

20
2 eje.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



**BOMBAS CENTRIFUGAS
FUNDAMENTOS Y SELECCION**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO CIVIL**

PRESENTA EL PASANTE

GUILLERMO MARTINEZ DE LA PARRA

MEXICO, D.F.

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

Señor
GUILLERMO MARTINEZ DE LA PARRA
Presente.

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-1-003/94

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor ING. HECTOR GARCIA GUTIERREZ, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

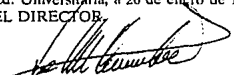
"BOMBAS CENTRIFUGAS, FUNDAMENTOS Y SELECCION"

- I. INTRODUCCION
- II. DEFINICIONES, CONCEPTOS Y ECUACIONES
- III. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS
- IV. FUNDAMENTOS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS
- V. FLUJO DENTRO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA
- VI. CURVAS GASTO-CARGA-EFICIENCIA
- VII. CURVA DEL SISTEMA
- VIII. SISTEMA DOMESTICO
- IX. VARIACION DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO CON LA VELOCIDAD DE ROTACION
- X. LEYES DE SIMILITUD
- XI. DIAMETRO APROXIMADO DEL IMPULSOR
- XII. CAVITACION
- XIII. CARGA DE SUCCION POSITIVA NETA (CSPN)
- XIV. RELACION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA CON LA FORMA DEL IMPULSOR Y LA EFICIENCIA
- XV. RECORTE DE IMPULSORES
- XVI. SELLOS MECANICOS VS. EMPAQUETADURAS
- XVII. PAR DE GIRO Y MOMENTO VOLANTE
- XVIII. SELECCION DE BOMBAS

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, a 26 de enero de 1994.
EL DIRECTOR


ING/JOSE MANUEL COVARRUBIAS SOLIS

JMCS/RCR*nl

**A MIS PADRES, MI ESPOSA,
MIS HERMANOS Y MIS HIJOS;
CON VENERACION**

INDICE

I. INTRODUCCION	1
II. DEFINICIONES, CONCEPTOS Y ECUACIONES.....	2
TEMAS DE HIDROSTATICA.....	5
TEOREMA DE BERNOULLI	7
Comentarios sobre la aplicación de la ecuación de Bernoulli.....	8
III. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS	14
IV. FUNDAMENTOS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.....	15
V. FLUJO DENTRO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA	21
VI. CURVA GASTO - CARGA	22
VII. CURVA DEL SISTEMA	24
VIII. SISTEMA DOMESTICO	30
IX. VARIACION DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO CON LA VELOCIDAD DE ROTACION	31
X. LEYES DE SIMILITUD	32
LEYES DE SIMILITUD CONSIDERANDO CONSTANTE LA VELOCIDAD DE ROTACION	36
XI. DIAMETRO APROXIMADO DEL IMPULSOR	38
XII. CAVITACION	39
XIII. CARGA DE SUCCION POSITIVA NETA (CSPN)	44
Variación de la CSPN con la velocidad de rotación	49
Altura de succión o de aspiración	50
Sumergencia	51
XIV. RELACION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA CON LA FORMA DEL IMPULSOR Y LA EFICIENCIA	54
XV. RECORTE DE IMPULSORES	59
XVI. SELLOS MECANICOS VS EMPAQUETADURAS	61
XVII. PAR DE GIRO Y MOMENTO VOLANTE	63
XVIII. SELECCION DE BOMBAS	67
CENTRIFUGAS.....	67
BOMBAS DE TURBINA REGENERATIVA.....	68
BOMBAS ROTATORIAS.....	68
BOMBAS RECIPROCANTES.....	69
TIPO DE BOMBA	69
BIBLIOGRAFIA.....	75

I. INTRODUCCION

Durante un largo período de tiempo, las bombas centrífugas se han desarrollado constantemente hasta llegar a ser un medio eficiente y confiable para mover líquidos y se pueden considerar como de una ayuda indispensable para el progreso de la humanidad.

Los sistemas de suministro de aguas, las plantas de producción de energía, líneas de conducción de líquidos, refinerías, plantas químicas, fábricas de papel, acueductos, sistemas de riego, barcos y muchas otras ramas de la industria, dependen de las bombas centrífugas para el manejo de los líquidos en sus procesos de operación.

