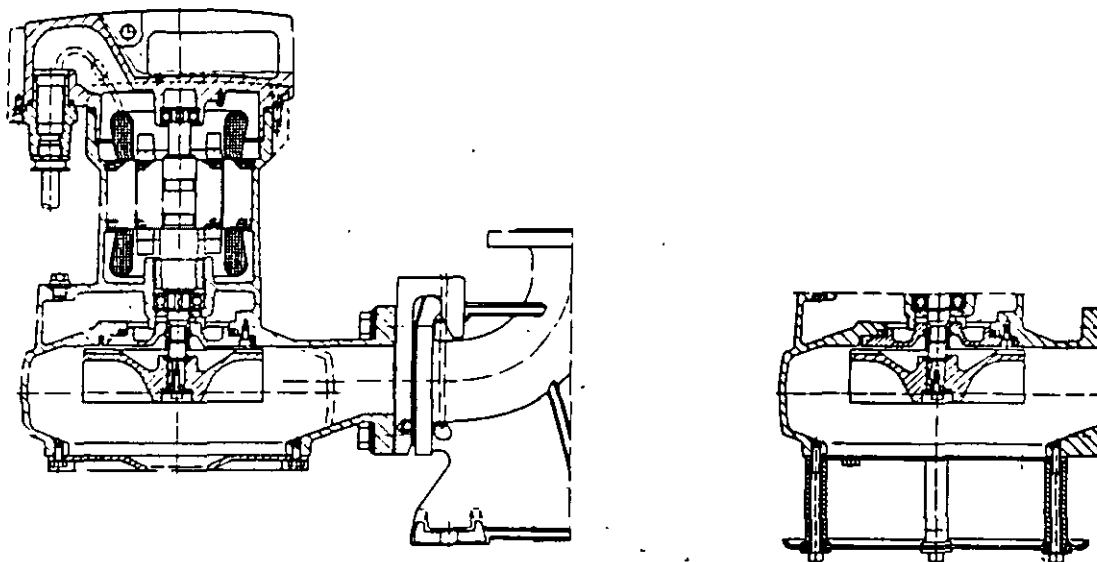


Figura 3.23.- Motobomba sumergible

I.- BOMBA CENTRÍFUGA PARA MANEJO DE ACEITE O AGUA CALIENTE.

- Bomba horizontal con carcasa tipo voluta con dimensiones y tolerancias según DIN 24 255. Diseño "back pull out".
- Soporte de bomba fundida a carcasa.
- Sello mecánico no enfriado.
- Brida de succión horizontal y descarga vertical hacia arriba.
- Rodamiento lado cople: de bolas lubricado por grasa, rodamiento lado bomba: cojinete de carbón.
- Temperatura de hasta 250°

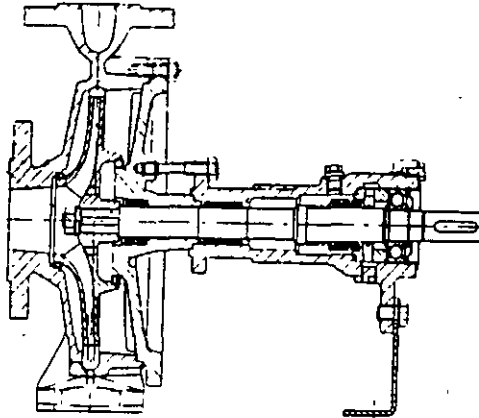


Figura 3.24.- Bomba centrífuga para líquidos calientes.

J.- BOMBAS DE CARCAZA BIPARTIDA.

- Estas bombas son apropiadas para el manejo de líquido limpios. Sus campos de aplicación son el abastecimiento de agua municipal e industrial, instalaciones contra incendio e instalaciones potabilizadoras de agua de mar, industrias químicas y petroquímicas, industria del papel y celulosa, riego, drenaje y sistema de enfriamiento.

- El impulsor puede ser de simple ó de doble succión.
- Ejecución con empaquetadura ó sello mecánico.
- Carcaza espiral longitudinalmente bipartida.
- Bridas de succión y descarga colocadas en la parte mitad inferior de la carcaza, para facilitar el desmontaje del rotor sin tener que desembridar la tubería

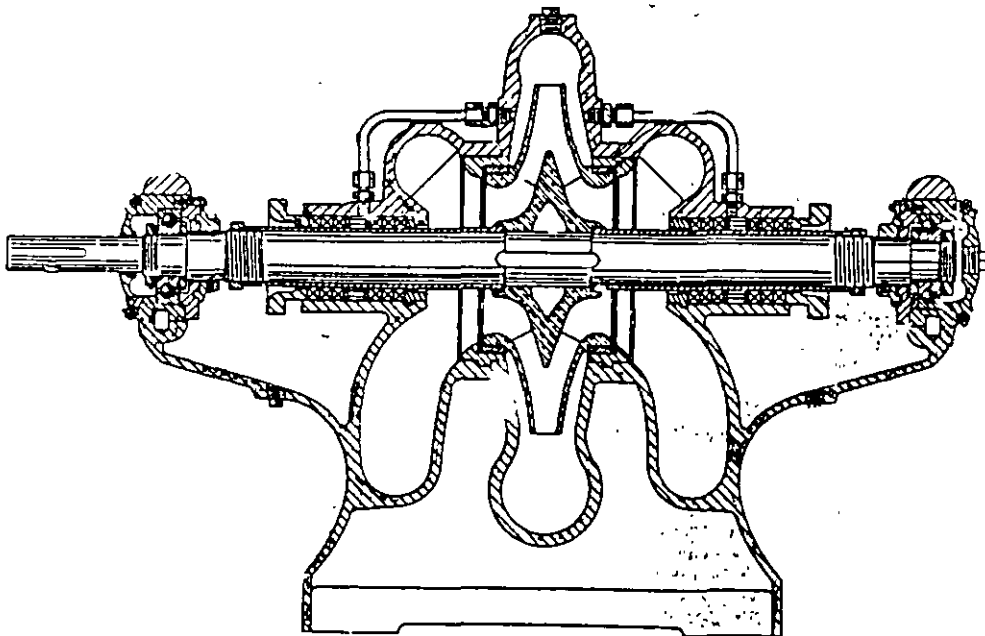


Figura 3.25.- Bomba centrífuga de carcasa partida

K.- BOMBAS CENTRÍFUGAS DE PROCESO.

- Estas bombas están fabricadas según API 610 es construida para servicio pesado en refinerías y petroquímicas, su construcción robusta corresponde a las recomendaciones del American Petroleum Institute (API).

- Bomba horizontal de una etapa, succión horizontal y lado presión en posición vertical hacia arriba, con pie de apoyo en línea de centros. Construcción back pull out.

- Carcaza espiral de una sola pieza abierta hacia el lado de presión.

- Bridas según ANSI clase 150/300.

- Impulsor radial cerrado, descargado hidráulicamente a través de un intersticio de junta en el lado de presión y de taladros de descarga. Impulsor protegido con anillo de desgaste.

- Tolerancias entre anillo de desgaste, impulsor y anillo de desgaste y carcaza según normas API.

- Equilibrio de empuje axial compensado con alabes traseros del impulsor.

- Flecha fabricada según API 610.

- Sellado de la flecha con sello mecánico con lavado por circulación exterior.

- Selección de acuerdo a API 610, la bomba deberá permitir una elevación del 5% de altura manométrica, con la simple sustitución del impulsor por otro de mayor diámetro.

- Materiales.- Las bombas se suministran según API, en tres tipos de materiales según ASTM.

Clase de materiales	API 610 S 1		API 610 A B		API 610 C 6	
	Clase de material	ASTM	Clase de material	ASTM	Clase de material	ASTM
Carcaza espiral, tapa de la carcaza	Acero fundido resistente al calor	A 216 Grado WCB	Acero fundido inoxidable	A 743 Grado CF8M	Acero fundido al 12% de cromo	A 743 Grado CA15
Impulsor	Hierro fundido	A 48 Clase 35	Acero fundido inoxidable	A 743 Grado CF8M	Acero fundido al 12% de cromo	A 743 Grado CA15
Anillo de desgaste / impulsor	Hierro fundido	A 48 Clase 35	Acero fundido inoxidable	A 743 Grado CF8M	Acero fundido al 12% de cromo	A 743 Grado CA15
Anillo de desgaste / carcaza	Hierro fundido	A 48 Clase 35	Acero fundido inoxidable	A 743 Grado CF8M	Acero fundido al 12% de cromo	A 743 Grado CA15
Flecha	Acero al carbon	A 576 Grado 1015	Acero inoxidable	A 276 Tipo 316	Acero al 12% de cromo	A 276 Grado 410
Casquillo protector de flecha	Ejecución con empujadura	Acero al 12% de cromo	Acero inoxidable	A 276 Tipo 316	Acero al 12% de cromo	A 276 Tipo 410
	Ejecución con sello mecánico	Acero inoxidable	Acero inoxidable	A 276 Tipo 316	Acero inoxidable	A 276
Bujos / carcaza	Acero resistente al calor	A 193 Grado B7	Acero resistente al calor	A 193 Grado B7	Acero resistente al calor	A 193 Grado B7
Soporte de cojinete	Hierro fundido	A 48 Clase 35	Hierro fundido	A 48 Clase 35	Hierro fundido	A 48 Clase 35

Figura 3.26. - Bomba centrífuga de proceso

L.- BOMBAS SELLADAS.

- Bomba centrífuga sellada que no tienen sellos externos ni posibilidad de fugas.
- Los dos tipos principales son las de rotor enlatado y las de acoplamiento magnético
- Se emplea para manejar productos peligrosos en donde no se puede permitir fugas ó cuando la fuga por un sello podría ocasionar graves consecuencias.
- Las selladas tipo centrífugo tienen el mismo rendimiento hidráulico que las centrífugas convencionales.
- Los materiales de fabricación son los aceros inoxidable auténticos (tipo 316), ó materiales plásticos como el teflon, cloruro de polivinilo (pvc), etc.

