



UNIVERSIDAD VERACRUZANA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA

“MAQUINAS HIDRAULICAS”
BOMBAS Y TURBINAS

MONOGRAFIA

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTA:
HUMBERTO TORIO GARCIA

DIRECTOR:
ING. JUAN RAFAEL MESTIZO CERON



XALAPA, VER.

ENERO 2014



UNIVERSIDAD VERACRUZANA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



AL C.
HUMBERTO TORIO GARCIA
PASANTE DE LA CARRERA DE
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
P R E S E N T E.

EN RELACION A SU SOLICITUD RELATIVA, ME ES GRATO TRANSCRIBIR A USTED A CONTINUACIÓN EL TEMA QUE APROBADO POR EL H. CONSEJO TÉCNICO Y LA DIRECCIÓN DE ESTA FACULTAD QUE PROPUESTO POR ING. JUAN RAFAEL MESTIZO CERONPARA QUE LO DESARROLLE CON LA MODALIDAD DE **MONOGRAFIA** EN SU EXAMEN PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA.

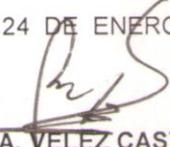
“MAQUINAS HIDRAULICAS BOMBAS Y TURBINAS”

	INTRODUCCION
	NOMENCLATURA
CAPITULO I	TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS:GENERALIDADES
CAPÍTULO II	PRINCIPIOS TEORICOS DE LAS TURBOMAQUINAS
CAPITULO III	BOMBAS CENTRIFUGAS
CAPITULO IV	BOMBAS AXIALES
CAPITULO V	BOMBAS VOLUMETRICAS
CAPITULO VI	ESTUDIO DE SISTEMAS DE BOMBEO
CAPITULO VII	CONCEPTOS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS
CAPITULO VIII	ANALISIS DELAS PRINCIPALES TURBINAS

RUEGO A USTED TOMAR DEBIDA NOTA QUE DE ACUERDO A LO ESPECIFICADO POR LA LEY DE PROFESIONES EN VIGOR, DEBERA PRESTAR SERVICIO SOCIAL DURANTE UN TIEMPO MINIMO DE UN AÑO COMO REQUISITO INDIPENSABLE PARA SUSTENTAR EXAMEN PROFESIONAL.

ATENTAMENTE.

XALAPA, VER A 24 DE ENERO DEL 2014.


ING. MIGUEL A. VELEZ CASTILLEJOS
SECRETARIO.

• jcc.

AGRADECIMIENTOS

A la vida...

MAQUINAS HIDRAULICAS

BOMBAS Y TURBINAS

INDICE

INTRODUCCIÓN 7

NOMENCLATURA 8

CAPITULO 1

TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS: GENERALIDADES

1.1 Definición de maquina hidráulica 9

1.2 Clasificación de las maquinas hidráulicas 9

1.3 Maquinas generadoras o bombas 11

1.4 Maquinas volumétricas o de desplazamiento positivo 14

1.5 Maquinas motoras o turbinas 19

CAPITULO 2

PRINCIPIOS TEORICOS DE LAS TURBOMAQUINAS

2.1 Velocidades 21

2.2 Ecuación de Euler 24

2.3 Grado de reacción 25

2.4 Leyes de funcionamiento de las turbomáquinas. 26

2.5 Velocidad específica 33

2.6 Carga teórica infinita, teórica y real 35

2.7 Rendimientos y potencias 37

2.8 Curvas características teóricas y reales 40

2.9 Causas de pérdida de energía en las turbomáquinas 43

2.10 Velocidad sincrónica 45

2.11 Velocidad de embalamiento 45

CAPITULO 3

BOMBAS CENTRIFUGAS

3.1 Características generales 47

3.2 Funcionamiento de las bombas centrifugas. 48

3.3 Análisis de una bomba centrifuga. 49

3.4 Curva ideal carga - capacidad de una bomba centrífuga	50
3.5 Curva característica real de una bomba centrífuga	54
3.6 Carga en la succión y parámetro de cavitación	55
3.7 Características de funcionamiento en la aspiración	62

CAPITULO 4 BOMBAS AXIALES

4.1 Características generales.	65
4.2 Diagrama de velocidades	68
4.3 El impulsor de hélice	69
4.4 Ecuación de transferencia de energía y grado de reacción	70
4.5 Curvas características	72
4.6 Características y efectos debido a la variación del caudal	73
4.7 Cavitación en bombas axiales	74

CAPITULO 5 BOMBAS VOLUMETRICAS

5.1 Características y clasificación de las bombas volumétricas	76
5.2 Bombas de embolo	77
5.3 Bombas volumétricas rotatorias	88

CAPITULO 6 ESTUDIO DE SISTEMAS DE BOMBEO

6.1 Selección.	101
6.2 Instalación	105
6.4 Operación	111
6.4 Mantenimiento	121

CAPITULO 7 CONCEPTOS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

7.1 Definición y elementos fundamentales de una turbina	127
7.2 Clasificación y descripción de las turbinas hidráulicas	131
7.3 Velocidades, pérdidas y ecuación fundamental	133
7.4 Saltos hidráulicos	137
7.5 Curvas características de las turbinas	138

CAPITULO 8 ANALISIS DE LAS PRINCIPALES TURBINAS

8.1 Turbina Pelton	143
--------------------	-----

8.2 Turbina Francis	147
8.3 Turbina Kaplan	158
8.4 Turbina de bulbo	167
8.5 Selección, instalación, operación y mantenimiento	175
BIBLIOGRAFIA	186

INTRODUCCION

El presente trabajo está enfocado al estudio de aquellos equipos de flujo donde el fluido recibe o entrega energía, en particular el caso de las bombas y turbinas.

El objetivo de este material es ahondar sobre la teoría y características de operación de las maquinas hidráulicas

Para su confección se han consultado diversas fuentes bibliográficas especializadas en el tema, así como la aportación personal y de especialistas en la temática de maquinaria hidráulica. No se pretende desarrollar teorías ni tampoco penetrar en temas avanzados, pero si abordar los principios básicos de las maquinas hidráulicas.

Contiene numerosas ilustraciones, así como las ecuaciones básicas relativas a los funcionamientos de los diversos tipos de bombas y turbinas que actualmente emplea la industria, sin dejar de mencionar las importantes recomendaciones que establecen diversos autores y especialistas en relación a la selección, instalación y mantenimiento de los equipos.

El texto consta de ocho capítulos: un primer capítulo que aborda de manera general a la maquinas hidráulicas, clasificación y gráficos, el segundo capítulo relativo a la teoría general de las mismas. En los capítulos del tres al seis se realiza un análisis de las maquinas generadoras también llamadas bombas hidráulicas y finalmente se concluye con el siete y ocho abordando a las principales máquinas motoras o turbinas hidráulicas.

NOMENCLATURA

<p>A = Área normal al flujo</p> <p>C_Q = Coeficiente de caudal</p> <p>C_H = Coeficiente de carga</p> <p>C_M = Coeficiente de momento</p> <p>C_P = Coeficiente de potencia</p> <p>D = Diámetro</p> <p>F = Fuerza.</p> <p>f = Frecuencia</p> <p>g = Constante gravitacional</p> <p>G = Caudal en masa en Kg/s</p> <p>G_R = Grado de reacción</p> <p>H = Carga que actúa o desarrolla la maquina</p> <p>H_p = Altura correspondiente a la presión absoluta en el nivel de bombeo</p> <p>H_s = Distancia entre el eje de la bomba y el nivel de bombeo</p> <p>H_{sv} = Altura se succión</p> <p>H_{vp} = Altura correspondiente a la presión de vaporización</p> <p>H_t = Carga teórica</p> <p>$H_{t\infty}$ = Carga teórica para un número infinito de alabes</p> <p>H_t = Carga teórica para un numero finito de alabes</p> <p>K_a = Coeficiente de velocidad de paso (maquinas axiales).</p> <p>Coeficiente de velocidad periférica</p> <p>K_{vu} = Coeficiente de velocidad tangencial del fluido</p> <p>C_{vt} = Coeficiente de tobera.</p> <p>K_R = Coeficiente de velocidad de paso (maquinas radiales)</p> <p>L = Parámetro de longitud</p> <p>m = Masa del fluido</p> <p>M = M = Par o momento</p> <p>N = Velocidad de rotación en rpm.</p> <p>n_a = Velocidad especifica de aspiración</p>	<p>n_p = Número de pasos.</p> <p>n_s = Velocidad especifica.</p> <p>p = Presión</p> <p>P = Potencia</p> <p>q = Pérdidas volumétricas</p> <p>Q = Gasto volumétrico o caudal</p> <p>u = Velocidad tangencial del alabe</p> <p>v = Velocidad absoluta del fluido.</p> <p>v_m = Velocidad meridiana</p> <p>v_u = Velocidad tangencial del fluido</p> <p>w = Velocidad relativa del fluido respecto al alabe</p> <p>z = Numero de alabes</p> <p>α = Angulo entre la velocidad absoluta y la tangencial del fluido.</p> <p>β = Angulo del alabe</p> <p>ϕ = Coeficiente velocidad periférica</p> <p>γ = Peso específico del fluido.</p> <p>δ_l = Coeficiente de semejanza geométrica</p> <p>δ_v = Coeficiente de semejanza cinemática</p> <p>δ_v = Coeficiente de semejanza cinemática.</p> <p>δ_f = Coeficiente de semejanza dinámica.</p> <p>μ = Viscosidad absoluta del fluido.</p> <p>μ_d = Factor de deslizamiento</p> <p>ω = Velocidad de rotación en radianes/s</p> <p>ρ = Densidad del fluido.</p> <p>η = η = Rendimiento.</p> <p>η_h = Rendimiento hidráulico</p> <p>η_v = η_v = Rendimiento volumétrico</p> <p>η_m = Rendimiento mecánico</p>
--	---

CAPITULO 1

TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS: GENERALIDADES

1.1 DEFINICIÓN DE MÁQUINA HIDRÁULICA

En primer lugar una máquina en su forma más simple se puede definir como un dispositivo transformador de energía, es decir, la máquina recibe una forma de energía y la restituye en otra forma de energía. Un ejemplo lo constituye el generador eléctrico en el cual la energía mecánica que se le proporciona es transformada en energía eléctrica.

Etimológicamente, una máquina hidráulica es un elemento en el cual el fluido de trabajo es agua, sin embargo la turbina de vapor funciona con agua y no es una máquina hidráulica, sino una máquina térmica. Una bomba que bombea un líquido caliente diferente al agua, no es una máquina térmica pero se considera una máquina hidráulica. Esto pone de manifiesto que el nombre de máquina hidráulica desde el punto de vista etimológico no sea el más apropiado para toda aquella máquina clasificada con este nombre.

La definición más precisa de máquina hidráulica es: aquella en la cual el fluido de trabajo que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, para lo cual en el diseño y estudio de la misma, se trabaja bajo la hipótesis de que la densidad se mantiene constante.

1.2 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Para clasificar las máquinas hidráulicas se toma en cuenta el elemento principal de la máquina es decir aquel donde se lleva a cabo el intercambio de energía mecánica en energía de fluido o viceversa.

Es así como se establece la clasificación de las máquinas hidráulicas en dos grupos: Las turbomáquinas y las máquinas de desplazamiento positivo.

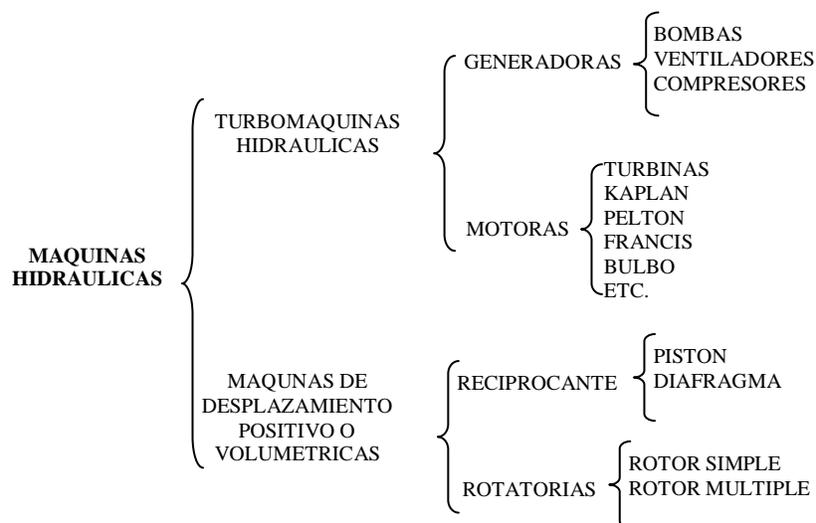
En las turbomáquinas el elemento intercambiador de energía es un rotor provisto de álabes, de ahí que también a estas se les llame rotatorias. Por otra parte en las máquinas de desplazamiento positivo el elemento intercambiador de energía es un émbolo accionado dentro de un cilindro y que transmite energía al fluido al producir una variación de volumen por lo que estas máquinas también se conocen con el nombre de volumétricas.

Las turbomáquinas se definen como máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre en fluido y un rotor provisto de álabes, mientras el fluido pasa a través de ello.

Si la transferencia de energía se efectúa de rotor a fluido trata de una máquina generadora. En el grupo de las máquinas generadoras se encuentran las bombas y ventiladores.

Si la transferencia de energía se realiza de fluido a rotor se trata de una máquina motora. Dentro del grupo de las máquinas motoras se encuentran las turbinas hidráulicas.

ESQUEMA DE CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRÁULICAS



1.3 MAQUINAS GENERADORAS O BOMBAS

Se les define como máquinas generadoras a aquellas que transmiten la energía al fluido mediante el movimiento de un elemento rotatorio llamado impelente y que obliga al fluido a moverse de forma acelerada por su interior. Atendiendo a la trayectoria del fluido por el interior del impelente, las máquinas dinámicas se subdividen en centrífugas, axiales, de flujo mixto, de remolino y de discos.

1.3.1 Bombas centrífugas

En estos equipos, por la acción de las fuerzas centrífugas el fluido es desplazado en forma radial desde el eje de rotación del impelente hacia la periferia. Durante este recorrido del fluido, los álabes del impelente le transmiten energía en forma de presión y velocidad al mismo. Parte de esta última es transformada en presión en el colector que rodea al impelente, ya que las altas velocidades provocan grandes pérdidas por fricción y disminuyen la eficiencia de la bomba. Figura 1.1.

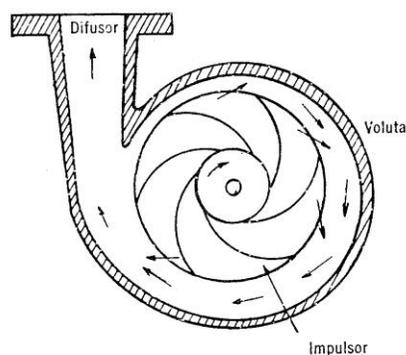


Figura 1.1 Esquema de una bomba centrífuga

1.3.2 Bombas axiales

Son equipos que permiten la transferencia de energía mecánica del impelente al líquido mientras éste pasa en dirección axial o paralela al eje de rotación. Los álabes en este caso se encuentran fijos por un extremo al rotor, y al girar obligan al fluido a moverse axialmente al tiempo que le imprimen presión y velocidad, figura 1.2. Comparadas con las máquinas centrífugas, estas se caracterizan por posibilitar el manejo de grandes volúmenes de fluido, pero no producen grandes elevaciones de presión.

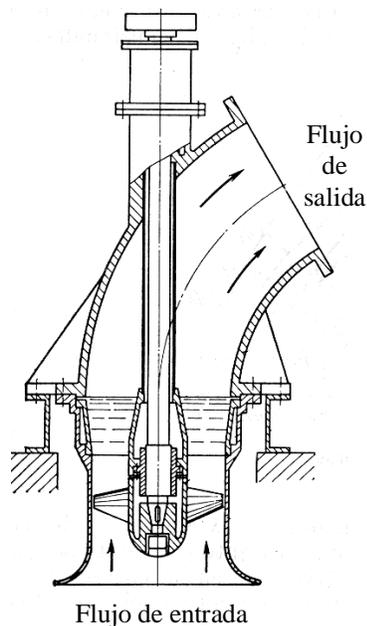
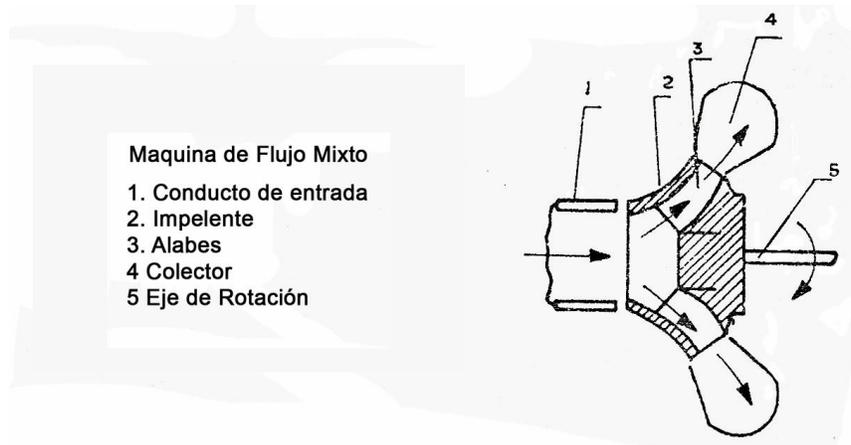


Figura 1.2 Esquema de una bomba axial vertical de una etapa

1.3.3 Bombas de flujo mixto

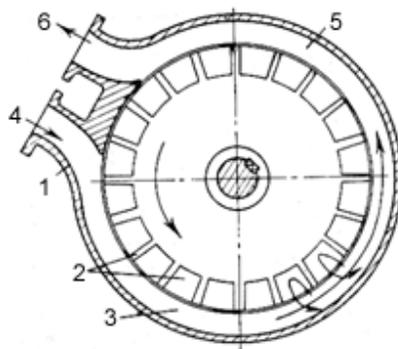
Estos equipos representan la transición entre las máquinas centrífugas y axiales. En este caso el fluido abandona el impelente con un cierto ángulo de inclinación respecto al eje de rotación de la máquina. Estos equipos permiten mayores flujos que los centrífugos y mayores presiones que los axiales, figura 1.3.



1.3.4 Bombas de remolino

En estos equipos a diferencia de los de tipo centrífugo, el fluido penetra y sale por la periferia del impelente. Los álabes del impelente son radiales y presentan cavidades en las cuales el fluido al entrar y salir de ellas adquiere energía.

El propio sentido de rotación del impelente obliga al flujo a recorrer la máquina desde el conducto de entrada hasta el de salida al mismo tiempo que va adquiriendo energía en su continuo entrar y salir de las cavidades formadas por los álabes. (Figura 1.4).



1. Conducto de entrada 2. Impelente 3. Álabes 4. Colector 5. Conducto de salida

Figura 1.4 Esquema de una bomba de remolino

1.3.5 Bombas de discos

En estos equipos a diferencia de los de tipo centrífugo no está provisto de álabes, el fluido (viscoso) bajo la acción de las fuerzas viscosas y centrífugas, se traslada hacia la periferia del disco ganando energía.

A la salida del impelente un colector reduce su velocidad y lo envía hacia el conducto de salida. Estas máquinas se emplean para el bombeo de líquidos de alta viscosidad, figura 1.5.

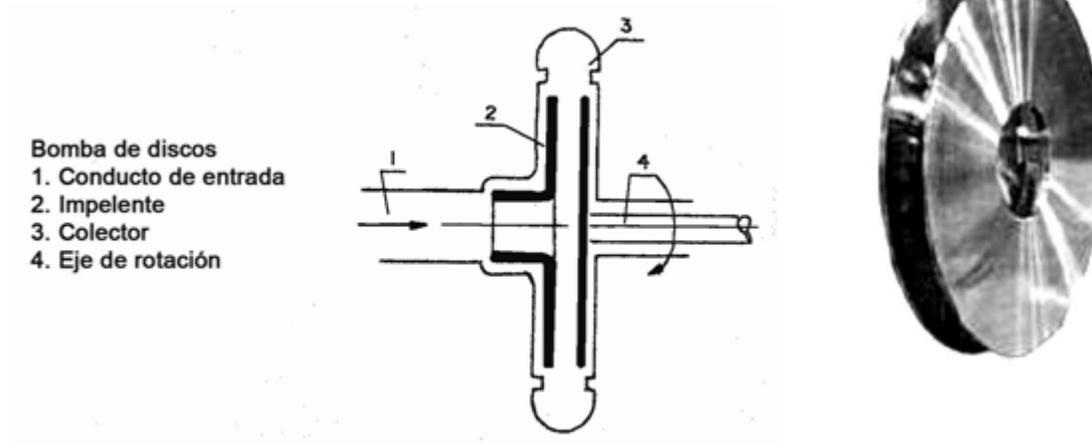


Figura 1.5 Corte de la bomba de discos y su impulsor

1.4 MÁQUINAS VOLUMÉTRICAS O DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Los equipos volumétricos, también llamados de desplazamiento positivo, producen el movimiento del fluido mediante la variación del volumen de la cámara donde se aloja este en el interior del equipo, forzándolo a desplazarse hacia el conducto de salida.

La característica más común de este tipo de equipos, es que se logren grandes presiones de trabajo, aunque manipulando caudales relativamente pequeños en comparación con las máquinas centrífugas y axiales.

Existe gran diversidad de máquinas volumétricas que responden a los distintos requerimientos y características de los fluidos a manipular.

1.4.1 Bombas de émbolo

Estas máquinas son de las más antiguas y su principio de funcionamiento es muy simple, como se muestra en la figura 1.6.

El embolo animado de un movimiento alternativo succiona el fluido hacia el interior del cilindro a través de la válvula de aspiración o succión, comprimiéndolo posteriormente en su recorrido inverso, obligándolo a salir a través de la válvula de impulsión o descarga hacia el conducto de salida.

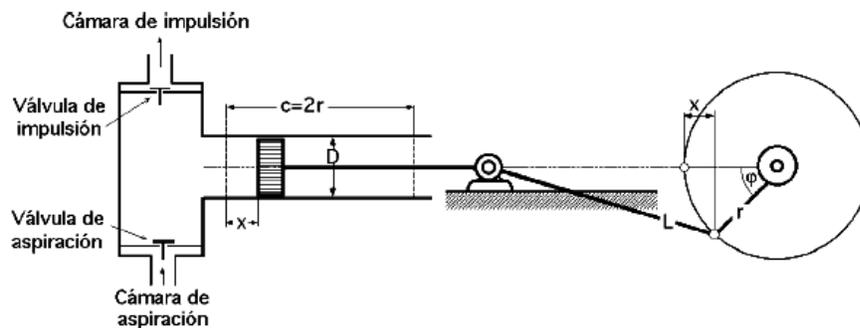


Figura 1.6 Esquema de una bomba de émbolo

Las bombas de émbolo se emplean en la actualidad fundamentalmente para el bombeo de líquidos viscosos, ya que las bombas centrífugas han desplazado a las de émbolo en la manipulación de agua.

1.4.2 Bombas de paletas

La bomba de paletas mostrada en la figura 1.7, está compuesta por un rotor cilíndrico (1) en el cual se alojan las paletas (5), cuyo número puede variar dependiendo del diseño. El fluido que penetra a la bomba a través de la tubería de succión (2) se aloja en el espacio comprendido entre el rotor (1), la carcasa (4) y las paletas (5).

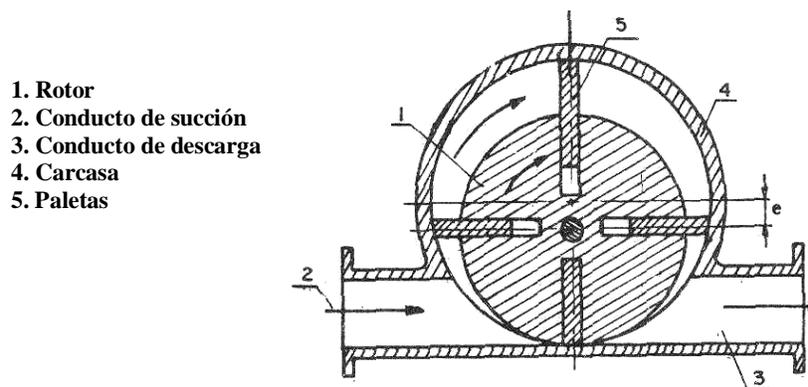


Figura 1.7 Esquema de una bomba de paletas

Al sobrepasar la posición A, el espacio comienza a reducirse y el fluido es forzado a través del conducto de descarga (3). Esta variación en el espacio entre el rotor y la carcasa se logra con la excentricidad (e) entre los ejes de simetría de ambos.

Las paletas se mantienen en contacto con la carcasa por la acción de las fuerzas centrífugas originadas por la rotación del rotor, aunque existen diseños provistos de muelles para garantizar este contacto.

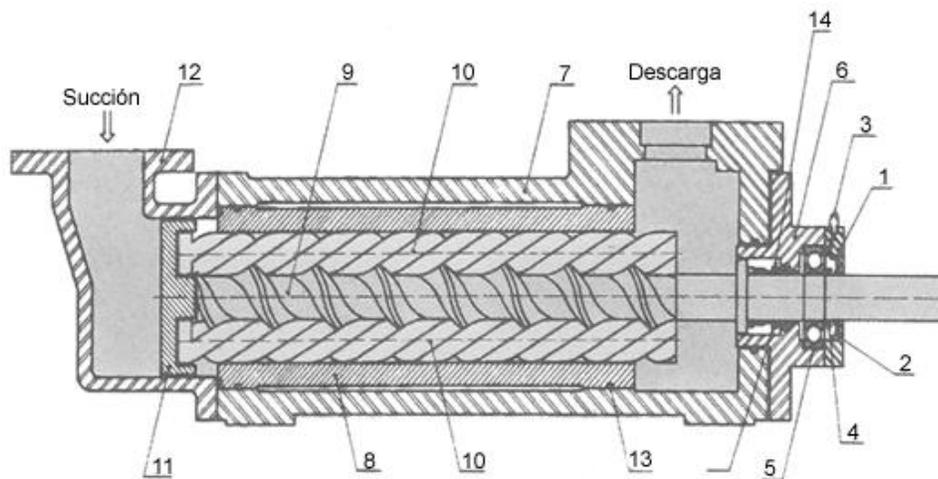
Estas bombas se emplean para la manipulación de fluidos viscosos. En la industria azucarera es tradicional su empleo para el bombeo de mieles.

1.4.3 Bombas de tornillo y engranes

Las de tornillo han ampliado su campo de aplicación en las últimas décadas, a tal grado que han invadido campos de trabajo de otros tipos de bombas.

Estas máquinas pueden estar compuestas de uno, dos, tres o cinco tornillos, de los cuales uno es el conductor, y los restantes son conducidos.

El principio de trabajo se basa en que al hacer girar el tornillo, el fluido atrapado entre sus hélices es obligado a desplazarse axialmente de la misma forma que lo haría una tuerca sobre este (figura 1.8). Son utilizadas para la manipulación de fluidos viscosos.



	Nombre		Nombre		Nombre		Nombre
1	Tapa	5	Rodamiento	9	Tornillo de trabajo	13	Arosellos
2	Reten	6	Sello mecánico	10	Tornillo de sello	14	Sello mecánico
3	Grasera	7	Carcaza	11	Balace hidráulico		
4	Seguro	8	Camisa	12	Conjunto de succión		

Figura1.8 Esquema de una bomba de 3 tornillos succión sencilla

Las bombas de engranes tienen un principio de trabajo parecido a las de tornillo, tal como en la figura 1.9 se puede observar, para el caso particular de una bomba de engranes externos.

1. Engrane conductor 2. Carcas 3. Conducto de descarga

4. Engrane conducido 5. Conducto de entrada

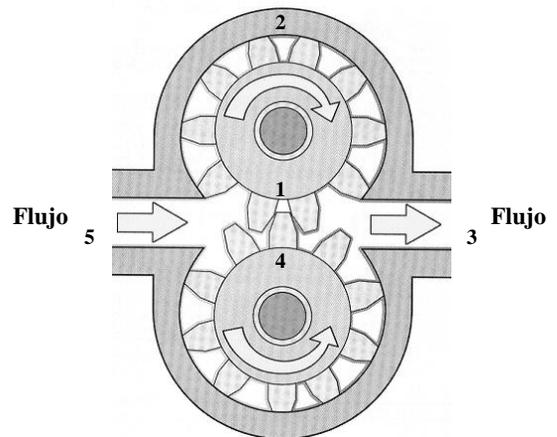


Figura 1.9 Esquema de una bomba de engranes externos

Un engrane denominado conductor (1) recibe la energía de motor y la transmite al engrane conducido (4) y el fluido que penetra por el conducto de entrada (5) ocupa los espacios entre los dientes del engrane y la carcasa (2).

El punto de contacto entre los engranes constituye un sello que corta la conexión entre la succión y descarga de la bomba.

1.5 MÁQUINAS MOTORAS TURBINAS

Las turbinas hidráulicas son máquinas motoras en las cuales la transferencia de energía se efectúa del fluido hacia un rotor provisto de alabes mientras el flujo pasa a través de estos, logrando de esta forma convertir la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación.

Las turbinas que solo utilizan la energía cinética del fluido para su accionamiento reciben el nombre de turbinas de impulso o de acción y a este grupo pertenecen las llamadas Turbinas Pelton; y las que aprovechan además la energía de presión reciben el nombre de turbinas de reacción, a este grupo corresponden las turbinas conocidas como Francis y Kaplan.

Una turbina hidráulica se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente: el distribuidor, el rodete y el difusor. En la figura 1.10 se indican estos elementos para el caso de una turbina Francis.

El distribuidor y el difusor (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser inexistentes en determinadas turbinas.

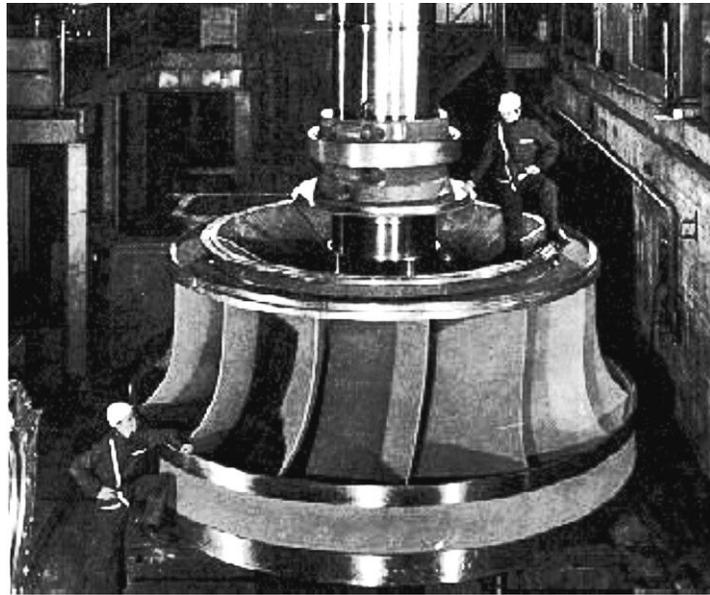


Figura 1.10 Vista de un rodete de turbina

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina.

El difusor en una turbina es el órgano de desagüe, pero se llama tubo de aspiración porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete.

CAPITULO 2

PRINCIPIOS TEORICOS DE LAS TURBOMAQUINAS

2.1 VELOCIDADES

Consideremos el flujo a través de una turbomáquina de configuración general. Se supone que las líneas de corriente quedan en superficies de revolución simétricas y axiales con el eje de la máquina. La figura 2.1 muestra una de estas superficies con sus líneas de corriente y un corte longitudinal de la máquina. Se puede imaginar que el eje de la máquina coincide con el eje de esta superficie de flujo y que los álabes montados sobre el eje penetran la superficie y giran para provocar el flujo. El problema de analizar el flujo por la turbomáquina esta reducido a la determinación de la forma geométrica de esta superficie y de las líneas de corriente que contienen. En algunas máquinas es suficiente considerar solo una de las superficies que tipifica el flujo a través de la máquina mientras que en otras hay que considerar el flujo en varias de estas superficies a diferentes distancias radiales del eje.

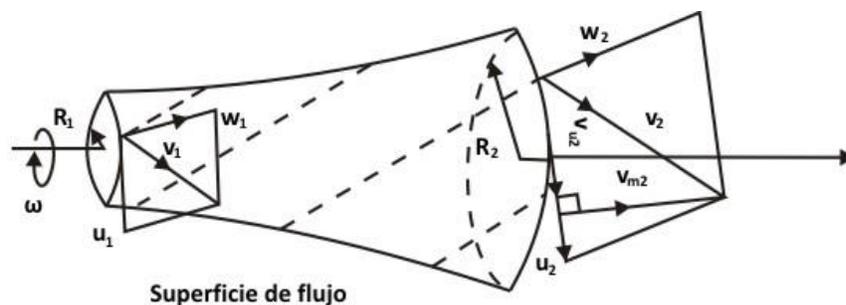


Figura 2.1 Componentes de velocidad

El sentido del flujo será del punto 1 al punto 2. En el diagrama, el flujo pasa de un radio menor a un radio mayor, pero es perfectamente posible que el fluido pase de un radio mayor a uno menor o que el radio no cambie entre la entrada y la salida. Los tres vectores de

velocidad en importancia en la cinemática de las turbomáquinas son u , v y w , respectivamente. La relación de estas velocidades como se puede observar de la figura 2.1, queda materializada por un triángulo de velocidades de acuerdo con las leyes de vectores en la forma siguiente:

$$v = u + w$$

2.1

Donde u es la velocidad tangencial del alabe, v la velocidad absoluta del fluido y w es la velocidad relativa del fluido respecto al álabe. El triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor juega un papel importante en el estudio de las turbomáquinas y en el se encuentran otras velocidades como son v_u (velocidad tangencial del fluido) y v_m (velocidad meridiana). Otro parámetro contenido en el triángulo es el ángulo formado por la velocidad relativa y la velocidad tangencial del fluido se representa por la letra β y se llama ángulo del álabe.

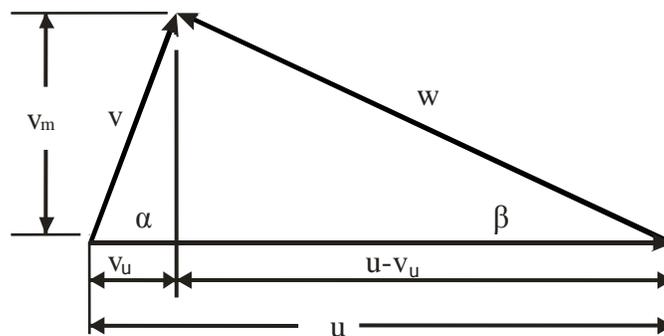


Figura 2.2 Triangulo de velocidades

En el estudio de las turbomáquinas de acuerdo al flujo entre la entrada y salida del rotor se consideran las tres casos: Flujo radial hacia adentro (turbinas) figura 2.3, con flujo radial hacia fuera (bombas) figura 2.4 y flujo axial. En realidad el flujo rara vez es radial o axial puro, pero se coloca una turbomáquina en una u otra clase cuando uno de estos flujos predomina en la máquina. Cuando ningún tipo de flujo predomina, la máquina es de flujo mixto y la superficie de flujo se aproxima a la figura 2.5.

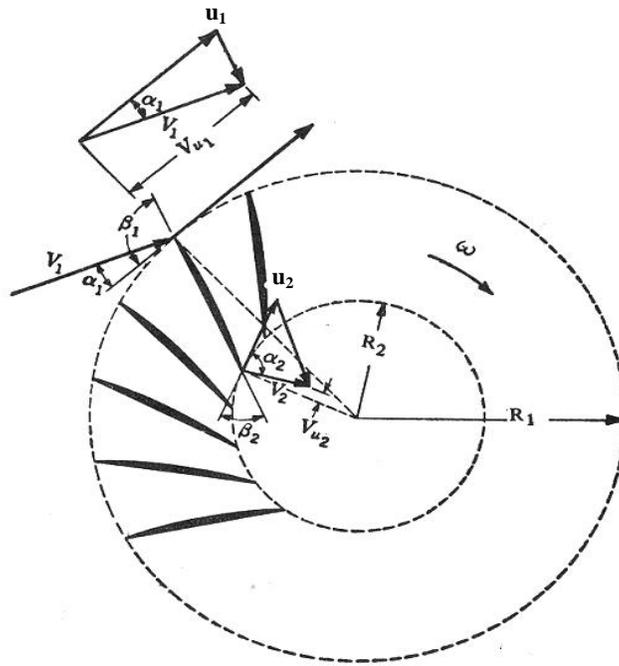


Figura 2.3 Flujo radial hacia adentro

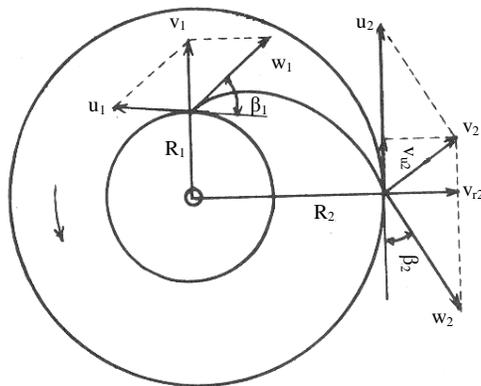


Figura 2.4 Flujo radial hacia afuera

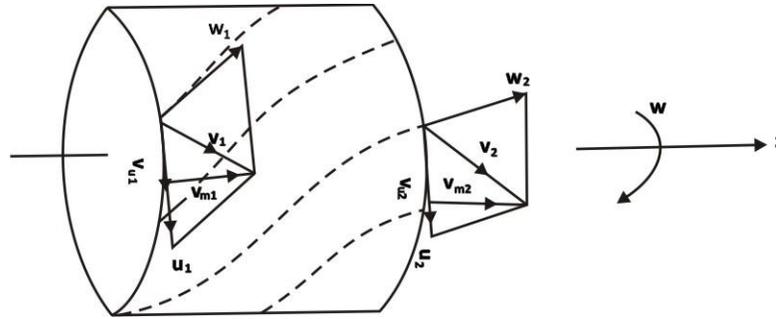


Figura 2.5 Flujo axial

2.2 ECUACION DE EULER

Es importante destacar algunas observaciones en relación a la ecuación Euler y que son las siguientes:

1. En primer lugar así como la ecuación de Bernoulli es la ecuación fundamental de la hidrodinámica, la ecuación de Euler resulta ser la ecuación elemental para el estudio de las turbomáquinas.
2. Esta ecuación fue desarrollada por el matemático Leonardo Euler (1754), razón por la cual es denominada ecuación de Euler.
3. La ecuación permite calcular la carga teórica en condiciones ideales es decir, sin pérdidas y bajo la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de alabes que implica una perfecta conducción del fluido a través de los mismos.
4. En el estudio de las turbomáquinas la altura o carga definida por la ecuación de Euler se denomina $H_{t\infty}$ (carga teórica para un número infinito de alabes) y a la altura o carga intercambiada en un rodete con un número finito de alabes se le denomina H_t (carga teórica para un número finito de alabes). En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, no así en el caso de las bombas.

En el caso de máquinas generadoras (bombas), la ecuación de Euler se expresa en la forma:

$$H_{t\infty} = \frac{(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})}{g} \quad 2.1$$

Para el caso de máquinas motoras (turbinas), la ecuación de Euler se escribe en la forma:

$$H_{t\infty} = H_t = \frac{(u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2})}{g} \quad 2.2$$

Ecuación de Euler bajo la forma de componentes energéticas

La ecuación de Euler es una expresión sencilla que cuantifica la cantidad de energía transferida entre el rotor provisto de alabes y el fluido, sin embargo no especifica la naturaleza que se transmite. Pero esta ecuación puede ser modificada de tal forma que sea función de las componentes energéticas involucradas.

Partiendo de que la ecuación de Euler para bombas de acuerdo con la ecuación 2.9 se expresa como:

$$H_{t\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{para bombas}) \quad 2.3$$

donde $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ representa la variación de la carga dinámica y $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ la variación de carga estática.

Para el caso de máquinas motoras (turbinas), la expresión de la carga teórica será entonces:

$$H_{t\infty} = H_t = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad 2.4$$

2.3 GRADO DE REACCION

El grado de reacción de una turbomáquina es un parámetro adimensional que se refiere al modo como trabaja el rodete define como la relación de la carga estática (altura que da la bomba o absorbe la turbina) a la carga total transferida definida por la ecuación de Euler:

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H(\text{total})} = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}}{\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}} \quad 2.5$$

o bien simplificando se obtiene

$$G_R = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{v_2^2 - v_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2} \quad 2.6$$

El grado de reacción en las turbomáquinas tiene generalmente valores comprendidos entre cero y uno, pero puede tener valores superiores a la unidad como en el caso de los compresores axiales de varios pasos o bien puede tomar el valor de cero como ocurre en las máquinas de impulso.

2.4 LEYES DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS

Los criterios de semejanza permiten predecir el comportamiento de una máquina cuando varían sus parámetros de explotación o bien alguno de sus parámetros geométricos.

Los criterios de semejanza pueden establecerse de la forma siguiente:

- Semejanza física

La semejanza física establece que debe de existir una proporcionalidad entre las dimensiones de una máquina y su modelo.

Esta proporcionalidad debe de ser la misma entre todas las dimensiones físicas, y a esta constante se le denomina coeficiente de semejanza geométrica.

Diferenciando con los subíndices m y p a los parámetros del modelo y prototipo respectivamente tendremos que:

$$\frac{D_{2p}}{D_{2m}} = \frac{b_{2p}}{b_{2m}} = \frac{D_{1p}}{D_{2m}} = \dots \frac{L_p}{L_m} = \delta_L = \text{constante} \quad 2.7$$

Los ángulos no se incluyen en este coeficiente y deben de mantenerse iguales los valores correspondientes a cada máquina, es decir $\beta_{1p} = \beta_{1m}$; $\beta_{2p} = \beta_{2m}$ y $\beta_p = \beta_m$. Los parámetros involucrados en la ecuación anterior son los siguientes:

D_1 = Diámetro del impelente a la entrada.

D_2 = Diámetro del impelente a la salida.

b_1 = Ancho del impelente a la entrada.

b_2 = Ancho del impelente a la salida.

L = parámetro geométrico característico de longitud.

δ_L = Coeficiente de semejanza geométrica.