Las bombas utilizadas en estos servicios, varían en su tipo y en los materiales de que están construidas. Pueden ser de un solo paso o de pasos múltiples y pueden ser construidas de fierro, de plástico o de aleaciones muy sofisticadas. En cualquier caso es asunto de simple economía el asegurarse de que se seleccionen dentro de la mas alta eficiencia de operación y contemplar un mínimo de erogaciones debidas a paros para mantenimiento y reparaciones.

Durante la vida profesional de los ingenieros civiles, es mas que frecuente encontrar casos en los que sea necesaria la utilización de bombas centrífugas.

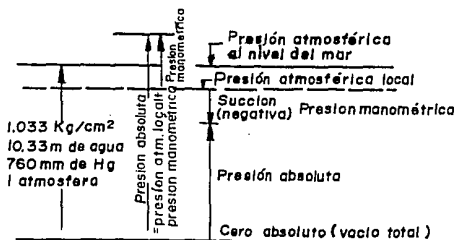
Esta recopilación de información, es el resultado de muchos años de estar en contacto con el diseño, fabricación, instalación, operación y mantenimiento de estos equipos y tiene la intención de dar a conocer de una manera clara y resumida los fundamentos y la información indispensable para el diseño y operación de sistemas en donde se utilicen bombas centrífugas y de esta manera facilitar al ingeniero la decisión de que tipo de equipo será el mas adecuado cuando se encuentre ante si, con un problema relacionado con bombas centrífugas.

II. DEFINICIONES, CONCEPTOS Y ECUACIONES

FLUIDO.- Un fluido es una sustancia que cuando se halla en equilibrio estático no puede resistir esfuerzos cortantes o tangenciales. Esto es lo que diferencia a los fluidos de los sólidos. En movimiento no obstante, los fluidos pueden resistir esfuerzos cortantes a causa de su viscosidad. El nombre de "fluido" comprende líquidos y gases.

LIQUIDO.- Un líquido es un fluido que si no llena completamente el líquido que lo contiene, formará en su parte superior una superficie libre horizontal.

PRESION ABSOLUTA Y MANOMETRICA.- Cuando se trata de una presión en un fluido, es importante señalar cual es la presión a la que se hace referencia. La presión puede considerarse como absoluta si es que se incluye a la presión barométrica, o manométrica si es que se lee directamente de un manómetro.



UNIDADES Y ESCALAS PARA LA MEDICION DE PRESIONES

PESO ESPECIFICO.- Es el peso del líquido por unidad de volumen en condiciones reales. Sus unidades son Peso/volumen. Se representará por la letra griega γ .

PESO ESPECIFICO RELATIVO.- Es el peso específico real del líquido dividido por el peso específico del agua limpia a 4°C. Es un número adimensional y numéricamente igual a la densidad relativa o gravedad específica. Se representará por la letra griega γ_r .

DENSIDAD ABSOLUTA (MASA ESPECIFICA).- Es la masa por unidad de volumen en condiciones reales. Se representará por la letra griega ρ .

DENSIDAD RELATIVA.- Es la densidad absoluta del líquido dividida por la densidad absoluta del agua limpia a 4°C. Es un número adimensional e igual al del peso específico relativo. A veces se usa como sinónimo el término "Gravedad específica". Se representará por la letra griega δ . Por lo tanto se tiene que (numéricamente)

$$\begin{aligned} \text{Densidad relativa} = \delta &= \frac{\text{Peso de la sustancia}}{\text{Peso de igual volumen de agua a } 4^{\circ}\text{C}} \\ &= \frac{\text{Peso específico de la sustancia}}{\text{Peso específico del agua a } 4^{\circ}\text{C}} \\ &= \frac{\text{Densidad de la sustancia}}{\text{Densidad del agua a } 4^{\circ}\text{C}} \end{aligned}$$

ENERGIA.- Es la capacidad para producir un trabajo, se puede medir en unidades de fuerza por longitud (la longitud debe estar medida en la misma dirección que la fuerza).

Por ejemplo, al levantar 1 kilogramo peso un metro de altura, se desarrolla un trabajo de un kilogramo por metro.