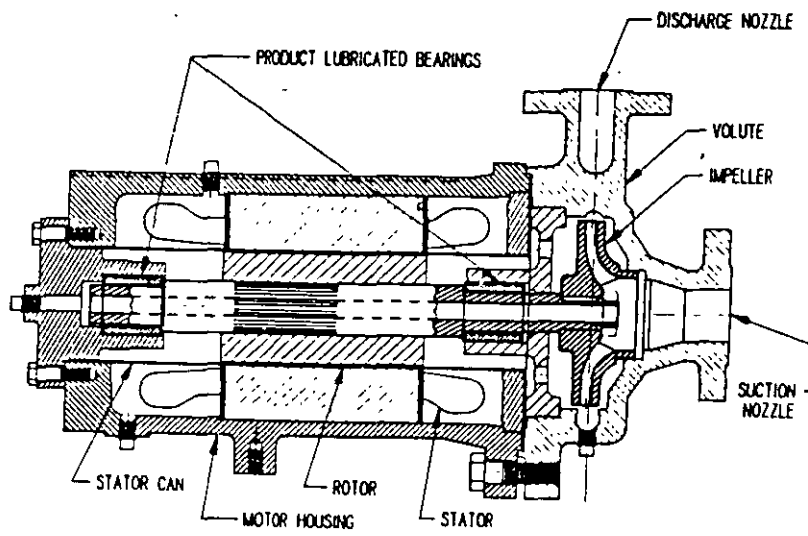


Figura 3.27.- Bomba de rotor enlatado

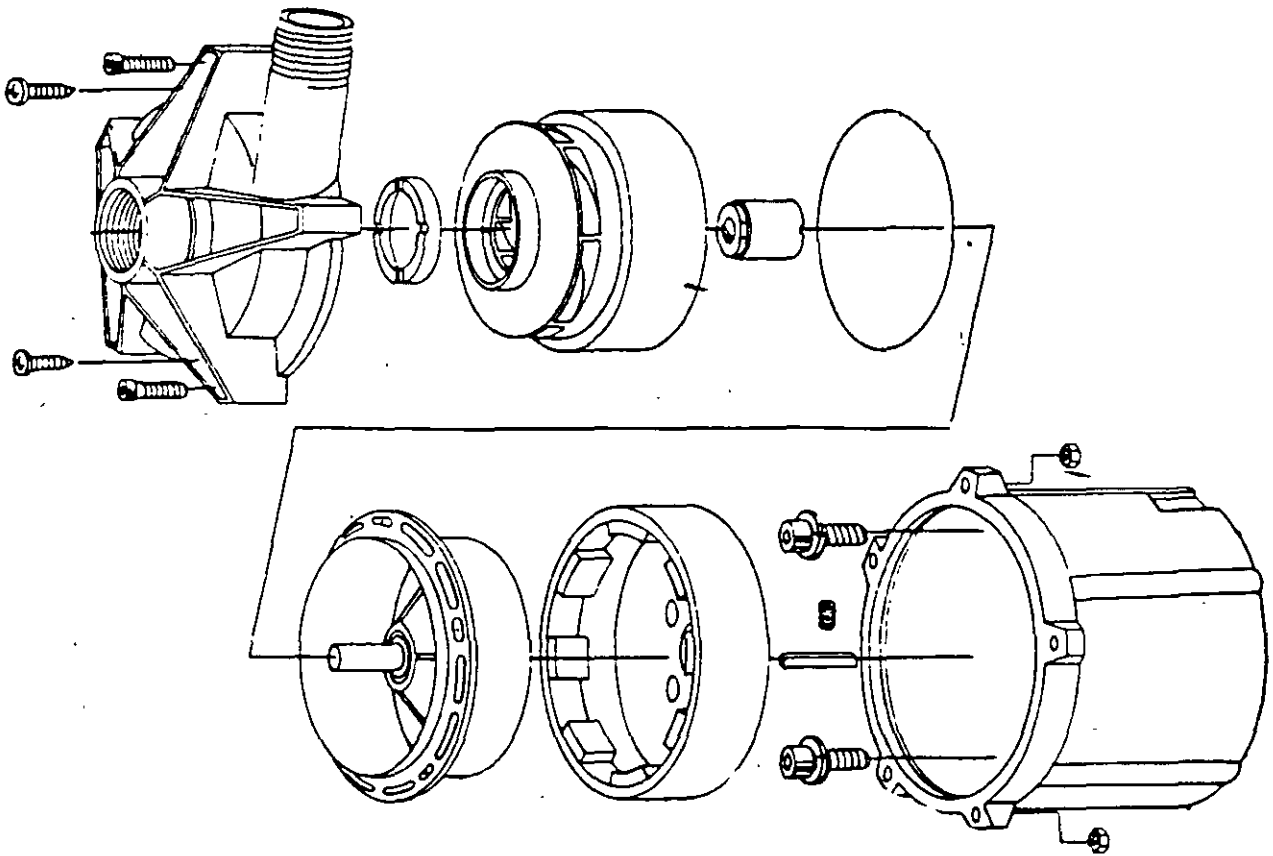


Figura 3.28. Bomba centrífuga de acoplamiento magnético

M.- BOMBA SUMERGIBLE VERTICAL TIPO TURBINA

- Sus aplicaciones principales son el bombeo de agua potable, equipamiento de pozo profundo y en carcamos de rebombeo.

- Está formado de un cabezal de descarga que además se utiliza para soporte del motor de accionamiento, este cabezal está diseñado con una altura extra para que la caja de empaque sea accesible y fácil de inspeccionar y ajustar.

- La flecha de transmisión está hecha a la medida exacta, para su conexión al motor y en el extremo bajo a los impulsores; se apoya en chumáceras de hule en el caso de lubricación por agua y de bronce en el caso de lubricación por aceite. Cuando la lubricación es por aceite la flecha y las chumaceras se lubrican por goteo a través de un tubo funda y un recipiente o aceitera colocado junto al cabezal de descarga.

- La columna son hechas de acero de alta resistencia en cédula estándar ó reforzada, los tramos de tubería se acoplan roscandolos ó por medio de bridas.

- El motor de accionamiento generalmente es de tipo vertical, flecha hueca con trinquete para no retroceso , totalmente cerrado con ventilación.

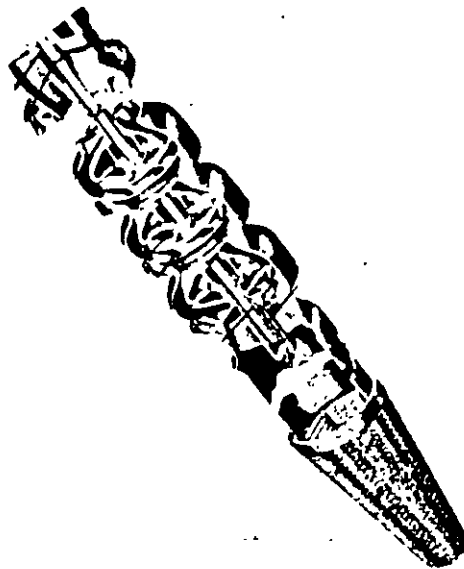
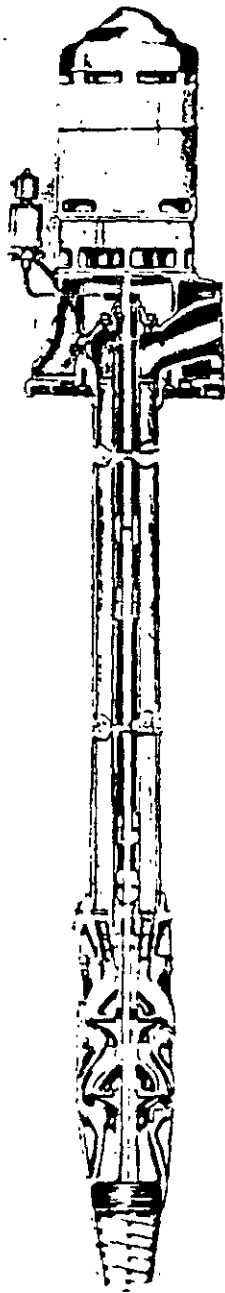


Figura 3.28. Bomba sumergible tipo turbina.



Lubricación aceite



Lubricación agua

Figura 3.28.A. Motobomba sumergible tipo turbina

3.4 CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO

A.- CARGA DEL SISTEMA

Una bomba dentro de un sistema debe ser capaz de entregar un gasto determinado a la presión requerida. Para lograr esto, la bomba suministra energía al fluido; esta energía está formada por la carga estática, la diferencia de presiones en la superficie de succión y descarga, la carga por fricción y otras pérdidas como las que se tienen en los puntos de conexión de la tubería de succión y las condiciones de la tubería de descarga.

La **carga estática total** de un sistema de bombeo es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido, en los puntos de succión y descarga de la bomba. La **carga estática de descarga** es la diferencia entre el nivel de líquido en la descarga y la línea de centros de la bomba. La **carga estática de succión** puede tener un valor negativo si el nivel del líquido está debajo de la línea de centros de la bomba ó positivo si está arriba de esta línea. Si el nivel del líquido de succión o descarga está sometido a una presión diferente a la atmosférica, entonces esta presión deberá adicionarse a la carga estática. La carga estática total es determinada por las condiciones (características constructivas, necesidades de bombeo) del sistema y generalmente es constante, aunque en ocasiones puede ser variable teniéndose una carga estática total máxima y una mínima.

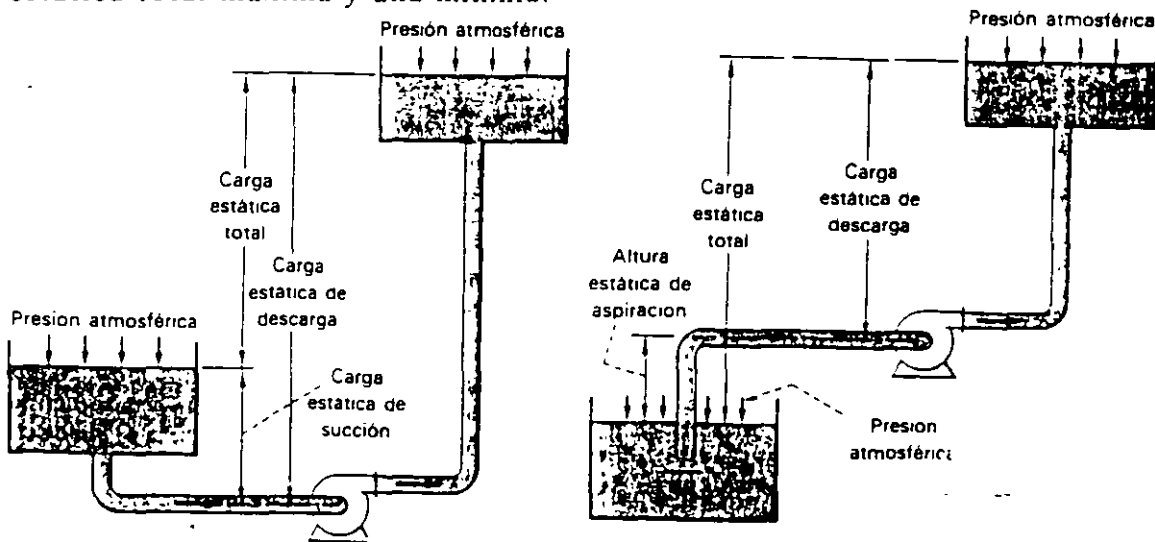


Figura 3.29. Carga estática del sistema

Figura 3.25.- Bomba centrífuga de carcaza partida

3.4 CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO

A.- CARGA DEL SISTEMA

Una bomba dentro de un sistema debe ser capaz de entregar un gasto determinado a la presión requerida. Para lograr esto, la bomba suministra energía al fluido; esta energía está formada por la carga estática, la diferencia de presiones en la superficie de succión y descarga, la carga por fricción y otras pérdidas como las que se tienen en los puntos de conexión de la tubería de succión y las condiciones de la tubería de descarga.