▪ Semejanza cinemática

Este criterio establece la proporcionalidad entre los valores de las velocidades en puntos correspondientes en máquinas geoméricamente semejantes y la igualdad entre los ángulos de los triángulos de velocidades respectivos:

$$\alpha_{1p} = \alpha_{1m}; \alpha_{2p} = \alpha_{2m} \text{ y } \alpha_p = \alpha_m$$

$$\frac{u_{1p}}{u_{1m}} = \frac{\omega_{1p}}{\omega_{1m}} = \frac{V_{1p}}{V_{2m}} = \frac{u_{2p}}{u_{2m}} \dots \frac{v_p}{v_m} = \delta_c = \text{constante} \quad 2.8$$

Los parámetros involucrados en esta ecuación son los siguientes.

u_1 = Velocidad tangencial del álabe a la entrada.

u_2 = Velocidad tangencial del álabe a la salida.

c_1 = Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

c_2 = Velocidad absoluta del fluido a la salida.

v = Parámetro característico de velocidad.

δ_c = Coeficiente de semejanza cinemática.

▪ Semejanza dinámica

Para que se cumpla la semejanza dinámica entre máquinas geométricas y cinemáticamente semejantes, es necesario que exista una proporcionalidad constante entre las fuerzas de igual naturaleza que actúan en puntos homólogos de estas máquinas, es decir:

$$\frac{F_{1p}}{F_{1m}} = \frac{F_{2p}}{F_{2m}} = \dots \frac{F_p}{F_m} = \delta_F = \text{constante} \quad 2.9$$

F_1 y F_2 representan las fuerzas en dos puntos diferentes y δ_F representa el coeficiente de semejanza dinámica.

De todo lo anterior se concluye que para que dos máquinas sean semejantes es necesario que se cumplan los criterios anteriores en todos los puntos respectivos de ambas máquinas. También se puede concluir que si se conocen los coeficientes de semejanza y los parámetros de una de las máquinas, se pueden determinar los parámetros de la otra o sea:

$$\beta_{1m} = \beta_{1p}; L_{1p} = \delta_l L_{1m}; v_p = \delta_c v_m; F_{1p} = \delta_p F_{1m}$$

2.4.1 Leyes de semejanza de las bombas hidráulicas

De las seis leyes que se establecen para las bombas las primeras tres se refieren a la misma bomba $D'=D''=1$. Designando con D' y D'' a las dos bombas que en este caso son una misma, pero funcionando en condiciones diferentes y expresan la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varia la velocidad de rotación.

Primera ley: Los caudales son directamente proporcionales a las velocidades de rotación.

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{N'}{N''} \quad 2.10$$

Segunda ley: Las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de las velocidades de rotación.

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{N'}{N''} \right)^2 \quad 2.11$$

Tercera ley: Las potencias útiles son directamente proporcionales a los cubos de las velocidades de rotación.

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{N'}{N''} \right)^3 \quad 2.12$$

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

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

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^3 \quad 2.13$$

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

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad 2.14$$

Sexta ley: Las potencias útiles son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^5 \quad 2.15$$

Las leyes anteriores se pueden reducir dos a dos en las siguientes:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{N'}{N''}\right) \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \quad 2.16$$

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{N'}{N''}\right)^2 \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \quad 2.17$$

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{N'}{N''}\right)^3 \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \quad 2.18$$

2.4.2 Leyes de semejanza de las turbinas hidráulicas

Para poder aplicar los resultados obtenidos en la Teoría de Modelos a los prototipos de turbinas hidráulicas, y comparar entre sí las del mismo tipo en diferentes circunstancias de funcionamiento, con diferentes tipos de rodets, etc., es importante exigir una semejanza lo más perfecta posible, que incluya las acciones debidas a la rugosidad de las paredes, la viscosidad del fluido y la gravedad.

Cuando interviene la rugosidad, dando lugar a fuerzas apreciables de rozamiento, la igualdad de rendimientos entre el modelo y el prototipo, exige que los coeficientes de rozamiento en el prototipo y en el modelo sean iguales, lo cual implica el que las rugosidades relativas sean también iguales, o lo que es lo mismo, que las rugosidades absolutas cumplan la condición de semejanza geométrica.

Esto requiere un pulido especial en el modelo, y si no es así, las pérdidas por rozamiento serán relativamente mayores en el modelo que en el prototipo.

Para determinar las relaciones de semejanza que existen entre las características de dos turbinas del mismo tipo, geométrica y dinámicamente semejantes, en el supuesto de que ambas tengan el mismo rendimiento hidráulico, podemos hacer las siguientes consideraciones:

Para el modelo: Potencia P' (w), numero de rpm N' , caudal Q' (m^3/s), diámetro D' (m) y salto neto H'

Para el prototipo: P'' , N'' , H'' , Q'' , D'' .

En el estudio hay que suponer las siguientes condiciones:

- Las dos turbinas tienen la misma admisión, es decir, el mismo ángulo de apertura del distribuidor para las Francis y Kaplan-hélice, y la misma carrera relativa de la aguja para las Pelton.
- El mismo número de unidades para cada turbina, es decir, una sola rueda para las Francis y Kaplan-hélice, y un solo inyector para las Pelton.
- El rendimiento se mantiene prácticamente uniforme en la zona de funcionamiento de las turbinas, figura 2.6

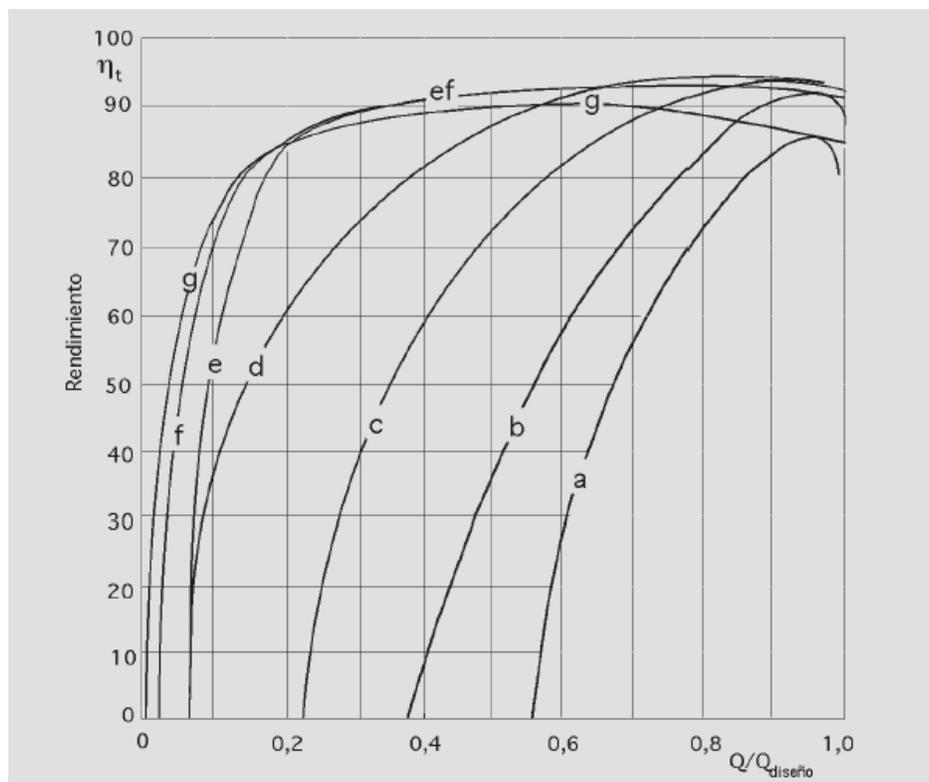


Figura 2.6

Las tres primeras leyes de semejanza se refieren a la misma turbina $D' = D'' = 1$ y expresan la variación de las características de una turbina o de turbinas iguales cuando varía la altura neta.

Primera ley. Los números de revoluciones son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas.

$$\frac{N'}{N''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad 2.19$$

Segunda ley. Los caudales son directamente proporcionales a las raíces cuadradas de las alturas netas.

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad 2.20$$

Tercera ley. Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a las alturas netas elevadas a $3/2$.

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{H'}{H''} \right)^{3/2} \quad 2.21$$

Las tres leyes siguientes se refieren a dos turbinas geoméricamente semejantes pero de diámetro distinto y expresan la variación de las características de las dos turbinas geoméricamente semejantes si se mantiene constante la altura neta.

Cuarta ley. Los números de revoluciones son inversamente proporcionales a los diámetros.

$$\frac{N'}{N''} = \frac{D''}{D'} \quad 2.22$$

Quinta ley. Los caudales son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros.

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad 2.23$$

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

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad 2.24$$

De la misma forma que en el caso de las bombas las seis expresiones anteriores se pueden reducir dos a dos en las siguientes:

$$\frac{N'}{N''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left(\frac{D'}{D''} \right) \quad 2.25$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad 2.26$$

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{H'}{H''} \right)^{3/2} \left(\frac{D'}{D''} \right)^2 \quad 2.27$$

2.5 VELOCIDAD ESPECÍFICA

La velocidad específica es el término que se emplea para clasificar los rodets de las turbomáquinas a base de su funcionamiento y proporciones, independientemente de sus dimensiones y de las velocidades a que deban de trabajar.

Puesto que en función de las proporciones del rodete, será constante para una serie de rodets homólogos (de los mismos ángulos y proporciones), o para un rodete determinado, cualquiera que sea la velocidad de funcionamiento.

La velocidad específica en su forma más simple se define como una cantidad numéricamente igual a la velocidad giratoria que a la que un modelo exacto teórico de una turbomáquina tendría que operar bajo condiciones de valores unitarios de carga y capacidad.

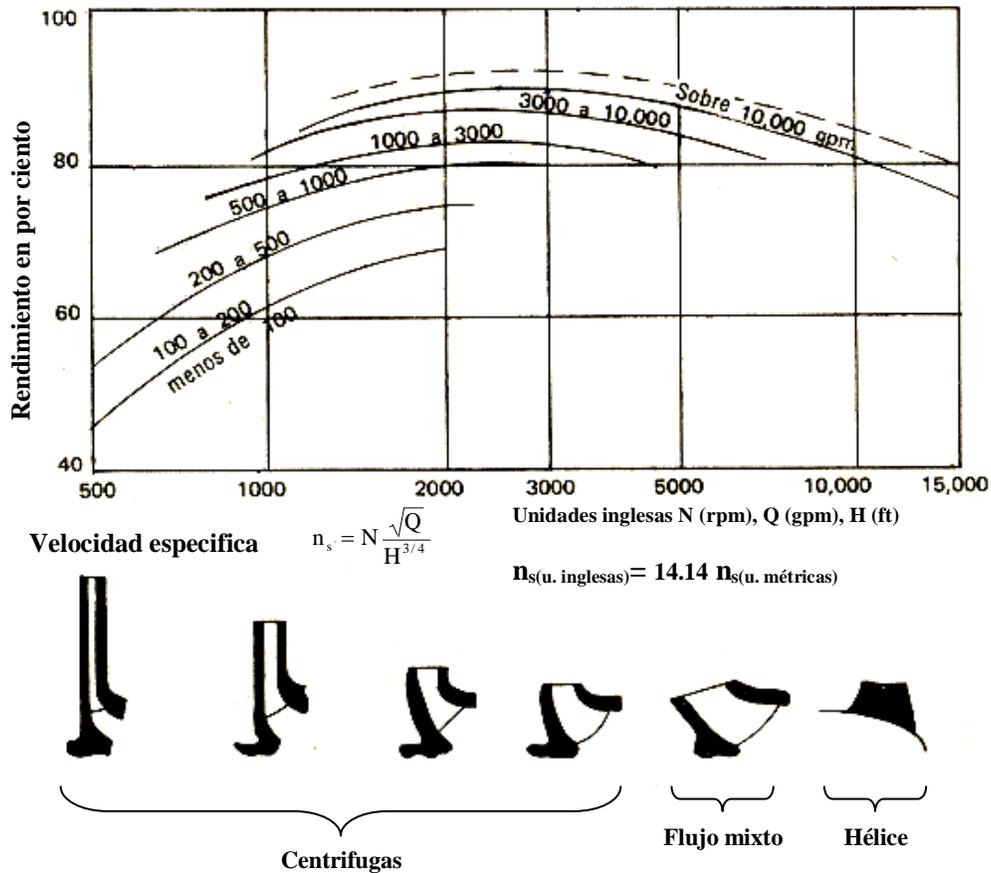


Figura 2.7 Formas de rodetes y rendimientos para bombas, referidos a la velocidad específica.

En la práctica se utilizan valores no adimensionales de velocidad específica que se expresan por las ecuaciones siguientes:

$$n_s = 3.65 \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = 3.65 \frac{(\text{rpm})(\text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{(\text{m})^{3/4}} \quad (\text{para bombas en el sistema métrico}) \quad 2.28$$

$$n_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{gpm})^{1/2}}{(\text{pies})^{3/4}} \quad (\text{para bombas en el sistema ingles}) \quad 2.29$$

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{CV})^{1/2}}{(\text{m})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas con unidades del sistema métrico}) \quad 2.30$$

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(\text{rpm})(\text{HP})^{1/2}}{(\text{pies})^{5/4}} \quad (\text{para turbinas en el sistema ingles}) \quad 2.31$$

2.6 CARGA TEORICA INFINITA, TEORICA Y REAL

2.6.1 Carga teórica infinita

Solo en condiciones ideales y como ya se señaló en la sección 2.2, es decir bajo la hipótesis de la teoría unidimensional, toda la energía cedida por el fluido a su paso por la maquina puede ser tomada por los alabes en el caso de una turbina o bien toda la energía proporcionada a la maquina puede ser transmitida al fluido que pasa a través de los alabes en el caso de una bomba. Esta carga es evaluada por la ecuación 2.6 para bombas y 2.7 para turbinas, y se utiliza la notación $H_{t\infty}$ la misma.

2.6.2 Carga teórica

La carga teórica se designa por H_t y como ya se ha señalado en la sección 2.2 en el caso de las turbinas hidráulicas es prácticamente igual a la carga teórica infinita $H_{t\infty}$. Para el caso de las bombas la carga teórica resulta ser menor que la altura teórica infinita.

Esta carga puede ser calculada a partir de la carga teórica infinita por la expresión siguiente:

$$H_t = \mu_d H_{t\infty} \quad 2.32$$

donde μ_d es un factor llamado de deslizamiento que depende del número de alabes y se calcula por la ecuación de Stadola:

$$\mu_d = 1 - \frac{(\pi/z)\text{sen}\beta_2}{1 - (v_{m2}/u_2)\text{cot}\beta_2} \quad 2.33$$

Se puede observar de la expresión anterior que el factor de deslizamiento tiende a uno cuando el número de alabes tiende a infinito. Sin embargo en la práctica para acercarnos al proceso de trabajo de una bomba centrífuga real, el número de álabes tiene que ser finito, estando este número comprendido entre 4 y 16. En la tabla siguiente se da un ejemplo de la relación entre el número de alabes y el factor de deslizamiento.

Tabla 2.2 Coeficientes de deslizamiento μ para $\beta_2=30^\circ$ y $D_1/D_2=0.5$

Z	4	6	8	10	12	16	24
μ_d	0.624	0.714	0.768	0.806	0.834	0.87	0.908

2.6.3 Carga real

La carga real, carga efectiva o carga neta se designa por H, aunque en el caso particular de las bombas se le llama también altura manométrica a pesar de no ser el término más correcto y suele indicarse por H_m .

Una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía hidráulica. La diferencia entre la energía que tiene el fluido a la salida de la bomba y a la entrada, es la carga neta de la bomba. Esta, que resulta ser menor que la carga teórica que el rodete, comunica al fluido, debido a que hay que descontar las pérdidas en el interior de la bomba.

Una turbina absorbe energía hidráulica y restituye energía mecánica. La diferencia entre la energía que tiene el fluido a la entrada de la turbina y a la salida es la energía suministrada a la turbina, que puesta en forma de altura se denomina carga neta de la turbina. La carga neta

no es la altura efectiva aprovechada por la turbina, sino la altura que hubiera aprovechado si no hubiera habido pérdidas.

En resumen para una turbina la carga neta representa la altura puesta a disposición de la turbina, y para una bomba es la energía comunicada por la misma al fluido.

De acuerdo a lo anterior la carga neta se puede expresar de la forma siguiente:

$$H = H_t - H_p \quad (\text{Bombas}) \quad 2.34$$

$$H = H_t + H_p \quad (\text{Turbinas}) \quad 2.35$$

2.7 RENDIMIENTOS Y POTENCIAS

El rendimiento de una turbomáquina depende de muchos factores como son: tipo, construcción, dimensiones, fluido manipulado, régimen de trabajo, etc., por ahora solo se mencionaran los tipos de rendimientos y posteriormente serán analizados en forma particular en cada tipo de máquina ya sea una bomba o bien una turbina.

2.7.1 Rendimiento hidráulico

El rendimiento hidráulico es un parámetro que pondera el intercambio de energía entre el fluido y la máquina, expresándose en la forma siguiente:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} \quad (\text{Turbinas}) \quad 2.36$$

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} \quad (\text{Bombas}) \quad 2.37$$

2.7.2 Rendimiento volumétrico

En las máquinas generadoras (bombas), las fugas internas del fluido constituyen una fuente de pérdidas, ya que el rodete tiene que proporcionar energía a todo el fluido que lo cruza,

pero se pierde la energía transferida al gasto de recirculación. En las máquinas motoras (turbinas) el fluido que entra y sale de la máquina, pero no cruza el rodete, no tiene la oportunidad de transferir su energía disponible al eje. Se define entonces el rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q} \quad (\text{Turbinas}) \quad 2.38$$

Q – caudal suministrado a la turbina

$Q - q$ – caudal útil o caudal que cede su energía en el rodete

q – pérdidas volumétricas

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \quad (\text{Bombas}) \quad 2.39$$

Q – caudal útil o caudal efectivo impulsado por la bomba

$Q + q$ – caudal teórico o caudal bombeado por el rodete

q – pérdidas volumétricas

2.7.3 Rendimiento mecánico

Las pérdidas mecánicas son de igual naturaleza en las bombas y en las turbinas. Así pues el rendimiento mecánico para el caso de máquinas generadoras (bombas) refleja las pérdidas externas de energía útil. Incluye las pérdidas ocasionadas por el rozamiento en cojinetes, empaques y prensaestopas. El rozamiento del fluido en los espacios entre la cubierta del rodete y la carcasa de la máquina, es llamado rozamiento de disco, que generalmente está considerado como una pérdida externa aunque ocurre dentro del envolvente. Desde este punto de vista será fácil comprender las ecuaciones siguientes:

Para el caso de bombas

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} \quad (\text{Bombas}) \quad 2.40$$

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60} NM \quad 2.41$$

$$P_i = P_a - P_{mr} \quad 2.42$$

$$P = \rho gQH \quad 2.43$$

P_a – potencia de accionamiento = potencia en el eje de la bomba = potencia al freno

P_i - potencia interna = potencia suministrada al rodete

P_{mr} - potencia debido al rozamiento mecánico.

N – velocidad de rotación en rpm

M – par que se mide con un dinamómetro

P – Potencia útil o potencia suministrada al fluido por la bomba

Para el caso de turbinas

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (\text{Turbinas}) \quad 2.44$$

En relación a los valores de P_a y P se obtienen igual que en caso de bombas por las ecuaciones 2.64 y 2.66, sin embargo considerando el sentido inverso de los fenómenos de una turbina en relación a los de una bomba, la expresión de la potencia interna se expresa en la forma $P_i = P_a + P_{mr}$ donde ahora los parámetros tienen el significado siguiente:

P_a - Potencia útil = potencia en el eje de la turbina = potencia al freno

P_i - potencia interna = potencia suministrada a la turbina = más la potencia debido al rozamiento mecánico.

P_{mr} - potencia debido al rozamiento mecánico

P - Potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina = potencia neta = potencia absorbida.

2.7.4 Rendimiento global o rendimiento total

Es la relación entre la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida o tomada por el fluido.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_a} \quad (\text{Bombas}) \quad 2.45$$

$$\eta = \frac{P_a}{\rho g Q H} \quad (\text{Turbinas}) \quad 2.46$$

El rendimiento global también se puede expresar en función de los rendimientos involucrados:

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad 2.47$$

2.8 CURVAS CARACTERISTICAS TEORICAS Y REALES

Se llaman curvas características de una turbomáquina a las gráficas correspondientes a las funciones siguientes:

$$H = f(Q), P = f(Q), N = f(Q), D = f(Q) \text{ y } H = f(Q)$$

De estas variables las principales en orden de importancia son la carga y el caudal por lo que la curva característica correspondiente a la relación carga – caudal es sin duda la más representativa, sin embargo las tres curvas más importantes para el caso de bombas son las siguientes:

- a) Curva carga – caudal
- b) Curva potencia caudal
- c) Curva rendimiento – caudal

Por lo general el caudal se toma como variable independiente por tratarse de un parámetro fundamental en la operación de una turbomáquina y que además es fácil de cuantificar.

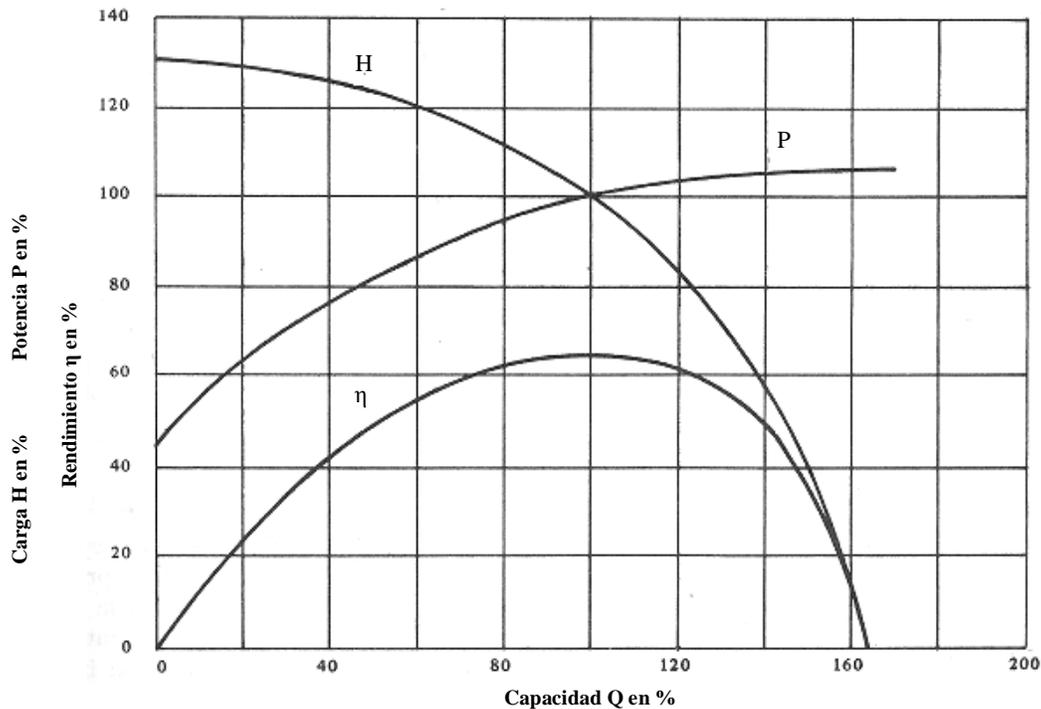


Figura 2.8 Curvas características de una bomba centrífuga. $H=f(Q)$, $P=f(Q)$ y $\eta=f(Q)$

Si estas funciones se dan para $N = \text{constante}$, entonces son características con velocidad de rotación constante; si se dan para $N = \text{Variable}$, entonces se llaman funciones características con velocidad de rotación variable.

La figura 2.8 muestra un ejemplo de curvas características de una bomba centrífuga típica; estas curvas indican la variación de la carga, la potencia y la eficiencia con respecto al caudal.

Las curvas características pueden ser teóricas si resultan de expresiones analíticas o bien reales si son obtenidas de trabajos experimentales y se construyen para cada tipo de bomba en particular.

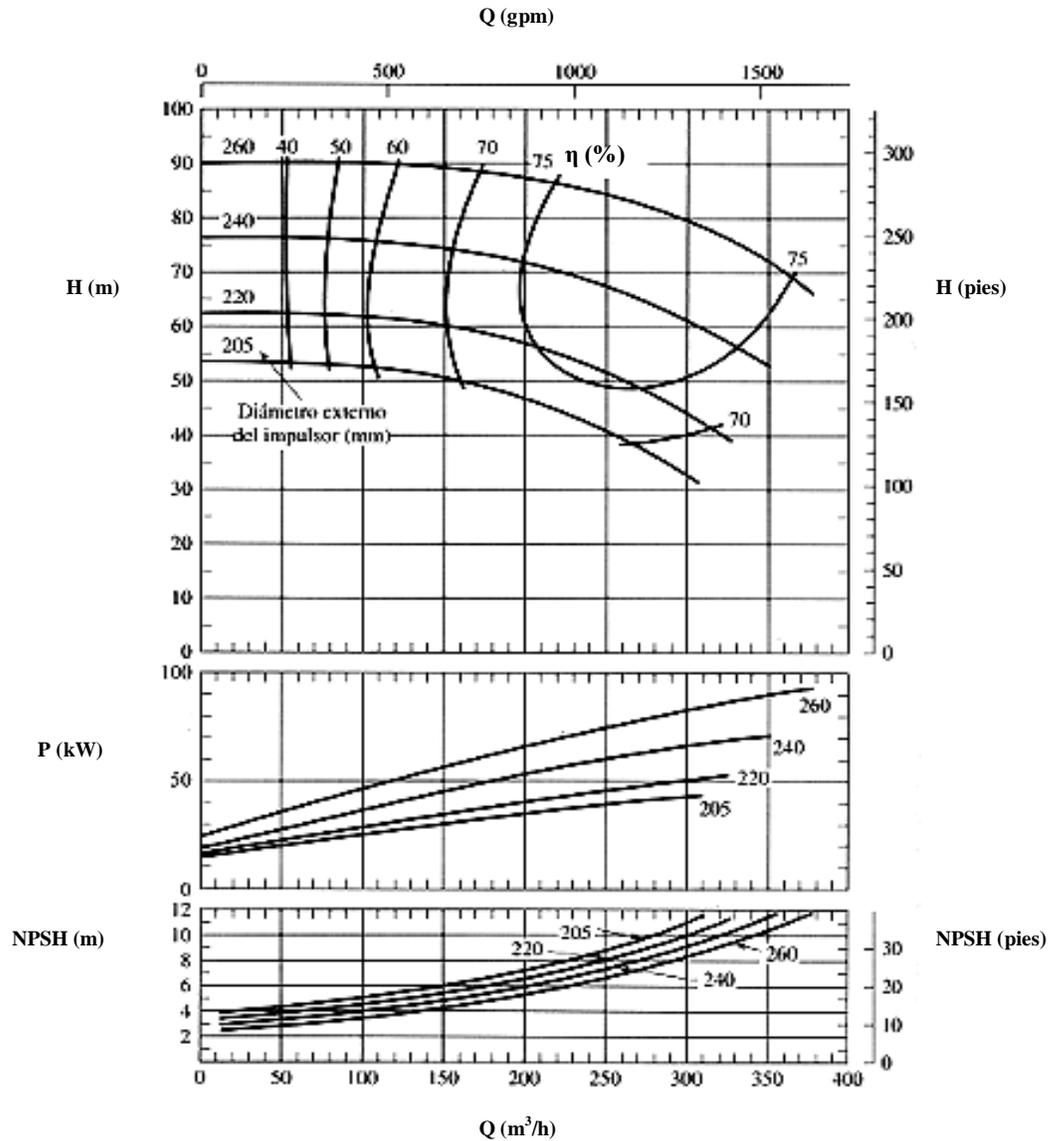
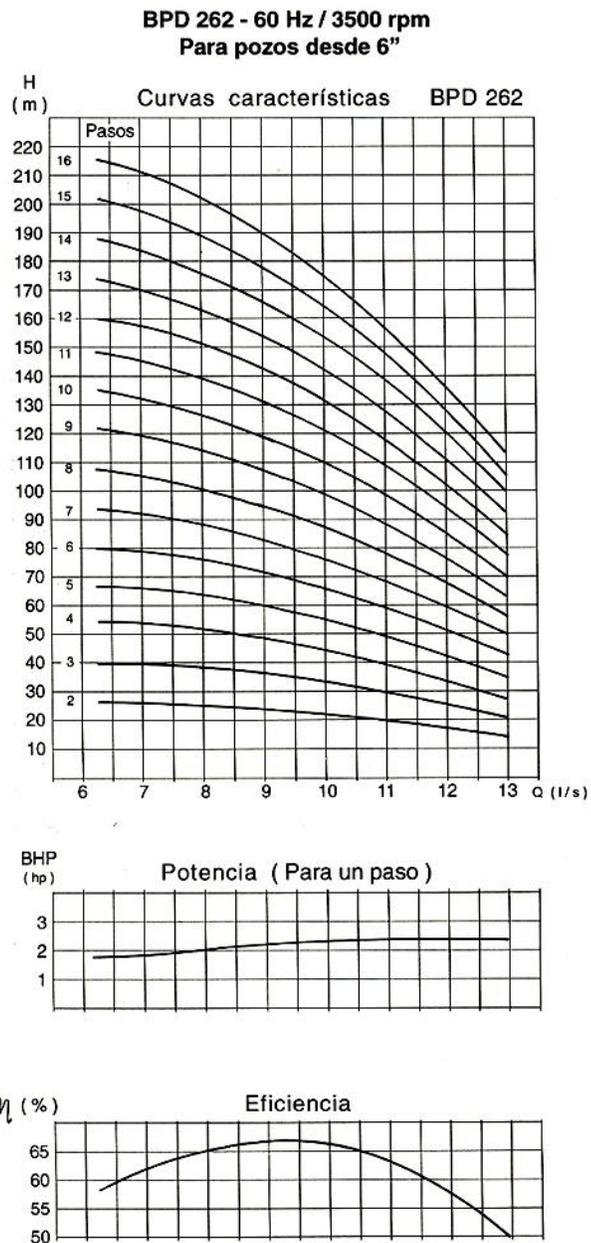


Figura 2.9 Curvas de desempeño para una bomba de flujo radial con cuatro impulsores diferentes, para agua con $N= 2900$ rpm

En la figura 2.9 se muestran las curvas de desempeño proporcionadas por el fabricante para un modelo de bomba centrífuga. Por lo general en los gráficos se consideran más de un diámetro de impulsor. Además de las de las curvas de desempeño de carga-capacidad, generalmente el fabricante también proporciona las curvas de potencia, rendimiento y NPSH.

Figura 2.10 Curvas para una bomba de pozo profundo BPD 262 a 3500 rpm (manual técnico KSB)



2.9 CAUSAS DE PÉRDIDA DE ENERGÍA EN LAS TURBOMAQUINAS

Como factores principales que disminuyen la transferencia de energía entre el fluido y el rotor en una turbomáquina se consideran los siguientes:

- Pérdidas por rozamiento. Se producen por el rozamiento del fluido con las paredes del rodete. Aumentan con la superficie mojada de los canales por donde circula el

fluido, por consiguiente se procurara que esta sea pequeña. También se incrementan con la rugosidad de las superficies del rodete en contacto con el fluido por lo tanto estas deberán ser tan pulidas como prácticamente sea posible.

- Pérdidas por turbulencia o choque. Se deben a la separación del fluido de los contornos de los álabes o por choques contra los mismos, lo que da lugar a una pérdida de carga. Una turbomáquina se calcula para un caudal y una velocidad bajo los cuales se espera que trabajara la mayor parte del tiempo. Los ángulos de los álabes del rodete y del difusor se calculan para estas condiciones. Cuando trabajan con otras velocidades (a menos que la relación entre el caudal y la velocidad en revoluciones por minuto, sea el mismo que las condiciones del proyecto), estos ángulos no serán correctos y las pérdidas por turbulencia aumentaran.
- Pérdidas por recirculación. En un rodete se originan dos corrientes simultaneas, a saber, la corriente del fluido a través de los ductos o canales formados por los alabes y la corriente circulatoria. Esta última es pequeña y apenas modifica a la primera dando lugar a una corriente resultante. El efecto resultante para un caudal dado en el caso de una bomba centrífuga, es que el fluido abandone el rodete con un ángulo menor que el ángulo del álabe, es decir disminuye β_2 y aumenta el ángulo α_2 de la velocidad absoluta bajo la cual el fluido abandona el rodete. La cantidad exacta de la corriente circulatoria depende de la forma del canal o ducto y para un rodete dado, a medida que aumenta el número de alabes, los canales se estrechan, dando lugar a una mejor guía o conducción del fluido, reduciéndose el efecto de corriente circulatoria.
- Perdidas por fugas. Constructivamente es complicado un sellaje hermético en una turbomáquina con el propósito de evitar las fugas del fluido entre las partes móviles y las fijas de esta, pues si se presiona sobre los sellos de ajuste, se incrementa el efecto abrasivo sobre los mismos y se acelera su destrucción, además de producir frenado que reduce el rendimiento. Resulta entonces conveniente tolerar una ligera fuga, como ocurre en muchos casos de máquinas hidráulicas, que ayude a mantener

húmedos los sellos, no solo para la protección de estos, sino también para favorecer el deslizamiento y mejorar las condiciones de funcionamiento. Las fugas, en el caso de las bombas, no afectan la altura de elevación pero si reducen el caudal e incrementan el consumo de potencia.

2.10 VELOCIDAD SINCRONICA

Velocidad sincrónica. En general una turbina va acoplada a un alternador que ha de generar electricidad a una determinada frecuencia, que en México es de 60 ciclos por segundo, por lo que su velocidad debe ser tal que, conjugada con el número de pares de polos, produzca esta frecuencia.

La relación que liga la velocidad del alternador N con el número de pares de polos Z y con la frecuencia f de la corriente en ciclos por segundo es:

$$f = \frac{ZN}{60} \quad 2.48$$

Para $f = 60$ ciclos por segundo: $ZN = 3600$

Las velocidades que cumplen la condición anterior se llaman velocidades sincrónicas; así, una turbina acoplada directamente a un alternador ha de tener una velocidad sincrónica de la forma:

$Z = 1, N = 3600$ rpm;

$Z = 2, N = 1800$ rpm;

$Z = 3, N = 1200$ rpm;

$Z = 4, N = 900$ rpm

2.11 VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Cuando la turbina opera a plena potencia hidráulica y desaparece súbitamente la carga exterior, bien sea por el corte del interruptor o por fallo en la excitación del alternador y el

regulador no actúa, la turbina aumenta su velocidad hasta alcanzar lo que se conoce como velocidad de embalamiento.

Esa velocidad varía de 1.8 a 2.2 veces la velocidad de régimen según el tipo de turbina, el ángulo de apertura del distribuidor y la altura de salto. A continuación se indican los valores máximos de la velocidad de embalamiento según el tipo de turbina:

$N_{\text{máx}} < 1.8 N$, para las turbinas de acción (Pelton)

$N_{\text{máx}} < 2 N$, para las turbinas de reacción (Francis)

$N_{\text{máx}} < 2.2 N$, para las turbinas hélice (Kaplan)

CAPITULO 3

BOMBAS CENTRIFUGAS

3.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Las máquinas centrífugas se clasifican dentro de las máquinas rotodinámicas o de acción no positiva. Las bombas centrífugas presentan algunas ventajas sobre las bombas de acción positiva. Por ejemplo, la bomba centrífuga da un flujo sostenido a presiones uniformes sin variaciones en la presión, da la posibilidad de variar el flujo ya sea por variaciones de velocidad o estrangulación. Se distingue por la sencillez en su construcción, no obstante las condiciones críticas determinan cada aplicación. En toda bomba centrífuga existen dos elementos fundamentales: un rodete montado sobre un eje que se apoya sobre cojinetes provistos de empaquetaduras, y una carcasa o cámara de impulsión (voluta). El rodete es el que impulsa el líquido, y la voluta lo conduce desde la entrada hasta la salida, convirtiendo al mismo tiempo la energía cinética en presión. En la figura 3.1 se muestran las partes más importantes anteriormente señaladas.

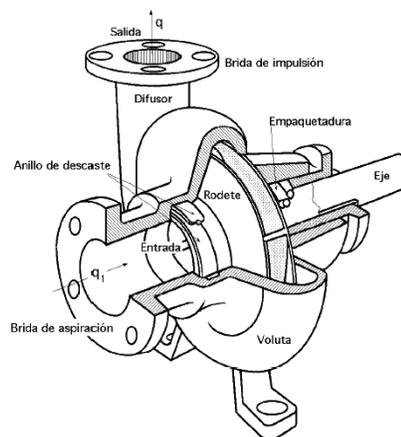


Figura 3.1 Bomba centrífuga y sus partes principales

La bomba centrífuga es preferida en virtud de que tiene las siguientes características favorables y sencillez en su construcción:

1. Ausencia de válvulas y partes de movimiento alternativo.
2. Pocas piezas móviles.
3. Ausencia de tolerancias muy estrictas.
4. Mínimas pérdidas de potencia por transmisión.
5. Caudal constante sin pulsaciones.
6. Funcionamiento en vacío sin excesivo aumento de presión.
7. Ausencia de contacto entre el lubricante y el líquido bombeado.
8. Es compacta y pesa poco.
9. Puede montarse en conexión directa con los motores corrientes.
10. De fácil mantenimiento y pocas averías.

Las bombas centrífugas tienen dos inconvenientes importantes en destacar:

1. No se autocebaban, mientras no tengan un dispositivo especial de cebado (una válvula de pie).
2. Manifiestan poco rendimiento con caudales menores de $3 \text{ m}^3/\text{h}$, a alturas mayores de 10 m.

3.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Como se mencionó en la sección anterior las bombas centrífugas constan de dos elementos fundamentales: el impulsor y la carcasa. La tubería de alimentación alcanza a la carcasa en dirección axial y el fluido penetra en esa dirección al ojo del impulsor, el cual a medida que gira agrega energía al fluido que pasa a través de él y, así, tanto la presión como la velocidad absoluta aumentan a medida que el fluido circula desde el ojo de entrada hasta la periferia del impulsor. Para el tipo de bomba centrífuga más sencilla, el fluido descarga directamente a un difusor en espiral como en la figura 3.2 se puede observar.

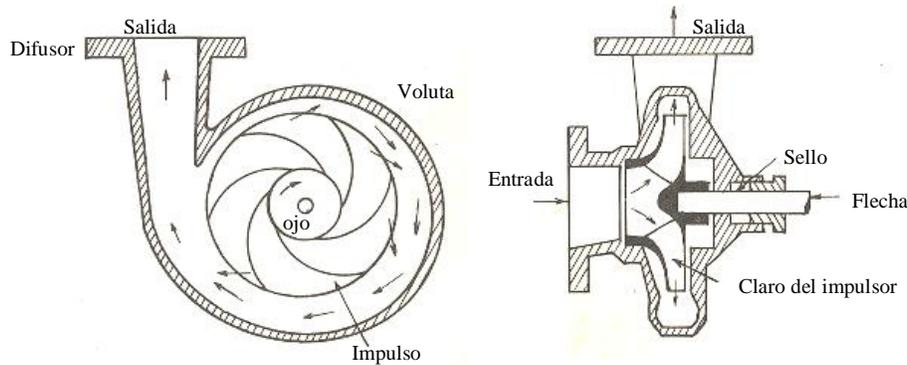


Figura 3.2 Esquema de una bomba centrífuga

Estas máquinas funcionan a altas velocidades, estando, por lo general, acopladas directamente al motor de accionamiento, con lo que se consigue que las pérdidas por transmisión sean mínimas. Debido a su gran velocidad, las unidades son relativamente pequeñas para una capacidad y altura o presión dadas. Ello reduce el espacio ocupado, el peso y su costo inicial. La ausencia de piezas interiores rozantes tiene como consecuencia el que no haya desgaste a excepción del de los cojinetes, los cuales, por lo general, son de fácil acceso. Estas máquinas permiten el trasiego de fluidos que contienen pequeñas partículas sólidas con menor desgaste que en las máquinas de movimiento alternativo.

Como resultado de las altas velocidades a que funcionan las bombas centrífugas, permiten el trasiego de grandes caudales a alturas reducidas.

3.3 ANALISIS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Para mejorar la transferencia de energía en una bomba centrífuga, se busca que no haya giro del fluido en el momento de la incidencia con los alabes, lo cual implica que la componente tangencial de velocidad del fluido a la entrada del alabe sea nula, de esta forma la ecuación de Euler para bombas se simplifica y se expresa de la forma:

$$H_{teo} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} \tag{3.1}$$

Se puede observar de la ecuación 3.1 que para aumentar la carga de la bomba $H_{t\infty}$ es necesario incrementar el valor de u_2 o bien de V_{u2} o de manera simultánea los dos.

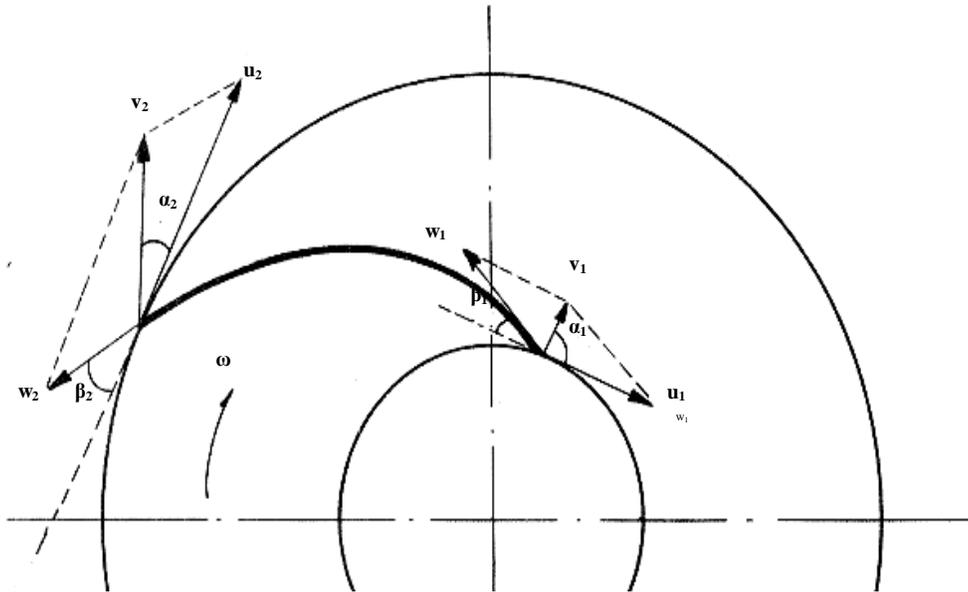


Figura 3.3 Velocidades ángulos entre la entrada y salida de un impulsor

Puesto que $u_2 = \omega r_2$, para incrementar su valor es necesario aumentar la velocidad de rotación de la máquina o el radio del impulsor, sin embargo el valor de ω está limitado por efectos de cavitación a valores inferiores a 4000 rpm, lo que obliga que la ganancia en carga se obtenga aumentando el radio del impulsor y por consiguiente el tamaño de la máquina. Por otro lado el valor de v_{u2} debe ser pequeño si se quiere tener un buen rendimiento en la bomba.