ENERGIA ESPECIFICA.- Se define como energía específica de un líquido a la energía mecánica (cinética o potencial) que tiene el líquido por cada unidad de peso. se puede medir en unidades de longitud. Esta corresponde también a la definición de carga.

Suponiendo que levantamos 1 kilogramo peso (1 kgf) de agua a una altura de un metro, la energía específica utilizada será:

$$\frac{1 \text{ kgf} \times 1 \text{ m}}{1 \text{ kgf}} = 1 \text{ metro}$$

Si se estuviera manejando 1 dm de mercurio con un peso de 13.6 kg., al levantarlo 1 metro, la energía específica utilizada será:

$$\frac{13.6 \text{ kgf} \times 1 \text{ m}}{13.6 \text{ kgf}} = 1 \text{ metro}$$

Vemos entonces que la energía específica utilizada será la misma para la misma distancia elevada, independientemente del peso específico o del volumen del líquido manejado.

CARGA DE PRESION.- Le denominamos "carga de presión en un punto" a la altura a la que un líquido incompresible y homogéneo subirá dentro de un tubo vertical abierto conectado a ese punto. El valor de esa longitud se obtiene dividiendo la presión manométrica en el punto entre el peso específico del líquido.

$$\text{Carga de presión } H = \frac{P}{\gamma}$$

Posteriormente veremos otros tipos de cargas que serán intercambiables con la carga de presión debido a que las cargas (en hidráulica) son en realidad la energía mecánica que posee el líquido por unidad de peso o sea su energía específica.

Relación entre presiones y cargas.

$$\begin{aligned}
 1 \text{ kgf/cm}^2 &= 10.00 \text{ m (32.81 pies) de columna de agua a } 4^{\circ}\text{C} \\
 &= 10.01 \text{ m (32.84 pies) de columna de agua a } 15^{\circ}\text{C} \\
 &= 10.04 \text{ m (32.95 pies) de columna de agua a } 30^{\circ}\text{C} \\
 &= \frac{10.00}{\delta} \text{ (en metros del líquido)}
 \end{aligned}$$

En donde δ es la densidad relativa.

En el sistema inglés:

$$\begin{aligned}
 1 \text{ kgf/cm}^2 &= \frac{32.81}{\delta} \text{ (en pies de líquido)} \\
 1 \text{ psi (libra/pulg.}^2\text{)} &= 0.704 \text{ m (2.308 pies) de columna de agua a } 4^{\circ}\text{C} \\
 &= \frac{0.704}{\delta} \text{ (en metros de líquido)} \\
 &= \frac{2.308}{\delta} \text{ (en pies de líquido)}
 \end{aligned}$$

Generalmente se aproxima el valor de 2.308 a 2.31. Dicha aproximación crece en exactitud si el agua se encuentra a 18°C (65°F)

PRESION DE VAPOR.- Es la presión que ejerce un líquido en su superficie libre a una temperatura determinada, sobre el área que la rodea y se debe a la acción molecular dentro del líquido. A cada líquido corresponde una presión definida cuando se encuentra a determinada temperatura.

PRESION DE VAPORIZACION.- Es aquella presión a la que vaporiza un líquido si se mantiene la temperatura del mismo.

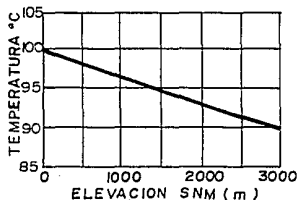
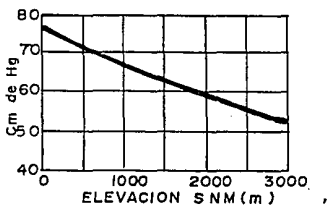
Para líquidos homogéneos, la presión de vaporización tiene un valor muy definido a determinada temperatura y se cuenta con tablas que dan la presión de vaporización de varios líquidos en una gran variedad de temperaturas.

En la industria de bombeo se acostumbra hablar indistintamente de presión de vapor o vaporización ya que ambas tienen el mismo valor numérico aunque correspondan a conceptos distintos puesto que una es la presión que produce el vapor y otra la que se le opone.

TEMPERATURA DE EBULLICION.- Al igual que la presión de vapor, es importante tomar en cuenta a la temperatura de ebullición. Es aquella temperatura que bajo ciertas condiciones de presión, el líquido hierve y se vaporiza.