La **carga estática total** de un sistema de bombeo es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido, en los puntos de succión y descarga de la bomba. La **carga estática de descarga** es la diferencia entre el nivel de líquido en la descarga y la línea de centros de la bomba. La **carga estática de succión** puede tener un valor negativo si el nivel del líquido está debajo de la línea de centros de la bomba ó positivo si está arriba de esta línea. Si el nivel del líquido de succión o descarga está sometido a una presión diferente a la atmosférica, entonces esta presión deberá adicionarse a la carga estática. La carga estática total es determinada por las condiciones (características constructivas, necesidades de bombeo) del sistema y generalmente es constante, aunque en ocasiones puede ser variable teniéndose una carga estática total máxima y una mínima.

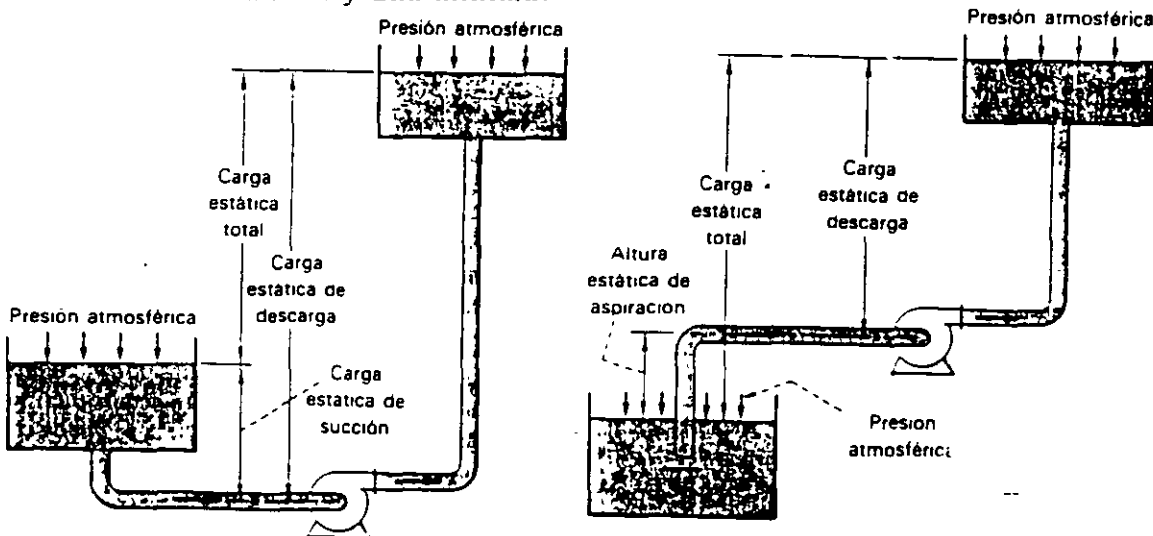


Figura 3.29. Carga estática del sistema

La carga por fricción es la energía necesaria para compensar las pérdidas por fricción. Las pérdidas de energía por fricción se tienen cuando el fluido circula por las tuberías del sistema y son función del diámetro, de la longitud y del material de las tuberías (rugosidad del material) así como del tipo del fluido a manejar, esto es, de su viscosidad, densidad, velocidad y temperatura. Las pérdidas por fricción se calculan para tramos lineales de tuberías (pérdidas primarias) y en accesorios como codos, tees, reducciones, válvulas, etc. (pérdidas secundarias), así como pérdidas en equipos como filtros, intercambiadores de calor, etc. Al calcular las pérdidas en tuberías debe considerarse el envejecimiento de éstas, se recomienda consultar datos de tubería promedio, se recomienda para el cálculo de las pérdidas en tuberías usadas, recurrir a los datos que nos proporciona el Hydraulic Institute Standars.

B.- CURVA DE FRICCIÓN Y CARGA DEL SISTEMA

Enseguida se muestra gráficamente la curva de fricción y de carga del sistema:

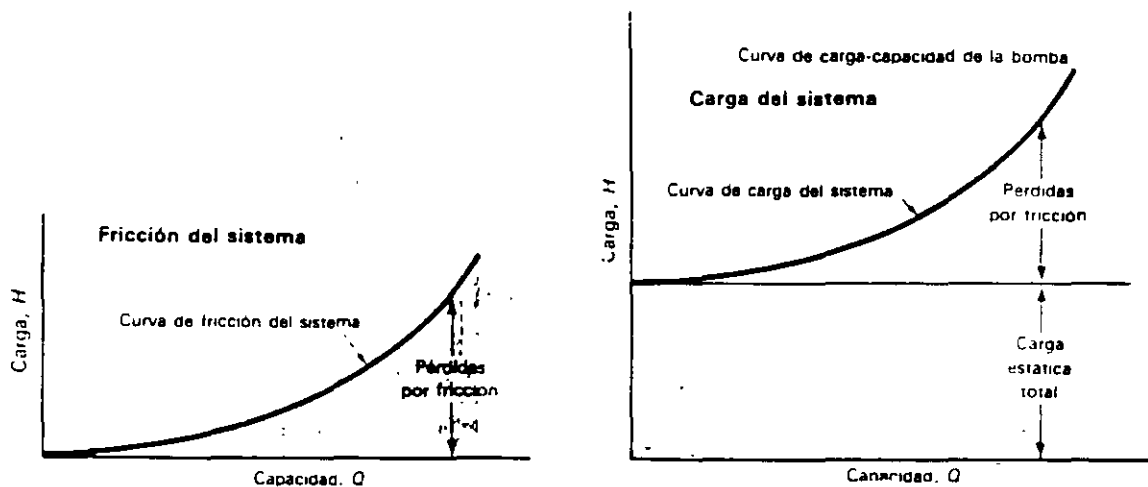


Figura 3.30 Curva de fricción y de carga del sistema.

Para el trazo de la curva de fricción del sistema se calculan las pérdidas con el gasto de diseño o bien el requerido; los otros puntos de la curva se encuentran considerando que las pérdidas por fricción varían más o menos

proporcionalmente al cuadrado del gasto ó a través de un programa de computadora.

La curva de carga del sistema se traza al combinar la carga estática, la diferencia de presión y la carga de fricción.

Si la curva de carga del sistema se sobrepone a la curva de H-Q de la bomba, se puede determinar el gasto que entregará la bomba al sistema para esa condición particular.

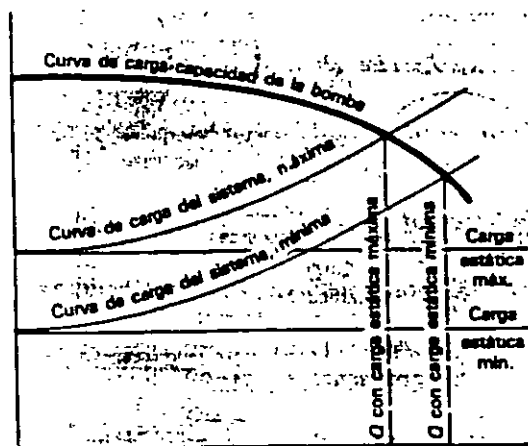


Figura 3.31 Características del sistema para una carga estática variable.

C. CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA.

Una bomba es un equipo transmisor de energía que produce la carga mediante la fuerza centrífuga aplicada al líquido cuando entra al ojo (centro) del impulsor y avanza por los conductos en el impulsor hacia la carcasa y sale por el puerto de descarga. Así pues la carga varía con respecto a la cantidad del líquido que entra al impulsor. En una bomba centrífuga la carga se reduce cuando aumenta el caudal y es la máxima cuando se cierra la válvula en la descarga de la bomba.

Las curvas características de una bomba definen su comportamiento por completo, en éstas se gráfica la carga total (ó carga dinámica total) v.s gasto; para cada punto de esta curva le corresponde un valor de eficiencia de la bomba, además también encontramos la curva de potencia al freno (BHP)

v.s gasto y la curva de NPSH requerido v.s gasto. Esta curvas las presenta el fabricante del equipo y son particulares para cada tipo y tamaño de la bomba.

La carga total se expresa en metros ó pies columna del liquido, el gasto en LPM, GPM ó m³/hr , la potencia al freno en HP ó KW y el NPSH en ft.ó m columna del liquido.

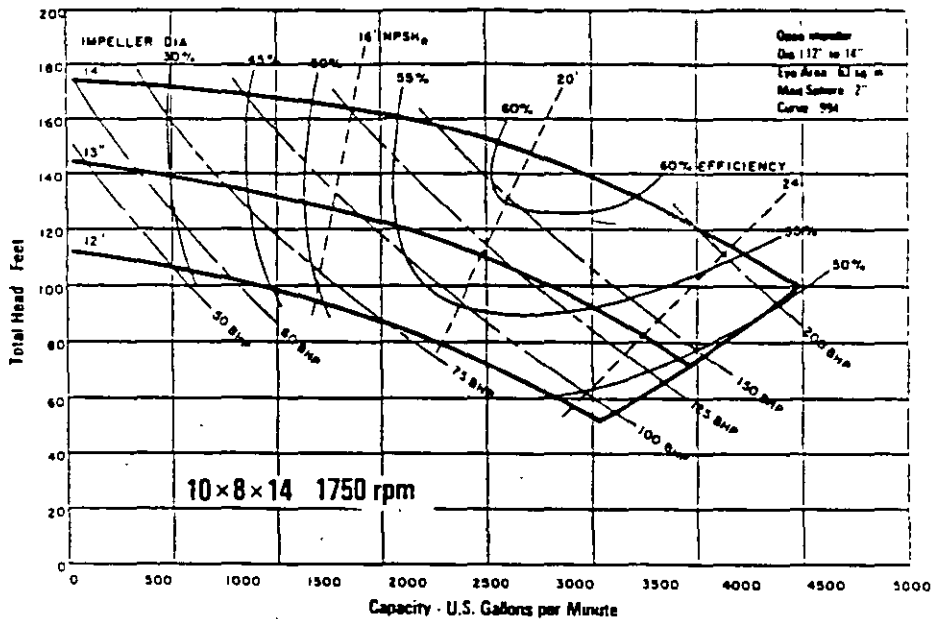


Figura 3.32. Curvas características

Como se observa en la figura anterior es posible cambiar las condiciones de operación de la bomba, al cambiar el diámetro del impulsor. Si se altera el diámetro original (máximo) del impulsor se cambia la carga total de descarga y la potencia al freno. Esta hace que un tipo y tamaño de la bomba se pueda utilizar para diferentes condiciones de operación.