3.4 CURVA IDEAL CARGA – CAPACIDAD DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Las curvas características de operación o representación de la relación entre dos variables, mientras las demás permanecen constantes, es de gran utilidad en las turbomáquinas. Entre todas estas funciones, la más importante en las bombas es la relación $H=f(Q)$, o curva carga capacidad, por ser estos dos parámetros H y Q los más significativos en el trabajo de una

bomba. La búsqueda de la ecuación correspondiente a esta función $H=f(Q)$ se hace considerando condiciones ideales de funcionamiento, es decir sin pérdidas energéticas.

En la determinación de la carga ideal en función de la capacidad Q se considera que la corriente de entrada al impulsor es radial y que por lo tanto V_{u1} es cero y la altura teórica para un número infinito de álabes viene dada por la ecuación:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 V_{u2}}{g} \quad 3.1$$

De la que es posible deducir algunas conclusiones interesantes con respecto a la curva ideal carga – capacidad. Para una velocidad constante de rotación, la velocidad tangencial del alabe u_2 es constante; en la figura 3.3 se puede ver que $v_{u2} = u_2 - \frac{v_{r2}}{\text{tg}\beta_2}$, donde v_{r2} es la componente radial de v_2 (también llamada velocidad meridiana) y β_2 es el ángulo de salida del álabe. Por consiguiente la fórmula 3.1 se puede escribir en las formas:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{v_{r2}}{\text{tg}\beta_2} \right) \quad 3.2$$

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{v_{r2}}{u_2 \text{tg}\beta_2} \right) \quad 3.3$$

Si el caudal de una maquina dada funcionando a velocidad constante varía, v_{r2} es el único factor en la fórmula 3.2. Por tanto, como la superficie de salida del rodete es constante, v_{r2} será directamente proporcional al caudal y la curva ideal teórica infinita para la relación carga – capacidad será una línea recta. Haciendo la consideración de

$v_{r2} = \frac{Q}{A_2}$ y sustituyendo en la ecuación 3.3 siendo Q la capacidad y A_2 el área circunferencial de salida de la rueda expresada por $A_2 = \pi D_2 b_2$ donde b_2 es el ancho del impelente a la salida, se obtiene

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{gA_2 \operatorname{tg}\beta_2} Q \quad 3.4$$

expresión que puede ser transformada utilizando las constantes $k_1 = \frac{u_2^2}{g}$ y $k_2 = \frac{u_2}{gA_2 \operatorname{tg}\beta_2}$,

para obtener finalmente

$$H_{t\infty} = k_1 - k_2 Q \quad 3.5$$

La ecuación es una recta que tiene como ordenada k_1 para un caudal nulo y según el valor del ángulo del álabe a la salida β_2 su pendiente puede ser positiva, nula o negativa, dando lugar a las gráficas de la figura 3.4 de la carga-capacidad que se interpretan en la forma siguiente: Para $\beta_2 < 90^\circ$ se trata de un impulsor con los álabes curvados hacia atrás a la salida para el cual se tiene un rendimiento, aunque la transferencia energética es mala, para $\beta_2 = 90^\circ$ los alabes del impulsor son rectos a la salida, caso en el cual el rendimiento es también bajo y la transferencia energética regular y para $\beta_2 > 90^\circ$ los álabes serían curvados hacia delante con un rendimiento malo, sin embargo, con transferencia de energía alta. Un análisis de la ecuación 3.5 permite comprender el comportamiento de la transferencia de energía para distintos valores del ángulo β_2 con lo que se comprueba lo antes expresado.

En los diagramas de la figura 3.5 se indican los triángulos de velocidades representativos de los tres casos antes señalados, es decir para valores de β_2 menores de 90° , de 90° y mayores de 90° .

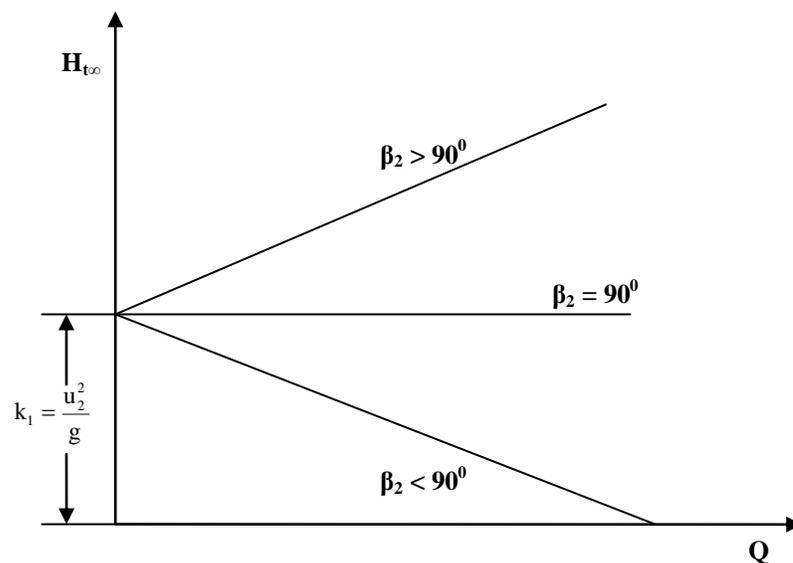


Figura 3.4 Formas de la característica ideal H-Q de una bomba centrífuga.

Para condiciones de buen rendimiento, diversos autores han demostrado que los factores que mayor influencia tienen en la forma de la curva característica, son los ángulos de salida y entrada de los alabes y la magnitud de la velocidad radial que cuantifica el caudal como se desprende del análisis de la ecuación 3.4, donde al aumentar el caudal se nota una reducción de la altura. De esta forma se establecen como condiciones para un buen rendimiento las siguientes:

- El impulsor de la bomba debe de girar con los alabes curvados hacia atrás.
- Para bombas reales, el ángulo del alabe β_2 varia de 15° a 35° , con un intervalo normal de 20° a 25° .
- El valor del ángulo del alabe a la entrada β_1 debe de estar comprendido entre 15° y 20° .

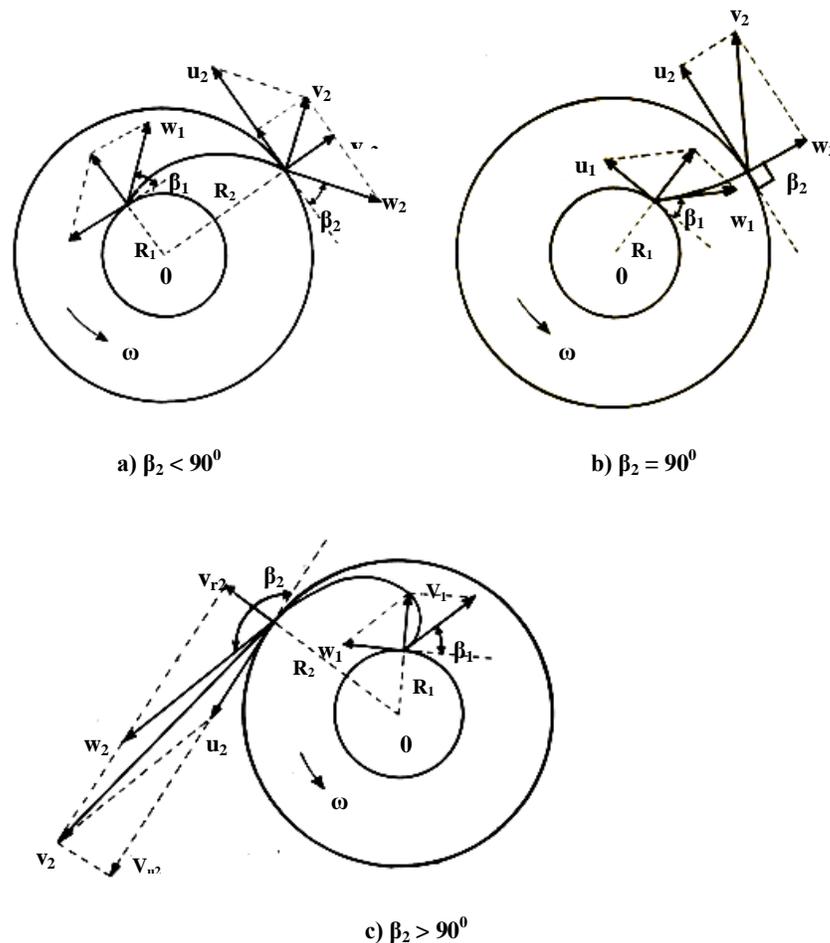


Figura 3.5 Diagramas de velocidades a la entrada y salida del Impulsor para diferentes condiciones del ángulo β_2

3.5 CURVA CARACTERISTICA REAL DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

La función carga - capacidad para condiciones ideales es una línea recta como se hizo notar en la sección 3.4, teniendo para ángulos de salida menores de 90^0 la dirección indicada en la figura 3.4. Pero debido a la corriente circulatoria, el fluido en un rodete real con un número finito de álabes, abandona el rodete bajo un ángulo β_2 más pequeño que el ángulo real del álabe, lo que disminuye la altura teórica para un número infinito de álabes dando lugar a la altura teórica para un número finito de álabes (H_t) tal como se puede apreciar en la figura 3.6, donde además también debe recordarse que este efecto no es una pérdida, pero si una discrepancia no tomada en cuenta al establecer la ecuación 2.6 de la carga teórica para un número infinito de álabes. Por otra parte las pérdidas hidráulicas por rozamiento en los ductos de aspiración en el interior del rodete y en la voluta de impulsión serán mínimas en vacío y aumentan aproximadamente con el cuadrado del caudal, curva h_r , figura 3.6. En cuanto a las pérdidas hidráulicas por choque y turbulencia se producen cuando el caudal que circula es diferente del caudal de diseño y estas varían directamente con el cuadrado de la diferencia entre el caudal que circula y el caudal de diseño (Q_D), curva h_{ct} , figura 3.6.

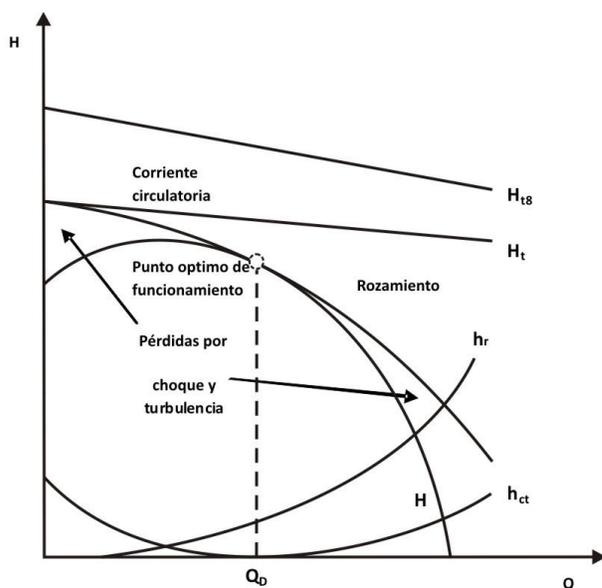


Figura 3.6 Curvas características carga-capacidad de una bomba centrífuga

Restando entonces las ordenadas correspondientes a las pérdidas hidráulicas de las ordenadas de la carga teórica, finalmente se obtiene la curva real de carga - capacidad (H), que también se representa en la figura 3.6.

3.6 CARGA EN LA SUCCIÓN Y PARAMÉTRO DE CAVITACIÓN

3.6.1 Cavitación en bombas centrifugas

Si la presión en un punto interior de una bomba cae por debajo de la tensión del vapor correspondiente a la temperatura del líquido, el líquido se vaporizará y se formarán burbujas de vapor. Las burbujas de vapor son transportadas por la corriente hasta alcanzar una región de mayor presión, donde, al destruirse dichas burbujas, se produce un choque violentísimo sobre las paredes adyacentes produciendo cavidades. A este fenómeno se le llama cavitación.

La súbita irrupción del líquido en la cavidad que se crea con la desaparición de las burbujas de vapor, es causa de una destrucción mecánica, puesta algunas veces de manifiesto como acción perforadora, la cual puede ser denominada erosión. También tiene lugar una reacción química entre los gases y el metal cuyo resultado es la corrosión y destrucción complementaria de este último. Otra característica desagradable propia de la cavitación, es la de ir acompañada de ruidos que varían en las diferentes maquinas, desde un ruido sordo a zumbidos, así como también una fuerte vibración de la máquina ya que esta pierde su balanceo como consecuencia del desgaste que experimenta el material de la misma.

La energía necesaria para acelerar el agua hasta alcanzar la gran velocidad requerida para llenar súbitamente los espacios vacíos constituye una pérdida, y, por lo tanto, la cavitación va acompañada de una disminución del rendimiento.

El agua, cuando se vaporiza, aumenta su volumen aproximadamente 1600 veces. Por consiguiente, no es de extrañar que las bombas que funcionan con cavitación denoten también una disminución de su capacidad.

3.6.2. Altura en la aspiración o NPSH

Como la cavitación tiene lugar cuando la presión absoluta del líquido alcanza el valor de su tensión de vaporización, es evidente que el fenómeno está íntimamente relacionado con la altura en la aspiración de la bomba. La altura de aspiración H_{sv} de una bomba es equivalente a la altura total en el eje de la misma una vez efectuada la corrección correspondiente a la tensión del vapor. En su determinación intervienen los cuatro factores siguientes:

- H_p , altura correspondiente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido en el cual aspira la bomba. Dicha presión será la atmosférica correspondiente a la altitud del lugar donde está instalada la bomba si el depósito es abierto, o la presión absoluta existente en el interior del depósito cerrado del cual la bomba toma el líquido.
- H_s , altura en metros de la superficie del fluido con respecto a la línea central del árbol del rodete, ya sea por encima o por debajo del mismo.
- H_{vp} , altura correspondiente a la presión de saturación del líquido a la temperatura existente.
- H_f , pérdida de altura a causa del rozamiento y turbulencia entre la superficie del líquido y la platina de aspiración de la bomba.

La altura en la aspiración de la bomba es la suma algebraica de estos factores o bien en otra forma se puede expresar como la diferencia entre la carga total sobre el lado de aspiración cercano al impulsor y la carga de presión de vapor del líquido.

Cualquier término que tienda a reducir la altura total de aspiración es considerado negativo. Si el nivel de la superficie está por encima de la línea central del árbol del rodete se considera positivo; si está por debajo, negativo. La tensión del vapor y las pérdidas, debidas al rozamiento y turbulencia, son siempre negativas ya que disminuyen la altura total de aspiración. Luego, la ecuación de la altura en la aspiración es:

$$H_{sv} = H_p + H_s - H_{vp} - H_f \quad 3.6$$

El valor de H_s será positivo si el eje de la bomba se encuentra por debajo del nivel de bombeo (bomba en carga) y será negativo si el eje de la bomba se encuentra por encima del nivel de bombeo (bomba en aspiración).

En las industrias químicas, donde se presentan muchos casos en que hay que bombear líquidos en o muy próximos al punto de ebullición, el término H_{sv} es conocido como carga neta positiva de succión y se designa en inglés por las letras NPSH (Net Positive Suction Head).

Si la bomba aspira agua fría de un depósito abierto al nivel del mar, sin pérdidas de rozamiento o por turbulencia, la altura máxima de aspiración será aproximadamente de 10.33 metros. Este caso ideal no se da nunca en la práctica, siendo la altura máxima de aspiración muy inferior a la indicada.

Al proyectar la instalación de una bomba o al comprar una de ellas, deben considerarse dos tipos de altura en la aspiración o NPSH. Una es la altura de aspiración con que se cuenta en el sistema y la otra es la altura requerida en la aspiración por la bomba que debe instalarse. La primera es determinada por el técnico proyectista de la instalación y se basa en las condiciones del líquido, situación de la bomba, etc.; la otra es la especificada por el constructor de la bomba, la cual, generalmente está basada en los resultados del ensayo de la propia bomba o de otra similar.

Es conveniente que la altura disponible del sistema sea igual o mayor que la altura requerida en la aspiración, con el fin de evitar los inconvenientes de la cavitación.

3.6.3 Altura disponible en la aspiración

La energía o altura específica del líquido entre el final del tubo de aspiración (brida de aspiración E) y entrada en el rodete impulsor, también llamada energía o altura bruta disponible, en condiciones de rendimiento máximo, y de acuerdo con la figura 3.6 se puede obtener a partir de la ecuación de Bernoulli entre E y M:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta p_{EM} \quad 3.7$$

donde Δp_M representa la caída desde la brida de aspiración hasta que el fluido entra al rodete,

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \text{altura total de la bomba referida a la cota E, y}$$

$$\text{altura bruta disponible} = \frac{p_E - p_M}{\gamma} = \frac{v_1^2 - v_E^2}{2g} + \Delta p_M \quad 3.8$$

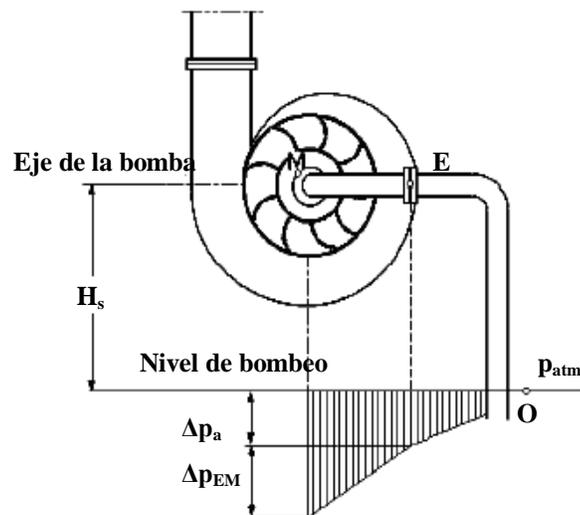


Figura 3.7

Para que a la entrada del rodete se manifieste el fenómeno de la cavitación es necesario que la presión ($p_M = p_1$) sea igual o menor que la presión parcial de vapor del líquido p_v a la temperatura correspondiente. Para cada caudal, en el tubo de aspiración existe una presión mínima por encima de la presión de vapor p_v ; por debajo de este valor de p_v la bomba cavilará; esta presión se puede expresar en metros de columna de líquido (altura neta de entrada en la bomba) y se denomina altura neta de succión positiva o NPSH (Net Positive Suction Head) que, teóricamente, para una bomba dada y un caudal dado, es constante.

Altura de aspiración disponible o $NPSH_d$

Afecta al tubo de aspiración y para su cálculo se parte de la energía bruta disponible que tiene el flujo a la entrada de la bomba, que se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli

entre la entrada del tubo de aspiración, punto O (nivel inferior del líquido), y el final del mismo, punto E, en la forma:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} + H_s + H_f \quad 3.9$$

La altura bruta disponible en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros del tubo de aspiración es:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + H_s - H_f = \frac{p_{atm}}{\gamma} + H_s - H_f \quad 3.10$$

en la que se ha supuesto que la variación del nivel del líquido es nulo, por lo que $v_0 = 0$, siendo en general, $p_0 = p_{atm}$.

Como el líquido a bombear tiene una determinada presión de vapor p_v , la energía bruta disponible sólo es utilizable hasta dicha presión p_v , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo que se define la altura de aspiración disponible a la entrada de la bomba $NPSH_d$ como la diferencia entre la altura bruta disponible y la altura correspondiente a la presión de vapor por la expresión:

$$NPSH_d = \text{altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} \quad 3.11$$

sustituyendo la ecuación 3.10 en 3.11, se obtienen también ecuaciones para la altura de aspiración disponible $NPSH_d$, que son las siguientes:

$$NPSH_d = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} + H_s - H_f \quad 3.12$$

$$NPSH_d = \frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} \quad 3.13$$

que representa una familia de parábolas, figura 3.7, donde $k_{asp}Q^2 = H_f$ y que no es más que la curva característica del tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada.

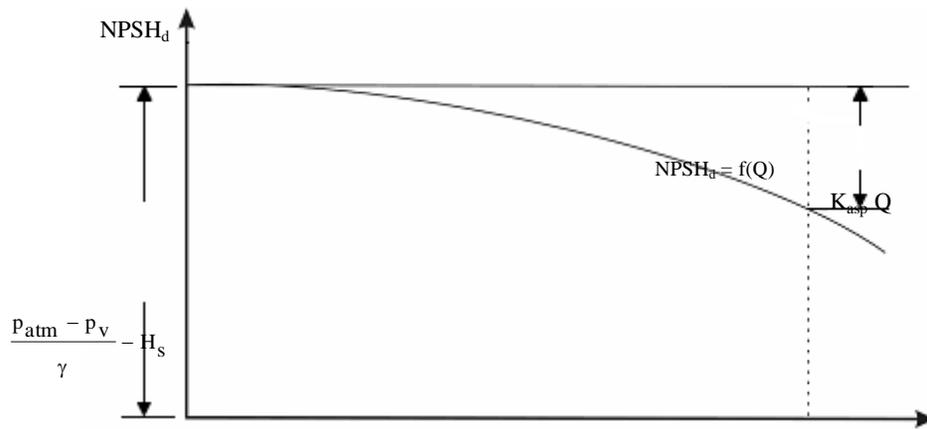


Figura 3.8 Altura neta de entrada disponible

Q

3.6.4 Altura requerida en la aspiración

Altura neta de entrada requerida o NPSHr.

La bomba necesita que el líquido disponga en la posición E, (brida de aspiración), de un mínimo de energía que le permita hacer el recorrido de E a M sin que aparezca cavitación; esta presión mínima, cuyo límite es p_v , es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que éste comienza a comunicar al líquido la presión p_1 . Si se supone que los puntos E y M están al mismo nivel y teniendo en cuenta que p_v es la presión mínima que se puede tener en el punto 1, la altura bruta en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros a la entrada del rodete es:

$$\text{Altura bruta disponible } \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta p_M = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta p_M \quad 3.14$$

La altura neta requerida a la entrada del rodete, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido en ese mismo punto, a la temperatura de succión, en la forma:

$$\text{NPSH}_r = \text{altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta p_{EM} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} + \Delta p_{EM} \quad 3.15$$

Si $\Delta p_{EM} \rightarrow 0$, resulta que, $\text{NPSH}_r = \frac{v_1^2}{2g}$

La altura bruta disponible puede ponerse en la forma:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_v}{\gamma} + \text{NPSH}_r \quad 3.16$$

Es conveniente que el NPSH_r sea lo menor posible, ($V_1 \rightarrow 0$) para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, mientras que el NPSH_d tiene que ser lo mayor posible.

Determinación experimental del NPSH_r

La determinación de la NPSH_r de una bomba se lleva a cabo en un banco de ensayos con instalación de agua en circuito cerrado; para el caudal y altura de prueba se somete a la aspiración de la bomba a una reducción paulatina de la presión.

Para ello se coloca un vacuómetro a la entrada para medir p_E , una válvula en la brida de impulsión de la bomba para variar el régimen y un medidor de flujo, para medir el caudal y la velocidad de entrada:

$$v_E = \frac{Q}{A_E} \quad 3.17$$

Para una cierta altura de aspiración H_s se maniobra gradualmente la válvula hasta que aparezca la cavitación; en ese momento se miden el caudal y la presión p_E y se obtiene el NPSH_r correspondiente. Repitiendo el ensayo con otras alturas de aspiración H_s se obtienen una serie de puntos (NPSH_r, Q) de la curva característica, figura 3.8, que primero es decreciente y después creciente, variando mucho estas circunstancias de unas bombas a otras. En el momento en que la altura diferencial o el rendimiento de la bomba cae en un 3% de su valor, se considera que la bomba comienza a cavitarse por falta de NPSH_d en la tubería; en ese instante el $\text{NPSH}_r = \text{NPSH}_d$.

En algunas circunstancias la bomba no presenta señales anómalas de funcionamiento y, sin embargo, se puede encontrar bajo condiciones de cavitación; la única forma de saberlo es el estudio estroboscópico de la formación de burbujas a la entrada del rodete, que se lleva a cabo observando por una mirilla el borde de ataque de un álabe, mientras que por otra mirilla entra la luz estroboscópica controlada por el número de revoluciones de la bomba, determinándose la magnitud de las burbujas y de ahí la existencia o no de cavitación, ya que en la práctica no existen funcionamientos exentos de burbujas, por lo que éstas siempre estarán presentes, dependiendo de su tamaño la existencia o no de la cavitación.

Se puede concluir diciendo que mientras se cumpla que $NPSH_d > NPSH_r$ no existe cavitación; ésta comenzará a manifestarse cuando sean iguales. Cuanto más pequeño sea el $NPSH_r$, tanto más estable será la bomba en lo que respecta a la cavitación.

Revisado hasta aquí

3.7 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN

Una bomba centrífuga puede tener una presión en la brida de impulsión considerable pero apenas es capaz de producir una succión en la brida de aspiración, por lo que es necesario hacer llegar previamente líquido hasta la brida de entrada y además inundarla para que pueda empezar a trabajar. El cebado de la bomba es el llenado completo de la misma con el líquido a bombear, operación previa a la puesta en marcha del motor.

Si la bomba está siempre sumergida en el líquido (caso de una bomba vertical sumergida), estará siempre cebada y lista para entrar en funcionamiento.

Si el líquido es capaz de llegar a la brida de aspiración por su propio peso, debido a que el depósito de alimentación está a más altura que la bomba, el cebado es sencillo puesto que bastará con abrir la válvula de aspiración y la válvula de una pequeña línea de purga en la impulsión, que deje escapar el aire que va siendo empujado por el líquido entrante. Cuando el líquido comienza a salir por la línea de purga, la bomba estará cebada y se cierra esta válvula.

Para el caso en que el depósito se encuentre por debajo del eje de la bomba, conseguir el cebado puede ser complicado, por lo que el llevar a cabo una solución dependerá de las posibilidades que ofrezca el sistema de trabajo, el cual se puede realizar de varias formas, como:

- a) Mediante un llenado directo a través de manguera.
- b) Mediante un depósito auxiliar de carga, que sólo se utilizará para realizar el cebado.
- c) Mediante una conexión directa desde el tanque de impulsión, solución que sólo será satisfactoria para los casos en los que el depósito de impulsión contenga algo de líquido (by-pass).
- d) Mediante el uso de un eyector que cree vacío en el interior de la bomba, con lo que el líquido se verá atraído hacia la brida de aspiración por una diferencia de presiones.

Un cebado adecuado previo a la puesta en marcha es esencial, ya que sin él la bomba no solamente no funcionará, sino que además puede llegar a sufrir averías al girar en vacío y no existir líquido a impulsar, puesto que es éste mismo el que refrigera y lubrica el rodete.

Una vez arrancada la bomba, ésta puede trabajar en carga o en aspiración según que el nivel del depósito de aspiración esté por encima o por debajo de la misma. Esta diferencia de niveles representa la altura manométrica de aspiración que puede ser positiva o negativa. A la diferencia de niveles neta, (altura geométrica) se deben restar las pérdidas por rozamiento en tuberías y válvulas que haya entre el depósito y la bomba cuando la carga sea positiva (nivel de aspiración de la bomba por encima de ella) o sumarlas cuando la carga sea negativa (nivel de aspiración de la bomba por debajo de ella).

Como sabemos, la $NPSH_r$ en metros de columna de líquido, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido que se está bombeando en ese mismo punto a la temperatura de succión. Este concepto es de gran importancia a la hora de elegir una bomba para que pueda manejar líquidos en ebullición o próximos a ella, así como líquidos altamente volátiles.

Un $NPSH$ inadecuado (carga de succión demasiado baja) conduce a la aparición de bolsas de líquido vaporizado que ocasionan el fenómeno de la cavitación, influyendo en la buena marcha de la bomba. Cuando una tubería de aspiración tiene insuficiente $NPSH_d$, para una selección óptima de la bomba existen algunos métodos para aumentar o reducir la $NPSH_r$, o ambas cosas a la vez.

El aumento del $NPSH_d$ se puede mejorar en las siguientes condiciones:

- Si el líquido está caliente, se puede enfriar intercalando un refrigerante en la tubería, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye. También se puede conseguir aspirando el líquido en algún punto de la corriente en que esté a temperatura más baja. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de reducir la temperatura.
- Aumentando la altura mínima del líquido en la aspiración, que en principio parece la solución más sencilla, (salvo que no resulte posible porque este nivel del líquido sea fijo, como en un río, estanque o lago, o porque la altura a la que hay que subir el nivel del líquido aspirado sea totalmente impracticable, o porque el coste sea excesivo). A menudo el elevar el nivel del líquido en la aspiración unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa y más eficiente, (ahorro tanto en el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento), que compensan los costes adicionales.
- El bajar el nivel de la bomba, permite seleccionar una de velocidad específica más alta, menos costosa y más eficiente. Una variante sería emplear una bomba vertical con el rodete impulsor bajo el nivel del suelo.
- Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración, ya que se reducen las pérdidas de carga.
- Reduciendo las pérdidas por fricción en la tubería de aspiración, que se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía.
- Si entre el nivel inferior de aspiración y la bomba se intercala otra bomba que trasiegue el caudal aspirado al tiempo que proporciona una altura diferencial pequeña, (justo la necesaria para aumentar el $NPSH_d$ en la brida de aspiración de la bomba principal), y que tenga un $NPSH_r$ bajo, (inferior al $NPSH_d$), el $NPSH_d$ de la tubería de aspiración de la bomba principal se mejora; a la bomba intercalada se la denomina bomba booster. Esta solución es muy eficiente en las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles, más altas, producen ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como una mayor eficiencia y, a menudo, un menor número de etapas, que dan mayor fiabilidad. La bomba booster puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

CAPITULO 4

BOMBAS AXIALES

4.1 CARACTERISTICAS GENERALES

Las bombas centrífugas son máquinas radiales que operan de manera más eficaz en aplicaciones que requieren altas cargas y caudales relativamente bajos. Con esta combinación carga – caudal, por lo común se obtienen velocidades específicas menores que 4000. Para muchas aplicaciones, como las asociadas con drenaje e irrigación se requieren caudales altos y cargas bajas, por lo que las bombas centrífugas no son adecuadas. En este caso, las bombas axiales son de uso común. Este tipo de bombas consta de una hélice confinada en una caja cilíndrica, razón por la cual también suelen denominarse bombas de hélice. Para este tipo de bombas el flujo es esencialmente en dirección axial (paralela al eje de rotación), en oposición al flujo radial en la bomba centrífuga. En tanto que la carga desarrollada por una bomba centrífuga incluye una contribución debido a la acción centrífuga, la carga desarrollada por una bomba axial se debe principalmente a la fuerza tangencial ejercida por las aspas del rotor sobre el fluido.

El rotor está conectado a un motor a través de un eje, y a medida que gira el fluido es aspirado a través de la entrada. Por lo común el fluido descarga, a través de una hilera de álabes fijos usados para enderezar el flujo que sale del rotor. Algunas bombas axiales también poseen álabes fijos en la entrada corriente arriba de la hilera del rotor y algunas son de etapas múltiples en las que las aspas giratorias y las aspas fijas están dispuestas en serie. Los conceptos desarrollados para las bombas centrífugas también son válidos para las bombas axiales; sin embargo, las características reales de flujo son bastante diferentes.

En la figura 4.1 se comparan las características de carga, potencia y eficiencia para una bomba centrífuga y una bomba axial. Se observa que a capacidad de diseño (eficiencia máxima) la carga y la potencia al freno son las mismas para ambas bombas. Pero que a medida que disminuye el caudal, la potencia de entrada a la bomba centrífuga disminuye hasta 180 hp en condiciones de cierre, en tanto que para la bomba axial la potencia de entrada aumenta a 520 HP en condiciones de cierre. Esta característica de la bomba axial puede producir sobrecarga del motor si el caudal se reduce significativamente con respecto a la capacidad de diseño. También se observa que la curva de carga para la bomba axial es mucho más pronunciada que para la bomba centrífuga. Así, con bombas axiales habrá un gran cambio de la carga con un pequeño cambio en el caudal, en tanto que en la bomba centrífuga, con su curva de carga relativamente plana, solo hay un pequeño cambio de la carga con grandes cambios en el caudal. Además se observa que, excepto a capacidad de diseño, la eficiencia de la bomba axial es menor que la de la bomba centrífuga.

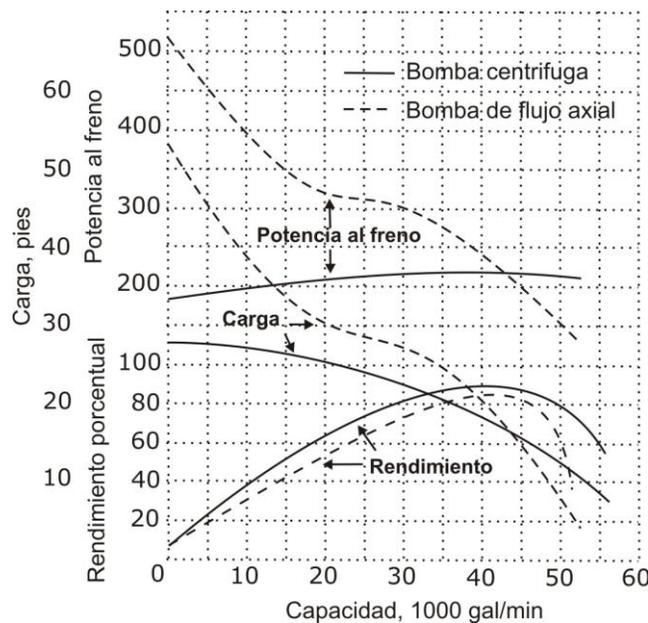


Figura 4.1 Comparación de las características entre las bombas centrífuga y axial

Una corona de álabes de una bomba de flujo axial transmite relativamente poca energía al fluido, pero el área de flujo disponible es relativamente grande. Por esta razón en comparación con las máquinas de flujo radial, las de flujo axial son de baja carga y alto

gasto. Las bombas axiales que son máquinas que mueven fluidos considerados como incompresibles, generalmente tienen un solo escalonamiento y sirven para aplicaciones en que son requeridas pequeñas elevaciones de presión y un caudal grande.

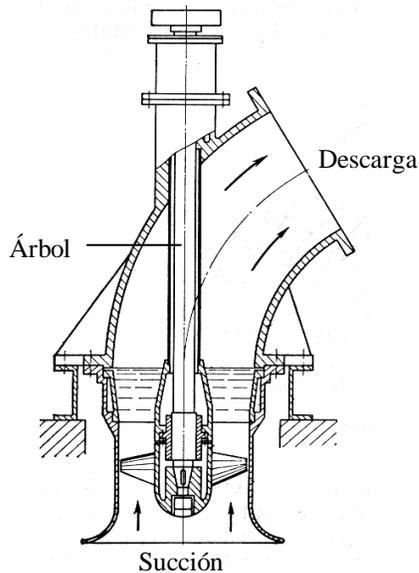


Figura 4.2 Esquema de una bomba axial vertical de una etapa

En las figuras 4.2 se muestra esquemáticamente la bomba axial y su rodete. Se pueden colocar álabes fijos en la entrada o en la salida del rodete cuyo propósito es eliminar la componente de la velocidad tangencial del fluido en el conducto de descarga. Sin embargo, muchas bombas de flujo axial carecen de los álabes fijos. La bomba funciona sumergida y descarga a un codo cuya presencia es necesaria para dar salida al eje del motor.

La acción centrífuga en estas bombas es nula, por lo que la energía transferida bajo forma de componentes energéticas, se reduce a la expresión siguiente:

$$H_t = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{w_1 - w_2}{2g} \quad 4.1$$

en la cual los términos de la ecuación deben ser positivos es decir si se quiere una mayor ganancia en carga.

4.2 DIAGRAMA DE VELOCIDADES

En la figura 4.4 se muestra el diagrama de velocidad de una bomba de flujo axial, no hay flujo radial y las partículas de fluido abandonan el impulsor por el mismo radio por el cual entraron, de modo que $u_1 = u_2 = u$. El flujo entra en dirección axial y ataca el alabe móvil en esa misma dirección. La componente axial de la velocidad conserva el mismo valor entre la entrada y la salida, lo que facilita mucho la relación entre las distintas componentes y por consiguiente el análisis y diseño de la máquina. La velocidad absoluta aumenta a su paso por el alabe móvil, esto es $v_2 > v_1$, también $w_2 < w_1$ logrando debido a la curvatura de los alabes que en los términos de la ecuación 3.1 resultan positivos.

El alabe fijo endereza y reduce la velocidad absoluta, cumpliendo con la función de dirigir el fluido y convertir parte de la energía dinámica del fluido en estática.

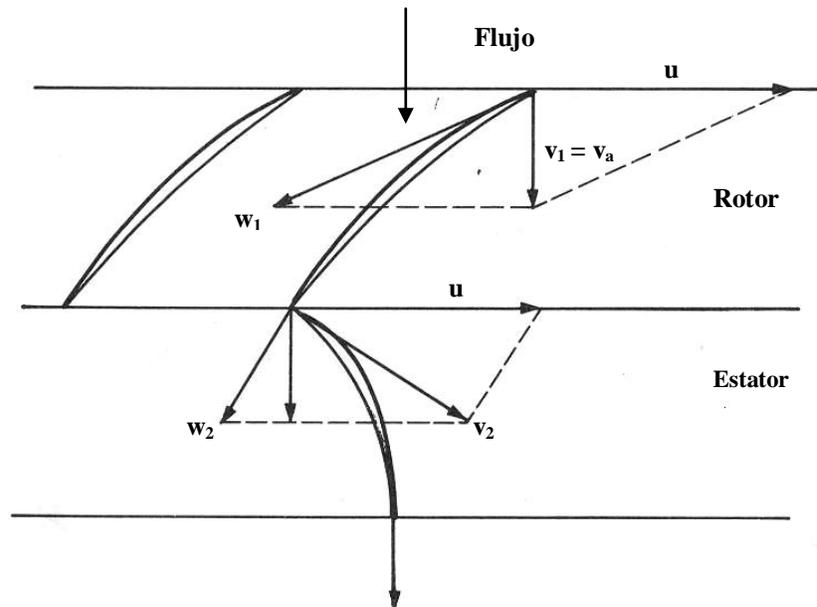


Figura 4.3 Diagrama de velocidades a la entrada y salida del roto.

El vector que tiene base común en el triángulo de velocidades es u que tiene el mismo valor a la entrada y a la salida.

4.3 EL IMPULSOR DE HELICE

La evolución de las bombas axiales o de hélice durante mucho tiempo ha sido empírica, pero en la actualidad, con la aplicación de la mecánica de fluido y el diseño asistido por computadora se están logrando notables avances en el diseño de los alabes de las bombas de flujo axial.

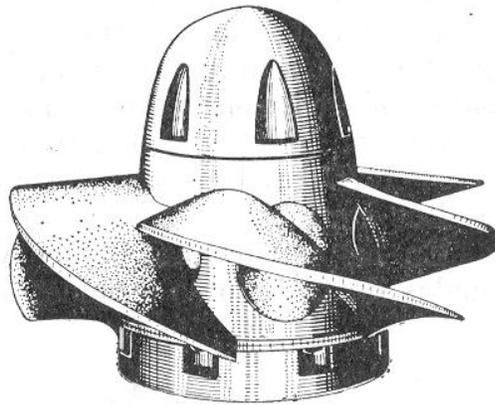


Figura 4.5 Impulsor axial de alabes móviles

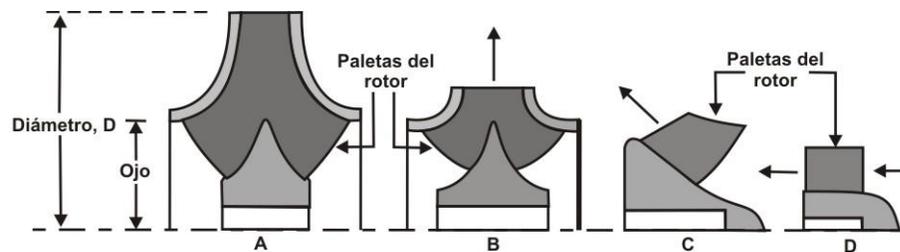
El impulsor es de tipo abierto, y su forma es análoga a la de una hélice naval y el número de alabes varía de 2 hasta 6. Se producen impulsores para bombas axiales de tres tipos:

- a) alabes fijos al buje.
- b) alabes móviles (se pueden ajustar los alabes estando la bomba parada).
- c) alabes regulables (que se giran estando en funcionamiento la bomba).

Existen estructuras de las grandes bombas axiales con paletas que se giran durante el funcionamiento de la bomba como ocurre en las turbinas hidráulicas de alabes regulables. Esto ofrece grandes ventajas durante la regulación del caudal al conservar un alto

rendimiento. Sin embargo, este diseño complica y encarece la estructura por lo que se justifica únicamente para las bombas axiales de gran tamaño.

Para aplicaciones que requieran velocidades específicas intermedias entre las bombas centrífugas y las bombas axiales, se han desarrollado bombas de flujo mixto que operan eficazmente en el intervalo de velocidad específica $4000 < n_s < 9000$. Como lo indica su nombre una bomba de flujo mixto posee una componente radial y una componente axial. En la figura 4.7 se muestran algunos datos característicos comparativos entre bombas centrífuga, mixta y axial, cada una operando a la misma capacidad de diseño. Estos datos indican que a medida que se pasa de la bomba centrífuga a la mixta y de esta a la bomba axial, aumenta la velocidad específica, disminuye la carga, aumenta la velocidad disminuye el diámetro del impulsor y aumenta el diámetro del ojo.



Tipo	Centrífuga	Centrífuga	Flujo mixto	Axial
n_s	1250	2200	6200	13500
gpm	2400	2400	2400	2400
Carga, pies	70	48	33	20
rpm	870	1160	1750	2600
D, pulg.	19	12	10	7
D_{ojo}/D	0.5	0.7	0.9	1.0

Figura 4.6 Comparación de diferentes impulsores

4.4 ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE ENERGÍA Y GRADO DE REACCION

A partir de la ecuación 2.6 la cual es válida para bombas de flujo axial y flujo radial y considerando que para estas últimas $u = \text{constante}$ se obtiene:

$$H_t = \frac{u\Delta v_u}{g} = \frac{u}{g}(v_{u2} - v_{u1}) \quad 4.2$$

Para el caso más generad de diseño de bombas axiales donde el rotor va antes del estator y la velocidad absoluta de entrada es axial, $V_{u1} = 0$, por lo que del triángulo de velocidades se deduce que

$$v_{u2} = u - \frac{v_a}{\tan \beta_2}, \text{ y finalmente}$$

$$H_t = \frac{u^2}{g} - \frac{uv_a \cot \beta_2}{g} \quad 4.3$$

El grado de reacción en las bombas axiales se expresa de una forma más simple que en las bombas centrifugas como se indica en la ecuación siguiente:

$$G_R = \frac{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}}{H_t} \quad 4.4$$

En virtud de que la carga estática en estas bombas solo debe únicamente a la variación de la velocidad relativa, por ser nula la acción centrifuga. Combinando la ecuación 4.1 y 4.4 y reduciendo se obtiene:

$$G_R = \frac{w_1^2 - w_2^2}{v_2^2 - v_1^2 + w_1^2 - w_2^2} \quad 4.5$$

El grado de reacción en las bombas axiales esta comprendido entre cero y uno como se puede observar a través de la ecuación 4.5 transformada en la forma siguiente:

$$G_R = \frac{1}{\frac{v_2^2 - v_1^2}{w_1^2 - w_2^2} + 1} \quad 4.6$$

En virtud de que como ya se ha señalado anteriormente $w_1 > w_2$ y $v_2 > v_1$, con lo cual G_R siempre resulta positivo según se desprende de la ecuación 4.6 de la cual también se deduce que para que el grado de reacción se mantenga alto, los valores de v_1 y v_2 , deben de ser bastante cercanos.