Por ejemplo: La temperatura de ebullición del agua al nivel del mar donde existe una presión atmosférica de 1.03 kg/cm^2 es de 100°C , dicha temperatura disminuye conforme disminuye la presión barométrica, por ejemplo a la altura de la Ciudad de México (2240 MSNM) con una presión barométrica de 0.79 kg/cm^2 se tendrá una temperatura de ebullición de 92°C aproximadamente, por lo que el agua hierve más rápido.

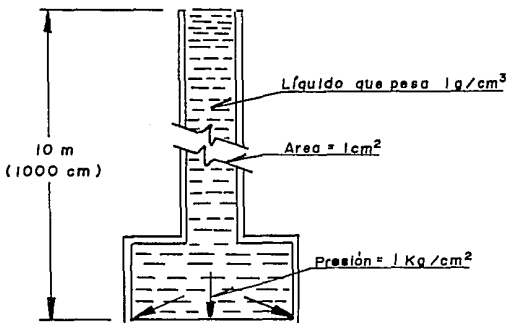
La siguiente figura ilustra de una manera gráfica lo anteriormente expuesto.



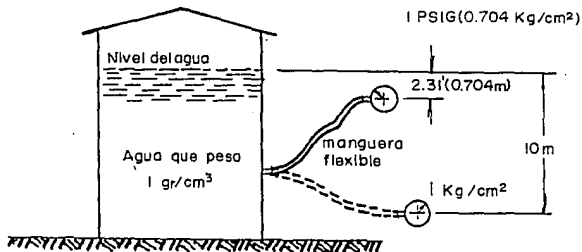
TEMAS DE HIDROSTATICA

Supongamos que tenemos una serie de cubos de 1 cm por lado que pesan 1 gramo cada uno. Uno de ellos colocado sobre una superficie, producirá una presión de 1 gr/cm^2 ; si ponemos otro encima del primero, la presión será de 2 gr/cm^2 y así sucesivamente hasta lograr una columna de 1000 cm o sea de 10 metros de altura lo que nos dará una presión de 1 kg/cm^2 .

Si la columna es de un líquido, la presión no solo será sobre la superficie horizontal, sino en todas direcciones. Si el peso específico del líquido fuera por ejemplo del doble o sea que cada cubo pesara 2 gr/cm^3 ($\gamma = 2 \text{ gr/cm}^3$), es obvio que la presión en el fondo de la columna también sería del doble. En general, se verifica que: $P = \text{presión} = \gamma h = \text{peso específico del líquido por la altura de la columna de líquido}$. (véase definición de carga de presión).

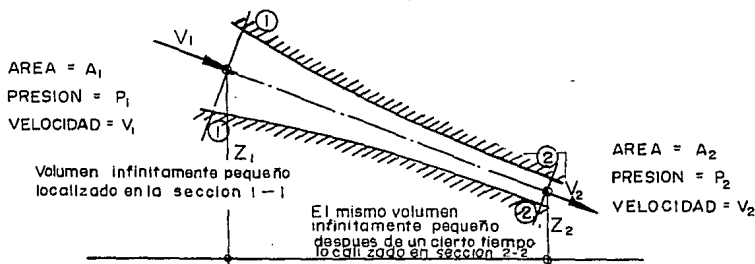


La siguiente figura nos muestra algunos casos que es conveniente tener en la memoria, por ejemplo que a 2.31 pies abajo de la superficie del agua, tendremos una presión de 1 lb/pulg² (0.0704 kg/cm²), a que a 10m abajo de la superficie, tendremos una presión de 1 kg/cm² si se considera que el peso específico del agua es de 1 gr/cm³.