Por otra parte, es posible cambiar las condiciones de operación de la bomba, variando la velocidad, esto sucede principalmente cuando la demanda es variable, dado que una bomba en un sistema solo entrega un gasto correspondiente a la intersección entre las curvas de carga-gasto y de carga del sistema. Para variar el gasto es necesario cambiar una de las dos curvas. Esto se logra al operar la bomba a velocidad variable, cambiando la curva de carga v.s gasto ó bien estrangulando la descarga, con la consiguiente pérdida de potencia.

El caso anterior es particular ya que las bombas son accionadas comúnmente con motores eléctricos a velocidad constante (800-1200-1750 ó 3500 RPM).

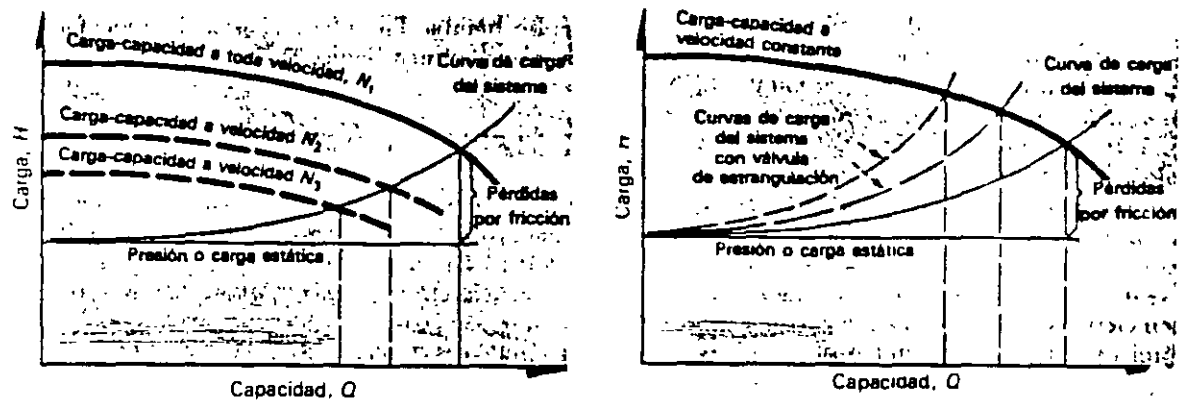


Figura 3.33. Métodos para variar la capacidad (gasto)

Con frecuencia se identifica a las bombas basándose en la forma de su curva de carga (H) v.s gasto(Q) entre éstas se encuentran:

a) Característica creciente de H-Q. Como se observa la carga aumenta mientras la capacidad disminuye.

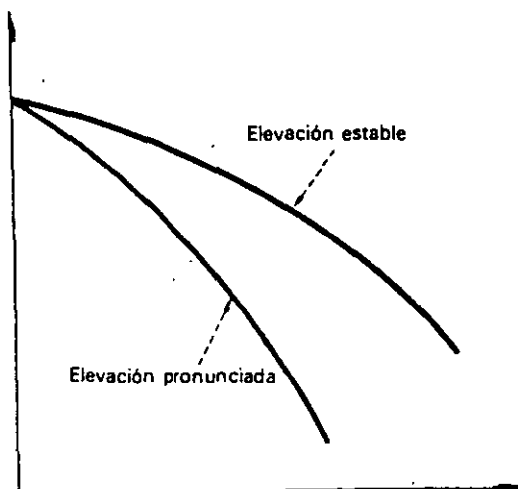


Figura 3.34 Curva creciente de H-Q

Este tipo de bomba se utiliza en procesos, donde se requiere un control preciso del flujo, en donde la carga varíe mucho con los cambios de capacidad.

b) Curva descendente. Curva en la que se produce la máxima carga entre algún punto entre el gasto de diseño y la condición a válvula cerrada.

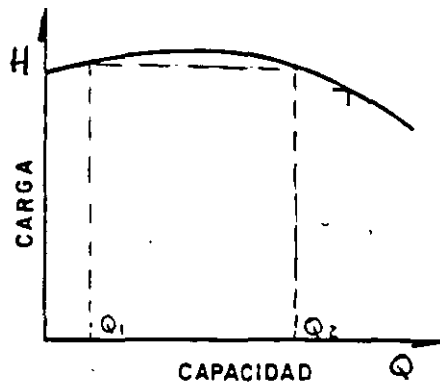


Figura 3.35 Curva descendente H-Q

c) Característica plana. Es aquella curva en donde la carga varía ligeramente con la capacidad, desde las condiciones de operación ó diseño a la de válvula cerrada.

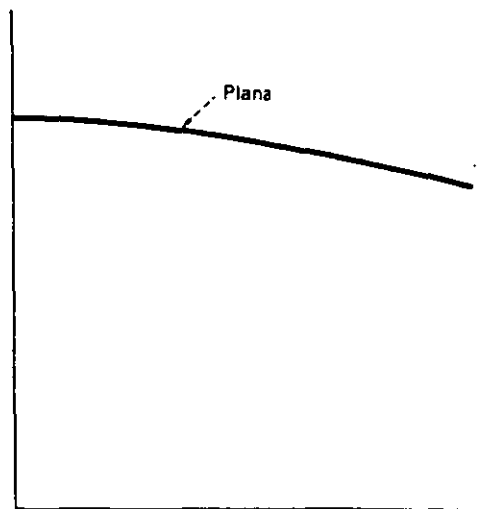


Figura 3.36. Curva plana

d) Curva estable e inestable de H-Q. La curva estable es aquella en la que solo puede obtenerse un valor de carga para un gasto específico (fig. 3.34). La curva inestable es aquella en la que para dos valores de capacidad se obtiene la misma condición de carga (fig. 3.35). Este tipo de bombas pueden moverse entre una capacidad Q_1 Y Q_2 , o sea, que pueden oscilar. Para evitar esta condición se debe especificar el punto de operación para cargas menores a la de cierre.

Como regla empírica las curvas que indican un aumento del 150% en la carga, entre los puntos de máxima eficiencia y cierre, se le conoce como curvas de elevación pronunciada. Si el aumento es del 10 al 25% son curvas de elevación estable y en curvas donde no es más de 10% de aumento se les llama "*planas*".

D.- CURVA DE CARGA DEL SISTEMA Y CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA

Una de las mejores formas de evaluar el rendimiento esperado de una bomba centrífuga es superponer la curva de carga sobre la curva de carga total v.s. gasto. La bomba funcionará en las condiciones marcadas por la interrupción de las dos curvas. Si estas condiciones no son las de mejor eficiencia es posible, por ejemplo, alterar la carga del sistema con una válvula de control.

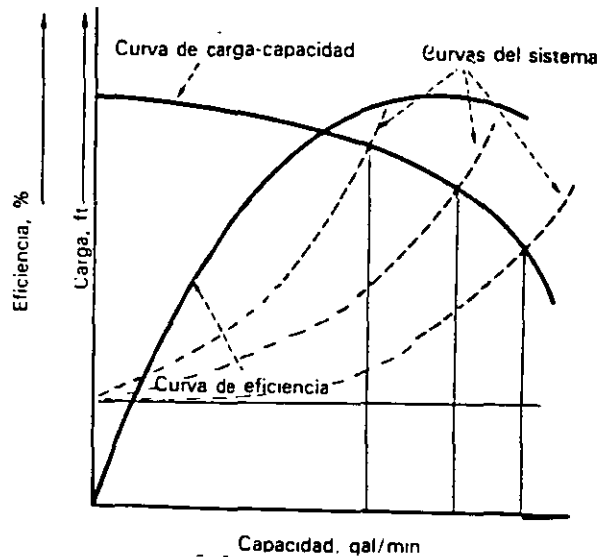


Figura 3.37

E.- VELOCIDAD ESPECÍFICA (Ns)

El tipo de curva H-Q se relacione con un cierto grupo ó tipo de bomba. Las curvas se identifican con un parámetro adimensional que es la velocidad específica.

$$N_s = \bar{N}\sqrt{Q} / H^{0.75} \quad \text{Adimensional}$$

Donde: Ns. velocidad específica de la bomba.
N velocidad de giro (RPM)
Q caudal a máxima eficiencia ó cerca de ésta (GPM)
H carga total en pies por etapa o paso

Esta expresión es resultado de la teoría de los modelos y del análisis dimensional

En impulsores radiales la velocidad específica es de 500 a 1500, de flujo mixto de 2000 a 6000 y axiales de 7000 a 20000.

Como se puede observar, de la expresión de Ns, ésta depende de tres factores principales de las características de rendimiento, esto es: capacidad, carga y velocidad de rotación, estos valores según la definición de velocidad específica, deben corresponder a los de máxima eficiencia. La velocidad específica, es un número índice, que caracteriza a un grupo de bombas y por lo tanto la configuración aproximada de un impulsor, así también, la velocidad específica reflejará el tipo ó forma de las curvas características. Como se puede observar en la figura 3.38, el valor de Ns influye en la máxima eficiencia que se puede obtener con impulsores de diferente velocidad específica. De tal forma, que cuanto mayor sea la Ns seleccionada para ciertas condiciones de operación, mayor será la eficiencia de la bomba y menor el consumo de energía.

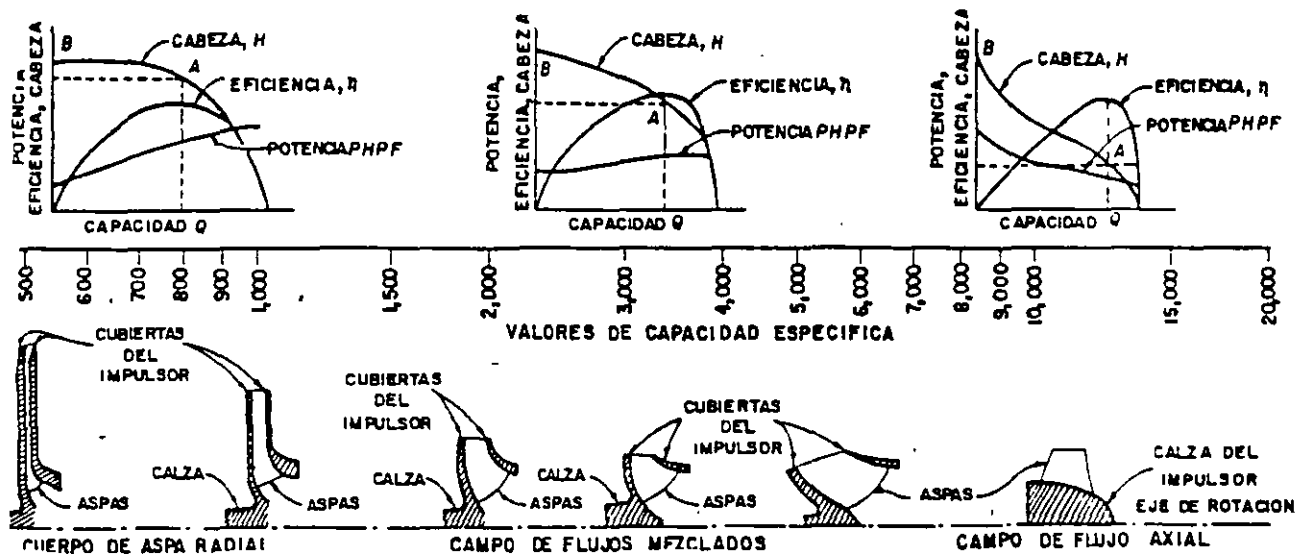


Figura 3.38. Curvas características y velocidad específica para varios impulsores

F.- CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA (NPSH)

La mayor parte de problemas en bombas centrífugas se tiene en la succión. Es importante, entonces, saber relacionar la capacidad de succión del sistema en la que se instalará.