4.5 CURVAS CARACTERISTICAS

Al igual que en la maquinas centrifugas, las características de las bombas axiales se definen como funciones del caudal es decir:

$$H = f(Q), N = f(Q), \text{ y } P = f(Q).$$

La forma de las curvas características depende fundamentalmente de las formas aerodinámicas de la máquina, aunque en general son del tipo mostrado en la figura 4.8.

Generalmente, la característica de carga presenta una zona de inestabilidad que aparece para valores del 50 % del de la capacidad de diseño como se puede observar en la figura en la misma figura 4.8 en la cual la incidencia del líquido es tal que no se produce empuje útil del alabe. Naturalmente el caudal de diseño está en la segunda parte de la curva que corresponde a grandes gastos y pequeñas cargas, como es normal en las bombas axiales.

La característica de potencia generalmente muestra una tendencia decreciente en la zona de trabajo, lo cual hace aconsejable el empleo de este tipo de máquinas para trabajar en sistemas de baja resistencia hidráulica. La potencia de caudal nulo es muy alta en estas bombas, de 2 a 3 veces mayor que la potencia de diseño, debido a un fuerte efecto de recirculación. Exigen así una fuerte potencia extra en el arranque, la cual baja rápidamente a medida que el gasto va aumentando. Se produce una inflexión en la zona de inestabilidad y la potencia vuelve a disminuir hasta alcanzar las condiciones de régimen de trabajo para que esta proyectada la máquina.

Debido a la alta potencia de arranque es aconsejable no hacerla operar en sistemas que le exijan frecuentes arrancadas y en cualquier caso, se debe contar con un dispositivo que permita al motor absorber esas sobrecargas.

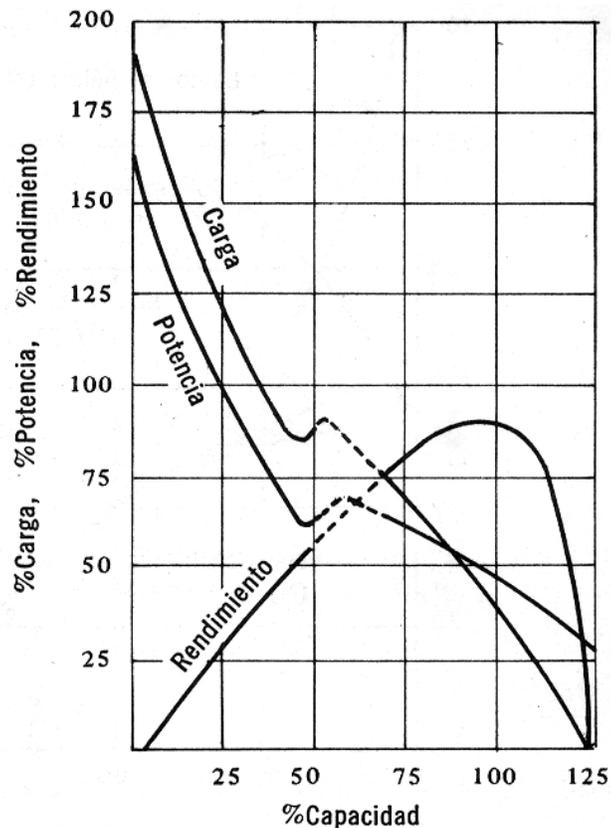


Figura 4.7 Curvas características de una bomba axial

La eficiencia presenta una característica que varía sensiblemente con el gasto, por lo tanto para no desaprovechar la ventaja de que estas máquinas tienen rendimientos superiores a las centrífugas, deben de explotarse en regiones de estabilidad para evitar disminuciones indeseables en el rendimiento. La curva de eficiencia presenta un pico para un 100 % de capacidad, pero con pendientes muy fuertes a ambos lados, aunque mayor hacia el lado de las sobrecargas. Esto indica que la bomba no conviene hacerla trabajar fuera de las condiciones para que esta proyectada.

4.6 CARACTERISTICAS Y EFECTOS DEBIDO A LA VARIACIÓN DEL CAUDAL

En la figura 4.1 se comparan las características de carga, potencia y eficiencia para una bomba centrífuga y una bomba axial. Se observa que a capacidad de diseño o eficiencia máxima la carga y la potencia al freno son las mismas para ambas bombas, pero a medida que disminuye el caudal, la potencia de entrada a la bomba centrífuga desciende hasta 180 hp en condiciones de cierre, en tanto que para la bomba axial la potencia de entrada aumenta hasta 520 HP en condiciones de cierre. Esta característica de la bomba axial puede producir sobrecarga del motor si el caudal se reduce significativamente con respecto a la capacidad de diseño. También se observa que la curva de carga para la bomba axial es mucho más pronunciada que para la bomba centrífuga. Así con bombas axiales existirá un gran cambio de la carga con un pequeño cambio en el caudal, en tanto que para la bomba centrífuga, con su curva de carga relativamente plana, solo hay un pequeño cambio de la carga con grandes cambios en el caudal. Además en la figura 4.1 se observa que, excepto a capacidad de diseño, la eficiencia de la bomba axial es menor que la de la bomba centrífuga y que varía sensiblemente con el gasto, por lo tanto, para no desaprovechar la ventaja de que estas máquinas tienen rendimientos superiores a las centrífugas deben explotarse en regiones estables para evitar disminuciones indeseables en el rendimiento.

4.7 CAVITACION EN BOMBAS AXIALES

Una de las razones que propicia la cavitación en las bombas axiales, es el condicionamiento de la posición de la máquina de tal forma que se produzca altura de aspiración negativa (h_s), por lo tanto el valor de esta debe ser establecido para cada tipo de bomba, de acuerdo con los coeficientes de σ o S , y deberá de respetarse pues es determinado por un procedimiento de experimentación similar

Cuando se condiciona la posición de la bomba respecto al nivel de succión y resultan alturas de aspiración negativas (h_s), se tiende propiciar la cavitación, debiéndose fijar para cada tipo de máquina, de acuerdo con los coeficientes de σ o S , la coordenada de posición que debe de respetarse, establecida con una prueba análoga a la que se expuso en la sección 3.6.

Evidentemente, una altura de aspiración negativa ($-h_s$), reduce la presión a la entrada de la bomba, esto unido a la disminución de presión debida a la presión relativa del fluido respecto al alabe, amengua el valor de la presión a valores correspondientes a los de la tensión de vapor y se produce la cavitación. El hecho es más notorio en las zonas periféricas del rotor donde las velocidades tangenciales son altas. De ahí que la erosión de los alabes por efecto de la cavitación se presente en los bordes exteriores del impulsor y hacia la acara del alabe con vista hacia la succión.

Para reducir en parte los problemas ocasionados por la cavitación se ha conseguido, en algunos casos, engrosar el alabe en aquellas partes más expuestas a los efectos de la cavitación, sin embargo esta solución es parcial pues se deforma el perfil del alabe y se produce otro problema que es una disminución del rendimiento. Otra solución con más éxito y respetando el diseño de la bomba, es el empleo de aleaciones especiales como bronce-aluminio o aceros especiales al cromo que resisten mejor el desgaste provocado por la cavitación; desde luego que esta alternativa encarece la construcción de la máquina.

CAPITULO V

BOMBAS VOLUMETRICAS

5.1 CARACTERISTICAS Y CLASIFICACIÓN

En la bomba volumétrica el desplazamiento del líquido se realiza en un proceso en el que se verifica el desalojo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, etc.), con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción del líquido o cámara de aspiración, con la cavidad de descarga o cámara de impulsión, pudiendo tener una o varias cámaras de trabajo.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la de descarga de la bomba, con un aumento de presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal manejado.

En general, todas las bombas volumétricas son autoaspirantes, o autocebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear una ramificación tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

Las bombas volumétricas trabajan con flujo forzado y pueden enviar un flujo constante contra presiones mucho más altas que las bombas centrífugas. Estas bombas suelen ser adecuadas para aplicaciones con bajo flujo y cargas elevadas, así como también para la manipulación de fluidos con viscosidades altas.

En esta clase de bombas se incluyen dos grupos de bombas las reciprocantes o de movimiento alternativo, entre las cuales se encuentran las de embolo y las bombas rotatorias de las cuales existe un grupo muy numeroso dentro de las cuales destacan las bombas de engranes.

Clasificación de las bombas volumétricas

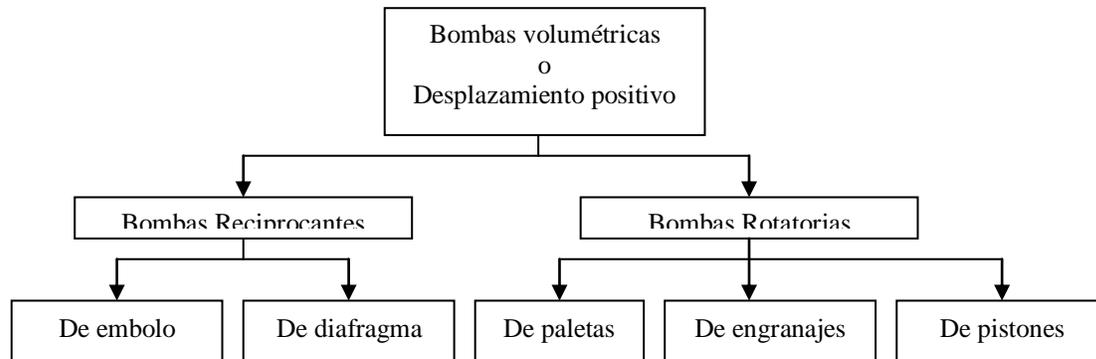


Figura 5.1 Clasificación de las bombas volumétricas

5.2 BOMBAS DE EMBOLO

Una bomba de embolo, es de desplazamiento positivo, es decir recibe un volumen fijo de líquido, al realizar la acción de succión a por medio de un embolo, el cual comprime el fluido a la presión de descarga y lo expulsa finalmente. Este proceso se repite ocasionando una descarga o caudal intermitente.

5.2.1 Principio de funcionamiento. Diagrama indicador

En la figura 5.2 se muestra el esquema de una bomba con embolo de simple acción. Al moverse el embolo hacia la derecha la cavidad del cilindro por el lado de la caja de válvulas aumenta y se llena de líquido, que llega del tubo receptor a través de la válvula de aspiración V_1 . En este caso la presión en la caja de válvulas es inferior a la atmosférica, lo que se explica por la resistencia hidráulica del conducto de aspiración, la disposición de la superficie del líquido que se aspira por debajo del eje del cilindro y la baja presión sobre esta superficie.

En la posición 1 el embolo cambia la dirección de movimiento por la contraria y la válvula de aspiración se cierra automáticamente; en la caja de válvulas aumenta bruscamente la

presión hasta el valor de la presión de alimentación p_2 . Este proceso se representa por la línea vertical 1-2. En el instante en que la presión aumenta hasta p_2 , la diferencia de presiones bajo la válvula y sobre esta vence el peso y la tensión del resorte de la válvula impelente V_2 y esta se abre. Durante el desplazamiento regular y uniforme del embolo del punto 2 hacia la izquierda el líquido se suministra a presión constante p_2 . En la posición extrema izquierda el embolo cambia de nuevo la dirección de su movimiento. En este caso la presión en la caja de válvulas disminuye bruscamente por la línea 3-4, la válvula impelente V_2 se cierra y la válvula de aspiración V_1 se abre. El diagrama de presiones se cierra.

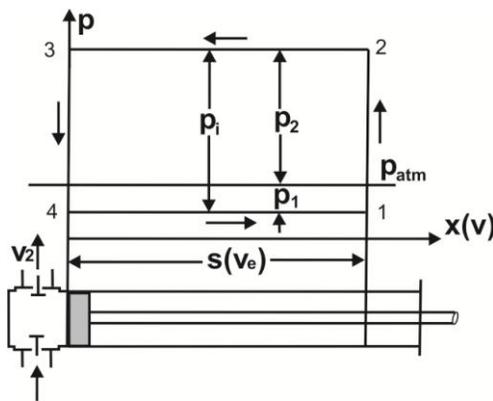


Figura 5.2 Diagrama de indicador teórico de una bomba de embolo.

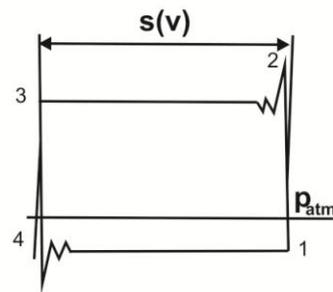


Figura 5.3 Diagrama de indicador real de una bomba de embolo.

El diagrama de indicador muestra como varia la presión en el cilindro y en la caja de válvulas de la bomba en el curso de dos carreras del embolo. El área del diagrama de indicador representa el trabajo del émbolo en dos carreras, referido a 1 m^2 de su superficie.

El diagrama de indicador real figura 5.3 se diferencia del teórico, representado en la figura 5.2, principalmente por la existencia de fluctuaciones de la presión al comienzo de la aspiración y de alimentación. Estas fluctuaciones están condicionadas por la influencia de la inercia de las válvulas de la bomba y la adhesión de sus superficies esmeriladas a los asientos. Por esta razón, por ejemplo, en el instante en que la válvula impelente se desprende de su asiento (punto 2) en la caja de válvula debe reinar una presión elevada, que crea una fuerza capaz de arrancar la válvula del asiento y de vencer su inercia.

En cuanto la válvula se abre, la presión en la caja de válvulas disminuye bruscamente y la válvula proporciona varias oscilaciones rápidas en el flujo de líquido; en este caso la válvula estrangula el flujo, provocando la oscilación de la presión en la caja de válvulas, que se refleja en la línea de alimentación del diagrama de indicador

5.2.2 Caudal de las bombas de embolo

El caudal de una bomba de embolo se determina por las dimensiones del cilindro de trabajo, el número de carreras del embolo o la frecuencia de rotación del árbol de la bomba y la cantidad de cilindros. Por el número de cilindros y acciones en el mismo las bombas de embolo se clasifican en:

- a) Simplex o de un cilindro de simple efecto o acción unilateral.
- b) Múltiplex que pueden ser duplex (de dos cilindros de simple efecto o un cilindro de doble efecto), triplex y cuádruplex.

Si el embolo de la bomba trabaja con solamente uno de sus lados (bomba de acción unilateral o simplex) y se pone en movimiento desde un motor con ayuda de un mecanismo de biela y manivela figura 5.4, entonces la cantidad de líquido, m^3/s , suministrada por la bomba es igual a:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} S \left(\frac{N}{60} \right) \eta_v \quad 5.1$$

y el caudal teórico

$$Q_t = \frac{\pi D^2}{4} S \left(\frac{N}{60} \right) \quad 5.2$$

Dónde: N = Número de carreras dobles del émbolo por minuto; D = Diámetro interior del cilindro; S = Carrera del embolo y η_v = Rendimiento volumétrico. El rendimiento volumétrico tiene en cuenta el hecho de que la bomba no puede suministrar a la tubería de carga el volumen de líquido, igual al volumen teórico, descrito por el embolo: parte del

líquido se pierde inevitablemente a través de los lugares insuficientemente estancos, y parte se infiltra a través de las válvulas, que se cierran instantáneamente en las posiciones izquierda y derecha del embolo.

El rendimiento volumétrico se determina durante el ensayo de la bomba midiendo el volumen real de líquido suministrado por la bomba. Dividiendo este último por el volumen de trabajo del cilindro obtenemos η_v , ordinariamente, η_v se encuentra en el rango de 0.7 a 0.97 como ya se indicó en la sección 5.1.1.

La bomba de doble efecto figura 5.5 entrega un caudal:

$$Q = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)S\left(\frac{N}{60}\right)\eta_v \quad 5.3$$

y su caudal teórico es

$$Q_t = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)S\left(\frac{N}{60}\right) \quad 5.4$$

Dónde: d = Diámetro del vástago (m) y D = Diámetro interior del cilindro (m).

Si la bomba tiene varios cilindros, los émbolos de los cuales se ponen en movimiento desde el cigüeñal común (bomba de émbolos múltiples), su caudal se obtiene multiplicando el caudal de un embolo por el número de estos.

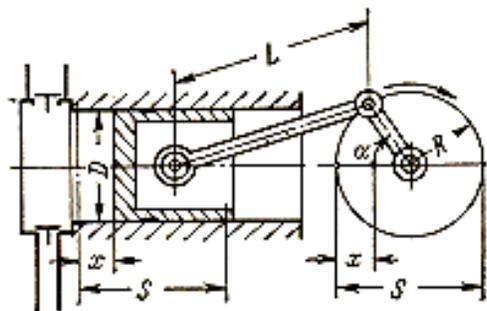


Figura 5.4 Bomba de émbolo de simple efecto

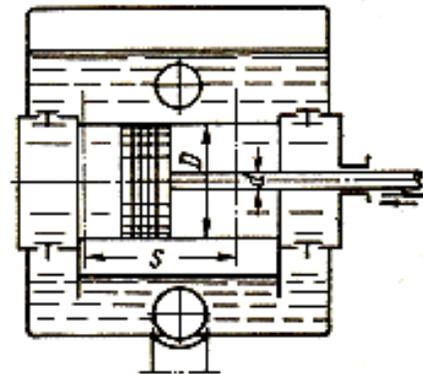


Figura 5.5 Bomba de embolo de doble efecto.

5.2.3 Irregularidad de la aspiración y la alimentación

El líquido se aspira al cilindro de la bomba, siguiendo al émbolo que se desplaza dentro del cilindro, y se desaloja por el mismo émbolo a la tubería de impulsión. Si el líquido es incompresible y no tiene discontinuidades, el sigue estrictamente el movimiento del émbolo. En la mayoría de las estructuras de las bombas de émbolo se realiza el movimiento irregular de los émbolos con ayuda de los mecanismos de biela y manivela. Por esta razón, Si no se provén medidas especiales, el líquido se desplazará en las tuberías de aspiración y de impulsión también irregularmente.

Examinemos la figura 5.4 correspondiente al proceso de aspiración en el cilindro de la bomba de simple efecto. Al desplazarse la bomba hacia la izquierda tiene lugar solamente la alimentación de líquido. Por eso entre los límites de una vuelta completa del árbol el diagrama de aspiración se representa con una senoide 0 a 180° (carrera a la derecha) y una línea recta, que coincide con el eje de las abscisas (carrera a la izquierda) de 180 a 360° , la figura 5.6 ilustra esta situación. En realidad este diagrama se desfigura perdiendo la simetría.

Si en la bomba no han previsto medidas, que eliminen la irregularidad de la aspiración y la alimentación, el líquido se desplazará irregularmente por todo el sistema de tuberías que lindan con la bomba. Este peligroso fenómeno puede conducir a la destrucción de algunas de las partes de la bomba y de las tuberías.

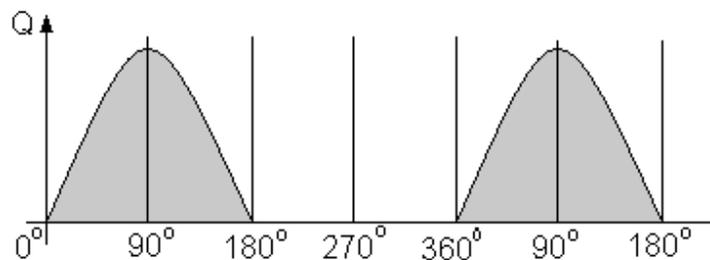


Figura 5.6 Irregularidad en la alimentación de una bomba de embolo de simple efecto

Las bombas de doble efecto con unión en paralelo de las válvulas de succión y descarga disminuyen las pulsaciones en la alimentación y la descarga. Examinemos el diagrama de alimentación de la figura 5.7.

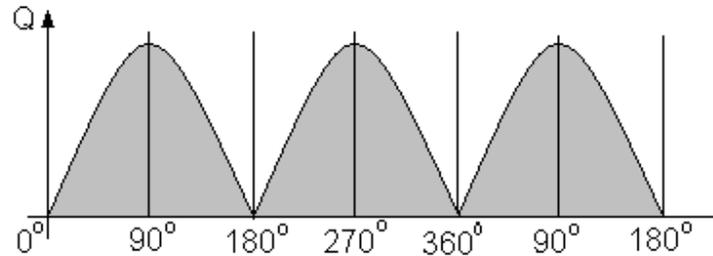


Figura 5.7 Irregularidad en la alimentación de una bomba de embolo de doble efecto.

Un procedimiento eficaz es el empleo de bombas de émbolos múltiples puestos en movimiento desde un cigüeñal común con la unión en paralelo de los cilindros. Examinemos en la figura 5.8 el diagrama de alimentación de una bomba de dos émbolos y doble efecto, en la cual los codos del árbol están dispuestos bajo un ángulo de 180° .

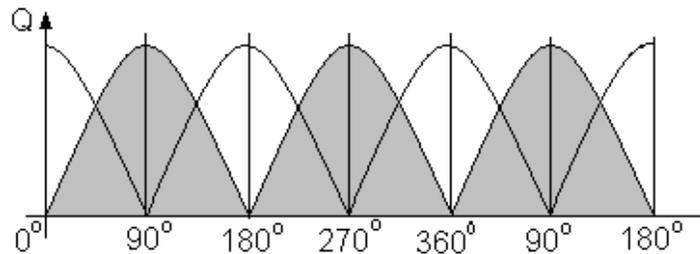


Figura 5.8 Irregularidad en la alimentación de una bomba de embolo de doble efecto y tres pistones.

Los diagramas de alimentación se superponen uno sobre el otro. Esto significa que tiene lugar la alimentación simultánea. Por eso para trazar el diagrama de alimentación al colector y la tubería de impulsión se deben sumar las ordenadas de los dos cilindros por separado allí donde estos diagramas se superponen.

El coeficiente de irregularidad se define de la forma siguiente:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{máx}}}{Q_{\text{medio}}}$$

5.5

Los valores del coeficiente de irregularidad se proporcionan en la tabla 5.1 para diferentes casos.

Tabla 5.1 Coeficientes de irregularidad

Bombas simplex	$\varepsilon = 3.14$
Bombas dúplex	$\varepsilon = 1.57$
Bombas triples	$\varepsilon = 1.047$
Bombas cuádruples	$\varepsilon = 1.11$

De acuerdo con los datos proporcionados por la tabla 5.1 la bomba triple es la que tiene más regularidad en el caudal.

5.2.4 Potencia y rendimiento

Con referencia al diagrama de indicador mostrado en la figura 5.2, para calcular la potencia interior o indicada de la bomba de embolo; la línea atmosférica que divide el diagrama indicador en dos partes, permite determinar los valores de las presiones excesivas p_2 y p_1 , superadas por el embolo de la bomba en las carreras de aspiración y alimentación.

El trabajo del embolo durante la carrera de aspiración es igual a $A \cdot p_1 \cdot S$ y en la carrera de alimentación a $A \cdot p_2 \cdot S$; por consiguiente el trabajo total del embolo en las dos carreras es igual a $(p_2 + p_1) \cdot A \cdot S$. La presión, tomada por el diagrama de indicador como la suma $p_i = p_1 + p_2$, se llama presión indicada o interior. Por consiguiente, el trabajo del embolo de la bomba de simple efecto en una vuelta del árbol será igual a $p_i \cdot A \cdot S$ y la potencia interior o indicada de un cilindro es:

$$P_i = \frac{p_i A S N}{60}$$

5.6

Para las bombas de doble efecto y de émbolos múltiples la potencia interior se calcula como la suma de las potencias interiores de los cilindros por separado. La potencia útil se puede determinar conociendo la carga útil, caudal y naturaleza de líquido a manipular, por la expresión siguiente:

$$P = \rho g Q H \quad 5.7$$

La potencia real, aplicada al árbol de la bomba desde el motor, es mayor que la interna, puesto que parte de ella se gasta en vencer el rozamiento mecánico.

El rendimiento mecánico de la bomba de embolo es:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} \quad 5.8$$

Por esta razón $P_a = P_i/\eta_m$, así que valiéndose de la ecuación 5.5 obtenemos:

$$P_a = \frac{P_i A S N}{60 \eta_m} \quad (\text{potencia de accionamiento}) \quad 5.9$$

Si se dispone del diagrama de indicador de la bomba, valiéndose de la fórmula 5.8 se puede determinar la potencia en el árbol de la bomba para un valor determinado de η_m . El rendimiento mecánico de las bombas de embolo se encuentra en el rango de 0.9 a 0.95.

La potencia interior de la bomba es mayor que la potencia útil, porque parte de la potencia se gasta en el cilindro de la bomba en vencer las resistencias hidráulicas, y también en compensar las pérdidas, provocadas por las fugas a través de los lugares insuficientemente estancos y las válvulas.

Se llama rendimiento interno o indicado de una bomba de embolo la relación.

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \quad 5.10$$

donde P es la potencia útil.

El rendimiento interno a su vez es el producto de los rendimientos hidráulico y volumétrico.

$$\eta_i = \eta_h \eta_v \quad 5.11$$

Donde el rendimiento hidráulico se expresa en función de la carga útil y la presión interna por:

$$\eta_h = \frac{H}{P_i / \rho g} \quad 5.12$$

Los valores del rendimiento hidráulico para las bombas de embolo se encuentran dentro del rango de 0.8 a 0.94. El rendimiento volumétrico evalúa el sello entre el embolo y el cilindro, y el sello de las válvulas, así como su rapidez al cerrarse, por lo tanto evalúa la relación entre el volumen real y el teórico que debería entregar la bomba y generalmente, se encuentra en el entorno de 0.7 a 0.97 y se define por la expresión siguiente:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad 5.13$$

De las formulas 5.8 y 5.10 se deduce que

$$P_a = \frac{P}{\eta_i \eta_m} \quad 5.14$$

o bien

$$P_a = \frac{GgH}{\eta} \quad 5.15$$

La potencia en el árbol de la bomba volumétrica varía al modificar la frecuencia de rotación del árbol, a causa de que varían la potencia útil y el rendimiento de la bomba.

El rendimiento total de la bomba tiene su máximo valor con la frecuencia óptima de rotación. La desviación de la frecuencia de rotación de la óptima provoca la reducción del rendimiento.

El rendimiento total a su vez es la combinación de tres rendimientos y es igual a:

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad 5.16$$

Dónde: η_h = Rendimiento hidráulico, η_m = Rendimiento mecánico; η_v = Rendimiento volumétrico.

La variación del rendimiento durante la regulación de la bomba de émbolo puede ser establecida únicamente durante la prueba de la misma.

Cuando son conocidos los valores del rendimiento dentro de los límites de las variaciones admisibles de la frecuencia de rotación de la bomba, entonces por los valores de la potencia útil se pueden determinar las correspondientes potencias en el árbol.

$$P_a = \frac{pQ}{\eta} = \frac{\rho gQH}{\eta} \quad 5.17$$

Dónde: P en w, p_1 en Pascales y Q en m^3/s .

5.2.5 Determinación de los parámetros principales de las bombas de embolo

De acuerdo con las ecuaciones 5.1 y 5.3 la expresión general para el caudal de una bomba de embolo tiene la forma:

$$Q = \frac{kA_pSNa\eta_v}{60} \quad 5.18$$

Donde: K = Número de efectos; A_p = Área del pistón; a = Coeficiente que tiene en cuenta la presencia del vástago, en el caso de bombas de doble efecto y A_v = Área del vástago. Se recomienda que la velocidad media del pistón (v_{med}) sea:

$$v_{med} = \frac{2SN}{60} = 0.3 - 2 \text{ m/s} \quad 5.19$$

y para las bombas que manejan agua se recomienda un coeficiente $K_{\psi} = S/D$ en función de la velocidad de rotación como se indica en la tabla (5.2).

N (rpm)	40 - 80	80 - 150	150 - 350	Tabla 5.2
K_{ψ}	2.5 - 2.0	2.0 - 1.2	1.2 - 2.5	

Tomando estos criterios como referencia se puede calcular:

$$D = \sqrt[3]{\frac{60(4Q)}{\pi \eta_v k_a k_{\psi} N}} \quad 5.20$$

y la carrera del pistón como:

$$S = K_{\psi} D \quad 5.21$$

5.2.6 Trabajo conjunto de la bomba y el sistema de tuberías

La característica teórica de H contra Q de una bomba de pistones es una línea recta de gasto constante como se indica en la figura 5.9, donde también se puede observar que la característica real comenzara a separarse de la teórica a partir de H = 0 hacia la zona de gastos menores.

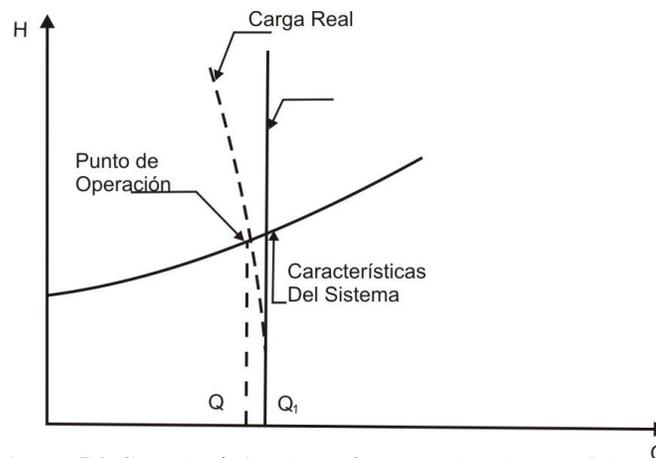


Figura 5.9 Característica de H-Q de una bomba de pistones

La relación entre el gasto real y el teórico viene dado por el rendimiento volumétrico de la bomba, como se indicó en la ecuación (5.2). Este procedimiento disminuye a medida que aumenta la presión de trabajo de la bomba, ya que de forma correspondiente aumentan las fugas internas de la bomba.

El punto de operación de la bomba vendrá dado por la intersección de la característica de la bomba y del sistema.

5.3 BOMBAS VOLUMETRICAS ROTATORIAS

5.3.1 Tipos constructivos principales

Las maquinas rotativas volumétricas (bombas y motores hidráulicos) están ampliamente difundidas en la industria y el transporte; sus estructuras son extraordinariamente diversas. Ellas se emplean en los sistemas de bombeo de aceite, petróleo, soluciones azucaradas de gran concentración, engrase y de regulación de los motores, compresores y bombas, en las transmisiones hidráulicas de fuerza y sobre todo ampliamente en los sistemas de los dispositivos de transmisión hidráulica de distinta aplicación.

Su uso para fluidos no viscosos no es muy recomendable ya que el fluido sirve al mismo tiempo como lubricante y como sello para disminuir las fugas.

Los parámetros de funcionamiento se encuentran en la zona relativamente pequeños caudales y altas presiones.

Se destacan de acuerdo al aspecto constructivo los siguientes grupos de bombas rotativas:

- De engranajes,
- De placas;
- De émbolos axiales;
- De émbolos radiales;
- De émbolos helicoidales;
- De tornillos.

5.3.2 Bombas de engranajes

El esquema constructivo de semejante bomba con engranaje exterior se representa en la figura 5.11.

Las ruedas dentadas que engranan 1 y 2 se han colocado con pequeñas holguras en el cuerpo 3. Una de las ruedas (es conductora) va dotada de un eje que sale del cuerpo a través de un prensaestopas de empaquetadura; la otra rueda (la conducida) es libre.

Al girar las ruedas en la dirección indicada con flechas el líquido de la cavidad de aspiración llega a las cavidades entre los dientes y se desplaza a la cavidad de impulsión 5; aquí durante el engrane tiene lugar la extrusión del líquido de las cavidades.

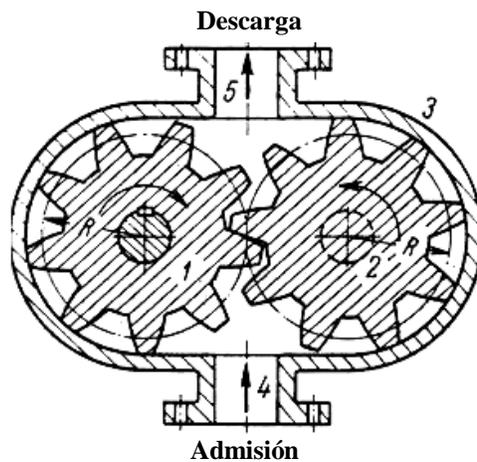


Figura 5.12 Esquema constructivo de una bomba de engranajes.

El caudal de estas bombas se determina por las dimensiones geométricas de esta y la frecuencia de rotación de su árbol.

Respecto a las ruedas dentadas de estas bombas se construyen generalmente de iguales dimensiones.

El caudal teórico de una bomba de engranajes que consta de dos ruedas iguales se expresa

por: $Q_t = \frac{2ALZN}{60}$, y para el caso de ruedas de distintas dimensiones se determina como:

$$Q_t = \frac{ALZ_1N_1}{60} + \frac{ALZ_2N_2}{60} \quad 5.23$$

Dónde:

A: Área de la sección transversal de la cavidad entre los dientes (m^2).

L: Longitud del diente de la rueda (m).

Z: es el número de dientes

N: revoluciones por minuto.

Perdidas de potencia y eficiencia.

Las pérdidas de potencia en las bombas de engranes se deben a las pérdidas por resistencia mecánica y pérdidas volumétricas (fugas de líquido).

- Pérdidas mecánicas. Fundamentalmente las pérdidas mecánicas se deben a la distribución no uniforme de los esfuerzos en los engranes. Una de las principales causas es la fuerza axial que origina la presión del líquido, que empuja los engranes contra la carcasa en el lado de succión. Otra causa es la fuerza axial que crea el incremento en la presión del líquido que se comprime entre los dos engranes en su punto de coincidencia.
- Pérdidas volumétricas. Estas se deben principalmente a las fugas de los líquidos a través del juego radial entre la superficie curva del cuerpo y la superficie curva exterior de los engranes y también por los juegos laterales entre las tapas de la bomba y los engranes. Además debido a defectos del perfil del diente, deficiencias en el montaje o desgaste de los engranes puede ocurrir una fuga de líquido en la línea de contacto de los dientes, pasando una cierta cantidad de líquido del lado de la descarga a la succión de la bomba. La fuga entre los engranes y la tapa es la más importante, representando entre el 75 y el 80% de la fuga total. Investigaciones realizadas demostraron que un incremento en el juego de 0.1 mm disminuye la eficiencia volumétrica de la bomba en un 20 % aproximadamente, mientras que el mismo incremento 0.1 mm en el juego diametral disminuye la eficiencia volumétrica en solo un 0.25 %. Por estas razones el juego axial debe ser el menor posible, mientras que el juego radial puede ser mayor y se toma en el entorno de 0.03 – 0.05 mm.

El rendimiento volumétrico de la bomba de engranes se encuentra comprendido en el rango de 0.7 a 0.9, por lo que entonces el caudal real se puede expresar en función del rendimiento hidráulico toma la forma:

$$Q = \frac{2ALZN\eta_v}{60} \quad (\text{ruedas iguales}) \quad 5.24$$

$$Q = \left(\frac{ALZ_1N_1}{60} + \frac{ALZ_2N_2}{60} \right) \eta_v \quad (\text{ruedas distintas}) \quad 5.25$$

Las bombas de engranajes son reversibles, es decir, al variar la dirección de rotación de los engranajes ellos cambian la dirección del flujo en las tuberías acopladas a la bomba. Estas bombas son reversibles: al suministrar el líquido a presión a una de las tubuladuras de la bomba y comunicando la otra tubuladura con el tanque de descarga, obtenemos el funcionamiento de la máquina en calidad de motor hidráulico; el árbol de salida de la maquina desarrollará una potencia proporcional al gasto y a la presión del líquido suministrado.

5.3.3 Bombas de Placas (de paletas)

El esquema elemental de esta bomba se da en la figura 5.13. Las estructuras reales son considerablemente más complicadas; ellas pueden ser bajo dos tipos de esquemas principales, que además tiene la característica de ser reversibles.

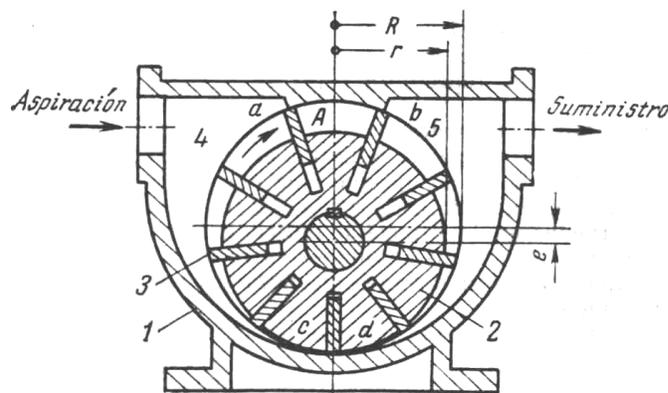


Figura 5.13 Bomba de placas con suministro exterior.

El primer esquema: una bomba con suministro exterior del líquido figura 5.13. En el cuerpo 1 gira el rotor macizo 2 dispuesto excéntricamente. En los canales radiales, fresados en el rotor, se desplazan las placas (paletas) 3. La superficie interior del cuerpo está labrada de tal manera que la cavidad de aspiración 4 y la cavidad de alimentación 5 están separadas una de la otra con ayuda de placas y las superficies cilíndricas ab y cd. Para el funcionamiento correcto de la bomba es necesario que las longitudes de los arcos ab y ed sean no menores que las distancias entre los extremos de las placas si correr estas por las superficies de empaquetadura. Debido a la existencia de la excentricidad e si girar el rotor 2 el líquido pasa de la cavidad 4 a la cavidad 5 en los espacios entre las paletas A.

Si la excentricidad e se disminuye desplazando el rotor hacia arriba, entonces también en la parte inferior de la bomba aparecerán espacios entre las paletas y parte del líquido se transportará de la cavidad 5 a la cavidad 4.

Siendo $e = 0$ las cantidades de líquido que se transporta de la cavidad 5 a la cavidad 4 y al revés se hacen iguales, y la bomba no suministra líquido. Si e es negativa, es decir, se traza del centro del cuerpo hacia arriba, entonces tiene lugar la alimentación de la cavidad 5 a la cavidad 4.

En las estructuras elementales de las bombas de este tipo la excentricidad se hace constante. El caudal teórico de semejante bomba, en m^3/min , es:

$$Q_t = A_p L Z N = 2eb \left[\frac{2\pi(R - e)}{Z} - Z\delta \right] N \quad 5.26$$

Donde

R: Radio interior del cuerpo (m).

e: la excentricidad relativa (m).

b: Ancho de las paletas (m).

δ : Espesor de las paletas (m).

N: Revoluciones por minuto.

A_p : Área del espacio entre dos paletas contiguas.

El segundo esquema: una bomba con suministro interior del líquido figura 5.13. Aquí existen los mismos elementos constructivos que en la bomba con suministro exterior: el cuerpo 1, encajado excéntricamente en el rotor 2 y las placas de trabajo 3. La aspiración y la alimentación tienen lugar a través del orificio axial en el rotor, el cual está dividido por un tabique fijo ó, colocado compactamente, en las cavidades de aspiración y de alimentación. Al girar el rotor en la dirección indicada con una flecha los volúmenes A entre las placas aumentan. Gracias a este hecho sucede la aspiración del líquido por los canales radiales de la cavidad 4. Esta última comunica con la tubería de aspiración. Al recorrer los volúmenes A por el arco ba estos disminuyen y el líquido se suministra a la cavidad 5, unida con la tubería de carga de la bomba. Así pues, se realizan el suministro interior y la descarga del líquido.

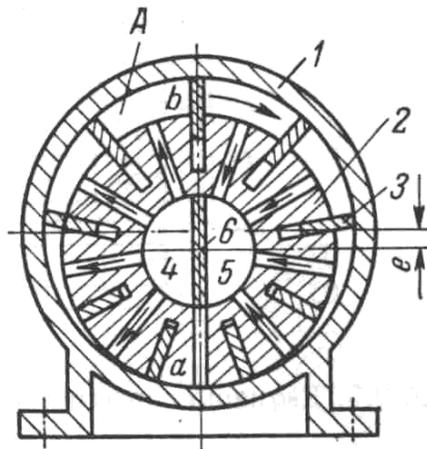


Figura 5.14 Bomba de placas con suministro interior.

El rendimiento volumétrico de las bombas de placas, que tiene en cuenta la infiltración del líquido a través de las holguras de la parte de presión a la de aspiración, se encuentra comprendido en el rango de 0.94 a 0.98, por lo que el caudal real será entonces función del rendimiento volumétrico es decir $Q = Q_t \eta_v$.

Estudios realizados indican que la eficiencia volumétrica cambia considerablemente con la variación del líquido bombeado.

5.3.4 Bombas de embolo axiales

En la fig. 5.14 se puede ver el esquema constructivo de una bomba rotativa de émbolo axial. En el cuerpo fijo 1 va encajado compactamente el rotor 2, que gira libremente alrededor del eje 0-0. En el cuerpo del rotor 2 se han practicado los orificios cilíndricos 3, muy bien labrados, con los ejes paralelos a 0. Estos orificios son los cilindros de la bomba. En los extremos de los cilindros se han practicado unos agujeros pasantes 4. El rotor 2 va acoplado por medio del cardan 5 con la arandela giratoria inclinada ó, montada sobre el árbol del motor eléctrico 7. Los émbolos 8 van unidos por medio de las varillas 9 con las charnelas fijadas en el piano de la arandela 6. Al girar la arandela 6 y el rotor 2, unido con ella, las charnelas 10 y 10' se desplazan por la circunferencia en el plano ab, colocado bajo el ángulo α al plano de rotación del rotor 2. Merced a esto los émbolos 8 se desplazan dentro de los cilindros 3, recorriendo el camino $2R \text{ sen}\alpha$ a lo largo del eje. En este caso los volúmenes, encerrados por los émbolos dentro de los cilindros, varían constantemente. Así, si la charnela 10 del embolo se desplaza por el arco de la semicircunferencia de radio B hacia arriba, el embolo se desplaza a la derecha y tiene lugar la aspiración a través del racor de aspiración 11, la ranura falciforme 12, practicada en el extremo del cuerpo, y el orificio 4 en la cavidad del cilindro. El camino ulterior de la charnela 10 es hacia abajo por el arco indicado con la flecha de trazos y traerá consigo el suministro del líquido por el cilindro dado al racor de presión. Análogamente funcionan todos los cilindros.