Cuando se bombea un líquido la presión dentro de la bomba nunca deberá ser menor que la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, siempre se debe de tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada del impulsor de la bomba.

Dentro de las curvas características de la bomba, el fabricante anexa la curva NPSH v.s. caudal, a este valor se le llama NPSH requerido y se define como la energía en metros columna de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido con objeto que la bomba entregue el gasto y carga total especificada a una cierta velocidad.

Como norma, el NPSH disponible (de la instalación debe ser mayor que el NPSH requerido. Si el NPSH disponible cae por debajo del NPSH requerido, la bomba comienza a cavitarse y pierde eficiencia.

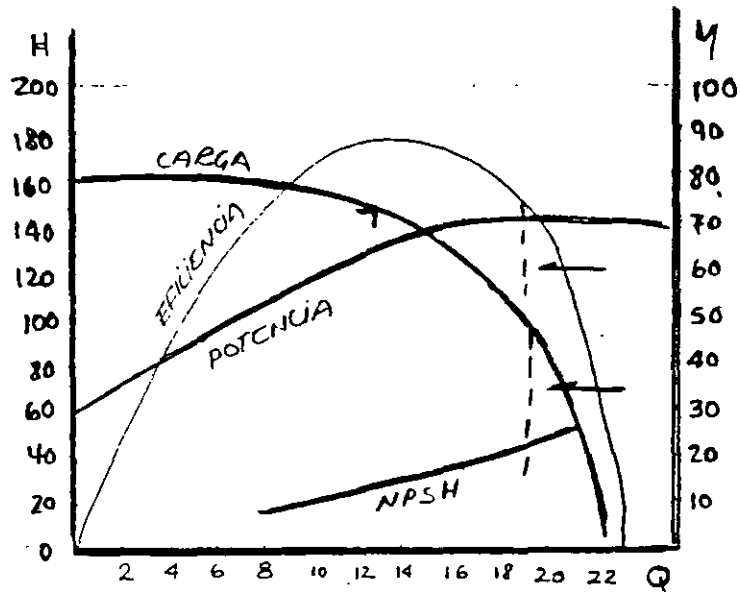


Figura 3.39 Efecto de cavitación

Resumiendo, el NPSH disponible es una característica del sistema en el que se emplea la bomba centrífuga, y representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor a la temperatura de bombeo. El NPSH requerido es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor y es un dato proporcionado por el fabricante.

En una bomba dada, de ciertas dimensiones, se requiere más NPSH con altos volúmenes de flujo. Sin embargo, cuando el flujo se aproxima a cero, empieza a aumentar el NPSH requerido, esto se explica porque la bomba funciona fuera de su "punto de diseño", disminuyendo su eficiencia, con un funcionamiento ruidoso ó aumento excesivo de temperatura.

F.- POTENCIA REQUERIDA PARA ACCIONAMIENTO (AL FRENO)

La potencia de accionamiento se calcula como:

$$\text{BHP} = Q H (\text{Sp.gr}) / 3960 \times \phi_B \quad (\text{HP})$$

Donde: BHP. potencia al freno en HP.
Q gasto de la bomba en GPM
H carga total en ft
Spgr gravedad específica del fluido

En la práctica se acostumbra considerar un factor de seguridad de 1.15 a 1.2

G.- EFICIENCIA DE LA BOMBA ϕ_B (%)

ϕ_{BOMBA} - Potencia hidráulica/potencia suministrada (al freno)

$$\phi_{\text{BOMBA}} = Q H (\text{Spgr}) / \text{BHP}$$

3.5 CRITERIOS DE SELECCIÓN

La selección del equipo debe realizarse considerando:

- 1.- La aplicación del equipo.
- 2.- El conocimiento exacto del tipo de fluido a manejar, esto es, sus características y propiedades, como: viscosidad, temperatura, gravedad específica, volatilidad, explosividad; si es corrosivo, abrasivo ó tóxico, con partículas sólidas o en suspensión etc.
- 3.- El cálculo exacto de la carga de la bomba. Incluye la estimación de la carga estática total, la diferencia de presiones del nivel del líquido en la succión y descarga y las pérdidas por fricción en succión y descarga. Obtener la curva de descarga del sistema
- 4.- Estimación del gasto de operación de la bomba.
- 5.- El cálculo del NPSH disponible. Deberá ser mayor al NPSH requerido.
- 6 - El cálculo de BHP requerido para manejar el fluido.
- 7.- El cálculo de la velocidad específica para determinar el tipo de bomba a seleccionar.
- 8.- Conocimiento del los diferentes tipos de bombas aplicables al caso en particular.
- 9.- Consulta de curvas características y comparación con la curva de carga del sistema
- 10 Selección del equipo en el punto de máxima eficiencia, previo análisis técnico económico de varios equipos aplicables.

El Ingeniero que selecciona el equipo deberá considerar como mínimo estos 10 puntos para asegurar una buena selección del equipo; omitir o tomar a la ligera alguno de los puntos anteriores, llevaría a una selección inadecuada, fuera del punto de máxima eficiencia con el consecuente incremento del gasto de operación ó la reducción de la vida útil de la bomba por corrosión ó erosión, ó el caso extremo que el equipo no sea capaz de proporcionar el gasto o la carga requerida

4.1 OPERACIÓN FUERA DEL PUNTO DE MÁXIMA EFICIENCIA.

En teoría, si el NPSH disponible es mayor que el NPSH requerido, una bomba centrífuga puede trabajar en una amplia gama de capacidades (gasto), pero el gasto real de funcionamiento se encuentra por la intersección de la curva carga-gasto de la bomba y la curva de carga del sistema.

Como se puede ver en las curvas de operación de las bombas centrífugas el rendimiento máximo (BEP) se tiene solo en un punto de su capacidad, o sea en donde la curva de eficiencia llega a su máximo.

Es importante seleccionar el equipo para que trabaje en condiciones de operación en el punto de máxima eficiencia. Una bomba centrífuga se diseña para un punto de funcionamiento máximo con respecto al gasto y la carga total, si no se trabaja en ese punto se reduce su eficiencia con el consecuente aumento del costo de operación en la mayoría de las veces, las condiciones del sistema llevan a seleccionar equipos fuera del punto de máxima eficiencia, esto se puede evitar al realizar las siguientes consideraciones:

- 1 - Es posible instalar varias bombas pequeñas en lugar de una grande, que trabaje a una capacidad y eficiencia menor. Con esto se puede obtener la carga y el gasto deseado manteniendo los equipos a su máxima eficiencia.
- 2.- No seleccionar el equipo pensando en una capacidad futura, ya que ocasiona que trabaje a baja eficiencia. Es mejor instalar el equipo para los requerimientos actuales con la máxima eficiencia y en el futuro realizar los cambios convenientes.
- 3.- Seleccionar el equipo con el recorte de impulsor adecuado para las condiciones de carga y gasto.
- 4 - Los impulsores de la bombas en operación con el paso del tiempo tienden a desgastarse con la consecuente caída de eficiencia, si un impulsor está desgastado es necesario su reemplazo para que la bomba trabaje en su máxima eficiencia. Este problema se presenta principalmente en impulsores abiertos.
- 5.- No seleccionar un equipo para que opere a la derecha del punto de máxima eficiencia, con objeto de tener reserva de carga. Esto elimina a la mitad de las bombas seleccionables y hace que se seleccionen equipos grandes con baja eficiencia.

FUNCIONAMIENTO CON FLUJOS REDUCIDOS

Cuando una bomba opera con flujos reducidos es casi siempre porque disminuye la demanda del proceso donde se encuentra. Cuando un equipo funciona en tales condiciones puede ocasionar inconvenientes que se tienen que evitar. Estos son:

- a) **Funcionamiento a eficiencias bajas.** Cuando se reduce la demanda del fluido es posible instalar equipos motrices de velocidad variable ó instalar varias bombas con la capacidad total y realizar paros y arranques secuenciados conforme varíe la demanda de carga total. Así se ahorra energía y es posible tener una mayor eficiencia.
- b) **Mayor carga en los cojinetes.** Si la bomba funciona con flujo reducido la carga total se incrementa, aumentando también, el empuje radial sobre el impulsor que se trasmite a los cojinetes reduciendo su vida útil.
- c) **Aumento de la temperatura.** Cuando disminuye el flujo aumenta la temperatura del líquido bombeado, para prevenir este efecto se instala un bypass de flujo mínimo que además protege contra el cierre accidental de la válvula de retención.
- d) **Recirculación interna.** Cuando en una bomba se tiene un flujo reducido fuera del punto de máxima eficiencia se da el fenómeno de recirculación interna en la succión y descarga del impulsor, esta recirculación provoca borboteos hidráulicos y daños similares a la cavitación.

FUNCIONAMIENTO CON FLUJOS GRANDES

Cuando la bomba se selecciona en un tamaño mayor al requerido, se tiene un margen excesivo de carga y gasto. Si se ubica esta situación en el marco H-Q, se observa que la curva carga-gasto cruza la curva de carga del sistema con una capacidad (gasto) mayor al requerido, con un consumo extra de energía. Esta situación se controla por medio de una válvula de control,

para llevar a la bomba al punto de gasto requerido y por lo tanto disminuir el consumo de energía.

Si el NPSH aumenta con el gasto entonces puede suceder que el NPSH disponible sea menor que el requerido y se produzca la cavitación y un consumo de energía excesivo (disminuye la eficiencia).

VENTAJAS DE LA OPERACIÓN A MÁXIMA EFICIENCIA:

- a) Ahorro de energía con la consecuente reducción del costo de operación y una rápida recuperación de la inversión inicial.
- b) Trabajo de la bomba en su punto de diseño alargando su vida útil.
- c) Se evita que el impulsor esté sometido a una fuerza radial no equilibrada, que produce un empuje o carga de flexión en ángulo recto al eje de la bomba ocasionando la flexión de la bomba y en ocasiones su rotura por fatiga, así como cargas excesivas y desiguales sobre los cojinetes. Solo en el punto de máxima eficiencia (BEP), las presiones en toda la sección de la carcasa es igual ó casi igual.
- d) Aún cuando el equipo esté ya en operación es factible llevarlo a un punto de mayor eficiencia, si la bomba maneja un gasto elevado se puede reducir el diámetro del impulsor siempre que esto no afecte el valor de la presión requerida, ó también reducir el ancho del impulsor aunque esto es difícil de conseguir.