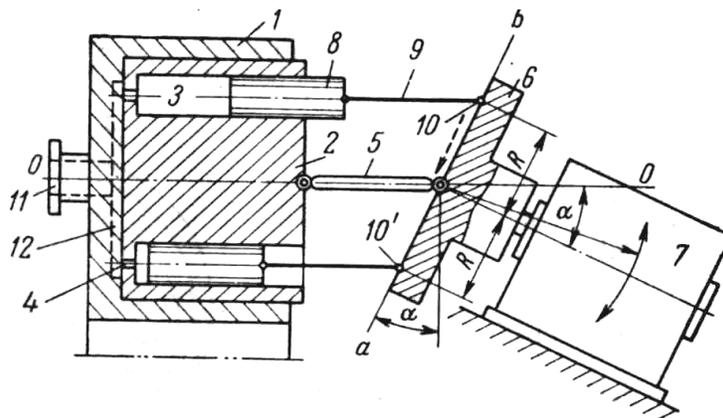


Figura 5.15 Esquema constructivo de una bomba rotativa de émbolo axial

El caudal medio de esta bomba puede ser determinado por la fórmula:

$$Q = 2R \operatorname{sen} \alpha \frac{\pi d^2}{4} z n \eta_v = 1.57 R d^2 Z N \eta_v \operatorname{sen} \alpha \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad 5.27$$

Donde:

R : radio del plato.

d : diámetro de los pistones.

Z: número de pistones.

N: revoluciones por minuto.

η_v : eficiencia volumétrica = 0.97

Las bombas de tipo de embolo axial son reversibles y convertibles: al suministrar el líquido a presión a una de las tubuladuras de la bomba y al comunicar la otra con el sistema de evacuación, las fuerzas que actúan del líquido sobre los émbolos se transmiten por los vástagos al plano de la arandela 6; de esta manera estas fuerzas darán componentes tangenciales, que condicionan el momento de rotación y la potencia en el árbol de la arandela.

Existen bombas de embolo axiales en las cuales los ejes geométricos de la bomba se encuentran en la misma línea. En estas bombas las arandelas 6 se hacen perfiladas, encajándola sobre el árbol bajo un ángulo recto, o plana, montada sobre el árbol bajo un ángulo menor de 90°. Los extremos exteriores de los émbolos reciben movimiento en dirección axial, siguiendo la superficie activa de la arandela 6.

5.3.5 Bombas de émbolo radiales

El esquema constructivo de una bomba de este tipo se representa en la figura 5.16. El rotor 1 tiene unos orificios 2 torneados en sentido radial, los cuales cumplen la destinación de los

cilindros. Los émbolos 3, que entran en los orificios 2, con sus extremos exteriores se apoyan en la superficie interior del cuerpo guía 4.

El rotor 1 está situado en el cuerpo 4 excéntricamente. Dentro del torneado axial del rotor se ha colocado un tabique divisor fijo 5. Al girar el rotor en el sentido de las agujas del reloj los émbolos, que se desplazan por el arco ab, se alejan del centro F aspiran el líquido de la cavidad interior 6. El movimiento de los extremos de los émbolos por el arco ba provoca su desplazamiento hacia el centro y el suministro del líquido a la cavidad 7 y luego al racor de presión de la bomba.

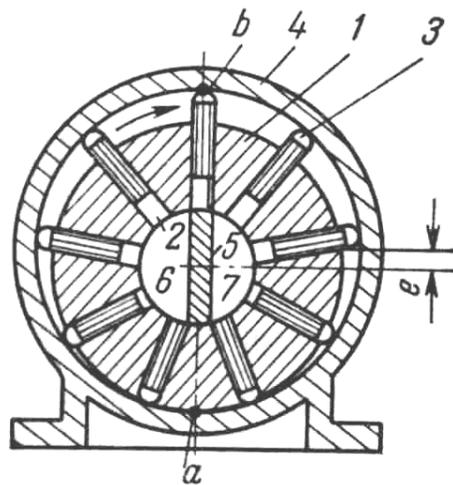


Figura 5.16 Bomba de émbolos radiales

El caudal medio de la bomba es:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} 2ezN\eta_v = 1.57d^2eZN\eta_v \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad 5.28$$

Donde:

e = excentricidad (m).

d = diámetro de los pistones.

N = revoluciones por minuto.

Z = número de pistones.

η_v = rendimiento volumétrico = 0.97.

La bomba es reversible y convertible. La última circunstancia está condicionada por el hecho de que al suministrar el líquido a presión la fuerza que actúa sobre cualquier de los émbolos condiciona el deslizamiento del extremo exterior del émbolo por generatriz. Por esta razón surgen la rotación del rotor y el momento torsor en su árbol.

5.3.6 Irregularidad de la alimentación

A la mayoría de los tipos de bombas rotativas le es propia la irregularidad de la alimentación. Si durante el funcionamiento de la bomba su caudal oscila desde Q_{\min} hasta Q_{\max} , entonces la irregularidad de la alimentación se caracteriza por el coeficiente de irregularidad de la alimentación δ .

$$\delta = (Q_{\max} - Q_{\text{med.}}) / Q_{\text{med.}} \quad 5.29$$

La oscilación del caudal (alimentación) se puede representar gráficamente para cualquier tipo de bomba rotativa.

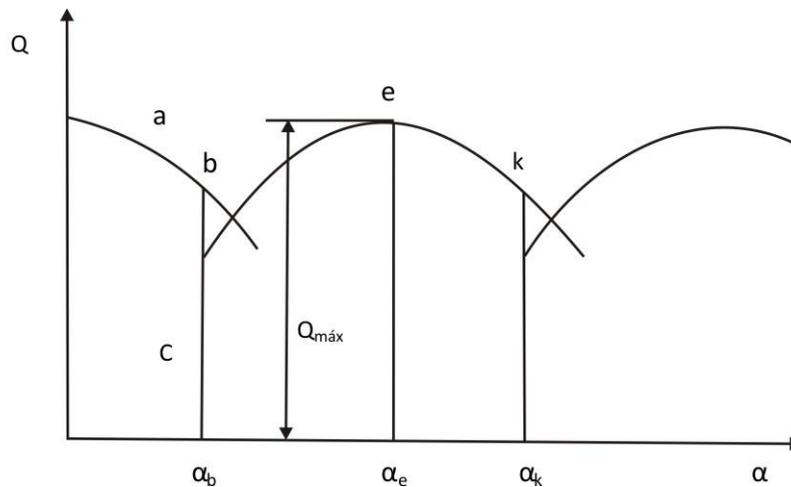


Figura 5.17 Diagrama del caudal de una bomba de engranajes con engrane exterior.

Las bombas rotativas se emplean frecuentemente en los sistemas donde la irregularidad de la alimentación y la presión no tienen gran importancia. Con el fin de elevar la regularidad

de la alimentación las bombas se hacen con una cantidad elevada de dientes, de placas o émbolos y se toman medidas constructivas para eliminar el agarramiento de los volúmenes de líquido en las cavidades entre los dientes. En algunos casos tiene sentido la instalación de campanas de aire.

5.3.7 Potencia y rendimiento

En dependencia del caudal y la presión, creados por la bomba rotativa, su potencia se determina por la fórmula:

$$Q = \frac{PQ}{\eta} \quad (w) \quad 5.30$$

En las bombas rotativas el significado principal lo tienen las pérdidas volumétricas y las pérdidas condicionadas por el rozamiento mecánico. Las pérdidas de energía, condicionadas por el rozamiento del líquido, aquí son insignificantes y prácticamente $\eta_h = 1$. Por consiguiente.

$$\eta = \eta_m \eta_v \quad 5.31$$

donde el valor medio de η_v para los distintos tipos de bombas es 0.97 como ya se ha indicado anteriormente. Las pérdidas volumétricas internas se determinan por el tipo de bomba, la anchura de las holguras, la viscosidad del líquido y la presión que crea la bomba. La anchura de las holguras ejerce una influencia considerable en el volumen de líquido que circula dentro de la bomba; el desgaste de los elementos de la bomba, relacionado con el aumento de la holgura, disminuye el rendimiento volumétrico y empeora la eficacia energética de la bomba.

La viscosidad del líquido influye directamente en la resistencia hidráulica de los flujos en las holguras. Cuanto mayor es la viscosidad, tanto menores son las fugas a través de las holguras y mayor es el rendimiento η_v . De aquí se aclara la influencia de la temperatura del líquido en el rendimiento volumétrico de la bomba rotativa; η_v disminuye si aumenta la

temperatura del líquido.

Las pérdidas mecánicas de energía, apreciadas por η_m dependen principalmente de las fuerzas de rozamiento entre las superficies en movimiento de las piezas de las bombas. El factor principal que influye en η_m es la presión creada por la bomba. Si la presión aumenta, pero no sobrepasa cierto límite, entonces η_m aumenta; esto se explica por el hecho de que las fuerzas de rozamiento aumentan más lentamente que aumenta la potencia útil de la bomba. Al elevar la presión por encima de un valor límite determinado la presión comienza a disminuir a causa de la extrusión del líquido de las superficies rozantes. Semejantes regímenes de funcionamiento son indeseables debido al desgaste considerable.

En η_m influyen la viscosidad ν , por consiguiente, la temperatura del líquido. Cuanto mayor es la viscosidad, tanto más intenso es el rozamiento en la fina capa de líquido que separa las superficies en movimiento, y menor es η_m . Cuando la viscosidad es pequeña (alta temperatura del líquido) η_m es alto. Pero en este caso existe el peligro de extrusión del líquido y el surgimiento del rozamiento seco y semiseco que provocan el desgaste.

Por esta razón para las bombas rotativas de distintos tipos existe la máxima temperatura del líquido, la superación de la cual en la explotación es inadmisibles.

El rozamiento mecánico en las bombas rotativas se manifiesta en los prensaestopas, cojinetes, entre los dientes y las superficies helicoidales de los elementos de trabajo, en las ranuras de los rotores de las bombas de placas, etc. Para las condiciones normales de funcionamiento de las bombas rotativas, el rendimiento mecánico se encuentra en el rango de 0.85 a 0.98.

5.3.9 Campo de aplicación de bombas rotativas

Las bombas rotativas se emplean para pequeños caudales con alta presión. Las Bombas de engranajes se fabrican para la presión de hasta 20 MPa y los caudales de hasta 1000 l/min con una velocidad de rotación de hasta 4000 rpm. En la energética estas bombas se emplean en los sistemas de lubricación y de regulación de los motores térmicos y las máquinas

centrifugas de gran potencia.

Las bombas de émbolos axiales se construyen para presiones de hasta 35 MPa, los caudales de hasta 4000 l/min y una frecuencia de rotación que no sobrepasa ordinariamente de 2000 rpm. Las bombas de émbolos radiales desarrollan una presión de hasta 100 MPa con el caudal de hasta 8000 l/min y una frecuencia de rotación de hasta 1500 rpm.

El mérito de todos los tipos de bombas rotativas es la posibilidad de su acoplamiento directo con el motor, lo que condiciona la compacidad del grupo. La posibilidad de auto aspiración, que es propia de las bombas rotativas, es su propiedad positiva.

Entre los defectos de las bombas rotativas (de engranajes, de placas y de embolo) se puede mencionar la frecuencia de rotación limitada y cierta irregularidad del caudal. Las bombas helicoidales prácticamente están exentas de estos defectos y poseen una alta regularidad de alimentación, alta frecuencia de rotación, funcionamiento sin ruido, alto rendimiento. Siendo iguales los parámetros de funcionamiento las bombas helicoidales son más caras que las rotativas a causa de la complejidad de la tecnología de los tornillos de perfil especial.

CAPITULO 6

SISTEMAS DE BOMBEO

6.1 SELECCIÓN

La elección correcta del equipo de bombeo asegura una buena operación que, indudablemente, se traduce en economía y duración del sistema.

Independientemente de que la bomba se centrifuga o volumétrica los elementos de instalación carga capacidad, capacidad, líquidos a manejar, tuberías sus accesorios y motores, tienen prácticamente los mismos problemas de operación y mantenimiento. Por lo tanto, las condiciones de succión, descarga y demás aspectos comunes se examinan en forma general, sin especificar el tipo de bomba hasta que ello sea necesario.

La clave para hacer la selección correcta de la bomba radica en el conocimiento del sistema en que trabajara la bomba. En la industria de procesos químicos, el punto de partida son las hojas de flujo del proceso y los diagramas de tubería e instrumentos.

Cuando las bombas tienen la succión en recipientes tanques, tanques o domos y con altura variable encima de la bomba, el ingeniero en bombas debe encontrar la altura óptima y coordinar los requisitos para la bomba en cooperación con otros ingenieros encargados del diseño de los recipientes o cimentaciones si la bomba se va a instalar en un sumidero o en una fosa, los factores esenciales incluyen el tamaño correcto de la fosa, los requisitos de flujo cuando el líquido se aproxima a la bomba y la ubicación de la en la fosa con espaciadores y placas desviadoras si se requieren.

Cuando la pérdida por fricción en un aparato o tubería es parte importante de la carga total, el ingeniero especialista podrá influir hasta cierto grado en la selección de la caída de presión permisible. A menudo, como se trata de ahorrar en el costo inicial, el diseñador de

la tubería puede proyectarla de un tamaño que produzca una gran caída de presión. Esto requerirá una bomba de mucho más potencia que la requerida para una tubería más grande. El caballaje consumido por una carga más elevada se debe de evaluar con cuidado, porque representa siempre costos más altos, en toda la duración de la bomba. Los líquidos volátiles, calientes, viscosos, las pastas aguadas y las soluciones cristalinas requieren métodos más cuidadosos para la selección se deben tener en cuenta bombas de eje horizontal o vertical junto con el tipo: centrífuga, rotatoria, de turbina, alta o baja velocidad. La especificación de los materiales compatibles con los líquidos que se bombean es un requisito que salta a la vista; pero a veces se olvida que quizás no haya disponible un estilo tipo particular de bomba o que no resultara económica si es de ciertos materiales especiales. Los tipos de unidades motrices, sus mecanismos acoplamientos, engranes y sellos también intervienen en la decisión final. Por otra parte el mantenimiento adecuado no comienza con la reparación o la reposición de las piezas dañadas, sino con una buena selección e instalación del equipo de bombeo, es decir, evitando que haya que reponer o reparar.

6.1.1 Recomendaciones básicas para la selección.

- Indicar al proveedor de bombas la naturaleza exacta del líquido a manejar.
- Especificar los gastos o caudales máximos y mínimos que pueden llegar a necesitarse, y la capacidad normal de trabajo.
- Indicar la carga requerida en condiciones normales de operación para el servicio.
- Proporcionar la temperatura del líquido a bombear.
- Dar información semejante relativa a la presión de descarga o planos, y datos para calcularla.
- Proporcionar al proveedor un plano detallado del sistema de succión existente o requerido.
- El proveedor necesita saber si el servicio es continuo o intermitente.
- Indicar de que tipo o tipos de energía se dispone para el accionamiento.
- Especificar las limitaciones del espacio disponible.
- Asegurarse de que se consiguen las partes de repuesto.

6.1.2 Guía para la selección del tipo eficiente de bomba.

La bomba más eficiente en una aplicación puede ser alguna de las diferentes opciones existentes. En la figura 6.1 se indica una guía para bombas eficientes con capacidad de hasta 10000 gpm y carga total de hasta 10000 pies.

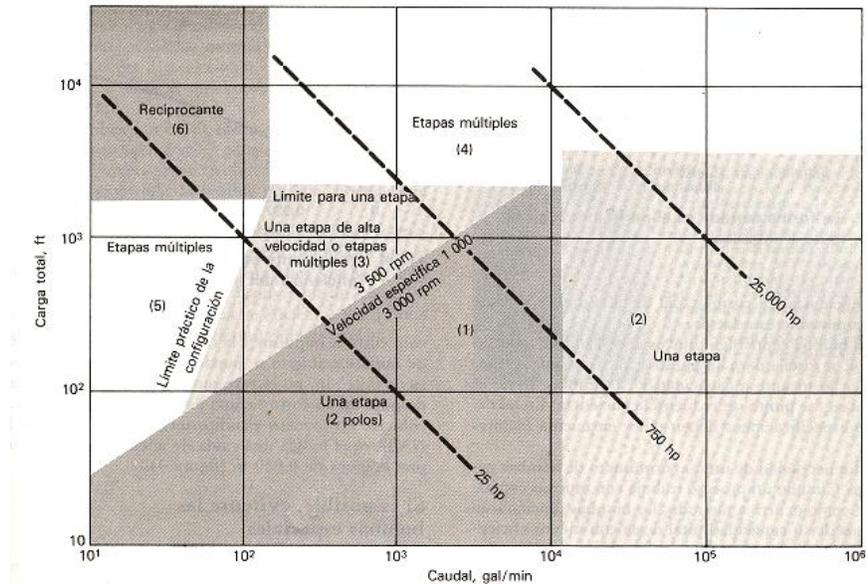


Figura 6.1 Guía para la selección de una bomba eficiente

La guía de la figura 6.1 esta basada en la característica de la velocidad específica de la bomba $n_s = NQ^{1/2}/H^{3/4}$. En esta ecuación N = velocidad de rotación en rpm, Q = capacidad en gpm y H = carga total en pies. La figura 6.1 está dividida en 6 regiones, cada una de las cuales indica el tipo de bomba que se debe seleccionar para máxima eficiencia en energía como se indica en la relación siguiente:

Tabla 6.1

región 1	Una etapa, 3500 rpm
región 2	Una etapa, 1750 rpm o menos
región 3	Una etapa de más de 3500 rpm o de etapas múltiples de 3500 rpm
región 4	Etapas múltiples
región 5	Etapas múltiples
región 6	Reciprocantes

6.1.3 Características determinantes en el proceso de selección de las bombas.

1. Las bombas reciprocantes se utilizan para velocidades de flujo de aproximadamente 500 gpm y desde valores de carga muy bajos hasta valores tan altos como 50000 pies de carga.
2. Las bomba centrífugas se utilizan en una variedad muy amplia de condiciones, la mayoría de ellas delata capacidad y aplicaciones de valor de carga moderado.
3. Las bombas centrífugas de una sola etapa que operan a 3500 rpm son económicas a velocidades de flujo mayores y valores de carga moderados.
4. Las bombas multietapa son adecuadas para condiciones de valores altos de carga.
5. Las bombas rotatorias se utilizan en aplicaciones que requieren capacidades y altos valores de carga o para fluidos con altas viscosidades.
6. Las bombas centrífugas de alta velocidad especial, que operan a una velocidad mayor a las 3500 rpm de motores eléctricos estándar, son adecuadas para cargas altas y capacidades moderadas.
7. Las bombas de flujo mixto y flujo axial se utilizan para capacidades altas y valores de carga bajos.
- 8.

En la figura 6.2 se indica un gráfico carga – capacidad para determinar el tipo de bomba para eficiencia máxima considerando que el fluido a manipular es agua.

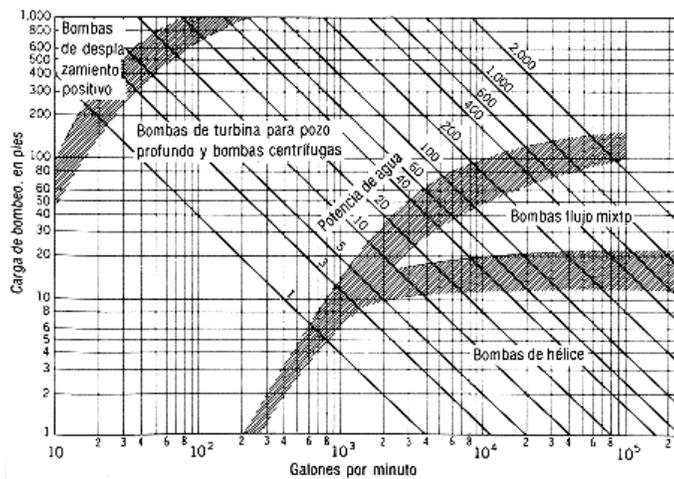


Figura 6.2 Grafico para selección del tipo de bomba.

6.2 INSTALACION

En el estudio de la instalación de una bomba como deben de observarse ciertas precauciones algunas de las cuales van a ser consideradas a continuación.

6.2.1 Manuales.

Antes de proceder al montaje del equipo el personal responsable para ello deberá de proveerse y familiarizarse con el manual que es un instructivo indispensable para las siguientes etapas del uso de la bomba:

- Instalación para dar el mejor servicio con un mínimo de desgaste y costos.
- Ajuste y operación para el funcionamiento óptimo.
- Mantenimiento y reparación cuando el equipo de bombeo lo requiera.

6.2.2 Embarque.

En general todos los fabricantes siguen los mismos procedimientos de embarque con el propósito de que el equipo llegue a su destino en las mejores condiciones, completo y sin daño alguno.

Para lo anterior se usan cajas adecuadas como embalaje debidamente rotuladas, dentro de las cuales se coloca adecuadamente el equipo, para su transportación segura así como los manuales e instrucciones correspondientes. Es indispensable que todas las partes metálicas sean tratadas con materiales anticorrosivos.

6.2.3 Recepción del equipo.

Cuando se recibe el equipo deberá de inspeccionarse y verificar de acuerdo al talón de embarque las piezas y condiciones en que se reciben, ya que cualquier daño o faltante se deberá reportar inmediatamente al representante de la empresa transportadora y de la compañía que suministra el equipo. Además para recibir el equipo se deben de tomar previsiones y que generalmente consisten en:

- 1) Disponer el lugar donde se almacenara el equipo o los equipos; que casi siempre es las instalaciones del almacén de la obra, pudiendo guardarlos bajo techo o también dejarlos a la intemperie, para lo cual es necesario proveerse de carpas o telas de plástico para cubrir aquellos equipos cuyos embalajes no estén debidamente preparados para este tipo de almacenamiento.
- 2) Disponer el lugar para la descarga con libre acceso a él y con espacio suficiente para manipular la carga, previsión que no se debe de omitir.
- 3) Tener lista la grúa o montacargas con que se va a efectuar la descarga, así como las herramientas y personal necesarios para esta maniobra.

Al abrir los embalajes para comprobar que todo el material ha llegado en orden se hará con cuidado para evitar causar daños al equipo o a las partes enviadas con él. También es necesario verificar que se incluya en el envío:

- a) Una lista de las piezas que se incluyen o lista de embarque.
- b) Un catálogo de la bomba u otras instrucciones para el cuidado del equipo.

La primera servirá comprobar que todo lo que incluye corresponde a lo solicitado según la requisición correspondiente. En cuanto al catálogo de la bomba, deberá ser retenido por el supervisor con el fin de que pueda instruirse de las recomendaciones que hace el fabricante para el cuidado de la bomba, inclusive es importante que antes de abrir el embalaje se lean las instrucciones para realizar tal operación.

6.2.4 Reglas para localización de bombas.

Las bombas se deberán instalar en lugares alumbrados, con suficiente espacio, secos, ventilados y limpios siempre que sea posible con el propósito de facilitar las tareas de inspección del equipo, así como posibles reparaciones.

Cuando el equipo de bombeo deba usarse a niveles en los que es posible una inundación, se pueden tomar dos clases de medidas:

- 1) Se puede usar una bomba vertical de foso lleno o
- 2) Se deben de proveer bombas auxiliares de achique de foso lleno como seguro contra daños al equipo principal.

En instalaciones normales, las bombas deben de colocarse tan cerca como sea posible de las fuentes de suministro de líquido. Cuando sea conveniente, la línea de centro de la bomba deberá de colocarse abajo del nivel del líquido en el depósito de succión, pero siempre observando las recomendaciones del fabricante sobre las condiciones de succión.

6.2.5 Cimentaciones.

Las cimentaciones son cualquier estructura rígida suficientemente pesada que proporcione un soporte rígido permanente a toda el área de la plancha de la base y absorba cualquier esfuerzo o impacto normales.

Las cimentaciones de concreto construidas desplantándose desde el suelo firme son las más satisfactorias. Al construir la cimentación, se debe dejar un margen para poner la lechada de concreto entre la superficie áspera del concreto y la cara inferior de la placa de la base. Cuando la mayoría de las unidades de bombeo se montan en planchas de base, el equipo muy grande puede montarse directamente sobre la cimentación. En estos casos se deben de suministrar placas de zapata bajo las patas de la bomba y del impulsor. De esta manera, el alineamiento puede corregirse con lanas y se puede desmontar y reponer la unidad sin dificultad, si es necesario.

El espacio requerido por unidad de bombeo y la colocación de los pernos de anclaje se determinan con los planos suministrados por el fabricante. Cada perno de cimentación deberá rodearse de una camisa de tubo, de diámetro tres o cuatro veces mayor que el del perno. Después de colada la cimentación de concreto, se sostiene solidamente en su lugar el tubo mientras que el perno puede moverse para que corresponda al agujero de la placa de la base.

Cuando una maquina se monta en una armadura de acero u otra estructura, se debe colocar tan cerca como sea posible de los elementos principales, vigas y paredes y soportarse de modo que no pueda deformarse la placa de la base o estropear el alineamiento por cualquier flexión o expansión de la estructura o la plancha.

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

6.2.6 Alineamiento.

El alineamiento en un equipo de bombeo con respecto al equipo impulsor se puede clasificar en dos tipos:

- a) Alineamiento en frio.
- b) Alineamiento en caliente.

El alineamiento en frio consiste en colocar la bomba en una posición dada con respecto a el motor impulsor a tomando como referencia la línea de sus ejes, mientras se encuentran los equipos a temperatura del medio ambiente normal. Por lo general se efectúan utilizando carátulas, galgas, micrómetros o combinaciones de ellos. La alineación en frio se realiza en dos etapas: Etapa preliminar que se realiza cuando se instala el equipo en su base de concreto y sobre los calzos metálicos que la separan de ella para verificar la correcta nivelación y así evitar irregularidades causantes de esfuerzos que más tarde dificultaran el alineamiento final en frio. Etapa de alineamiento final en frio. Se realiza cuando ya el equipo esta listo para ser conectado a todas las tuberías y accesorios y listo para entrar a pruebas de funcionamiento. Desde luego que este alineamiento será llevado a cabo con todas las tuberías desconectadas.

Alineamiento en caliente.

Alineamiento en caliente. Es el método por el cual se controla el cambio que experimenta el alineamiento en frío de la máquina al pasar esta de la temperatura ambiente a la de operación. Es importante que para conseguir de manera rápida y precisa el alineamiento en caliente se haya cumplido a satisfacción el alineamiento en frío. Por otra parte el alineamiento en caliente no se recomienda hacerlo deteniendo el equipo ya que se pierde precisión por lo tanto se debe llevar a cabo con el equipo en operación si se quiere que los resultados del alineamiento sean los más reales bajo condiciones de operación.

6.2.7 Sistemas de tuberías.

Durante el funcionamiento de una bomba se busca que su operación sea lo más satisfactoria posible, para lo cual se deben observar los siguientes aspectos:

- a) Evitar esfuerzos de tubería. Una bomba pueda fácilmente deformarse y salirse de su posición al apretar los tornillos de las bridas de la tubería. Estas deben colocarse a escuadra una contra otra antes de que se aprieten los tornillos. La tubería de succión y descarga y todas las válvulas y equipo anexo deberán soportarse y anclarse cerca de la bomba, pero independientemente de ella para que no se transmitan esfuerzos a la cubierta de la bomba. Cuando se trata de bombas grandes o cuando soportan fuertes cambios de temperatura, el fabricante de la bomba suministra al usuario la información sobre los esfuerzos máximos permisibles de las tuberías.
- b) Tubería de succión. Deberá ser tan corta y tan directa como sea posible. Si se requiere de una línea de succión larga, el tamaño de la tubería deberá de aumentarse para reducir las pérdidas por fricción. Las únicas excepciones son las bombas de alimentación para calderas, en las que puede haber dificultades durante condiciones temporales por cambios de carga si el volumen de la tubería de succión es excesivo. Este caso es muy especial y complejo, por lo tanto, se debe de consultar al fabricante de la bomba.
- c) Juntas de expansión. Se deben usar juntas de expansión en las líneas de succión y descarga para evitar que se transmita cualquier clase de esfuerzos de la tubería a la

bomba, ya sea que estos esfuerzos sean por expansión al manejar líquidos calientes, desalineamiento de la tubería o cualquier otra causa.

6.2.8 Coladera de succión y válvulas.

La coladera o alcachofa evita la entrada de material extraño a la bomba (ramas, hierbas, papel, etc.) que pueden obstruir la bomba.

La válvula de pie hace reteniendo el líquido en la línea de aspiración hace posible el cebado de la bomba.

Ambos elementos originan una importante pérdida de carga. Si fuera posible evitar esta pérdida para que no se produzca cavitación no se instalan estos elementos. Entonces el cebado se hace mediante una bomba de vacío que elimina el aire de la tubería de aspiración y del cuerpo de la bomba con lo que al crearse un vacío la presión atmosférica eleva el líquido al interior de la bomba.

Las dos válvulas de compuerta en la aspiración y en la impulsión, a veces no se instala la primera, pero la segunda no se prescinde nunca porque sirve para la regulación del caudal de la bomba.

La válvula de retención en la impulsión, impide el retroceso del fluido, cuando la bomba se para. Es imprescindible si la tubería de impulsión es muy larga o se encuentra a gran presión.

6.2.9 Instrumentación.

Se requiere de instrumentos que son indispensables para comprobar con precisión el funcionamiento y la condición de las bombas instaladas. Se deberá instalar en la succión un manómetro y otro en la descarga. Normalmente se proporcionan orificios roscados en las bridas de succión y descarga para este fin. Los manómetros deben de montarse en un lugar conveniente para que se puedan observar fácilmente.

También es conveniente colocar un dispositivo medidor reflujo para determinar la capacidad descargada por la bomba y dependiendo de la importancia de la instalación, los medidores indicadores pueden suplementarse con accesorios registradores.

Siempre que las bombas tengan varios arreglos de escurrimiento, como dispositivos balanceados o laberintos reductores de presión, la cantidad de ellos es debe de verificarse instalando orificios medidores.

6.2.10 Muros de protección contra incendio.

Cuando las bombas manejan fluidos volátiles e inflamables como las gasolinas, existe la posibilidad de una explosión a menos que se use un motor impulsor a prueba de explosión. Para evitar este riesgo en la práctica es frecuente localizar la bomba y su motor de impulsión en cuartos separados, con un muro entre ellos sin embargo esto requiere de una extensión de la flecha con un estopero para que se pueda conectar el motor impulsor de la bomba a través de la pared.

6.3 OPERACIÓN

Una maquina hidráulica como lo es una bomba, se diseña para un punto de funcionamiento máximo en lo que respecta a la carga total y el caudal. Sin embargo si no se trabaja en ese punto, se reducirá la eficiencia. En este capítulo se consideran algunas formas de operación y reglas generales que se deben tomar en cuenta durante el funcionamiento del equipo.

6.3.1 Operación de bombas centrifugas con flujos reducidos.

Un problema que se presenta por la operación de una bomba centrifuga con flujos extraordinariamente reducidos es de tipo termodinámico, causado por el calentamiento del fluido manejado por la bomba. La diferencia entre los caballos de fuerza al freno consumidos y los caballos de fuerza hidráulicos desarrollados representa las pérdidas de energía dentro de la propia bomba, excepto una pequeña cantidad que se pierde en los cojinetes de la bomba. Estas pérdidas de energía se convierten en calor y se transmiten al líquido que pasa por la bomba. Una forma de explicar el proceso termodinámico que ocurre es la siguiente: Si consideramos que la bomba está operando contra una válvula completamente cerrada, las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno

con descarga cerrada y, como no se origina ningún flujo por la bomba, toda esta fuerza se gasta en calentar la pequeña cantidad de líquido contenido en la bomba y al ocurrir este proceso, la misma cubierta de la bomba se calienta y cierta cantidad de calor se disipa por radiación y conexión al atmósfera circundante.

6.3.2 Operación de bombas en serie y paralelo.

Las instalaciones de bombeo constan en diversas situaciones de equipos acoplados en serie o en paralelo a un sistema general de tuberías, dependiendo de las necesidades del servicio.

6.3.2.1 Trabajo en serie.

Cuando se necesita más carga que la que un impulsor puede dar, se emplea la solución de colocar dos o más impelentes en serie.

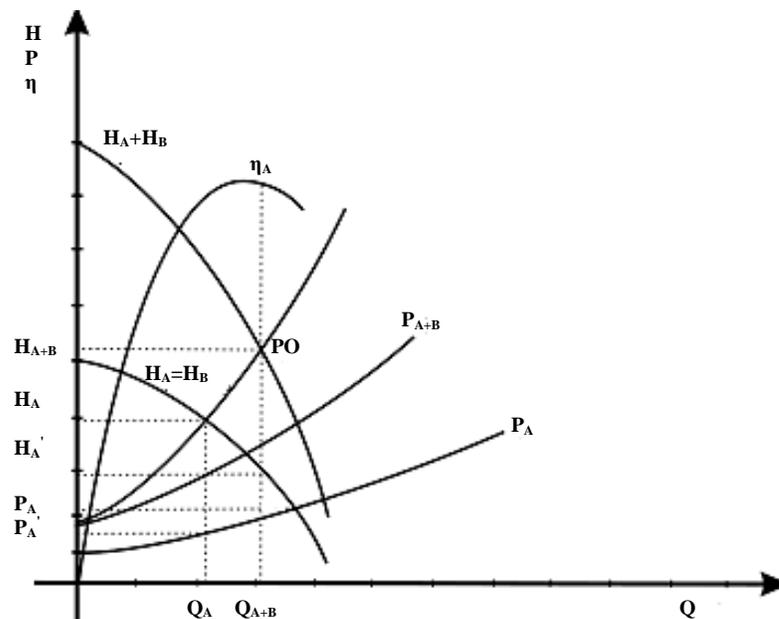


Figura 6.3 Conexión de dos bombas iguales en serie

La colocación de impulsores en serie consiste en colocar la descarga de una máquina a la succión de otra. Como consecuencia de esto se obtiene una característica resultante de las máquinas conectadas en serie. Para ejemplificar esto consideremos que se conectan en serie dos máquinas de iguales características A y B. Para hallar la característica resultante de H contra Q se considera que el flujo que pasa por la máquina A es igual al que pasa por la máquina B o sea:

$$Q_A = Q_B = Q_{A+B}$$

6.3

y que la carga total que recibe el fluido es igual a la suma de la que recibe en A más la que recibe en B:

$$H_{A+B} = H_A + H_B \quad 6.4$$

La aplicación de las ecuaciones 6.3 y 6.4 permite obtener la curva resultante de las bombas A y B como se muestra en la figura 6.3. Analizaremos a continuación cómo se comporta el sistema con una bomba y con dos bombas:

Cuando opera una sola bomba se obtiene un caudal Q_A y una carga H_A . Cuando operan las dos bombas en serie se obtiene un caudal Q_{A+B} y una carga H_{A+B} .

Como se puede apreciar en la figura 6.3 el caudal Q_{A+B} no es el doble del caudal Q_A y la carga H_{A+B} no es el doble de la carga H_A .

Lo que ha ocurrido se puede explicar de la forma siguiente:

Al conectar las dos máquinas en serie con el sistema, estas se comportan como una máquina cuya característica es la curva resultante H_{A+B} vs Q .

Evidentemente, el punto de operación se encontrará en la intersección de la curva de la máquina (A+B) y la curva del sistema. Por su parte, cada bomba independiente estará trabajando para una carga H_A , que es la correspondiente al gasto Q_{A+B} que pasa por cada máquina. Si analizamos la curva de potencia veremos que la potencia consumida cuando las máquinas están en serie será la suma de las potencias consumidas por cada máquina correspondiente al gasto Q_{A+B} , o sea:

$$P_{A+B} = P_A + P_B = 2P_A \quad 6.5$$

Es evidente que también podría construirse una curva resultante de potencia de ambas máquinas, tomando para cada gasto la suma de las potencias correspondientes a cada una de ellas.

Con respecto al rendimiento, cada máquina estará operando al rendimiento correspondiente al gasto que circula por ella Q_{A+B} , como ambas máquinas son iguales el rendimiento del sistema en serie será igual al de cada máquina.

Analicemos el caso cuando las máquinas tienen características diferentes como se muestra en la figura 6.4.

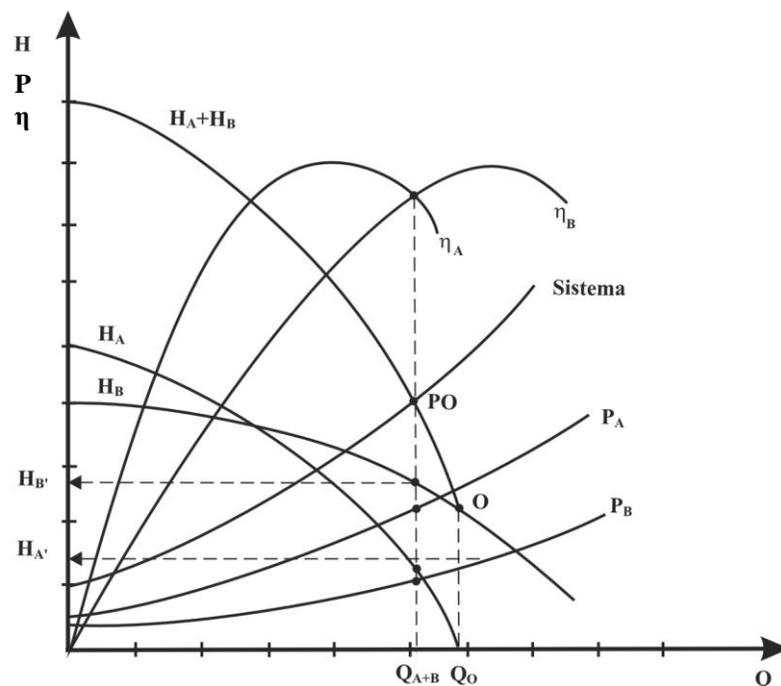


Figura 6.4 Sistema de dos bombas diferentes conectadas en serie

Para determinar la característica resultante de H_A+H_B contra Q se procederá de igual forma que en el caso anterior, siendo válidas las ecuaciones 6.3 y 6.4. Es evidente que a partir del punto O, solamente la máquina B podría entregarle energía al fluido por lo que carece de sentido la instalación en serie para gastos superiores a Q_0 .

El consumo de potencia resultante se obtiene aplicando la ecuación 6.4, con la diferencia que $N_A \neq N_B$. Obsérvese también que cada máquina, para el punto de operación, posee su

propio rendimiento. Sí se desea conocer el rendimiento de este sistema se podrá calcular como:

$$\eta_{A+B} = \frac{\rho g Q_{A+B}}{1000} \left[\frac{H_A + H_B}{P_A + P_B} \right] \quad 6.6$$

o también pudiera plantearse como

$$\eta_{A+B} = \frac{\rho g Q_{A+B} H_{A+B}}{1000 P_{A+B}} \quad 6.7$$

y teniendo en cuenta el rendimiento de cada máquina, sustituyendo en 6.6 la potencia expresada en kW como $P = \frac{\rho g H Q}{1000 \eta}$

para cada bomba se obtiene

$$\eta_{A+B} = \frac{(H_A + H_B) \eta_A \eta_B}{H_A \eta_B + H_B \eta_A} \quad 6.8$$

6.3.2.2 Trabajo en paralelo.

Las instalaciones de máquinas en paralelo son muy comunes en las industrias, ya que por sí mismas constituyen un método para operar con gastos variables. Las maquinas en paralelo se conectan a cabezales comunes en la succión y en la descarga como se muestra en el diagrama de la figura 6.5.

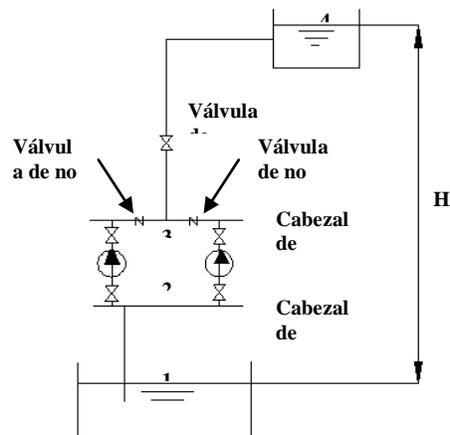


Figura 6.5 Sistema de dos bombas desiguales trabajando en paralelo.

Este tipo de conexión tiene la ventaja de mantener máquinas de reserva que se ponen en servicio cuando el sistema demanda un caudal superior al que pueden ofrecer los equipos que ya están funcionando.

Para analizar las características de un sistema en paralelo tomemos como ejemplo dos bombas iguales figura 6.6.

La característica de carga resultante se obtiene sumando los gastos que da cada bomba para un valor de carga dada, o sea:

$$H_{A+B} = H_A = H_B \quad 6.9$$

Para:

$$Q_{A+B} = Q_A + Q_B \quad 6.10$$

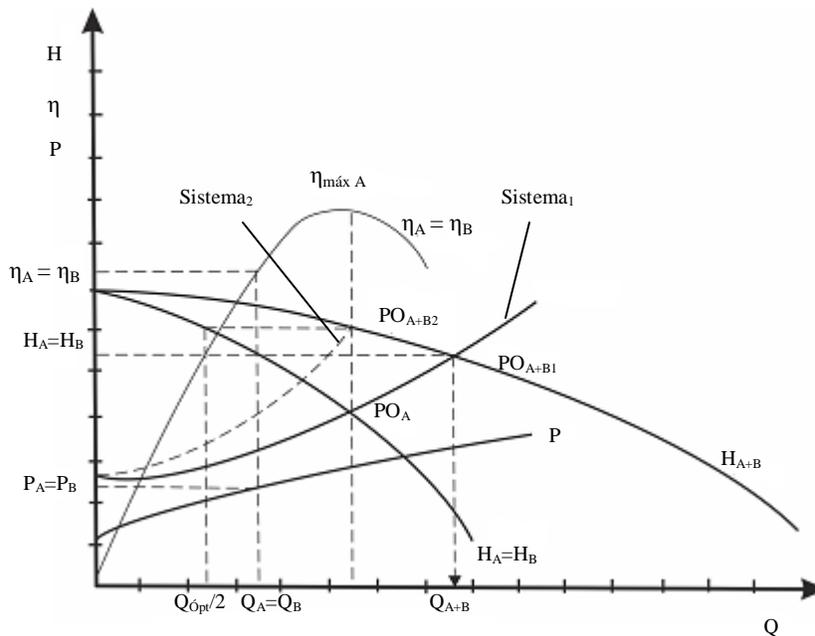


Figura 6.6 Características de dos bombas iguales conectadas en paralelo

La potencia consumida se obtiene sumando las potencias que consume cada bomba individualmente

$$P_{A+B} = P_A + P_B \quad 6.11$$

y el rendimiento del sistema será igual al rendimiento de cada bomba.

$$\eta_{A+B} = \eta_A + \eta_B \quad 6.12$$

Es importante observar del gráfico de la figura 6.5 que la operación con las bombas en paralelo debe responder a una estrategia económica. Por ejemplo si se desea bombear un gasto igual a $Q_{opt A}$, esto se puede lograr operando solamente una de las bombas, con lo cual se operara con el máximo rendimiento ($\eta_{m\acute{a}x A}$). Sin embargo, si esto se realiza estrangulando el sistema hasta alcanzar el mismo caudal (sistema2), cada bomba estaría entregando un caudal igual a ($Q_{opt}/2$), pero con un rendimiento (η_2) mucho más bajo.

En general el rendimiento del sistema en paralelo puede expresarse en función de los parámetros de cada bomba como:

$$\eta_{A+B} = \frac{\rho g H_{A+B} (Q_A + Q_B)}{1000(P_A + P_B)} \quad 6.13$$

o también puede expresarse como

$$\eta_{A+B} = \frac{(Q_A + Q_B) \eta_A \eta_B}{Q_A \eta_B + Q_B \eta_A} \quad 6.14$$

Si las dos bombas son iguales, se cumple que $\eta_{A+B} = \eta_A = \eta_B$ como se expresó en la ecuación 6.8. Si las bombas fuesen de características distintas, como las mostradas en la figura 6.7, deben de analizarse las condiciones en que debe realizarse la explotación del sistema.

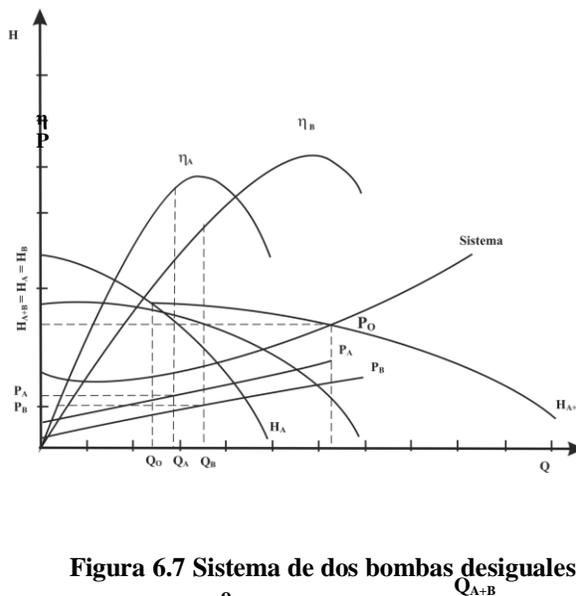


Figura 6.7 Sistema de dos bombas desiguales en paralelo

En caso planteado en la figura 6.7 las condiciones de operación no son iguales en cada bomba. Cada una entrega un caudal diferente, consume una potencia diferente y trabajan con un distinto rendimiento. Se puede observar que los máximos rendimientos de las bombas no pueden alcanzarse con este sistema (considerando que la curva del sistema representa las condiciones de mínimas pérdidas, es decir con las válvulas totalmente abiertas). Este problema pudiera solucionarse sustituyendo la tubería existente por otra de mayor diámetro y con ello de pérdidas menores, o también sustituyendo la bomba B por otra que garantizara una mayor eficiencia a menores costos.

Debe analizarse también, que cuando una bomba da mayor carga que la otra trabajando en marcha en vacío, existirá un punto 0 que definirá un caudal Q_0 por debajo del cual la operación del sistema debe realizarse desconectando la bomba B, ya que si se deja conectada, estará trabajando en marcha en vacío ($Q_B = 0$), pero produciendo un consumo innecesario de potencia.

En las instalaciones en paralelo la regulación se realiza por una válvula principal (válvula de regulación) colocada en el conducto de descarga común de ambas bombas y válvulas de no retorno figura 6.5 para impedir flujos en sentido contrarios al de las bombas cuando se opere el sistema para caudales menores de Q_0 , o sencillamente alguna de las bombas este desconectada. Adicionalmente, en la succión y descarga de cada máquina se colocan válvulas de cuña para incomunicar las bombas durante su reparación o mantenimiento periódico.

6.3.4 Cebado.

Las bombas rotodinámicas no son autocebantes, en cambio si lo son las bombas de embolo y en general todas las de desplazamiento positivo.

Antes de que la bomba comience a funcionar, tanto la bomba como la tubería de aspiración deben de llenadas del líquido a bombear, lo que equivale a reemplazar el aire del interior de la bomba y de la línea de aspiración y a esta operación se le denomina cebado de la bomba.

Las consecuencias de poner a trabajar la bomba sin cumplir con el requerimiento de cebado son las siguientes:

- a) Se producen rozamientos en los anillos de desgaste.
- b) Se eleva considerablemente la temperatura de la empaquetadura, pudiendo llegar a destruirse si se prolonga la operación con estas condiciones, hay que tomar en cuenta que una de las funciones de la fuga ligera es el enfriamiento de la junta.
- c) La bomba no es capaz de succionar el líquido a través de la tubería de aspiración.
- d) El consumo de potencia aumenta debido a que no existe prácticamente ninguna resistencia en el sistema pudiendo superar los límites permisibles del motor, pudiéndose quemar este.

El cebado puede ser manual o automático. El cebado manual consiste en llenar de líquido la bomba y la tubería de aspiración a través de un orificio diseñado para tal fin en la parte superior de la voluta. Esta colocación permite además expulsar el aire que puede quedar en el interior de la bomba, ya que este constituye el punto superior de la misma.

Otro método consiste en una conexión permanente gobernada por una válvula manual que comunica la carcasa con la tubería de impulsión en el caso de que esta se quede llena de líquido cuando la bomba este parada. Esto es posible si en la tubería de descarga existe una válvula de no retorno, o una válvula manual que en tal caso se debe cerrar antes de apagar la bomba. En este caso, en la parte superior de la voluta se coloca una válvula para permitir la salida del aire durante la operación de cebado.

En ambos casos la instalación debe de estar provista de válvula de no retorno al final de la tubería de aspiración, así como de un filtro que evite la entrada de materias extrañas a la bomba. A estas válvulas también se les denomina válvulas de pie o válvulas de cheque.

Otro método de cebado se basa en el empleo de eyectores, los cuales pueden estar accionados por vapor, líquido a alta presión o aire comprimido. La función del eyector consiste en crear un vacío en la bomba que obligue al líquido a penetrar en la bomba al mismo tiempo que extrae el aire presente en la misma.

Al realizar la instalación de las bombas es importante que la válvula de pie se encuentre a cierta operación del fondo del tanque o recipiente de donde succiona, con lo cual se evita el arrastre de materias extrañas que generalmente se depositan en el fondo.

Durante los mantenimientos debe comprobarse la limpieza del filtro, así como el estado del asiento de la válvula de pie. Si la válvula tiene buena hermeticidad no será necesario realizar cebado de la bomba y esta podrá arrancar automáticamente o mediante un accionador a distancia.

Otro requerimiento que debe cumplirse es que la válvula de pies se instale coincidentemente con la dirección vertical, ya que el vástago de la misma cae por su propio peso cuando se detiene el bombeo, por lo que una correcta alineación garantiza su buena operación.

6.3.5 Calentamiento.

Las bombas que manejan líquidos calientes deberán mantenerse aproximadamente a la temperatura de operación cuando estén inactivas. Un pequeño flujo constante a través de la bomba será suficiente para lograrlo y el procedimiento de realizarlo deberá ser de acuerdo a la recomendación del fabricante de la bomba.

Algunos diseños de bombas son capaces de arrancar frías en una emergencia en tanto que otras nunca deberán exponerse a cambios bruscos de temperatura.

6.3.6 Procedimiento de arranque y parada.

La bomba debe de estará cebada previamente al arranque para que pueda estar en condiciones de manipular un fluido. La falta de cebado puede ser causa del agarrotamiento de los aros de cierre, así como de que el árbol se raye en el prensaestopas. Durante la puesta en marcha es prudente tener ligeramente abierta la llave de purga dispuesta en la cubierta para dar salida al aire que pueda estar disuelto en el agua.

Para proceder al paro de una bomba, la válvula de salida debe de estar en la misma posición que la mantenida durante la puesta en marcha con el propósito que sea mínima la potencia absorbida de la línea, y se eviten las sobrepresiones momentáneas en el sistema de tuberías.

6.3.7 Reglas generales para la operación de bombas.

- No debe mermarse nunca la succión de la bomba para disminuir el gasto o caudal.
- La bomba no debe trabajar en seco.
- No debe trabajarse una bomba con caudales excesivamente pequeños.
- Efectuar observaciones frecuentes.
- No debe pretenderse impedir totalmente el goteo de las cajas de empaque.
- No debe usarse agua demasiado fría en los rodamientos enfriados por agua.
- No debe utilizarse demasiado lubricante en los rodamientos.
- Inspeccionar el sistema (según su uso).

6.4 MANTENIMIENTO

6.4.1 Generalidades

El objetivo fundamental del mantenimiento es la consecución de un número determinado de horas disponibles de funcionamiento de la planta, instalación, máquina o equipo en condiciones de calidad de fabricación o servicio exigible con el mínimo coste y el máximo de seguridad para el personal que utiliza y mantiene las instalaciones y maquinaria.

A corto plazo, las acciones de mantenimiento cuestan caro a la Dirección de la empresa y dificultan la producción; de ahí la importancia de poder justificar el fundamento de estas acciones a medio y largo plazo.

La importancia económica del mantenimiento es cada vez mayor pues buena gestión del mantenimiento permitirá tanto la disminución de los costes indirectos provocados por la pérdida de producción como de los costes directos del propio mantenimiento.

La efectividad del mantenimiento comienza mucho antes del día en el que se produce la primera avería de una máquina, pues en el mismo instante de la concepción de ésta ya se determinan ciertas aptitudes como su fiabilidad, durabilidad y su disponibilidad.

Un bajo nivel de mantenimiento genera unos costes elevados y un exceso de éste puede resultar más caro incluso que los daños producidos por los posibles fallos. Por este motivo, se debe tener muy clara la idea de que los costes de mantenimiento entran en el precio de venta de los productos fabricados.

Durante muchos años en todas las ramas de la industria se le ha prestado una atención especial al mantenimiento preventivo de bombas de parte del personal de operaciones y mantenimiento. El hecho de que los repuestos y suministro de nuevas bombas, de aleaciones adecuadas y las limitaciones que se presentan con el almacenaje del equipo y sus partes, ha servido para que el mantenimiento preventivo sea más importante que el correctivo, debido a que el cuidado evita el desgaste. La invención de nuevos materiales para hacer reparaciones y cambios, métodos de entrenamiento, programas educativos para empleados y comités de conservación de materiales; son factores que han servido para que los empleados que trabajan en la industria se den cuenta de la importancia de tener un gran cuidado con el equipo que está bajo su responsabilidad.

Uno de los objetivos de un programa de mantenimiento, es presentar directamente al personal de operación y de mecánica la situación relativa en cuanto a materiales y repuestos.

Un programa se basa en el reconocimiento del papel clave que el operador puede jugar en la práctica del mantenimiento preventivo. Es obvio que el operador es el primero en percibir signos de daños, ya sean ruidos u otra clase de anomalías en el equipo. Por este motivo el operador se encuentra en una situación que le permite tomar medidas preventivas con el objeto de evitar daños graves que de otro modo se presentarían inevitablemente. Es de importancia que los operadores adquieran buenos hábitos de operación del equipo que manejan, esto ayudará a disminuir el desgaste del equipo y el consumo de energía. Las prácticas incorrectas surgen principalmente por la falta de comprensión de los principios relativos a una operación adecuada más bien que por una actitud negligente o descuidada. En general se dice que el trabajo excesivo de mantenimiento se debe a la falta de cuidado de parte de los operadores por dar prioridad a otras obligaciones.

Es mucho más fácil que el personal brinde toda su cooperación si están enterados de estos principios y se han dado cuenta de la dificultad para conseguir repuestos.

Debido a que las bombas representan una parte vital de las operaciones de un proyecto y su adquisición constituye un proceso difícil y lento, hay que dedicar atención especial a la operación y al cuidado de las bombas. El objetivo principal es tratar de obtener el máximo de eficiencia y el mínimo de reparaciones.

6.4.2 Sugerencias relativas al mantenimiento.

Un sistema de bombeo no se mantiene sólo. La frecuencia de mantenimiento no es la misma para todas las bombas, sino que varía con las condiciones del servicio. Una bomba que maneje líquidos limpios, no corrosivos, requiere mucho menos mantenimiento que una bomba del mismo tamaño y tipo que tenga que manejar líquidos corrosivos o arenisca.

Una inspección periódica resulta económica en comparación con las apagadas forzadas debidas a daños o fallas de las diferentes partes de la bomba. Las inspecciones de la bomba deben hacerse bimestral o anualmente, según la clase de servicio; mientras más pesado sea el servicio más frecuentemente debe ser la inspección. La inspección debe ser completa y debe incluir un chequeo cuidadoso de las tolerancias entre las partes giratorias y las estacionarias, así como el estado en que se encuentran todas las partes expuestas a roce o a daños causados por arenisca y/o corrosión.

6.4.3 Mantenimiento de la bomba.

Desarmado

Si se siguen unas cuantas instrucciones al armar y desarmar la bomba se pueden economizar tiempo, trabajo y problemas. Estas instrucciones son aplicables a toda clase de bombas.

Al desarmar la bomba

- No es necesario desconectar la tubería de succión o de descarga ni cambiar la posición de la bomba.
- La tubería auxiliar debe desconectarse sólo en los puntos en que sea necesario para quitar una parte, excepto cuando hay que quitar la bomba de la base.
- Después de haber desconectado la tubería, debe amarrarse un trapo limpio en los extremos o aberturas del tubo para evitar la entrada de cuerpos extraños.
- Emplear siempre un extractor para quitar un acople del eje.
- Las camisas del eje tienen roscas para apretarle en sentido contrario a la rotación del eje.

Posdesarmado

Antes de hacer la inspección y el chequeo, limpie las partes cuidadosamente. Los residuos gomosos y espesos pueden quitarse a vapor.

El lodo o depósitos de sustancias extrañas similares a las anteriores pueden quitarse por medio de un chorro de arena, trabajo que se hace cuidadosamente para que no forme huecos ni dañe las superficies labradas de la máquina.

Reensamblaje

La bomba hidráulica es una máquina construida con precisión. Las tolerancias entre las partes giratorias y las estacionarias son muy pequeñas y debe ejercerse el mayor cuidado para ensamblar adecuadamente sus partes con el objeto de conservar estas tolerancias. El eje debe estar completamente recto y todas las partes deben estar absolutamente limpias. Un eje torcido, mugre o lodo en la cara del eje impulsor, o sobre la camisa de un eje puede ser causa de fallas o daños en el futuro.

Los impulsores, las camisas del espaciador y las del eje constituyen un ensamblaje resbaladizo bastante ajustado al eje. Debe usarse una pasta delgada de aceite al ensamblar estas partes en el eje.

6.4.4 Programación del mantenimiento.

El mantenimiento programado lo podemos dividir en dos partes:

- Mantenimiento preventivo
- Mantenimiento predictivo.

Ambos sistemas están basados en revisiones periódicas programadas a los equipos pero se diferencian fundamentalmente en los medios que se utilizan para las revisiones y en las frecuencias de éstas. Mientras el mantenimiento preventivo elabora una orden de trabajo para que una bomba hidráulica se saque de servicio, se desacople, se desarme, se examinen rodamientos, el eje, el impulsor, los anillos de desgaste, la carcaza, el acople, etc., como una revisión anual; el mantenimiento predictivo saca una orden bimestral ordenando observar la bomba en operaciones normales, comprobar la temperatura de los rodamientos, tanto en la bomba como en el motor, hacer un análisis de vibraciones en cada apoyo de los elementos en rotación (de este análisis se obtiene el estado de los rodamientos, el alineamiento del eje, el posible desbalanceo del impulsor debido a desgastes internos, posibles torceduras en el eje de la bomba), observar el desempeño de la bomba con respecto a la curva de rendimiento y caballaje, y observar si existen posibles fugas, para ello se saca la bomba de servicio media hora, se drena y se hace la medición con un equipo ultrasonido, pudiéndose reanudar la operación inmediatamente.

Del análisis de las revisiones efectuadas se toma la decisión, si es el caso, de programar una reparación del equipo, la cual incluiría el posible cambio de las partes que el análisis haya mostrado como defectuosas. En el mantenimiento preventivo es frecuente que en la misma revisión se tome la decisión de cambiar estos elementos y no sea necesario programar una posterior reparación. Los dos métodos tienen sus ventajas y desventajas, veamos:

Mantenimiento preventivo

- Frecuentemente no necesita programación.

- No necesita equipos especiales de inspección.
- Necesita personal menos calificado.
- Menos costoso de implementar.
- Da menos continuidad en la operación.
- Menos confiabilidad (aunque es alta).
- Más costoso por mayor mano de obra.
- Más costoso por uso de repuestos.

Mantenimiento predictivo

- Siempre que hay un daño necesita programación.
- Necesita equipos especiales y costosos.
- Necesita personal más calificado.
- Costosa su implementación.
- Da más continuidad en la operación.
- Más confiabilidad.
- Requiere menos personal.
- Los repuestos duran más.

CAPITULO 7

CONCEPTOS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

7.1 DEFINICION Y ELEMENTOS FUNDAMENTALES

7.1.1 Definición

La turbina hidráulica es una máquina motora que a través de un rotor provisto de alabes o paletas tiene como función transformar la energía cinética y potencial del agua en energía mecánica.

7.1.2 Elementos fundamentales de una instalación con turbina hidráulica.

Canal de llegada o tubería forzada. El agua retenida en una presa o almacenada en una cámara de presión, se hace llegar a las turbinas por medio de conducciones a presión. Si la casa de máquinas está cerca se instala directamente una tubería de presión, pero si está lejos se gana distancia con una tubería de presión de escasa pendiente, al final de la cual se coloca una chimenea de equilibrio y seguidamente se pone la tubería de presión con una acentuada inclinación. La chimenea de equilibrio se hace necesaria como protección de la tubería de presión contra el golpe de ariete, cuyos efectos son tanto más sensibles cuanto más largo es el ducto cerrado; se limita así su acción solo a la tubería de presión.

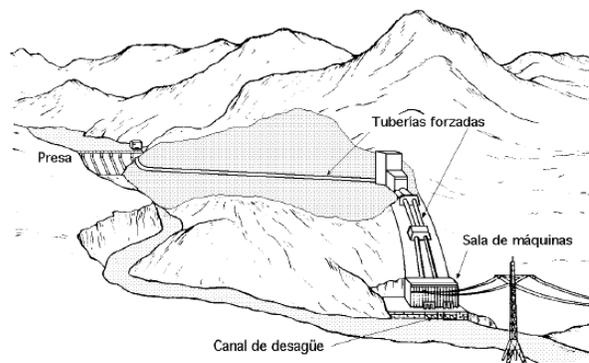


Figura 7.1 Esquema de un salto hidráulico

Las tuberías de presión son de acero, de concreto precomprimido o de concreto armado, según sean los esfuerzos a que estén sometidas. Se suele definir la naturaleza de la tubería por el valor del producto $d \times h$, siendo d el diámetro de la tubería y h la carga o altura del salto en metros. Si el resultado es mayor que 1000 se recomienda tubería de acero, para valores comprendidos entre 200 y 1000, pero la altura del salto no debe ser superior a 500 metros. Las tuberías de concreto armado no se recomiendan en saltos de más de 60 metros ni en valores del producto $d \times h$ superiores a 200.

La carcasa, caja espiral o caracol

La cámara espiral tiene como misión el dirigir convenientemente el agua en el distribuidor por lo que constituye un ducto alimentador; para calcular sus dimensiones, la supondremos generalmente de sección circular y diámetro decreciente, aunque también puede ser rectangular; su forma es tal que la velocidad media tiene que ser la misma en cualquier punto del caracol, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad.

A su vez, el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, ya que las pérdidas podrían ser excesivas.

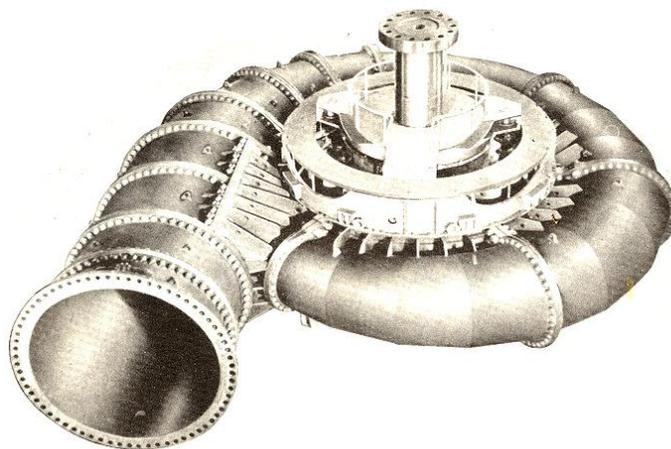


Figura 7.2 Foto del caracol de una turbina Francis

Distribuidor

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo, modificando de esta forma la potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de carga de la red, Figura 7.3. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

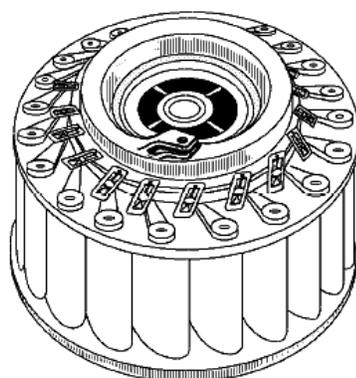


Figura 7.3 Distribuidor de una turbina Francis

Difusor (Tubo de aspiración)

En una turbina es el órgano de desagüe, pero se llama tubo de aspiración porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete. En las turbinas de acción carecen del tubo de aspiración en ellas el agua sale del rodete directamente al canal de salida.

El distribuidor y el difusor, forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

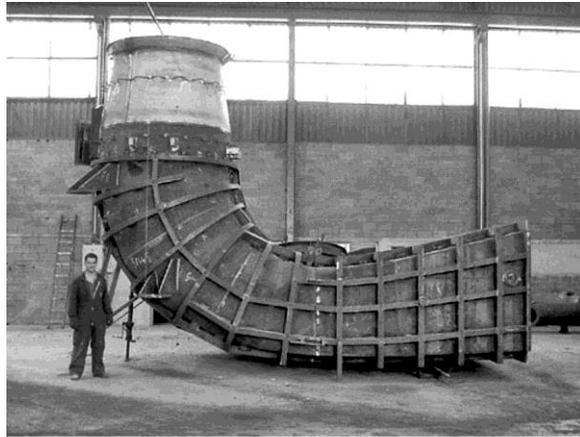


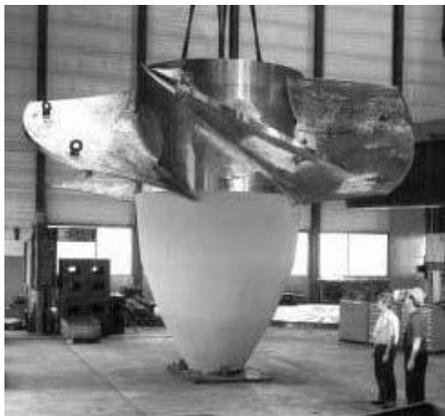
Figura 7.4 Difusor de una turbina

Rodete móvil o rotor

El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes, los cuales están unidos a un plato perpendicular al eje de la máquina y es en estos en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina. En las figura 7.6, 7.7 y 7.8 se muestran diferentes tipos de rodetes.



Figura 7.5 Rodete de turbina Francis



7.6 Rodete de turbina Kaplan



7.7 Rodete de turbina Pelton

7.2 CLASIFICACION Y DESCRIPCION DE TURBINAS HIDRAULICAS

7.2.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

- a) Turbinas de acción o impulsión
- b) Turbinas de reacción

En las turbinas de acción, figura 7.9, el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las turbinas de reacción, figura 7.10 el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en:

- a) Axiales; b) Radiales {centrípetas y centrífugas}; c) Mixtas; d) Tangenciales

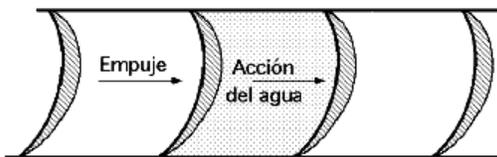


Figura 7.8 Acción

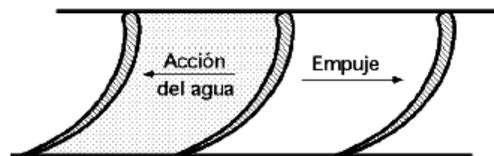


Figura 7.9 Reacción

En las axiales, (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Figura 7.10 a).

En las radiales, el agua entra perpendicularmente al eje, Figura 7.10 b), siendo centrífugas cuando el agua vaya de dentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

En las mixtas se tiene una combinación de las anteriores.

En las tangenciales, el agua entra lateral o tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Figura 7.10 c).

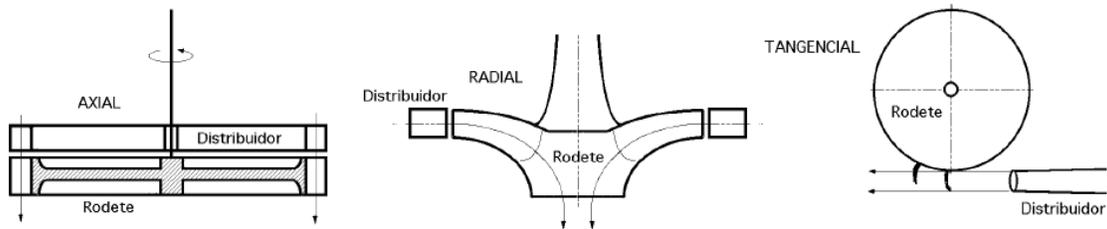


Figura 7.10 a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

7.2.2 Descripción de diversos tipos de turbinas hidráulicas

Turbinas de reacción

- Turbina Fourneyron (1833), en la que el rodete se mueve dentro del agua. Es una turbina radial centrífuga, lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye.
- Turbina Heuschel - Jonval, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye.
- Turbina Francis (1849), Figura 7.13; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado número de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza en saltos variables, desde 0.5 m hasta 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas.
- Turbina Kaplan (1912), las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las

palas orientales lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

Turbinas de acción

Estas turbinas se empezaron a utilizar antes que las de reacción; entre ellas se tienen:

- Turbina Zuppinger (1846), con rueda tangencial de cucharas.
- Turbina Pelton, Figura 7.15, es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos.
- Turbina Schwamkrug, (1850), radial y centrífuga.
- Turbina Girard, (1863), axial, con el rodete fuera del agua; mientras el cauce no subía de nivel, trabajaba como una de acción normal, mientras que si el nivel subía y el rodete quedaba sumergido, trabajaba como una de reacción, aunque no en las mejores condiciones; en la actualidad no se utiliza.
- Turbina Michel o Banki, el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos.

7.3 VELOCIDADES, PÉRDIDAS Y ECUACION FUNDAMENTAL

7.3.1 Velocidades y triangulo de velocidades

Movimiento del agua. Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, de la forma siguiente:

u es la velocidad tangencial o periférica de la rueda

v es la velocidad absoluta del agua

w es la velocidad relativa del agua

α es el ángulo que forma la velocidad u con la velocidad v

β es el ángulo que forma la velocidad u con la velocidad w

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración

El agua entra en el distribuidor con velocidad v_0 y sale del mismo con velocidad v_1 , encontrándose con el rodete que, si se considera en servicio normal de funcionamiento, se mueve ante ella con una velocidad tangencial u_1 .

El agua que sale del distribuidor penetra en el rodete con velocidad absoluta v_1 y ángulo α_1 . La velocidad relativa forma un ángulo β_1 , con la velocidad periférica u_1 ; la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento, tangente al mismo.

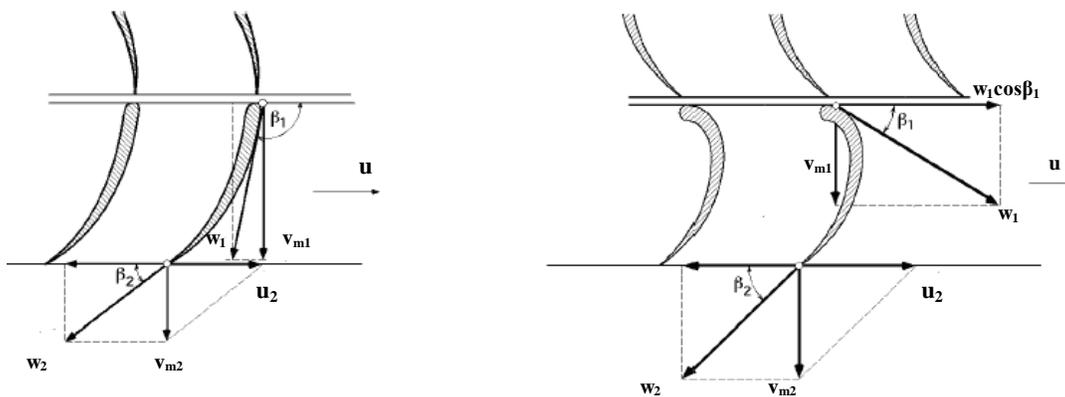


Figura 7.11 Triángulos de velocidades en relación al movimiento del agua en las turbinas

Puede suceder que el rodete inicie un aumento de la velocidad periférica u de tal forma que la nueva velocidad $u_1' > u_1$ sea la velocidad de embalamiento; en esta situación el agua golpearía contra la cara posterior de los álabes al desviarse la velocidad relativa w_1 en relación con la tangente al álabe, y la fuerza tangencial se vería frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existe una velocidad límite de embalamiento tal que: u_1' está comprendida entre 1.8 y 2.2 del valor de u_1 , por lo que el rodete no aumenta indefinidamente su velocidad.

A la salida, el agua lo hace con una velocidad absoluta v_2 siendo w_2 y u_2 las velocidades relativa del fluido respecto al alabe y tangencial del alabe, respectivamente.

En la turbina de reacción la potencia se genera a causa de la variación de la presión entre la entrada y la salida, teniendo lugar una aceleración de w_1 a $w_2 \rightarrow w_2 > w_1$.

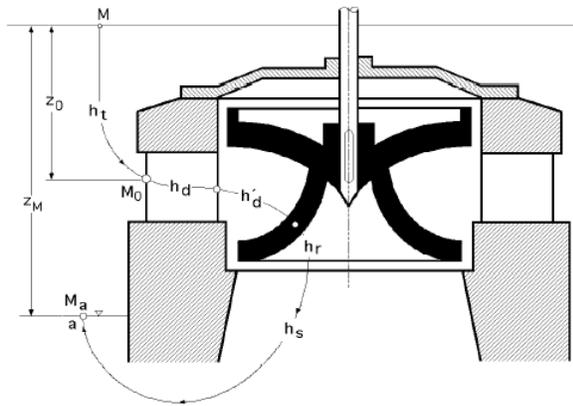


Figura 7.12 Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción

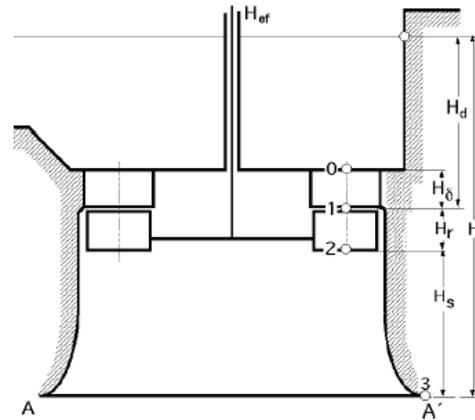


Figura 7.13

7.3.2 Pérdidas de carga en las Turbinas

Las pérdidas de carga que tienen lugar entre los niveles del embalse y el canal de desagüe, aguas abajo de la turbina, en base a la figura 7.12, se pueden resumir en la siguiente forma:

- h_t es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga (presa), hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable en las turbinas de cámara abierta; en cambio, en las turbinas de cámara cerrada, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes.
- h_d es la pérdida de carga en el distribuidor.
- h_d' es la pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, sobre todo por choque a la entrada de la rueda.
- h_r es la pérdida de carga en el rodete.
- h_s es la pérdida de carga en el tubo de aspiración.
- h_s' es la pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida; considerando que $v_a \rightarrow 0$ y se expresa de la forma:

$$h_s' = \frac{(v_3 - v_a)^2}{2g} \cong \frac{v_3^2}{2g} \quad 7.1$$

Altura Neta

La altura neta H es la energía hidráulica puesta a disposición de la turbina, en otras palabras es la altura teórica que hubiera aprovechado la turbina sin considerar las pérdidas en esta. Se calcula teniendo en cuenta la Figura 7.13; tomando como plano de referencia el AA', aplicando la ecuación de Bernoulli a los puntos (1) y (2) se obtiene

$$H = H_r + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad 7.2$$

Se cumple que para turbinas de acción: $p_1 = p_2$ y para turbinas de reacción: $p_1 > 0$; $p_2 < 0$.

7.3.4 Factor de utilización

El agua a su paso por los alabes no cede toda su energía al rotor, requiere una energía cinética de salida para que pueda desplazarse hasta la descarga; en base a lo anteriores define coeficiente de utilización que representa la relación existente entre la energía utilizada y la energía utilizable en la forma siguiente:

$$\varepsilon = \frac{\text{energía utilizada}}{\text{energía utilizable}} = \frac{H}{H + \frac{v_2^2}{2g}} \quad 7.6$$

$$\varepsilon = \frac{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{\frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}} \quad 7.7$$

Se puede advertir que el coeficiente de utilización para las turbinas será siempre menor a la unidad.

7.4 SALTOS HIDRAULICOS

7.4.1 Tipos de saltos

Son dos los tipos de saltos de agua que se pueden utilizar como proveedores de energía para el funcionamiento de las turbinas hidráulicas:

- a) Sistema de presa de derivación, canal y tubería de presión.
- b) Presa de embalse.

El sistema de presa de derivación se gana la altura del salto derivando el agua del río por medio de un azud, hacia un canal construido en la margen del cauce, que con reducida pendiente, conduce el agua a una cierta distancia, en la dirección de aguas abajo, hasta una cámara de agua, cuyo nivel es muy superior al del agua del río en igual trayecto.

En el sistema de presa de embalse, el salto se crea mediante una cortina que retiene la corriente del río, lo que determina una elevación del nivel del agua retenida lo cual forma el embalse, que sirve que tiene por objeto regular la aportación de caudal del río.

7.4.2 Altura del salto

El salto bruto constituye la altura de salto hidráulico, es decir la distancia vertical, medida entre los niveles de la lámina de agua en la toma y en el canal de descarga, en las turbinas de reacción, o el eje de toberas en las de turbinas de acción. Habrá que restarle al salto bruto las diferentes pérdidas, con lo que se obtendrá el salto neto.

En la tabla siguiente se especifica, para cada tipo de turbina, el rango de valores de salto neto dentro del que puede trabajar. Obsérvese que hay evidentes coincidencias, de modo que para una determinada altura de salto pueden emplearse varios tipos de turbina.

Tabla 7.1

Tipo de turbina	Salto en metros
Kaplan y hélice	$2 < H < 20$
Francis	$10 < H < 350$
Pelton	$50 < H < 1300$
Michell- Banki	$3 < H < 200$
Turgo	$50 < H < 250$

El problema es particularmente crítico en el caso de los aprovechamientos de baja altura que, para que sean rentables, necesitan manipular grandes volúmenes de agua. Se trata de aprovechamientos con 2 a 5 m de altura de salto y un caudal que puede variar entre 10 y 100 m³/seg.

En cualquier caso no se van a abordar estos casos, típicos de las turbinas Kaplan y hélice. En el caso de las primeras por la dificultad en su construcción y mantenimiento. En el caso de la turbina hélice, se optará por otras soluciones por facilidad constructiva y rango de situaciones que se pueden cubrir.

7.5 CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS

Para llegar a conocer bien las particularidades del funcionamiento de un determinado tipo de turbina, es necesario realizar con ella un gran número de ensayos, que abarquen la totalidad de las condiciones posibles de trabajo, que vienen determinadas por la variabilidad del salto, de la carga (par resistente), de la velocidad.

Para cada valor del grado de admisión x , que se obtiene variando la posición de las directrices móviles del distribuidor en las turbinas de reacción, o la carrera de la aguja del inyector en las ruedas Pelton, se realizan, (con ayuda de un freno y a diferentes velocidades), una serie de medidas procurando mantener constante el valor del salto neto.

La potencia absorbida (potencia hidráulica) se calcula conocidos el caudal Q y el salto neto H_n . También se puede determinar el valor del número específico n_s , con lo que se completa

la serie de datos a incluir en las diferentes tablas, en las que habrá que señalar también el valor del diámetro D_1 con objeto de poder referir estos resultados a otras ruedas del mismo tipo de diferente D_1 o funcionando bajo otro valor H_n del salto, sin más que aplicar las leyes de semejanza de turbinas.

7.5.1 Características de caudal, par motor y potencia.

Con ayuda de las tablas de valores obtenidas en Laboratorio, se pueden construir las familias de curvas definidas por las siguientes ecuaciones, mediante el ensayo elemental, para un grado de apertura del distribuidor x , determinado:

$Q = f_1(N, x)$; $M = f_2(N, x)$; $P = f_3(N, x)$, en las que se toman los valores de x como parámetros, y los de las velocidades de rotación N como variables independientes.

Las curvas de potencia $P(N)$ parten todas de un origen común, Figura 7.14, cuando $P = 0$ y tienen una forma casi parabólica, con un máximo que se corresponde con el rendimiento óptimo, para cada valor de x .

Los puntos de corte con el eje de velocidades se corresponden con las velocidades de embalamiento, distintas para cada valor de x , estando en ese momento sometida la turbina, únicamente, al freno impuesto por las resistencias pasivas, tanto mecánicas como hidráulicas.

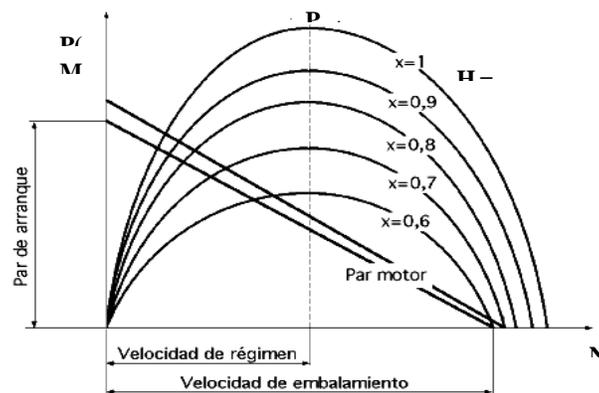


Figura 7.14 Curvas características de potencia

Las curvas $Q(N)$ para diferentes grados de apertura x y salto constante H_n , son rectas, Figura 7.15; para las Pelton son rectas horizontales, siendo el gasto del inyector rigurosamente independiente de la velocidad de rotación; para las ruedas Francis, el caudal varía con la velocidad, pero la inclinación de las curvas $Q(N)$ varía con los valores de n_s ; a las ruedas hélice, y a las Francis rápidas, corresponden curvas siempre crecientes, lo cual significa que a velocidad constante y salto variable, la capacidad de absorción de la rueda es tanto mayor cuanto menor sea el salto, lo que constituye una gran ventaja para saltos pequeños.

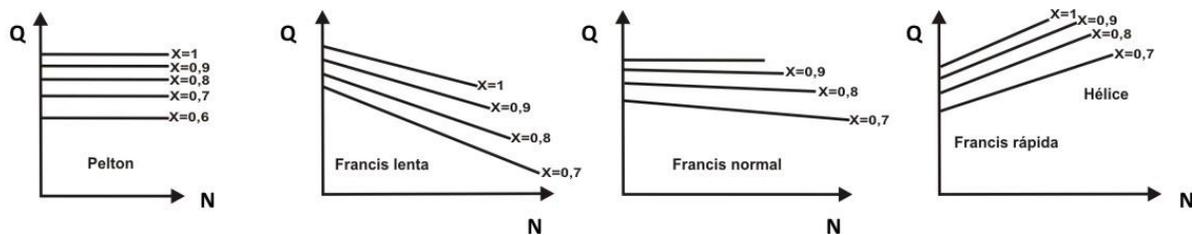


Figura 7.15 Curvas $Q(N)$ para diversos grados x de apertura

Las curvas $M(N)$, Figura 7.14, aunque poco utilizadas por los constructores de turbinas, son de gran utilidad en el estudio de la regulación y del acoplamiento mecánico de la turbina y el alternador. También son rectas, siendo la ordenada en el origen el par de arranque, y la abscisa de ordenada nula la velocidad de embalamiento. El par de arranque de las turbinas hidráulicas es aproximadamente el doble que el de régimen, excepto para las turbinas hélice; esta propiedad es de gran interés, por cuanto permite el arranque en carga cuando el par resistente en el arranque es mayor que el de régimen.

7.5.3 Curvas de rendimientos para H y N constantes, en función de caudal y potencia.

La forma habitual de funcionamiento de las turbinas industriales es suministrar, en cada instante, la potencia que la exige el alternador, manteniendo al mismo tiempo constante la frecuencia y, por lo tanto, el número de revoluciones.

Este es el motivo de que sea interesante estudiar las variaciones del rendimiento al variar la potencia o el caudal, manteniendo constantes el salto H y la velocidad N . Estas variaciones

están representadas en las Figura 7.17, para distintos tipos de turbinas; la curva de rendimientos en función de los caudales se obtiene para cada valor de n_s manteniendo constantes en los ensayos los valores de H y N , midiendo al freno la potencia útil y calculando el rendimiento mediante la expresión:

$$\eta = \frac{P_a}{\gamma QH} \quad 7.8$$

en la que Q se hace variar modificando la admisión x . En forma idéntica se podría obtener la curva que relaciona los rendimientos con la potencia.

En la gráfica (η, Q) se observa que el máximo de la curva de rendimientos en función del caudal, se corresponde con valores comprendidos entre el 75% y el 90% del caudal máximo. La experiencia demuestra que lo más racional es proyectar la turbina de manera que el $\eta_{\text{máx}}$ se obtenga para el intervalo de la potencia indicada en la Tabla 7.2 indicada a continuación:

Tabla 7.2

Intervalo de potencia máxima	Numero específico de revoluciones
75 % < P < 80 %	160 < n_s < 200
80 % < P < 82 %	200 < n_s < 330
85 %	$n_s = 400$
90 %	$n_s = 500$
100 %	$n_s = 700$

En las turbinas Kaplan, el rendimiento máximo se obtiene para unos valores de la carga máxima comprendidos entre el 60% y el 70%; del 70% en adelante, el valor del rendimiento disminuye relativamente poco. La potencia y el salto así definidos son la potencia y salto de diseño. Si por razón de una variación brusca de la carga, la velocidad varía en forma sensible, o si permaneciendo ésta constante por la acción de un regulador de velocidad, lo que varía es el caudal, el rendimiento disminuye.