4.2.- CAVITACIÓN.-

La cavitación ocurre cuando la presión absoluta dentro de un impulsor cae por abajo de la presión de vapor del líquido, generándose burbujas de vapor. Estas se contraen más adelante en los alabes del impulsor cuando llegan a una zona de presión más alta.

TIPOS DE CAVITACIÓN.

- CAVITACIÓN GENERAL.

La cavitación general se presenta cuando la presión media del sistema alcanza la presión de saturación del líquido, esto se debe a:

- a) Disminución de la altura de succión de la bomba.
- b) Disminución de la presión atmosférica.
- c) Aumento de la temperatura del líquido.

- CAVITACIÓN LOCAL

Es aquella que se provoca cuando el flujo encuentra alguna obstrucción ó accidente (rugosidad de las paredes interiores de la carcasa, que produzca un cambio de velocidad y de presión que conduzca a la formación de cavitación.

- CAVITACIÓN TRANSITORIA.

Se presenta , por ejemplo, cuando se tiene un arranque súbito del equipo o cuando hay una disminución momentánea de la altura de succión

- CAVITACIÓN PERMANENTE

Es al que se presenta en forma continua y en donde las partes de la bomba están expuestas a sus consecuencias permanentemente.

La cavitación es un fenómeno identificable por algunas señales como: ruido, vibración caída en la capacidad de carga y eficiencia y se determina que una bomba esta cavitando cuando después de comprobar la alineación, presenta ruido excesivo y vibración.

Si una bomba trabaja con una succión muy baja o con un NPSH insuficiente, se produce una caída de presión en la succión de la bomba, si la presión es muy baja, origina un vacío que lleva al líquido a vapor si su presión de vapor en ese momento, resulta ser más alta que

la presión de succión. El flujo de líquido en la bomba se interrumpe porque alcanza su límite de bombeo a esta presión de entrada. En este punto de operación la bomba se daña.

Cuando la presión de entrada se iguala con el punto de vaporización del líquido, las bolsas de vapor forman burbujas en el lado posterior del aspa del impulsor cerca de su base. Las burbujas se mueven de la zona de baja presión (en la admisión) hacia la de alta, cerca del extremo del alabe, al llegar a esta zona la burbuja es comprimida y desaparece rápidamente de tal forma que golpea al aspa fuertemente, logrando en ocasiones desprender pequeñas partes del impulsor. Esto ocasiona la picadura del impulsor y el ruido en la bomba se debe al colapso (implosión) de las burbujas de vapor.

RECOMENDACIONES PARA EVITAR LA CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.

- a) No trabajar a velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.
- b) Evitar temperatura del líquido mayores a las de diseño y originales del sistema.
- c) No aumentar la elevación de succión.
- d) Siempre el NPSH disponible debe ser mayor que el NPSH requerido.
- e) Evitar la entrada de aire por la tubería de succión, la empaquetadura, ó el sello mecánico.

Para aumentar el NPSH disponible se recomienda:

- 1.- Subir el nivel del líquido.
- 2.- Bajar la bomba.
- 3.- Reducir las pérdidas por fricción en la tubería de succión.
- 4.- Utilizar una bomba reforzadora.
- 5.- Subenfriar el líquido.

Para reducir el NPSH requerido se recomienda:

- 6.- Operar a velocidades más bajas.
- 7.- Impulsor de doble succión.
- 8.- Ojo del impulsor más grande.
- 9.- Colocar una bomba de tamaño más grande.
- 10.- Colocar un inductor (impulsor axial) antes del impulsor convencional.
- 11.- Colocar varias bombas pequeñas en paralelo

Cuando una bomba llega al punto de cavitación, la curva de carga-gasto y eficiencia, varía con la velocidad específica, la curva se quiebra y caen bruscamente.

En bombas de media velocidad específica, el cambio es menos brusco y en bombas de alta velocidad, el cambio es gradual sin que pueda fijarse un punto preciso en el que la curva se quiebra.

El desgaste por cavitación es diferente al que producen la corrosión y la erosión. El desgaste por corrosión, lo causa la acción química ó electrolita de los líquidos bombeados. La erosión es causada por partículas abrasivas como la arena coke carbón.

4.3.-ALINEACIÓN Y VIBRACIONES.

4.3.1.-ALINEAMIENTO DE MÁQUINAS.

Alinear dos máquinas que trabajan con sus flechas acopladas, es hacer colineales los ejes de rotación de ambas, en el plano de acoplamiento. Las flechas se unen por medio de un cople, el que sirve además como apoyo para los instrumentos de medición.

Cuando existe desalineamiento, éste puede ser:

- Radial
- Axial
- Combinado.

El desalineamiento radial se debe a la distancia entre los ejes de dos flechas, medido radialmente.

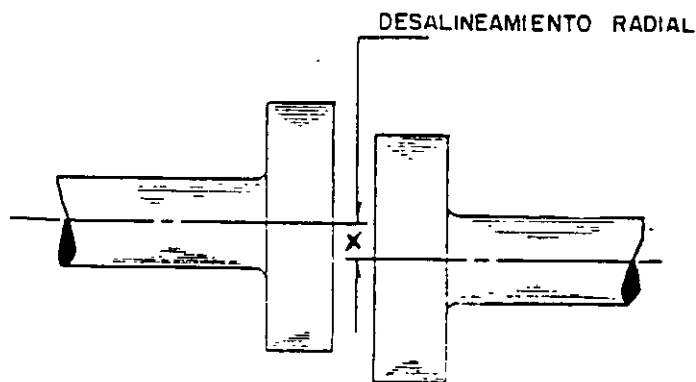


Figura 4.1 Desalineamiento radial.

El desalineamiento axial ó angular es aquel que forman los ejes de dos máquinas convergiendo en el plano de acoplamiento. Este se mide en la dirección axial entre las caras del cople. El desalineamiento combinado es cuando se tiene desalineamiento radial y axial a la vez, este es el problema más común en máquinas acopladas.

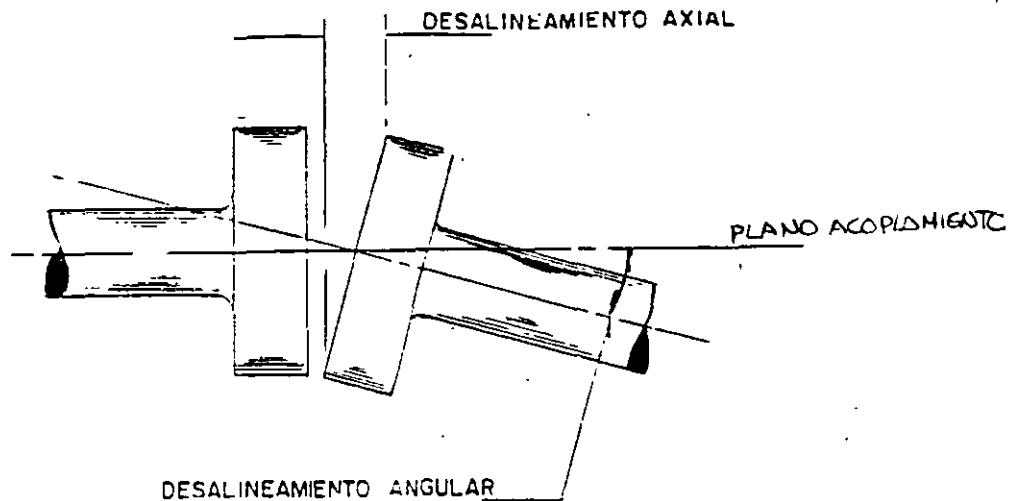


Figura 4.2 Desalineamiento axial.

Para la corrección del desalineamiento se debe:

- a) Cuantificar el desalineamiento radial y axial en milésimas de pulgada.
- b) Calcular los movimientos en las máquinas, así como, cambios de calzas en sus bases, para corregir el desalineamiento.

PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR EL DESALINEAMIENTO.

- 1.- Marcar ambas caras del cople, para indicar un punto de partida. Comúnmente se marca un cero, al que se le llama cero del acoplamiento.
- 2.- Las lecturas se realizan para las posiciones diametralmente verticales y horizontales del cero de acoplamiento y al girar el eje de 90 en 90 grados.
- 3.- Girar las flechas en el mismo sentido.

4.-Realizar las lecturas radiales. Para tomar lecturas se utilizan instrumentos como: un calibrador de *lainas* y una regla, ó bien, con un tacón fijo en una de las caras del cople proyectado en la otra y un calibrador de *lainas*, ó también, con un micrómetro indicador fijo en una de las caras del cople y el botón detector apoyado en la otra cara.

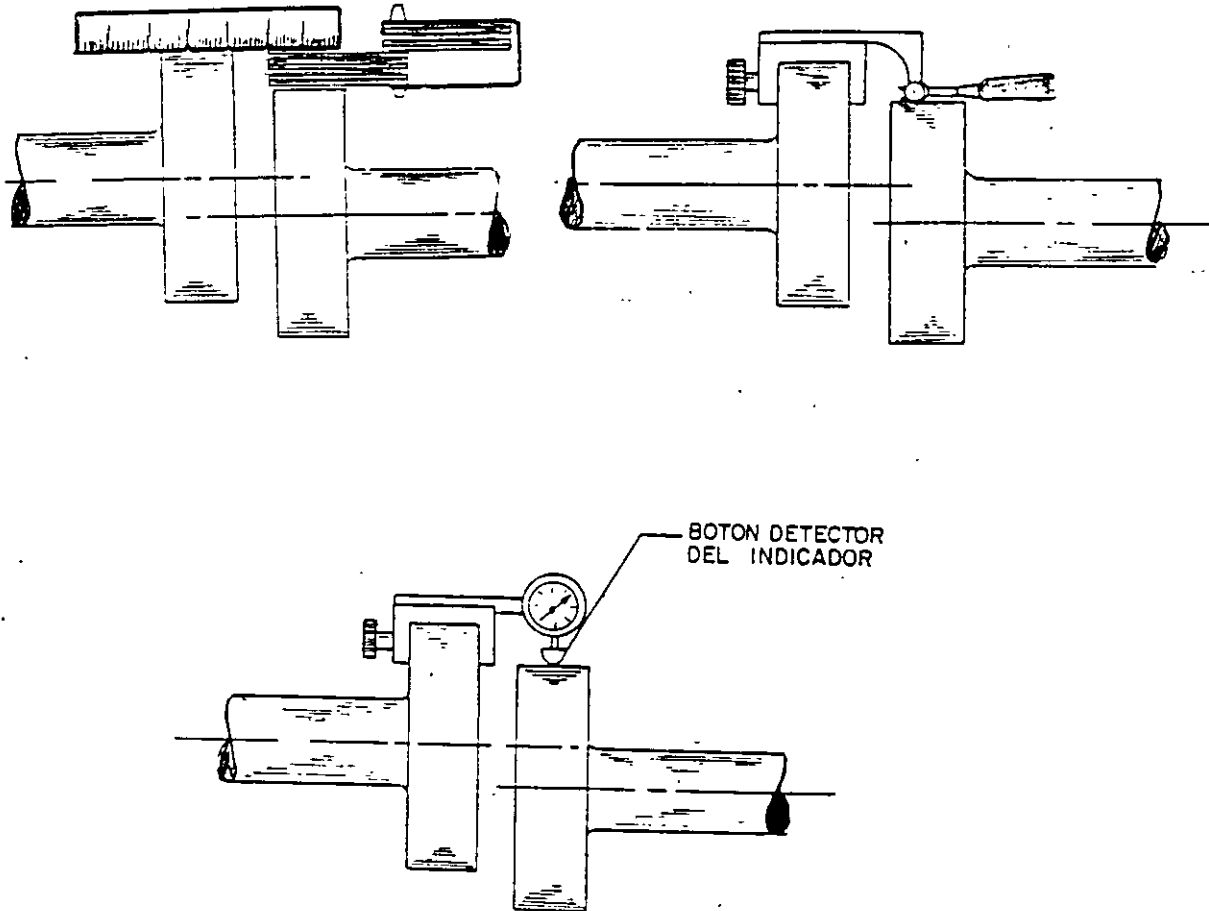
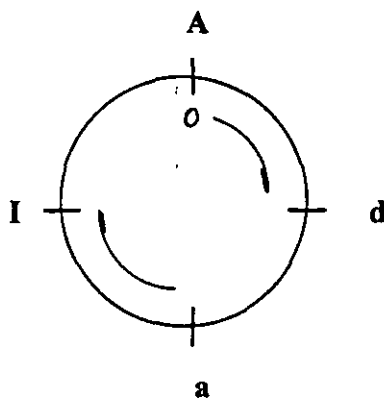


Figura 4.3 Medición radial.

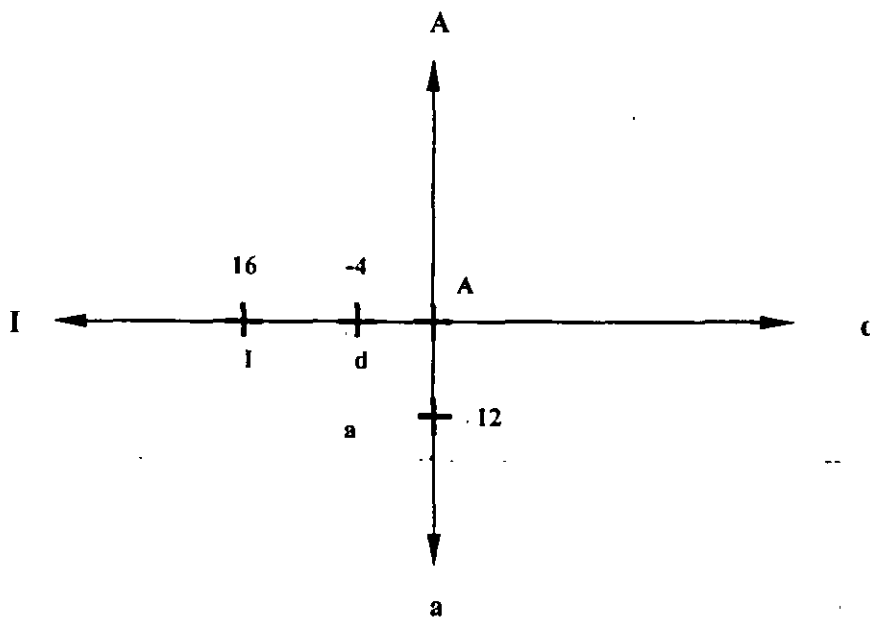
Las lecturas radiales a realizar son cuatro. Se coloca el cero de acoplamiento (en ambas caras) en la posición izquierda (I), derecha (d), arriba (A) y abajo (a), girando ambas caras en el mismo sentido y de 90 en 90 grados.



EJEMPLO: El desalineamiento radial, medido con un micrómetro, colocado en el cople lado bomba fue en $A=0$, $d=-4$, $a=12$ y $I=16$. Determinar el valor de corrección radial en el plano vertical y en el horizontal.

$$A+a=I+d \quad 0+12=16-4=12$$

Gráficamente:



Por lo tanto:

a)- La cara del cople-motor está a la izquierda (I) y se deberá recorrer $16 - (-4)/2 = 20/2 = 10$ milésimas a la derecha para eliminar el desalineamiento radial horizontal.

b)- El cople del motor está abajo (a) y deberá recorrer $(0-12)/2 = -6$ milésimas hacia arriba para eliminar el desalineamiento radial vertical.

5.- Realizar la medición del desalineamiento axial ó angular. Para medir este desalineamiento se utilizan los instrumentos ya descritos, tomando el valor del ángulo θ ó bien la dimensión D.

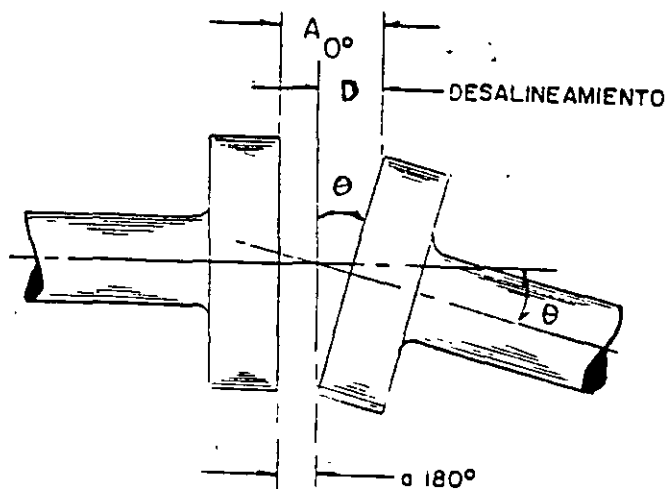


Figura 4.4. Medición desalineamiento axial

El desalineamiento axial puede darse horizontal ó verticalmente ó en una combinación de ambos, lo que es más común. Las lecturas se toman también en cuatro posiciones: Arriba (A), Abajo (a), izquierda (I) y derecha (d). Se hacen dos rondas de lecturas, una con el cero de acoplamiento arriba y otra a 180° (abajo). Si las flechas de ambas máquinas durante el giro a 180° permanecieran en la misma posición axial, los coples describirían planos perpendiculares a las flechas y el desalineamiento se calcularía como: $D = A(0) - a(180) = A(180) - a(0)$, sin embargo, en máquinas grandes se tiene movimientos axiales, aún

cuando esté diseñada y construida para evitarlos. Si Y es el valor de éste movimiento axial, entonces:

$$D = A(0) - (a(180) - Y)$$

ó

$$D = (A(180) - Y) - a(0)$$

Sumando:

$$2D = A(0) - (a(180) - Y) + (A(180) - Y) - a(0)$$

$$D = \{ [A(0) + A(180)] / 2 \} - \{ [(a(0) + a(180)) / 2] \}$$

Esta expresión es válida para desalineamiento vertical, horizontal ó combinado.

EJEMPLO: Con los datos que se indican, calcular el desalineamiento axial.

Con cero arriba: $A=16$, $d=2$, $I=24$, $a=20$.

Con cero a 180° (abajo): $A=11$, $d=25$, $I=14$, $a=16$.

-Para el desalineamiento vertical (axial):

$$D = (16+11)/2 - (20+16)/2 = -9/2 = -4.5 \text{ milésimas}$$

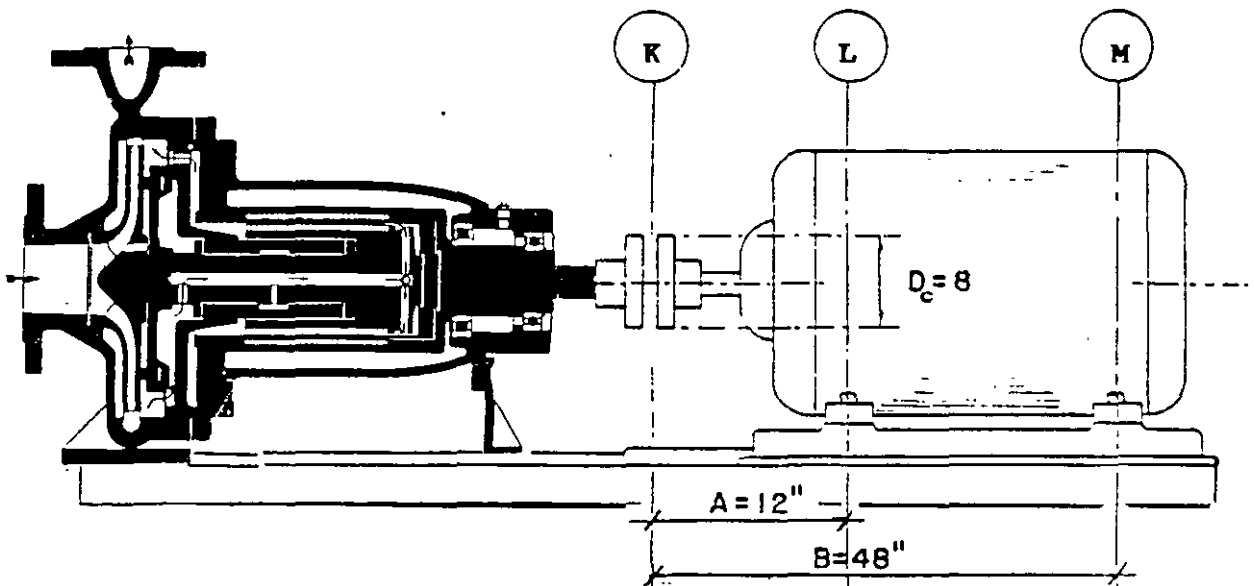
Por lo que el acoplamiento lado motor (abajo) se deberá cerrar 4.5 milésimas.