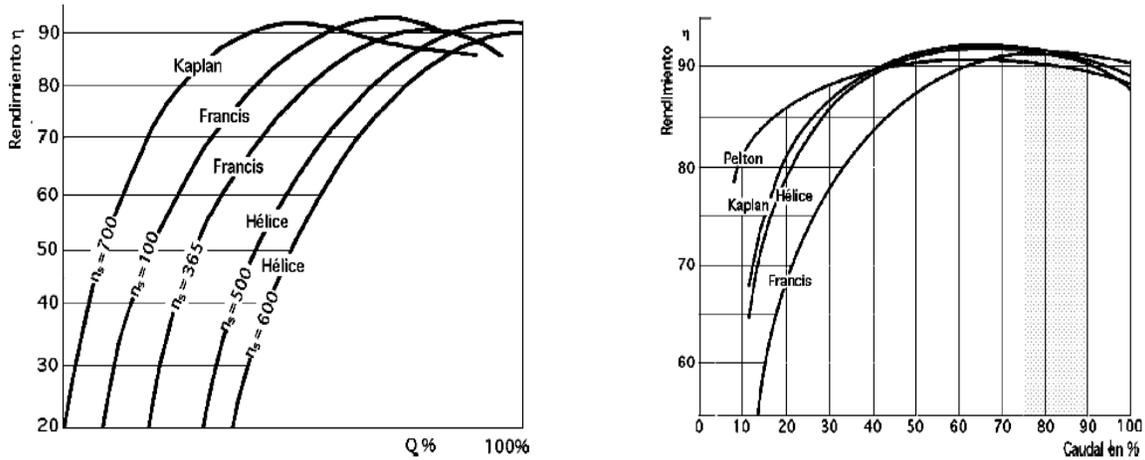


Figura 7.17 Variación del rendimiento con el caudal para distintos tipos de turbinas hidráulicas

En las turbinas Kaplan este descenso de rendimiento es menos sensible, por cuanto al orientarse las palas de acuerdo con los valores de carga o de gasto, podrán cumplirse las condiciones de rendimiento máximo entre límites bastante amplios alrededor de las características de régimen.

En el caso de turbinas Pelton, $n_s < 45$, el rendimiento viene muy poco influenciado por las variaciones de la carga, sobre todo en el caso de la rueda con dos inyectores, $30 < n_s < 45$, por lo que presentan un gran interés sobre todo cuando las variaciones de carga son muy grandes.

En el caso general de turbinas de reacción, tanto Francis como ruedas Hélice ordinarias, las curvas de rendimientos globales en función de la potencia presentan un máximo para la potencia de diseño, dependiendo las variaciones del rendimiento con la carga, en gran manera, del valor de n_s . Cuanto mayor sea n_s más bajos serán los rendimientos correspondientes a las cargas fraccionarias, por lo que, si la carga de la red es variable, no se puede adoptar una turbina con un n_s cualquiera.

CAPITULO 8

TURBINAS PELTON, FRANCIS, KAPLAN Y DE BULBO

8.1 Turbina Pelton

La turbina Pelton debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829-1908), quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayo diversas formas de alabes hasta alcanzar una patente de la rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.

8.1.1 Funcionamiento.

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90%.

Pueden ser de:

- eje horizontal
- eje vertical

En la disposición de eje horizontal el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección, sin embargo la rueda queda más accesible para su inspección y reparación de averías que pueda experimentar durante su funcionamiento. Con este sistema también se hace posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas. La disposición de eje vertical facilita la colocación del sistema de alimentación, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda de 4 a 6, con lo que se puede así incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad. Sin embargo es

importante señalar que con esta disposición la inspección y las reparaciones son más complicadas, por lo que se debe reservar para aquellos casos en que se tengan aguas limpias que no produzcan efectos abrasivos sobre los alabes y los inyectores.

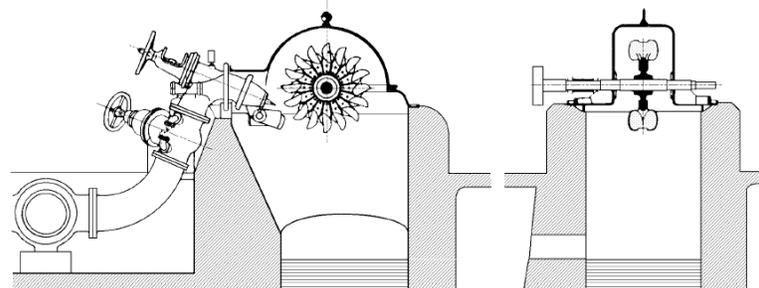


Figura 8.1 Turbina Pelton

Cazoletas. En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, figura 8.2, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180°, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

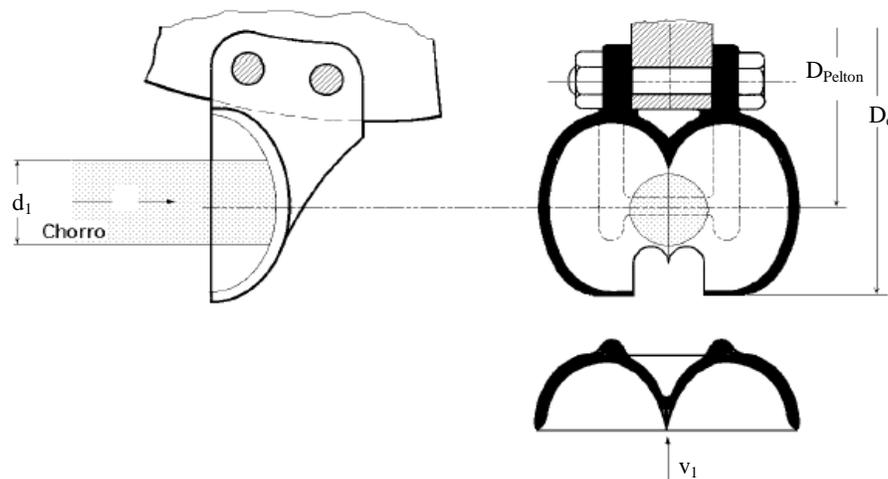


Figura 8.2 Forma de la cazoleta o cuchara

El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

Inyector. El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro d se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

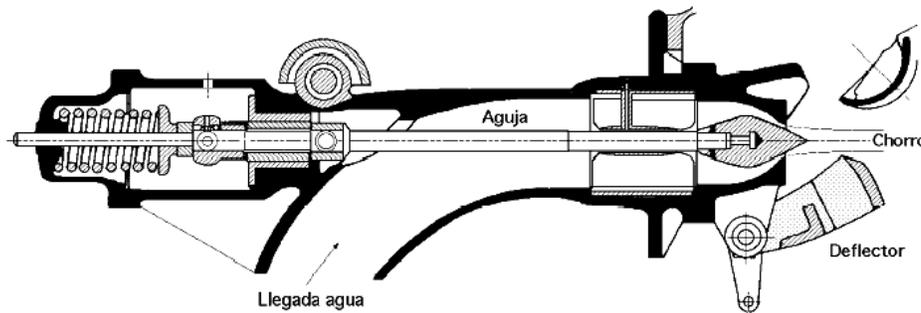


Figura 8.3 Inyector

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo. 30° , saliendo el agua de las cucharas sin interferir al rodete.

Para un número superior de inyectores, Figura 8.4, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro d superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.

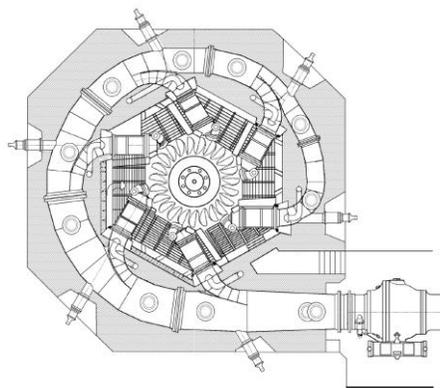


Figura 8.4 Turbina Pelton de 6 inyectores

8.1.2 Regulación de la turbina Pelton

Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector tiene que ajustarse mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática, figura 8.5.

Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador 7 levantará la válvula 1 y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo 8, con lo que la palanca 2 bajará y el deflector 6 cortará al chorro desviando una parte del mismo.

El punzón 5 que estaba retenido por la palanca 2 no avanza solidariamente con ésta, debido al huelgo de la hendidura 3, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho, señalado en la figura y que actúa sobre el émbolo 4. El punzón en su avance llega a encontrarse con el tope inferior de la hendidura 3 que le impide seguir cerrando la salida del inyector. Si sobreviene una carga brusca, el émbolo 8 actuará en sentido contrario, tirando rápidamente de la aguja 5 hacia atrás y llevando, simultáneamente, el deflector a su posición primitiva.

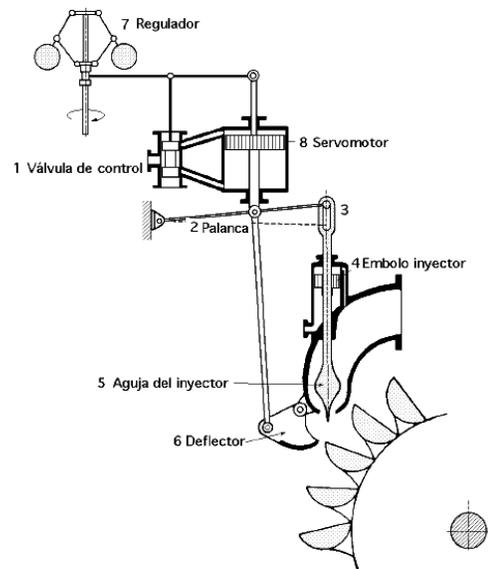


Figura 8.5 Regulación de una turbina Pelton

Cuando se utilizan grandes caudales de agua y se emplee un solo inyector, las cazoletas resultan muy grandes y pesadas; también se encuentra el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un solo punto de la rueda, lo que representa un desequilibrio dinámico. En consecuencia conviene hacer el montaje de dos o más inyectores cuando el caudal lo requiera, por lo que las cazoletas estarán menos cargadas y, por lo tanto, serán más pequeñas.

8.1.5 Diámetro de la rueda y velocidad de giro.

A partir de lo señalado en la sección anterior donde se establece que

$\frac{u}{V_1} = \frac{1}{2}$ para obtener el valor máximo del factor de utilización, se puede obtener fácilmente

el diámetro de la rueda en función de la velocidad tangencial del alabe, es decir $u = \pi ND$. Para ello será necesario conocer la velocidad del chorro (v_1), lo cual se logra a través de la ecuación 2.56 que representa el valor del coeficiente de tobera para turbina Pelton, que de acuerdo a los resultados de diversos autores tiene un valor de 0.98 aproximadamente.

Se emplean algunas fórmulas prácticas por los constructores, utilizando el sistema inglés y que permiten obtener el diámetro y la velocidad:

$$N = \frac{25H}{(HP)^{1/2}} (n)^{1/2} \quad 8.6$$

y

$$D = \frac{850(H)^{1/2}}{N} \quad 8.7$$

Donde: N – velocidad en rpm. H – carga en pies, n – número de chorros, D – diámetro de la rueda en pulgadas, HP – potencia en caballos de fuerza

8.2 TURBINA FRANCIS

La turbina Francis debe su nombre al Ingeniero James Bichano Francis (1815-1892), de origen inglés que emigro a los Estados Unidos, donde fue encargado de realizar algunos aprovechamientos hidráulicos, utilizando turbinas centrípetas, esto es con recorrido radial

del agua de afuera hacia adentro. Ya Samuel Dowd había obtenido una patente de la turbina centrípeta en 1838, pero los perfeccionamientos introducidos por Francis fueron de tal naturaleza que se le dio su nombre. La turbina Francis mostrada en la Figura 8.7, es de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración.

8.2.1 Funcionamiento.

El agua proveniente del tubo de alimentación llega a una cámara en espiral, cuya función es, dirigir adecuadamente al agua en el distribuidor, este a su vez tiene la función de dirigir adecuadamente el agua hacia los alabes de rodete, regulando el caudal admitido y de esta forma, controlando la potencia de la turbina. Posteriormente el agua pasa al rodete donde se lleva a cabo la transferencia de energía hidráulica del agua en energía mecánica, para salir finalmente a través del tubo de desfogue.

En la turbina Francis puramente radial toda la energía transmitida del fluido al rotor se efectúa, mientras el agua pasa a través de los alabes de afuera hacia adentro, siempre en dirección radial. En la Francis mixta el agua, el agua recorre los alabes radialmente en parte de la máquina y termina con un recorrido axial. Este tipo de máquina tiene aplicación en cargas medianas y bajas y en caudales medianos y relativamente grandes.

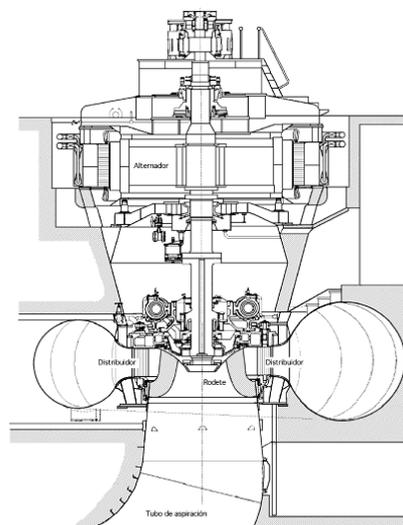


Figura 8.7 Esquema general del montaje de una turbina Francis

8.2.2 Clasificación según el rodete.

Las turbinas Francis son de tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

El ángulo β_1 es de gran importancia por su influencia sobre la velocidad tangencial y el número de rpm. El rendimiento hidráulico oscila entre 0,85 y 0,95.

8.2.2.1 Rodetes lentos.

Los rodetes lentos, figura 8.9, se utilizan en los grandes saltos; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento del diámetro D_1 del rodete respecto al del tubo de aspiración D_3 . El ángulo a la entrada $\beta_1 < 90^\circ$, ($\alpha_1 < 15^\circ$) y su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y 100. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas.

8.2.2.2 Rodetes normales.

Los rodetes normales, Figura 8.10, se caracterizan porque el diámetro D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3 . El agua entra en el rodete radialmente y sale de él axialmente, entrando así en el tubo de aspiración. El valor de β_1 es del orden de 90° , ($15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$) y se alcanza un valor de n_s comprendido entre 125 y 200 rpm. No existen apenas huelgos entre el distribuidor y la rueda. En estas turbinas, en el triángulo de velocidades a la entrada, al ser $\beta_1 = 90^\circ$, se cumple:

$$u_1 = v_1 \cos \alpha_1 ; u_1^2 = \eta_h g H_n$$

8.2.2.3 Rodetes rápidos.

Los rodetes rápidos, figura 8.11, permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores de n_s comprendidos entre 225 y 500. El diámetro del rodete D_1 es menor que el D_3 del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales. El ángulo de entrada $\beta_1 > 90^\circ$, ($\alpha_1 < 45^\circ$) favorece el aumento del

número de revoluciones, porque aumenta u_1 ; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodete y el distribuidor, sin que ello tenga apenas ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodete; en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento.

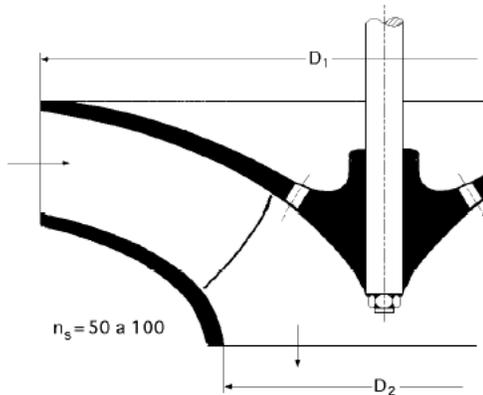


Figura 8.9 Rodete Francis lento

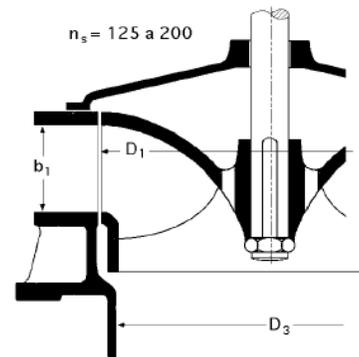


Figura 8.10 Rodete Francis normal

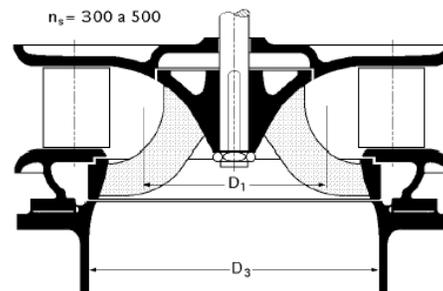
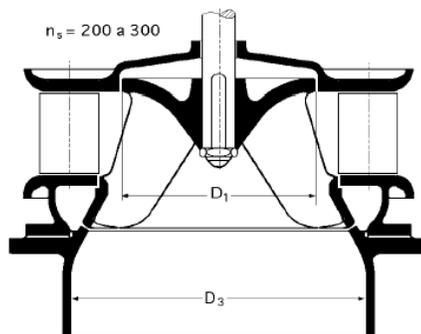


Figura 8.11 Rodetes Francis rápidos

8.2.4 Grado de reacción

La turbina Francis es una máquina del tipo reacción que trabaja a ducto cerrado, en la cual el grado de reacción, que cuantifica la proporción de carga estática aprovechada sobre la carga efectiva se define por la expresión:

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H(\text{efectiva})} = \frac{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}} \quad 8.10$$

o bien simplificando se obtiene

$$G_R = \frac{u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{v_1^2 - v_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_1^2} \quad 8.11$$

En este tipo de maquina el grado de reacción está comprendido entre cero y uno, pero con una tendencia al valor de un medio ya sea por arriba o por debajo de este, según el valor de la velocidad específica de la turbina. Para una turbina de velocidad específica baja, es bajo el grado de reacción y así conforme aumenta la velocidad específica se incrementa también el grado de reacción.

8.2.5 El tubo de aspiración.

El tubo de aspiración es un auténtico transformador de energía, ya que al originar a la salida del rodete una depresión, recupera no sólo la mayor parte de la energía cinética que lleva el agua a la salida $v_2^2/2g$, sino que también amplía la altura geométrica del salto, en una distancia igual a la existente entre el rodete y el nivel del canal de desagüe aguas abajo H_s ; este órgano se conoce también como aspirador-difusor.

Se puede concebir también un aspirador no difusor, que recupere la altura pero no la energía cinética residual $v_2^2/2g$, que estaría constituido simplemente por un tubo cilíndrico sumergido en el canal aguas abajo.

En las turbinas Francis lentas, el papel principal del tubo de aspiración es crear la depresión estática (vacío) correspondiente a la altura de aspiración H_s , por lo que, fundamentalmente, actúa como aspirador. En las turbinas Francis rápidas y en las turbinas hélice y Kaplan, ésta misión del aspirador disminuye, siendo su principal papel el de actuar como difusor.

Formas de los difusores. Las formas de realización de los difusores varían con el n_s de la turbina y con el tipo de instalación. Para las turbinas de eje horizontal y pequeños valores de n_s el tubo de aspiración puede ser una simple tubería acodada, de sección creciente, figura 8.13 a, que desemboca por debajo del nivel del agua del canal. Para reducir el efecto perjudicial del codo, se puede utilizar para la parte recta final una disposición inclinada. Para las turbinas de eje vertical, la forma del difusor puede ser, para valores pequeños de n_s la de un simple tronco de cono, figura 8.13b, pero tiene el inconveniente de necesitar un canal de desagüe en la perpendicular de la turbina. Para paliar este inconveniente se puede utilizar un difusor-aspirador acodado figura 8.13 .

Las turbinas en las que v_2 es relativamente grande, van provistas de un aspirador-difusor de altura de aspiración pequeña a fin de evitar la cavitación, por cuanto a mayor v_2 menor p_2 . Como conviene que el ensanchamiento del tubo sea progresivo se adoptan tubos de aspiración acodados, en los que la recuperación de la velocidad se realiza, casi en su totalidad, en el tramo horizontal del codo. Cuando se utilizan en saltos muy pequeños de 1 a 2 metros, el rodete debe quedar por lo menos, a 1 metro por encima del nivel del canal. Como caso extremo sería posible utilizar un difusor que no crease ningún vacío estático, $H_s = 0$, o sin depresión en ningún punto, por lo que el rodete tendría que estar sumergido por debajo del nivel del canal de escape.

El aspirador-difusor acodado tiene la ventaja, sobre el aspirador recto, de reducir la profundidad de las fundaciones y por consiguiente, los trabajos de construcción, a veces muy costosos. Por el contrario tiene el inconveniente respecto a los demás, de que aumenta las dimensiones transversales y, por lo tanto, las de la sala de máquinas.

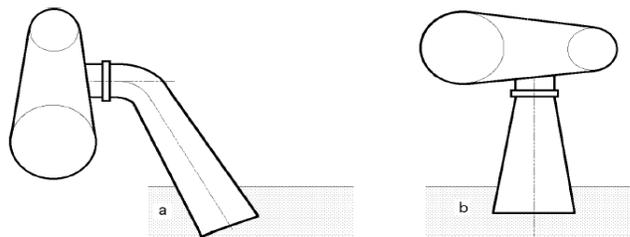


Figura 8.13 Formas simples de difusor

Tubo de aspiración vertical

Ganancia de salto neto en el aspirador difusor. Para calcular la ganancia de salto neto, o energía recuperada en el aspirador difusor, consideraremos dos situaciones: una turbina Francis con difusor B y otra sin él A, Figura 8.14.

$$\text{Turbina A } H_n = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_2 \right) \quad 8.12$$

$$\text{Turbina B } H'_n = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_2 \right) = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_a^2}{2g} + \frac{p_{atm}}{\gamma} + z_a \right) \quad 8.13$$

Considerando $z_2 - z_1 = H_s$ y $\frac{v_a^2}{2g} \rightarrow 0$

$$H'_n - H_n = \frac{p_{atm} - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_a^2}{2g} + z_2 - z_a \cong \frac{v_2^2}{2g} + H_s \quad 8.14$$

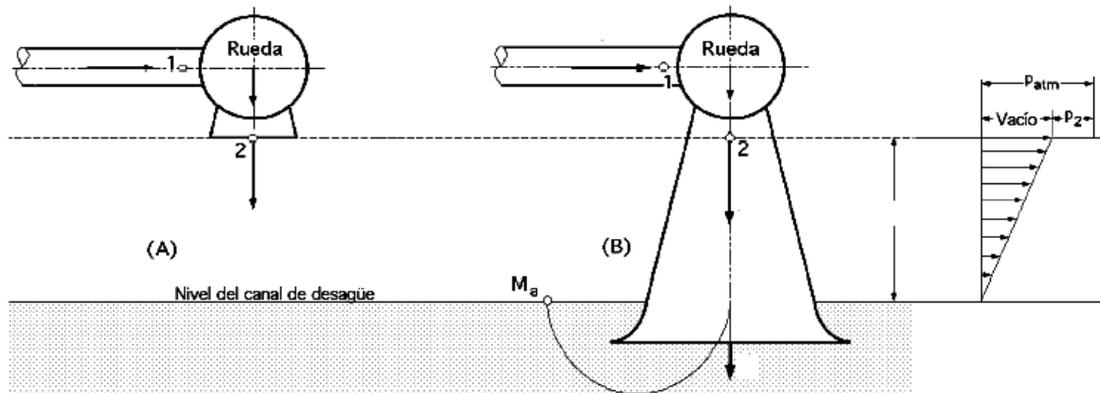


Figura 8.14 Turbina con y sin tubo de aspiración

Ganancia de salto efectivo en el aspirador difusor.- Si se tienen en cuenta las pérdidas de carga en el difusor y a la salida, la energía recuperada en el aspirador-difusor, figura 8.14 es:

$$\text{Turbina A } H_n = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_{\text{atm}}}{\gamma} + z_2 + h_r \right) \quad 8.15$$

$$\text{Turbina B } H_n = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_r \right) \quad 8.16$$

$$H'_{\text{efec}} - H_{\text{efec}} = \frac{p_{\text{atm}} - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2 - v_a^2}{2g} + (z_2 - z_a) - (h_s - h'_s) = \frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} + H_s - h_s \quad 8.17$$

en donde $\frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g}$ es la altura dinámica de aspiración y $\frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} - h_s$ es la altura dinámica real de aspiración.

Rendimiento del Aspirador-Difusor. Si se define el rendimiento del difusor η_d en la forma:

$$\eta = \frac{\frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} - h_s}{\frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g}} \Rightarrow h_s = \frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} (1 - \eta_d); \quad \frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} - h_s = \frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} \eta_d \quad 8.18$$

La energía realmente recuperada es:

$$H'_{\text{efec}} - H_{\text{efec}} = \frac{v_2^2 - v_{2'}^2}{2g} \eta_d + H_s = \frac{p_{\text{atm}} - p_2}{\gamma} \quad 8.19$$

El rendimiento del difusor depende mucho de su forma; si está racionalmente construido puede llegar a ser de un 80% ÷ 90%; si es troncocónico y no se despega el agua de las paredes, se puede obtener un rendimiento comprendido entre el 50% ÷ 60% y si el difusor es acodado en ángulo recto, con sección circular en la turbina de eje horizontal, vale entre el 41% ÷ 50%.

$$\text{Si } \frac{v_2^2}{2g} \rightarrow 0$$

La altura del tubo de aspiración H_s se obtiene de la ecuación anterior, en la forma:

$$H_s = \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\gamma} - \frac{v_2^2 - v_2'^2}{2g} \eta_d = \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} h_d = \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} + h_s \quad 8.20$$

que depende de la altura representativa de la presión atmosférica p_{atm}/γ donde está emplazado el rodete, de la velocidad v_2 de salida del agua del mismo, del rendimiento del tubo de aspiración y de la altura representativa de la presión a la entrada del tubo p_2/γ , que se puede considerar suma de la altura piezométrica y de la tensión de vapor, variable con la temperatura y despreciable hasta los 20 °C.

Para conseguir un buen funcionamiento y evitar problemas de cavitación en las Francis lentas y normales, es conveniente que la altura de presión p_2/γ a la salida del rodete y entrada en el difusor, esté por encima de los 2 m.c.a. y $p_2/\gamma > 2$ m.

Teniendo en cuenta que en un aspirador difusor bien construido, el valor de $\frac{v_2^2}{2g}$ es muy pequeño, se puede admitir para H_s un valor que no se debe sobrepasar en ningún momento, de la forma:

$$H_s \leq \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - 2 - \frac{v_2^2}{2g} \eta_d \quad 8.21$$

Las pérdidas en el difusor son:

$$h_s = (1 - \eta_d) \frac{v_2^2}{2g} \quad 8.22$$

8.2.6 Cavitación.

Hasta ahora no se ha tenido en cuenta el fenómeno de cavitación, pero en las turbinas Francis puede aparecer localizada sobre las palas a la salida. Por lo que una forma de evitar este fenómeno será definir con precisión los valores de posición de las maquinas respecto al nivel de aguas abajo.

Las turbinas de reacción se sitúan generalmente por encima del nivel de aguas abajo, pero también pueden instalarse por debajo de dicho nivel empleando tubos de desfogue acodados, como ocurre con ciertas turbinas de velocidad específica alta, pero el valor de la posición, lo condiciona el parámetro de cavitación.

En la figura 8.15 se indica un esquema del caso más general de instalación con la unidad o turbina más alta que el nivel de aguas abajo.

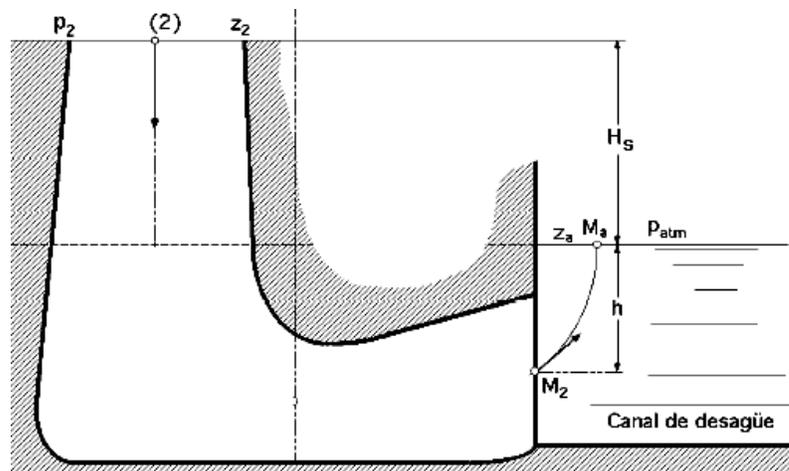


Figura 8.15 Difusor acodado

Las condiciones a la salida del rotor se representan por (2) y las condiciones en el nivel de aguas por (a), la coordenada z_2 es igual a H_s (altura de aspiración), $z_a = 0$. Considerando como plano de referencia el del nivel de aguas abajo, donde a su vez $v_a \approx 0$ y aplicando la ecuación de Bernoulli entre (2) y (a) se obtiene

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + H = \frac{p_a}{\gamma} \quad \text{y designando} \quad \frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} = H_{atm}, \quad \text{se obtiene}$$

$$H_{\text{atm}} - H_s = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} \rightarrow \frac{P_{\text{atm}} - P_2}{\gamma} - H_s = \frac{v_2^2}{2g} \text{ (Pérdida en el interior de la turbina)}$$

8.2.7 Regulación de las turbinas Francis.

Según el método operativo, los sistemas de regulación de velocidad se pueden clasificar en dos grupos:

- a) De regulación directa;
- b) De regulación indirecta.

Regulación directa. Para el caso de regulación directa, figura 8.16, un regulador centrífugo responde a las variaciones de velocidad de la turbina, y mueve directamente el mando de regulación que abrirá o cerrará la sección de entrada. Si la carga disminuye, el momento resistente disminuirá, y al acelerarse la turbina, los contrapesos del regulador tienden a separarse del eje de rotación y levantar el manguito; una palanca con punto de apoyo en 0 accionará un mecanismo de cierre que disminuirá el caudal. El par motor disminuye y se consigue el equilibrio dinámico a unas rpm superiores a las anteriores; cada posición del mecanismo de cierre se corresponde con otra de los contrapesos, lo que implica una velocidad predeterminada.

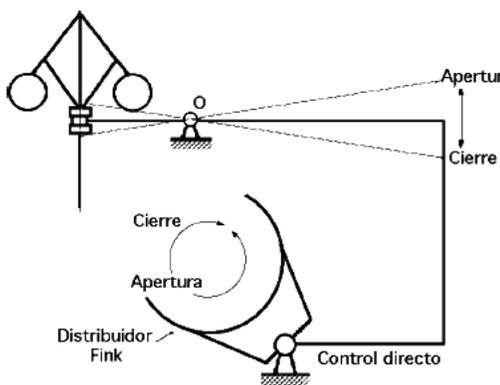


Figura 8.16 Sistema de regulación de control directo

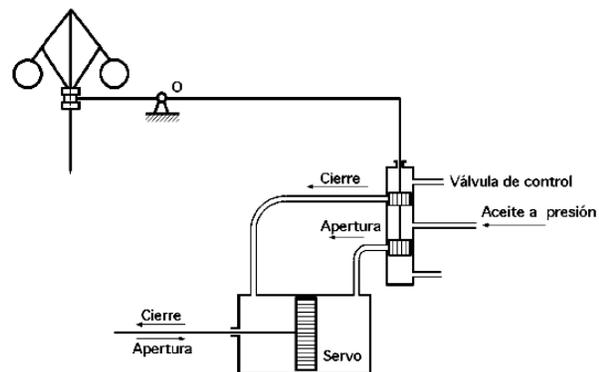


Figura 8.17 Sistema de regulación indirecta

Regulación indirecta. El principio general de un sistema de regulación indirecta se representa esquemáticamente en la figura 8.17; los principales elementos que componen el mismo son:

a) Un elemento sensible a la velocidad, consistente en unos contrapesos con un manguito y una palanca que se apoya y puede girar alrededor de un punto 0. El elemento sensible a la velocidad puede ser también de tipo electromagnético, con una bobina sensible a las variaciones de frecuencia, que las transforma en movimiento mecánico.

b) Una válvula de control o válvula de distribución, accionada a través de la palanca por los elementos sensibles a la velocidad; su cometido es el de distribuir el aceite a presión y enviarlo al correspondiente lado del servomotor. La válvula de control está provista de un pistón doble, de forma que el espacio entre los pistones esté siempre a presión; el doble pistón está en equilibrio indiferente, y pequeñísimas fuerzas externas bastan para desplazarlo. Esta válvula de control tiene una entrada y dos salidas de aceite, así como dos tubos en conexión con el servomotor.

c) El servomotor, que por medio de fuerzas hidráulicas controla la posición de la varilla que acciona al distribuidor. Esencialmente consiste en un pistón cuyo diámetro interior viene dado por la fuerza máxima necesaria que requiera el ajuste del distribuidor; la presión de aceite suele ser de 10 a 15 atm., aunque en el caso de unidades muy grandes puede ser superior. La velocidad de respuesta del pistón es una función de la cantidad de aceite proporcionada por el cilindro.

8.3 TURBINA KAPLAN

La turbina Kaplan debe su nombre al Ingeniero Víctor Kaplan (1876-1934), profesor de la universidad Técnica de Brno de Checoslovaquia, quien tuvo la idea de corregir el paso de los alabes automáticamente con las variaciones de la potencia.

La Kaplan es una turbina de hélice con alabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del alabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de potencia, característica importante para un rotor

de hélice, pues es una de la deficiencias más notables que se advierten en las turbomáquinas de hélice de alabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, dando lugar a separación o choques que reducen el rendimiento de la unidad.

8.3.1 Características de la turbina Kaplan.

La turbina Kaplan es de reacción y de flujo axial que tiene verdadera importancia en la actualidad y encuentra aplicación en una amplia variedad de cargas que varía aproximadamente desde 1 metro hasta 90 metros.

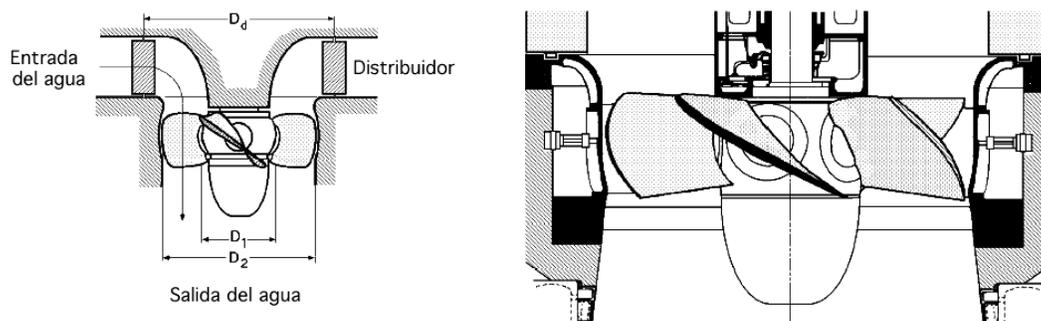


Figura 8.19 Rotor de una turbina Kaplan

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en algunas minicentrales hidráulicas, presentamos este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas n_s mayores de 450, conduce a las turbinas hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con n_s del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

El rodete está compuesto por unas pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco; cuando éstas sean fijas, se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles), y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se las denomina turbinas Bulbo.

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice, o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0.4 del diámetro del tubo de aspiración d_3 , con lo que se mejora mucho la circulación del agua, alcanzándose valores de n_s por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical, las paredes del distribuidor, móviles, tienen la misma forma que en las Francis, y se sitúan algo por encima del rodete.

En el interior del cubo se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que el número de las mismas sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete.

En la Tabla 8.1 se indica el número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s que condiciona el salto neto H y la relación entre los diámetros del cubo y exterior del rodete, observándose que un aumento del número de palas supone una disminución del n_s .

Tabla 8.1 Numero de palas en función de n_s

n_s	400-500	500-600	600-750	750-900	> 900
H_n (metros)	60	50	40	20	5
Relación de cubo	0.6	0.55	0.5	0.4	0.3
Z	7-8	6	5	4	3

8.3.2 Diagrama de velocidades y ecuación de transferencia de energía.

En la figura 8.20 se representa el perfil del alabe de una turbina Kaplan, en perpendicular a la dirección radial, considerando (1) como un punto de la sección de entrada del agua y (2) como un punto de la sección salida.

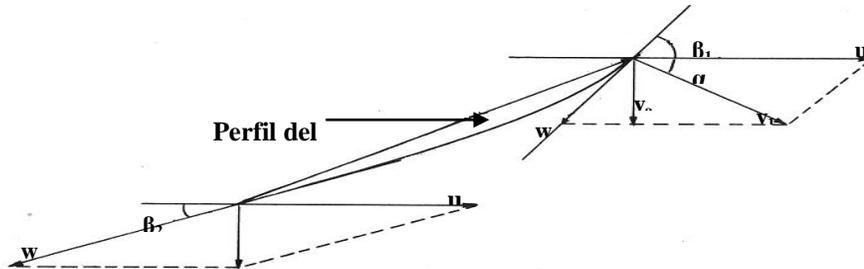


Figura 8.20 Diagrama de velocidades a la entrada y salida del rodete

La magnitud de la componente axial a la entrada normalmente se conserva en máquinas axiales y para este caso la velocidad absoluta cambiara para cada punto hasta la salida. En cuanto a la velocidad tangencial del alabe es la misma entre los puntos de entrada y la salida ya que estos se encuentran a la misma distancia radial.

Si la entrada del agua (1) se efectúa sin choque, la superficie del álabe debe estar en una dirección tangente a la velocidad relativa de entrada del agua w_1 , por lo que el álabe tiene que ser, por lo que respecta a su altura, en la parte central e inicial, bastante vertical. En la parte final del álabe, a la salida, éste se presenta más aplanado y la velocidad v_2 debe ser prácticamente axial.

Ecuación de transferencia de energía

De acuerdo con las ecuaciones generales para turbinas, 2.10 y 2.12 señaladas en la sección 2.2, se deducen para las turbinas Kaplan, las siguientes:

$$H_t = \frac{u(v_{u1} - v_{u2})}{g} \quad 8.23$$

o bien bajo la forma de componentes energéticas

$$H_t = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad 8.24$$

Se puede deducir de la figura 8.20 que para lograr la máxima acción del agua la velocidad relativa a la entrada debe ser de reducida.

8.3.3 Grado de reacción

La turbina Kaplan es una máquina de reacción de flujo axial en la cual el grado de reacción se define en la forma siguiente:

$$G_R = \frac{H(\text{estática})}{H(\text{efectiva})} = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}} \quad 8.25$$

o bien simplificando se obtiene

$$G_R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{v_1^2 - v_2^2 + w_2^2 - w_1^2} \quad 8.26$$

Para este tipos de máquinas también, el grado de reacción debe ser positivo e inferior a la unidad.

8.3.4 Factor de utilización.

De la ecuación 7.6 de la sección 7.4 se obtiene para el caso de turbinas Kaplan una expresión para el factor de utilización:

$$\varepsilon = \frac{v_1^2 - v_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{v_1^2 + w_2^2 - w_1^2} \quad 8.27$$

o en función del grado de reacción

$$\varepsilon = \frac{v_1^2 - v_2^2}{v_1^2 + G_R v_2^2} \quad 8.28$$

Aquí también se puede advertir que el factor de utilización será siempre menor que uno y que el factor de utilización mejora cuanto más alto es el grado de reacción.

8.3.6 Regulación de las turbinas Kaplan

A las turbinas hélice se las regula mediante álabes móviles en la corona directriz, (distribuidor), en forma análoga a como se hace en las turbinas Francis. A la entrada del rodete se origina una pérdida por choque y a la salida resulta una v_2 mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada; ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento, de forma que éste desciende tanto más rápidamente, cuanto mayor sea la velocidad de la turbina.

Una característica negativa de las turbinas hélice es el bajo rendimiento de las mismas a cargas distintas de la nominal o diseño. En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.

La regulación más favorable se consigue cuando al girar las palas se conserva el mismo valor de v_{u1} y a la salida de las mismas se mantiene v_2 perpendicular a u_2 . En el caso ideal se tiene que cumplir la ecuación fundamental de las turbinas:

$$\eta_h g H_n = v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2$$

que para ($\alpha_2 = 90^\circ$), ($u_1 v_{u1} = \eta_{hg} H_n$), para cualquier grado de admisión, alcanzándose elevados rendimientos en toda la zona de regulación, lo que se puede conseguir actuando al mismo tiempo sobre las palas del distribuidor y de la rueda.

La doble regulación de una turbina Kaplan hace que ésta sea más cara que una Francis de igual potencia, por lo que se utilizan en aquellas instalaciones en que se desee conseguir rapidez de giro y máxima facilidad de regulación.

Si esta última condición no es muy precisa, es decir, si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible utilizar una turbina hélice, que por su sencillez, es muy superior a la Francis.

En la figura 8.22 se presenta un esquema del mecanismo de regulación de las palas móviles del rodete, dispuesto en el interior del cubo. Cada pala se prolonga mediante un eje, que penetra en el cubo, perpendicular al eje de giro de la rueda. Cada eje de pala pivota en dos palieres P_1 y P_2 entre los que se encuentra calada una palanca L que es la que regula la orientación de la pala, y que a su vez va sujeta al eje de la rueda.

La acción de la fuerza centrífuga de la pala se transmite a la palanca L a través de bieletas, y en turbinas muy importantes, por un sistema de anillo incrustado en el eje y apoyado sobre L .

Las bieletas X colocadas en la extremidad de la palanca L van sujetas al árbol mediante un soporte E ; todo ello está dirigido por un vástago que pasa por el interior del árbol A , de forma que cualquier desplazamiento axial de este vástago provoca una rotación simultánea de todas las palas. Todo el mecanismo de regulación está bañado en aceite a una cierta presión, (en las Bulbo del orden de 2 a 3 atm), proporcionando la lubricación necesaria a todos los cojinetes y conexiones, y no permitiendo la entrada del agua en el interior del cubo.

El vástago T es accionado por un servomotor S que gira solidario con el árbol; por encima de éste va situado un depósito fijo R, en el que las cámaras C1 y C2 están comunicadas con una válvula de regulación de aceite D de una entrada y dos salidas.