-Para el desalineamiento horizontal (axial)

$$D = (24+14)/2 - (20+26)/2 = (38-46)/2 = -8/2 = -4 \text{ milésimas}$$

Por lo tanto el acoplamiento lado motor de deberá cerrar de lado derecho **4 milésimas**

6.- Corrección del desalineamiento. Para determinar Los movimientos y las calzas necesarias para eliminar el desalineamiento, se recomienda realizar un croquis, con objeto de indicar tanto los movimientos hacia la derecha ó izquierda ó bien las calzas en los apoyos del motor que permitan alinear el equipo. La tolerancia en el alineamiento de máquinas de baja velocidad y potencia es de 0.5 a .0 milésima de pulgada. Sin embargo, en máquinas grandes o de alta velocidad la tolerancia deberá ser hasta de 0.00025". El efectuar un alineamiento lo más exacto posible, se evita el desgaste en coples flexibles; y en coples rígidos ó directos se evita vibración, esfuerzos mecánicos en los coples y flecha y se logra repartir uniformemente las cargas en los apoyos de la máquina. A continuación se muestra el croquis de un conjunto motor bomba mostrando el procedimiento final para determinar los movimientos del motor para un buen alineamiento. Los datos de este ejemplo corresponden a los encontrados en los ejemplos anteriores.



RELACION DE DISTANCIAS AXIALMENTE PARA 1/1000"		$\frac{A}{D_c}$ 1.5	$\frac{B}{D_c}$ 6
<u>AXIALMENTE VERTICAL</u>			
Cerrar Abajo	4.5	-6.75 = (4.5x1.5)	-27 = (4.5x6)
<u>RADIALMENTE VERTICAL</u>			
Subir Motor	7	+7	+7
Conclusion: Agregar 0.00025" en el plano "L" y retirar 0.020" en el plano "M".		+0.25	-20
<u>AXIALMENTE HORIZONTAL</u>			
Cerrar en la Derecha	4	6 DERECHA	24 DERECHA
<u>RADIALMENTE HORIZONTAL</u>			
Mover a la Derecha	10	10 DERECHA	10 DERECHA
Conclusion: Mover el motor 0.016" a la derecha en el plano "L" y 0.034 " a la derecha en "M".		16 DERECHA	34 DERECHA

fácilmente identificables cuando se corta la corriente eléctrica al motor y desaparece la vibración.

En máquinas reciprocantes se presenta vibración debido al movimiento alternativo. Las fuerzas que causan la vibración se deben a la inercia de los elementos y a la presión del vapor o gases sobre los pistones, lo que provoca una variación del par. En este tipo de máquinas la vibración y su frecuencia depende del número de pistones y de la relación entre estos. Estas fuerzas que provocan la vibración se balancean a través de contrapesos (balanceo de masas) colocados sobre el cigueñal de la máquina. Es recomendable aislar tales máquinas de sus bases para limitar la transmisión de vibración a otras.

Las máquinas que manejan fluidos como el agua, aire, gas, etc. tendrán variaciones debidas a las fuerzas de reacción que se originan al chocar el fluido con las aspas y el impulsor. Por ejemplo en un ventilador de paletas se tendrá vibración igual al producto de la velocidad de giro por el número de aspas. Estas vibraciones no son peligrosas a menos que originen resonancia. La resonancia tiene lugar cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del elemento. Las fuerzas que producen vibración varían en su amplitud y dirección ó ambas a la vez. La frecuencia a la que varia la fuerza se llama frecuencia de excitación y determina la frecuencia a que tendrá lugar la vibración.

La fricción ó rozamiento, si es continuo, normalmente no producirá vibración, a menos que no sea continua y esto provoque vibración y un cambio en su amplitud y frecuencia. Cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del elemento, este vibrará más que a ninguna otra. En esta condición una vibración pequeña puede producir una considerable vibración en condiciones de resonancia.

4.3.2.-VIBRACIÓN

La vibración es un fenómeno que se presenta en una máquina y que principalmente se debe a problemas mecánicos de la misma. Algunas de las causas de este fenómeno son:

- Rodamientos en mal estado.
- Desalineamiento
- Desbalanceo de las partes rotatorias.
- Variación del par.
- Base inadecuada ó máquina mal anclada.
- Holguras, fricción y resonancia.
- Fuerzas hidráulicas, aerodinámicas, ó electromagnéticas.
- Excentricidad de impulsores.

Resulta sencillo averiguar la parte o elemento de la máquina que causa la vibración. La frecuencia de vibración es un múltiplo de las Rev/min (RPM) de la parte defectuosa y la luz estroboscópica "congela" dicha parte. Una vez identificada la pieza, se tiene que ubicar el defecto y corregirlo.

Una de las más frecuentes causas de vibración es el desequilibrio. Las características de la vibración que origina son definidas y fácilmente identificables. La frecuencia de vibración debida al desequilibrio es igual a la correspondiente velocidad de rotación del elemento. El desplazamiento de esta vibración es proporcional a la cantidad de desequilibrio presente.

La segunda causa en importancia que produce vibración es el desalineamiento. Es muy difícil alinear dos ejes y sus cojinetes, de tal forma que no existan fuerzas que causan vibración, como ya vimos anteriormente, el desalineamiento puede ser radial ó axial, ó su combinación.

Cuando existe desalineamiento angular, la flecha trabaja como un eje curvo, provocando vibración. En un cople flexible desalineado, se producen fuerzas axiales y radiales, y por lo tanto, vibración en la misma dirección. La magnitud de estas fuerzas y de la vibración generada crece con la desalineación. Cuando el eje de la máquina y sus apoyos (cojinetes) están desalineados se puede dar el caso de vibración, aunque realmente, esto se debe a desequilibrio; esta vibración radial y axial aparece como consecuencia de la reacción por parte del cojinete desalineado, a la fuerza debida al desequilibrio. En este caso la vibración axial es relativamente pequeña con respecto a la radial, esta vibración se reducirá al equilibrar la pieza.

Cuando un cojinete antifricción no esta alineado con el eje, existirá vibración axial, incluso, cuando este equilibrado. Para eliminar la vibración es necesario instalar correctamente el cojinete

La vibración axial es la mejor indicación de desalineamiento; cuando el valor de ésta es igual ó mayor a la mitad de la vibración radial, entonces es muy probable el desalineamiento ó un eje curvado.

La vibración debida a la excentricidad es un problema que se presenta en máquinas de alta velocidad. La excentricidad consiste en que el centro geométrico del eje no coincide con el eje geométrico del rotor. Este es el caso de un engrane excéntrico, en donde, la vibración más elevada se da en la dirección de la línea que une los centros de dos engranes. Aquí uno de los engranes se comporta como leva. La vibración tiene lugar a una frecuencia igual a la velocidad de rotación. En el caso de una armadura ó impulsor excéntrico, se genera una fuerza de primer orden entre el rotor y el estator, debido a la intensidad del campo magnético ó a fuerzas hidráulicas. Se origina, por lo tanto, vibraciones de una frecuencia igual a la velocidad de rotación del rotor ó impulsor. En bombas, lo primero es tratar de equilibrar; si no se elimina la vibración, comprobar la excentricidad del impulsor con respecto a la flecha y corregir.

Otra forma de excentricidad que provoca vibración es la que se da entre el diámetro externo y la pista interna de un cojinete antifricción. La vibración que resulta de esta vibración tiene una frecuencia igual a la velocidad de rotación del eje y parecerá ser un desequilibrio. Para reducir esta vibración se recomienda equilibrar el rotor montado sobre los propios cojinetes, cuidando que la posición del cojinete con respecto al eje no cambie, si cambia el resultado no resuelve el problema, porque se tendrá excentricidad y desequilibrio a la vez.

Los cojinetes antifricción que tienen defectos en pistas, bolas ó rodillos, generan vibraciones de alta frecuencia, el valor de ésta, es varias veces la velocidad de rotación del elemento. Los cojinetes son piezas fabricadas con gran precisión y su falla solo es debida al uso ó a fuerzas que provocan la vibración. (desequilibrio y desalineamiento).

En cojinetes de fricción generalmente no se produce vibración a menos que presente una holgura excesiva lo que ocasiona desequilibrio, desalineación y finalmente desajustes mecánicos, golpeteo ó trepidación. En los cojinetes que presentan vibración la causa más probable es su estado de lubricación, un cojinete seco produce vibraciones a una frecuencia de una, dos y aún con múltiplos superiores de la velocidad de rotación. La vibración en condiciones de sequedad cambia en amplitud y en frecuencia, por esta razón, la lubricación es un problema de gran importancia.

Otro tipo de vibración es debido a la falta de ajuste mecánico (holguras) entre los elementos mecánicos. Este desajuste provoca golpeteo y una vibración de una frecuencia del doble de la velocidad del elemento que se trate, como lo que sucede por la falta de alineación. Un ejemplo de holguras es el caso de una maquina cuya base pueda moverse libremente sobre su bancada. La variación del par y otras fuerzas debidas a la rotación producirán un doble impacto en la base por cada revolución. Una excesiva holgura en cojinetes produce el mismo efecto. Esta vibración desaparece al corregir la fuerzas debidas al desbalanceo y desequilibrio.

Existe por otra parte vibraciones inherentes de tipo eléctrico, como las que se presentan en un motor eléctrico, estas son debidas principalmente a variaciones del Par. La frecuencia de

tal vibración es el doble de la frecuencia sincrónica, siendo esta la frecuencia a la que se genera la energía alterna. Esta se calcula como $(\text{número de polos} \times \text{R.P.M})/2$. La magnitud de estas vibraciones no es en realidad importante, solo en equipos donde se requiere de una vibración extremadamente baja. Además de vibraciones producidas por causas eléctricas como la variación del par, se tienen las debidas a excentricidad de la armadura, éstas son fácilmente identificables cuando se corta la corriente eléctrica al motor y desaparece la vibración.

En máquinas reciprocantes se presenta vibración debido al movimiento alternativo. Las fuerzas que causan la vibración se deben a la inercia de los elementos y a la presión del vapor o gases sobre los pistones, lo que provoca una variación del par. En este tipo de máquinas la vibración y su frecuencia depende del número de pistones y de la relación entre estos. Estas fuerzas que provocan la vibración se balancean a través de contrapesos (balanceo de masas) colocados sobre el cigüeñal de la máquina. Es recomendable aislar tales máquinas de sus bases para limitar la transmisión de vibración a otras.

Las máquinas que manejan fluidos como el agua, aire, gas, etc. tendrán variaciones debidas a las fuerzas de reacción que se originan al chocar el fluido con las aspas y el impulsor. Por ejemplo en un ventilador de paletas se tendrá vibración igual al producto de la velocidad de giro por el número de aspas. Estas vibraciones no son peligrosas a menos que originen resonancia. La resonancia tiene lugar cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del elemento. Las fuerzas que producen vibración varían en su amplitud y dirección ó ambas a la vez. La frecuencia a la que varia la fuerza se llama frecuencia de excitación y determina la frecuencia a que tendrá lugar la vibración.

La fricción ó rozamiento, si es continuo, normalmente no producirá vibración, a menos que no sea continuo y esto provoque vibración y un cambio en su amplitud y frecuencia. Cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del elemento, este vibrará más que a ninguna otra. En esta condición una vibración pequeña puede producir una considerable vibración en condiciones de resonancia.