En el interior del árbol A existen dos tubos concéntricos T₁ y T₂ por los que pasa el aceite a presión; el conducto entre el árbol y T₁ pone en comunicación la cámara C1 con la parte inferior del servomotor a través del agujero t₁ practicado en el pistón P que actúa directamente sobre el vástago T de regulación.

Como se trata de piezas giratorias, hay que procurar en g₂, g₃ y g₄ evitar pérdidas o fugas de aceite entre las diversas cámaras que están a presiones diferentes; asimismo, como el conjunto formado por el pistón P el vástago T y los tubos T₁ y T₂ situados en el interior del árbol A tienen que ir también engrasados, hay que disponer una junta de estancamiento en g₁ de forma que se evite la comunicación desde la parte interior del cubo de la rueda hacia la parte inferior del pistón P del servomotor, que está a presión variable.

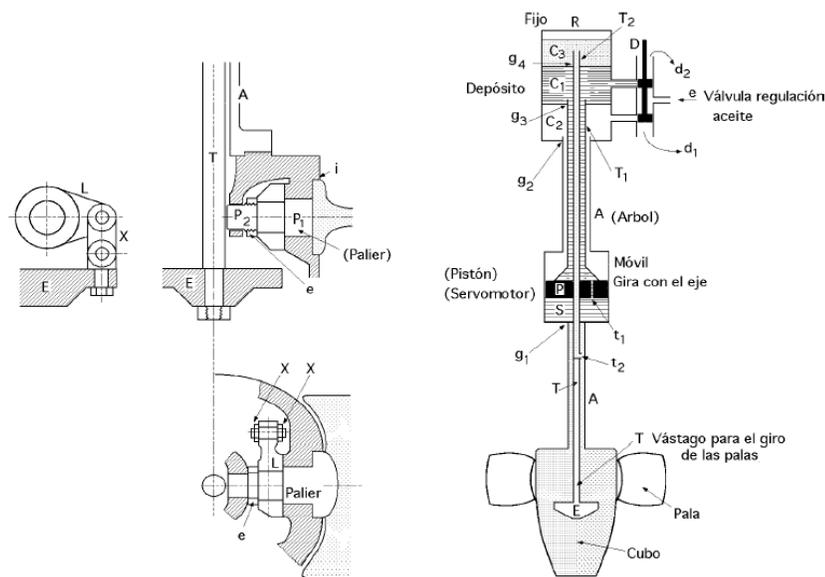


Figura 8.21 Mecanismo de regulación de palas de una turbina Kaplan

Según sea la posición del distribuidor de aceite D se puede colocar una de las caras del pistón P en comunicación con la llegada de aceite a la presión de la tubería de entrada e, mientras que el otro lado del pistón P está a la presión de descarga.

El interior del tubo T_2 pone en comunicación la parte superior del depósito R (cámara C3), con el interior del cubo de la rueda, por medio de un agujero t_2 practicado en la cruceta de mando T de orientación de las palas. Esta cámara C3, que está a la presión atmosférica, contiene aceite a un cierto nivel y juega el papel de depósito de expansión del aceite contenido en el cubo, siendo este volumen de aceite función de la posición de las palas.

Esta cámara se debe situar en un nivel tal que la presión estática que asegura la presencia de aceite en el cubo, sea suficiente para evitar la entrada del agua en el interior del cubo.

El servomotor S puede estar colocado en una posición cualquiera del árbol, como en la parte superior, o por encima del alternador, o bien entre el alternador y la turbina, o por debajo del mecanismo de orientación de las palas cuando el espacio lo permita, como en la figura 8.22.

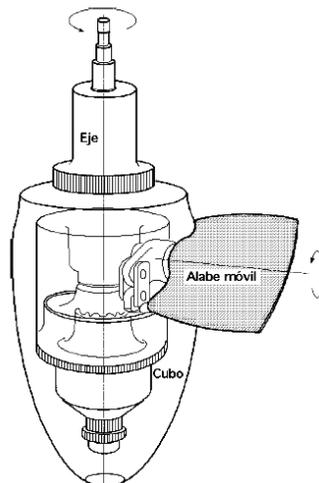


Figura 8.22 Disposición del cubo y la pala Kaplan

8.4 TURBINA DE BULBO

Los grupos Bulbo, como parte fundamental de las centrales mareomotrices, no son más que un tipo especial de turbina hélice, capaces de aprovechar saltos de pequeño desnivel, pero de gran caudal. Estos grupos fueron concebidos en un principio para ser utilizados en cuencas fluviales de grandes caudales; posteriormente han sido empleados también por las centrales mareomotrices, que como sabemos se caracterizan, por pequeñas alturas y grandes caudales.

8.4.1 Desarrollo de la turbinas de bulbo.

El nacimiento oficial de estos grupos Bulbo, tiene lugar el 27 de diciembre de 1933, adquiriendo el derecho de los mismos Arno Fisher, que en 1936 inaugura los dos primeros grupos de Röstin, Figura 8.23, sobre el río Persante; la potencia de esta primera central era de 168 kW.

La ventaja de estos grupos, en los que el agua desliza axialmente, es muy superior a los tradicionales de eje vertical.

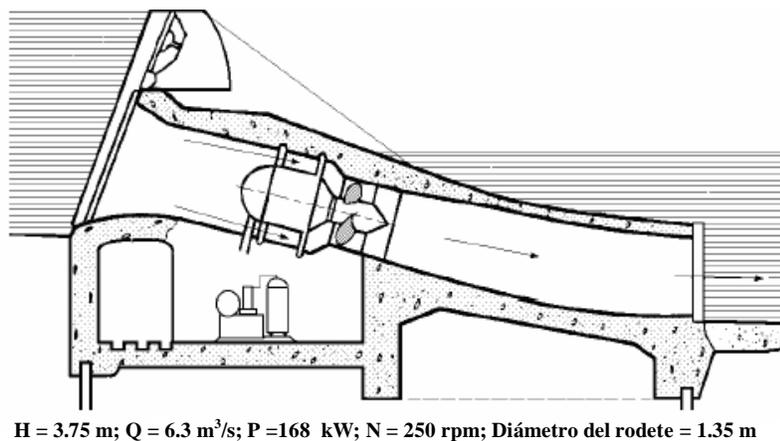


Figura 8.23 Grupo Bulbo de Röstin 1936

En primer lugar, se produce una mejor distribución de velocidades del agua sobre las palas, lo que permite disminuir el diámetro de las mismas, para una misma potencia en comparación con las de eje vertical; se ha comprobado que para una caída y consumo dados se obtiene la misma potencia, por ejemplo, con una rueda de 6.10 m de diámetro en deslizamiento axial, a una velocidad de 87 rpm, que con una rueda Kaplan de 7 m girando a 71 rpm.

Otra ventaja la constituye la disminución de las pérdidas de carga, tanto a la entrada como a la salida de la turbina lo que implica una mejora del rendimiento, presentando al tiempo mejores condiciones a la cavitación, lo que origina una disminución del costo de la obra civil.

8.4.2 Posición del alternador.

En principio, los constructores se encontraron con tres alternativas para la instalación del alternador, que podía ir colocado en el exterior del Bulbo, en su periferia o en su interior.

Grupos Bulbo con el alternador en el exterior. La idea data de la construcción de la primera presa de Asuán en 1927, pero nunca se han conseguido grandes resultados a causa de la aparición de vibraciones.

Grupos Bulbo con el alternador en la periferia. La idea proviene del ingeniero americano, Leroy Harza, figura 8.24, y data de 1921; las palas hélice juegan el papel de brazos del rotor lo cual hace que cuando éstas se construyen orientables, los problemas mecánicos son insalvables. Los polos magnéticos inductores del alternador se encuentran unidos solidariamente a la periferia del rodete de la turbina y giran con él, turbinas Straflo.

Grupos Bulbo con el alternador en el interior. Estos Bulbos son básicamente los que se emplean actualmente y datan de 1933, y aunque a priori fueron mal aceptados en su inicio, acabaron imponiéndose.

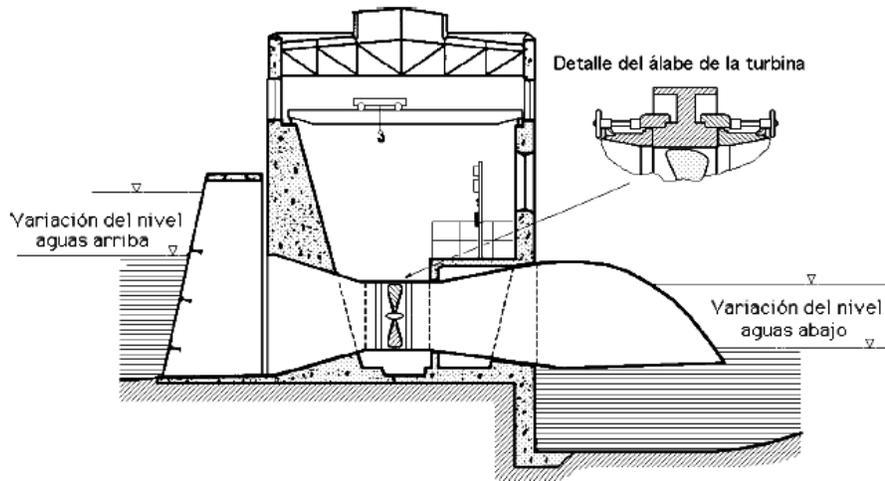


Figura 8.24 Grupo con alternador periférico (Harza)

Al finalizar la 2ª Guerra Mundial, Francia se interesa por la adopción de grupos reversibles maremotrices y grupos para pequeños saltos.

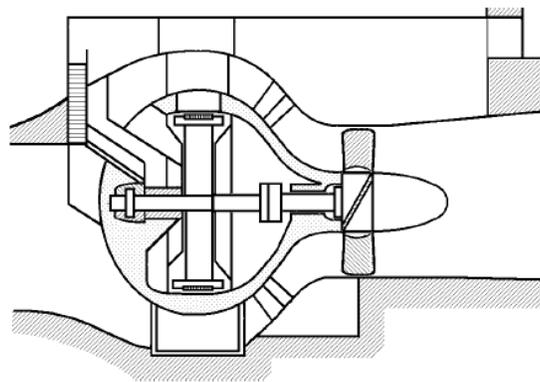
El empleo de los grupos Bulbo en las centrales maremotrices se debe fundamentalmente a las condiciones de doble sentido tanto de funcionamiento, como a la necesidad de emplear los propios grupos Bulbo en funciones de bombeo para provocar el llenado del embalse, figura 8.24. Este tipo de funcionamiento originó problemas en los sistemas eléctricos que implicaron una disminución del tamaño del alternador, y en el sistema de refrigeración por aceite a presión, para evacuar el calor y evitar las entradas de agua en el recinto sumergido del alternador, lo que indujo a construir un grupo único (turbina-alternador) siendo en este momento cuando nacen los auténticos grupos Bulbo de aplicación exclusiva en las centrales maremotrices, que tienen como características principales:

- a) Paso del agua axialmente.
- b) Funcionamiento en los dos sentidos y posibilidad de actuar como bomba para el llenado del embalse.

Entre otros tipos de grupos Bulbos hay que señalar aquellos que por su concepción están dedicados a aprovechar saltos pequeños con caudales relativamente pequeños; entre estos

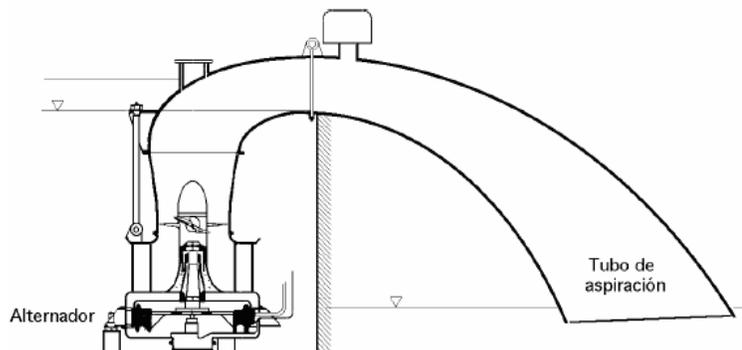
son de destacar los grupos en sifón, figura 8.26 que se emplean para saltos de 1,5m a 3m con caudales del orden de $15 \text{ m}^3/\text{s}$, siendo sus potencias del orden de 50 a 300 kW.

La búsqueda de turbomáquinas que funcionen como turbina y como bomba, en ambos sentidos, con conductos hidráulicos de formas simples y por lo tanto económicos, tendentes a mejorar la rentabilidad de las microcentrales y las centrales maremotrices, condujo a la puesta a punto de los grupos Bulbo; para ello se han utilizado máquinas axiales, que requieren conductos hidráulicos de formas simples y dimensiones reducidas, y que permiten un aumento de la potencia específica, y una reducción del costo de la obra civil.



Diámetro del rodete = 8 m ; diámetro del Bulbo = 12 m

Figura 8.25 El primer proyecto de bulbo para el Rance (1943)



$H = 2.6 \text{ m}$; $P = 95 \text{ kW}$; $Q = 6 \text{ m}^3/\text{s}$; $N = 214 \text{ rpm}$

Figura 8.26 Sistema Bulbo con sifón-aspirador a la salida

8.4.3 Aspecto hidráulico de los grupos Bulbo.

Lo que se trata de conseguir con los grupos Bulbo es aumentar la potencia específica, mediante un aumento de la velocidad específica n_s . Los ensayos sobre la distribución de velocidades, muestran que las pérdidas de carga más importantes se producen a la entrada y a la salida, cuando las potencias específicas son elevadas.

Los conductos hidráulicos de los grupos Bulbo son menos complicadas que los de las turbinas Kaplan, y llegan a tener pérdidas relativamente poco importantes, por lo que se pueden conseguir con los grupos Bulbo mayores potencias específicas, para un salto hidráulico dado.

En la figura 8.27 se comparan un grupo convencional Kaplan proyectado en principio para el Rance, con el tipo Bulbo definitivamente adoptado.

Mientras la turbina Kaplan, con 9 MW, necesitaba una longitud de dique de 20.5 metros, la turbina Bulbo, con 1 MW más, ocupaba sólo 13.3 m, pudiéndose apreciar en la citada figura que las obras requeridas para este último son también más sencillas.

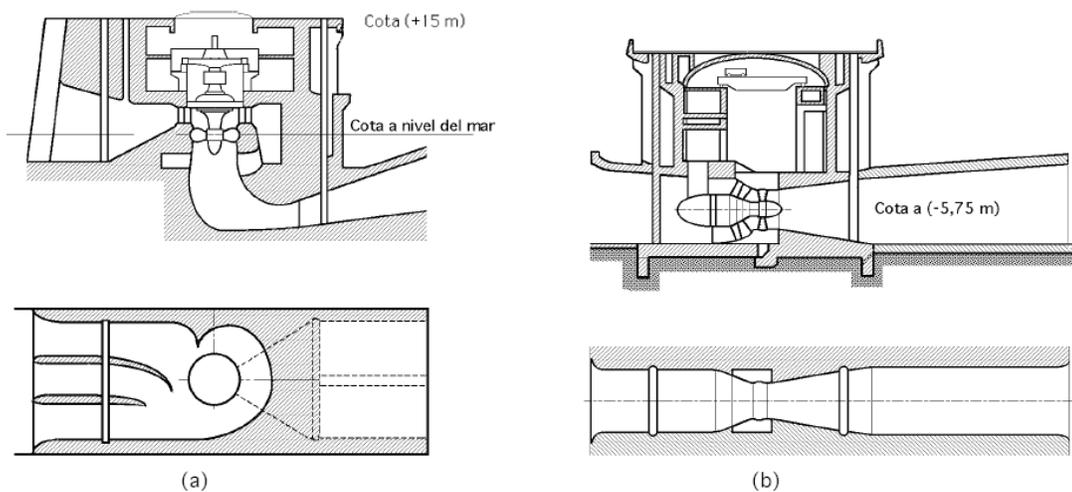


Figura 8.27 Conductos hidráulicos requeridos por una turbina Kaplan y un grupo Bulbo

Para rendimientos iguales, los grupos Bulbo tienen un diámetro de rueda inferior al de las turbinas Kaplan de la misma potencia; para caídas más pequeñas que el salto de diseño, las potencias generadas por la turbina axial (grupos Bulbo) son superiores a las desarrolladas por las turbinas Kaplan.

8.4.4 El tubo de aspiración.

La energía cinética a la salida de la rueda alcanza un valor próximo a la energía total del salto, lo que muestra la importancia del tubo de aspiración en las máquinas con grandes potencias específicas.

Un deslizamiento axial uniforme a la salida de la rueda es difícil de obtener, incluso para un sólo sentido de funcionamiento; se obtendría un excelente rendimiento si se tomase la precaución de escoger un adecuado ángulo en el codo del tubo de aspiración.

Sin embargo, para éste ángulo ideal la longitud del tubo de aspiración tendería a aumentar y llegaría a alcanzar valores económicamente inaceptables, por lo que la ingeniería hidráulica se vería obligada a elegir una sección de salida igual a casi cuatro veces la sección de la rueda, lo que implicaría el riesgo de desprendimiento de la capa límite, con la consiguiente erosión del conducto.

La elección de un momento cinético residual y de una ley de reparto de velocidades tangenciales a lo largo de la sección, es difícil, pues las pérdidas en el tubo de aspiración no provienen únicamente del desprendimiento de la capa límite, sino también de corrientes de retorno en la parte central. Cuando el momento cinético a la entrada del aspirador llega a ser demasiado grande, las pérdidas por estas corrientes de retorno, crecen también muy rápidamente.

Las pérdidas en el aspirador troncocónico provienen casi únicamente de los desprendimientos de la capa límite, de las turbulencias, y de los grandes remolinos que originan tales desprendimientos.

La recuperación parcial de esta energía creada en el aspirador se efectúa en mejores condiciones para los grupos Bulbo que para los Kaplan, pues el campo de velocidades a la salida del aspirador es más homogéneo para las Bulbo que para éstas.

8.4.5 Conductos.

Las pérdidas de carga en los conductos de los grupos Bulbo y Kaplan, son comparables; sin embargo, las dimensiones de los conductos aguas arriba del distribuidor del grupo Bulbo son más pequeños que los de la Kaplan. Una limitación de las dimensiones de los conductos aguas arriba, permite disminuir la longitud de la central y alojar el conjunto del grupo entre paredes planas, verticales, y paralelas, obteniéndose así una mejora en la potencia para una longitud de central dada.

Estas disposiciones de conjunto exigen también que el diámetro del Bulbo y, por lo tanto, el del estator del alternador sea inferior al diámetro del rodete, por lo que el futuro desarrollo de estas máquinas se encuentra condicionado por la posibilidad de construir alternadores de diámetro reducido, que sería muy importante para los grupos maremotores que funcionan en los dos sentidos.

El crecimiento de las potencias específicas, conduce a grupos con diámetro de rodetes de 7.5 a 8 metros.

El aumento de la relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda conduce a modificar el trazado hidráulico de la entrada aguas arriba y del distribuidor. Para no alargar demasiado el grupo, es preciso disminuir el ángulo en el vértice del distribuidor cónico, lo que implica un aumento de la curvatura de deslizamiento a la entrada del distribuidor.

Se pueden concebir grupos de potencia específica elevada con una relación entre el diámetro del alternador y el de la rueda del orden de 1.2 a 1.3 adoptando un ángulo medio en el vértice del distribuidor del orden de 40° a 50° pero esto implica problemas en la alimentación de la rueda.

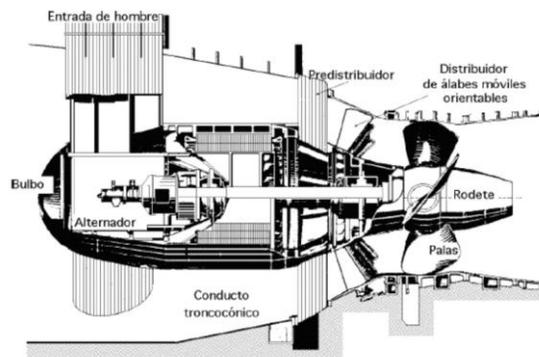
8.4.6 Cavitación.

Los grupos Bulbo entran en la categoría de turbinas alimentadas por saltos fuertemente variables por lo que las condiciones que provocan la cavitación se tienen que analizar en profundidad, así como el diseño de las zonas que son propensas a su formación y desarrollo con la reducción de la tensión, estabilidad de los deslizamientos, vibraciones, etc; por razones económicas no se puede adoptar un diseño que cumpla con todas estas premisas y garantice la máquina contra toda efecto de cavitación. Las observaciones sobre la aparición y desarrollo de la cavitación constituyen un conjunto de datos, sin los cuales no se podría realizar el trazado de las palas; pero sobre todo sirven para definir en las diferentes zonas de funcionamiento los márgenes que se pueden adoptar.

8.4.7 Parámetros característicos.

Entre los parámetros característicos de los equipos empleados en una central maremotriz, destacan los siguientes:

- La elección del diámetro del rodete que fija la escala de la obra civil de la instalación, siendo una necesidad económica la tendencia a los grandes diámetros.
- Las alturas nominales tienden a ser iguales a la altura mínima necesaria para obtener la potencia nominal; estas alturas nominales son lo bastante bajas como para satisfacer bien las pequeñas mareas, pero suficientes, para no rebajar las grandes.



$H=11.30 \text{ m}$; $Q = 89 \text{ m}^3/\text{seg}$; $P = 8.5 \text{ MW}$; $N = 150 \text{ rpm}$; Diámetro del rodete, $d = 3.80 \text{ m}$

Figura 8.28 Grupo bulbo de Beaumont-Monteux

Estos dos parámetros condicionan la velocidad de rotación del grupo y por lo tanto las dimensiones del alternador.

Como los lugares apropiados para una instalación de este tipo están caracterizados por unos saltos variables entre cero y un máximo de 13 a 14 metros, los funcionamientos a baja altura de carga influyen fuertemente sobre la productividad de las instalaciones maremotrices; las disposiciones posibles que intentan paliar esta influencia son:

- a) La utilización de un multiplicador de velocidad colocado entre el rodete y el alternador, que permite a éste no sólo girar más deprisa, sino también reducir su diámetro y, por tanto, también el tamaño del Bulbo que condiciona en general, al grupo. Además su empleo permitiría la utilización de un alternador más clásico, de mayor rendimiento y de un precio más bajo, rentabilizando las instalaciones de baja altura, que son las de mayor interés para las centrales maremotrices.
- b) El funcionamiento de los grupos a velocidad variable utilizando unos convertidores estáticos de frecuencia a potencia total o a potencia nominal, que permitan el desembague automático del alternador cuando la velocidad pase de un umbral prefijado, lo que limitará la velocidad de embalamiento del alternador.

8.5 SELECCIÓN, INSTALACION, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

8.5.1 Selección de la turbina hidráulica

Uno de los principales criterios que se deben manejar a la hora de seleccionar el tipo de turbina a utilizar en una central, es la velocidad específica (n_s) cuyo valor exacto se obtiene a partir de la siguiente ecuación 8.29.

$$n_s = \frac{N}{H_n} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H_n}}} \quad 8.29$$

y que es equivalente a la ecuación 2.46 es decir:

$$n_s = \frac{N}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad 8.30$$

Donde N son revoluciones por minuto, P es la potencia del eje o potencia al freno y H es la altura neta o altura del salto. Estos son los valores para el rendimiento máximo. La velocidad específica n_s es el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que se trata de buscar y que entrega una potencia de un caballo, al ser instalada en un salto de altura unitaria. Esta velocidad específica, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas. Los valores de esta velocidad específica para los actuales tipos de turbinas que hoy en día se construyen con mayor frecuencia (Pelton, Francis, Hélices y Kaplan) figuran en el siguiente cuadro:

Tabla 8.3 valores de velocidad específica para diferentes turbinas

Velocidad específica n_s (s. ingles)	Tipo de turbina
De 5 a 30	Pelton con un inyector
De 30 a 50	Pelton con varios inyectores
De 50 a 100	Francis lenta
De 100 a 200	Francis normal
De 200 a 300	Francis rápida
De 300 a 500	Francis doble gemela o Express
Más de 500	Kaplan o hélice

Tal como se mencionó anteriormente n_s sirve para clasificar las turbinas según su tipo. De hecho, n_s se podría denominar más bien característica, tipo o algún nombre similar, puesto que indica el tipo de turbina.

Al analizar la ecuación 8.29 se comprueba que a grandes alturas, para una velocidad y una potencia de salida dadas, se requiere una máquina de velocidad específica baja como una rueda de impulso. En cambio, una turbina de flujo axial con una alta n_s , es la indicada para pequeñas alturas. Sin embargo, una turbina de impulso puede ser adecuada para una

instalación de poca altura si el caudal (o la potencia requerida) es pequeño, pero, a menudo, en estas condiciones el tamaño necesario de la rueda de impulso llega a ser exagerado.

Además, de esta ecuación se observa que la velocidad específica de una turbina depende del número de revoluciones por minuto; cantidad que tiene un límite, y además debe tenerse en cuenta que para cada altura o salto existe un cierto número de revoluciones con el que el rendimiento es máximo. Hasta el momento, las ruedas de impulso se han utilizado para alturas tan bajas como 50 pies cuando la capacidad es pequeña, pero es más frecuente que se utilicen para alturas mayores de 500 o 1000 pies, pues normalmente operan con una economía máxima si la carga es mayor que 900 pies. La altura límite para turbinas Francis es cercana a 1500 pies debido a la posibilidad de cavitación y a la dificultad para construir revestimientos con el fin de soportar altas presiones; pero por lo general, suelen alcanzarse cargas de 900 pies con este tipo de turbinas. Para cargas de menos de 100 pies suelen usarse turbinas de hélice. La figura 8.29 ilustra los intervalos de aplicación de diversas turbinas hidráulicas.

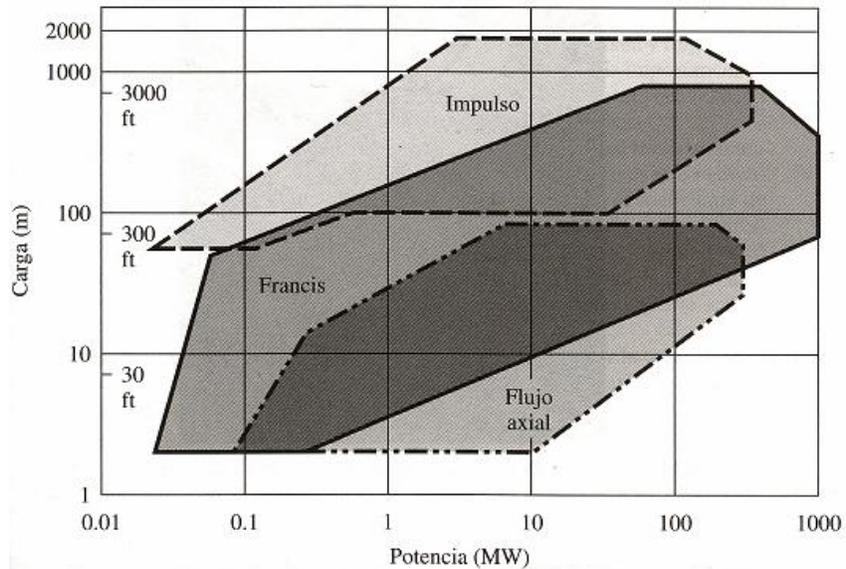


Figura 8.29 Intervalos de aplicación de turbinas hidráulicas

Es importante tener presente que las ruedas de impulso tienen velocidades específicas bajas; mientras que las turbinas Francis tienen valores medios de n_s , y las de hélice valores altos.

Se pueden establecer como criterios de elección de la turbina hidráulica las siguientes características deseables:

- Rendimiento estable: que varíe en una mínima cantidad con los cambios de caudal. se puede asociar con el hecho de que la curva de rendimiento sea lo más plana posible.
- Rango de operación: si se tiene un amplio campo de caudales y alturas a elegir será más sencillo encontrar un lugar apropiado para su instalación. Es decir, es importante que se puedan diseñar saltos de altura considerable y caudal pequeño, a la par que el caso contrario, de saltos pequeños con un caudal mayor, o bien poder optar por una situación intermedia. Con ello, una vez estimada la potencia demandada por los beneficiarios, se tendrá más libertad en la decisión final de los parámetros del aprovechamiento: Q y H.
- Robustez: se trata de que el equipo sea poco sensible al paso de arena, hierbas y otros posibles objetos, debido a que por la necesidad de diseñar una instalación sencilla no existirán equipos que limpien el caudal de forma exhaustiva. Así mismo no se instalarán sistemas automáticos de limpieza de rejillas.
- Velocidad de embalamiento: es interesante que la velocidad que sufre el grupo al desconectar la carga sea lo menor posible con el fin de que las posibilidades de dañar el equipo disminuyan.

Sin embargo la elección final de la turbina es por lo general el resultado de un proceso iterativo, que balancee la producción anual de energía, el costo de adquisición y mantenimiento, y su fiabilidad.

8.5.2 Operación de las turbinas.

Entre los equipos más complejos y costosos que se utilizan en la generación de energía se encuentran las turbomáquinas, particularmente las turbinas. Su operación debe vigilarse de manera continua tanto para detectar fallas potenciales o incipientes como para programar su mantenimiento, a fin de aumentar su confiabilidad, disponibilidad y vida útil. También

resulta crucial que las tareas de mantenimiento de este tipo de equipos se efectúen con rapidez para reanudar lo antes posibles la generación de energía.

La operación y control de una turbina se realiza por medio de un control electrónico que se divide en las siguientes partes: abastecimiento de energía (protecciones de sobrecarga y distribución), controles y señales de supervisión de la bomba de aceite, botones de modo operacional, controles de apagado de emergencia, válvulas de seguridad, controles manuales, conexiones de seguridad, válvulas principales, así como para freno de emergencia y apagado del generador.

Desde el panel se realiza toda la operación comenzando por el control de las bombas de aceite indispensables para el correcto funcionamiento de la turbina, está siempre debe estar encendida así como la bomba de aceite auxiliar mientras el modo operacional se encuentre en supervisión remota, en este caso la bomba auxiliar se encuentra conectada a un medidor de presión de respuesta. El modo operacional en que se encuentre todo el sistema se puede determinar al seleccionar mediante un interruptor una de las tres posiciones: manual, local o supervisión remota.

Cuando se encuentra en manual se pueden operar desde el cubículo de control de la turbina los siguientes interruptores: control de bombas de aceite I y II, válvulas de paso, válvula esférica, boquillas de frenado y generador. En modo operacional local todos los circuitos mencionados reciben las órdenes de un ordenador; mientras que en modo remoto los comandos solo se aceptan desde una terminal remota.

El sistema al detectar cualquier anomalía puede causar un apagado de emergencia ya sea total o parcial, las condiciones son: nivel bajo de aceite en cualquier bomba, velocidad alta en la turbina, fallas en los controles electrónicos o falta de energía en el sistema de medición de velocidad. En estos casos se dan ordenes automáticas que cierran las válvulas de paso, la esférica, la de cierre hidráulico y los cierres de emergencia, resetea la velocidad y los limitantes de aperturas; también es posible realizar un apagado rápido mediante un botón manual que imparte similares órdenes.

Antes de reiniciar la operación de la turbina después de un apagado de emergencia la válvula de emergencia se debe resetear. Así mismo para abrir la válvula de paso el sello aguas arriba en la esférica no debe tener presión y el procedimiento de emergencia debe ser cancelado. Las condiciones para abrir la válvula esférica las agujas deben estar cerradas, las presiones tienen que ser iguales y la orden de cerrado cancelada. En caso de que una de las condiciones falla las válvulas se volverán a cerrar.

Para prevenir una mala operación el freno hidráulico se encuentra bloqueado por varios circuitos de seguridad hasta que varias condiciones se cumplen y las señales indican "OK" para continuar.

La operación normal de la turbina se realiza siguiendo paso a paso las secuencias de operación de la máquina según lo indica el fabricante.

8.5.3 Mantenimiento de la turbina.

Trabajos de lubricación

Las partes móviles de una turbina son muchas y por eso algunas necesitan lubricación. El engrase puede ser mensual o trimestral dependiendo del elemento que se trate y de las correspondientes recomendaciones que se proporcionen al respecto.

Controles funcionales

Mensualmente deben controlarse el funcionamiento de los sistemas de seguridad, como interruptores límites, presostatos, medición de velocidad, etc. Trimestralmente se debe controlar el funcionamiento de los empaques por medio del caudal de aceite y de agua de fuga. Anualmente debe controlarse el funcionamiento y el hermetismo de todas las válvulas y grifos.

Trabajo de mantenimiento resultante del servicio

La manutención de los filtros de aceite y de agua debe hacerse de acuerdo a las instrucciones del fabricante, la frecuencia de estos trabajos de mantenimiento se rige de acuerdo al grado de ensuciamiento de cada componente.

Controles periódicos en el rodete

Desde el momento de la puesta en servicio de un rodete debe controlarse a fisuras y desgastes en los periodos indicados a continuación:

24 horas de servicio	Control visual
450 horas de servicio	Control visual
900 horas de servicio	Control a posibles fisuras superficiales
1800 horas de servicio	Control visual
4000 horas de servicio	Control a fisuras superficiales en todo el rodete

Estos intervalos de tiempo se repiten para rodetes en los que fueron efectuados soldaduras de reparación.

Revisiones

Cada 8000 horas de servicio hay que someter la turbina a una revisión completa. Para ello es necesario realizar los siguientes trabajos:

- Control del rodete a fisuras y superficies desgastadas. Si se encuentran fisuras no se debe continuar usando el rodete. Montar un rodete de reserva y reparar el rodete defectuoso según instrucciones para soldaduras de reparación.
- Para las turbinas Pelton, controlar a desgaste las puntas de aguja, asientos y cuchillas de deflector de las toberas. Si se encuentran fallas cambiar la pieza con una de repuesto.
- Controlar el llenado y el estado del aceite, de ser necesario cambiarlo o filtrarlo. Antes de poner aceite nuevo es necesario filtrarlo.
- Controlar a asiento firme uniones de tornillos, pernos y seguros en toda la turbina.
- Controlar si el pintado tiene fallas y/o corrosión en la superficie en contacto con agua en especial la superficie de la tubería anular y del foso de la

turbina. Partes falladas hay que desoxidar y proteger con pintura de acuerdo a las instrucciones de conservación.

- Durante la revisión es necesario realizar todos los trabajos descritos anteriormente.
-

Instrucciones para soldadura de reparación en el rodete

1. Observación previa

Los fabricantes y proveedores de fundiciones toman las medidas convenientes de prueba y de control durante la fundición y mecanización de un rodete, de manera que se entregan con forma y propiedades superficiales óptimas. No obstante que se descubra un defecto en la fundición durante el servicio de la pieza, fin de evitar averías más grandes es imprescindible atenerse al programa de revisión y control. Para la subsanación de los defectos comprobados debe procederse conforme a las siguientes instrucciones de reparación.

2. División en zonas

Cada pieza posee secciones críticas sometidas a grandes esfuerzos así como zonas menos solicitadas. En estas últimas las magnitudes admisibles válidas para defectos comprobados, así como las condiciones que se deben cumplir en las reparaciones necesarias, pueden ser adaptadas a la sollicitación menor. Motivos para ello son, en lo esencial, solamente económicos.

3. Controles

Los controles a realizar se pueden llevar a cabo visualmente, por líquidos penetrantes o magnéticos. En el primer caso el control consta de una revisión lo más completa posible de todo el rodete, incluyendo los lados posteriores del cangilón y las superficies del cubo. El control mediante líquidos penetrantes revela fisuras o poros mediante marcas de color en la superficie. Utilizando un aparato magnetizante y una

suspensión fluida de polvo (negra o fluorescente) se revelan las marcas lineares superiores a 2 mm de longitud.

4. Límites de tolerancia

a) Marcas lineares de 2 mm de longitud

Marcas redondeadas de 6 mm de diámetro

Efectos mates de cavitación hasta una rugosidad considerable.

b) Marcas lineares de 3mm de longitud

Marcas redondeadas de 10 mm de diámetro

c) Marcas lineares de 5 mm de longitud

Marcas redondeadas de 10 mm de diámetro

Efectos de cavitación hasta rugosidad considerable.

5. Subsanación de defectos

Todos los defectos que sobrepasen los límites mencionados arriba deben ser rectificadas. Defectos pequeños en la zona de flujo pueden ser rectificadas plenamente para así evitar tener que soldar. Lugares mates se deben pulir, en estos hay que tener especial atención que no se formen ondulaciones.

6. Soldado

Preparación del lugar a soldar

- Limpieza: todos los lugares a soldar, incluyendo los alrededores deben estar libres de óxidos, corrosión, aceite y agua.
- Definición del tamaño: pequeña, mediana o grande
- Procedimiento de soldado:

Con cantidades mayores de material de soldadura, soldadura manual eléctrica con alambre de soldar del mismo género con revestimiento calcio básico.

Con ligares a soldar pequeños, en especial la boca de cangilón de pared delgada, soldadura con tungsteno y gas inerte, con alambre de soldar del mismo género.

- Calificación del soldador: cada soldador tiene que comprobar su capacidad para soldar, en una soldadura de ensayo.
- Precalentamiento: la zona a precalentar tiene que extenderse por lo menos sobre el ancho del cangilón, para que se pueda dilatar y luego contraerse, a una distancia lateral de 300 mm como mínimo. Temperatura máxima 350°C.
- Capa de cubrición: terminado el soldado hasta llenar la costura totalmente, se rebaja el material sobrante dejando solo 1 mm. Luego se aplica una capa de cubrición (una capa de bonificación sin tocar el material base circundante 2 – 3 mm de distancia), rebajándola nuevamente.
- Enfriamiento: debe ser controlado con cubierta de protección hasta por debajo de 80°C.
- Limpieza: rectificar el área soldada a ras con la superficie circundante.
- Controlar
- Martillado: para la generación de una pretensión por compresión en la superficie, la soldadura que no fue sometida aun tratamiento térmico, han de ser martillados cuidadosamente y uniformemente.
- Tratamiento térmico posterior: consta de un recocido a 600°C durante 30 minutos por capa de 25 mm de espesor con un enfriamiento controlado posterior.

Repuestos. Es prudente contar con un mínimo de repuestos básicos para atender las fallas que se puedan presentar y parar el menor tiempo posible la generación de energía. Así como tener a la mano un listado con todos los repuestos posibles, con sus especificaciones exactas y observaciones para poder hacer los pedidos correctos sin cometer errores.

Si se decide mantener repuestos almacenados se debe hacer de tal manera que no se deterioren y evitar accidentes. En caso de almacenar servomotores cuidar que no haya fugas de aceite que produzcan daños al medio. Para el almacenamiento de disolventes y

detergentes se deben cumplir las reglas al respecto, en lugares frescos, secos, libres de polvo y con ventilación moderada. Verificar que los empaques cumplan su función después de tres meses de almacenados.

Los almacenes no deben contener instalaciones que produzcan ozono, pues es especialmente dañoso, tampoco lámparas o motores eléctricos que puedan producir chispas. Disolventes, combustibles, lubricantes, productos químicos, ácidos, desinfectantes, etc., no deben guardarse en el mismo almacén.

También es importante tener a mano todas las herramientas indispensables para realizar las reparaciones necesarias. Que sean de buena calidad y cumplan con las necesidades de la planta de generación.

BIBLIOGRAFIA

ADOLPH, M., Turbomáquinas, Ed EAPSA, Madrid, 1971.

CHERKASSKI, V. M., Bombas, Ventiladores y Compresores, Ed. Mir, Moscú, 1986.

CHURCH, A. H., Bombas y máquinas soplantes centrifugas, Edición Revolucionaria, La Habana, 1966.

FOX, R.W. y McDONALD, A.T., Introducción a la Mecánica de Fluidos, Ed. McGraw-Hill, México, 1995.

GILES, R.V., EVETT, J.V. y LIU, C., Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, Ed. Mc Graw-Hill, España, 1994.

GOLDEN, F.M., BATRES, V. L. y TERRONES, M.G., Termofluidos, turbomáquinas y maquinas térmicas, Ed. C.E.C.S.A., México, 1989.

HICKS, G. T., Bombas, su selección y aplicación, 6ª impresión, Ed. C.E.C.S.A., México 1970.

JANNA, W.S., Introduction to Fluids Mechanics, Brooks/Cole Engineering Division, Monterey California USA, 1983.

KARASSIK, I. J., y CARTER R., Bombas Centrifugas, CECSA, México, 1987.

KENNETH, J. Mechanical Engineers Handbook, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1957.

KSB MANUAL TECNICO, Motobombas sumergibles para pozo profundo, 6",8",10",12".

McNAUGHTON, K.J., Bombas: Selección uso y mantenimiento, McGraw-Hill, México, 1994.

KING, H.W. y BRATER, E.F., Handbook of Hydraulics, 7a. Ed., McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1996.

KOVATS, A., Design and Performance of Centrifugal and Axial flow Pumps and Compressors, Pergamon Press, Oxford.

LAZARHIEWIEZ, S., Impellers Pumps, Ed. Pergamon, Londres, 1965.

MATAIX CLAUDIO, Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, Harla, México, 1990.

MOTT, R. L., Mecánica de Fluidos Aplicada, 4ª edición, Ed. Prentice Hall, México, 1996.

MUNSON, B. R., YOUNG D. F. y OKIISHI T. H., Fundamentos de

Mecánica de Fluidos 2a ed., Limusa, México, 2002.

MEJIA, J. I., Instalación de Bombas, CECSA, México, 1987.

PFLEIDERER, K., Bombas centrifugas y Turbocompresores, Ed. Labor, S. A., España, 1960.

NORMA OFICIAL MEXICANA. Sistema General de Unidades de Medida- Sistema Internacional de Unidades, Secretaria de Patrimonio y Fomento Industrial, México, 1981.

POLO, E. M., Turbomáquinas Hidráulicas, Ed. LIMUSA, México, 1980.

POTTER, M. C. y WIGGERT D. C., Mecánica de Fluidos, Tercera edición, Thomson, México, 2004.

RAMOS, P. N., Bombas, Ventiladores y Compresores, Ed. ISPJAE, La Habana, 1995.

REYES, A.M., Curso de Maquinas Hidráulicas, Ed. UNAM, México, 1967.

SHAMES, I.H., Mecánica de Fluidos, Ed. Mc Graw-Hill, México, Colombia, 1995.

STEPANOFF, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2a ed., John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, 1957.

STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. y BEDFORD, K.W., Mecánica de Fluidos, 9ª Edición, Mc Graw Hill, Colombia, 1999.

VIEJO, Z. M., Bombas: Teoría y aplicaciones, Ed. Limusa, Mexico, 1990.

WORLD PUMPS, THE INTERNATIONAL MAGAZINE FOR PUMPS USERS, Number 469, October 2005.

WORLD PUMPS, THE INTERNATIONAL MAGAZINE FOR PUMP USERS, Number 472, January 2006.