TEOREMA DE BERNOULLI

Tenemos una vena líquida componente del flujo como la mostrada a continuación:



Analicemos el paso de un volumen infinitamente pequeño a lo largo de ella. Puesto que en hidráulica las velocidades alcanzadas por las partículas siempre son muy pequeñas comparándolas con la de la luz y tomando en cuenta los líquidos que comúnmente se manejan, se considera que no hay intercambio entre la masa y la energía y por lo tanto se toman rigurosamente exactas las leyes de la conservación de la energía y las de la conservación de la masa. De acuerdo a lo anterior tendremos que la misma cantidad de masa (o de peso) de líquido que entra, debe salir y si además consideramos al líquido como incompresible, el mismo volumen en la unidad de tiempo que entra es el que debe salir, por lo tanto tendremos que:

$$\text{Gasto} = Q = \text{Constante} = A_1 V_1 = A_2 V_2$$

En donde A_1 y A_2 son las áreas de las secciones transversales y V_1 y V_2 son las velocidades del líquido al pasar por esas áreas transversales, medidas perpendicularmente a estas áreas.

También la misma cantidad de energía (que puede ser expresada por unidad de peso o sea en forma de carga) que entra, debe salir, desafortunadamente no toda sale en forma aprovechable, sino que parte se transforma en tipos de energía que no es posible utilizar como calor generado por fricciones, choques, etc. o en rotación de partículas de líquido.

A esta energía no aprovechable, expresada en carga, se le llama "pérdidas de carga" y se le denomina generalmente con la letra h .

Es conveniente recordar que las cinco causas principales de pérdidas en las líneas de tuberías hidráulicas son: Líneas demasiado largas, excesivo número de conexiones como válvulas, codos, reducciones, etc., excesiva viscosidad del fluido y excesiva rugosidad del tubo.

Son tres los tipos de energía normalmente aprovechable que se presentan en una tubería y que expresadas por unidad de peso, son:

$$\text{Carga de presión} = \frac{p}{\gamma} = \left(\frac{\text{presión}}{\text{peso específico}} \right)$$

$$\text{Carga de altura} = z_2$$

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

Tenemos entonces que:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_f$$

Donde:

V son las velocidades del líquido en los puntos 1 y 2

P son las presiones en el líquido en los puntos 1 y 2

Z son las alturas geográficas de los puntos 1 y 2

h_f son las pérdidas entre los puntos 1 y 2

A la anterior se le conoce comúnmente como "Ecuación de Bernoulli" y así se le denominará en adelante.

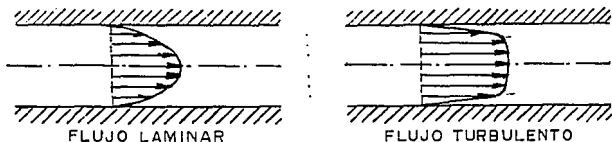
Debe tenerse en cuenta que muchos autores, principalmente de libros sobre mecánica de fluidos, le nombran a esta ecuación simplemente como "Ecuación de la conservación de la energía aplicada a los líquidos" ya que puede ser obtenida efectivamente a partir de la ecuación general de la conservación de la energía después de hacer varias hipótesis simplificadoras, una de ellas, principalmente, la incompresibilidad, que permite eliminar de la ecuación al peso, por lo que las unidades utilizadas en esta ecuación son longitudes (recuérdese que la energía puede expresarse en unidades de fuerza multiplicadas por unidades de longitud).

En esta ecuación de Bernoulli, como se mencionó anteriormente, el término h incorpora todas las cargas resultantes de la transformación de las cargas útiles a cargas no aprovechables entre los puntos donde se hace la medición. Nótese que la ecuación de Bernoulli puede ser aplicada a tubos con flujo permanente puesto que en cualquier vena líquida, que supondremos formada de "n" segmentos resultantes al cortarla transversalmente ($n \rightarrow \infty$), se requiera la misma energía para mover el primer segmento siguiendo el camino de la vena y colocándolo en seguida del último, que para mover toda la masa una distancia tal que la posición final de ella sea la misma que si solo hubiéramos movido el primer segmento una longitud igual al largo de la vena.

Comentarios sobre la aplicación de la ecuación de Bernoulli.

Debemos tener ciertos cuidados al aplicar la ecuación de Bernoulli cuando necesitemos obtener resultados precisos ya que como se vio anteriormente, esta fue obtenida a partir de la ecuación de la energía aplicándola a una línea de corriente y haciendo algunas simplificaciones. Los puntos más importantes que debemos cuidar son:

A.-) En un tubo recto la distribución de velocidad no es constante para la misma sección transversal ya que en la zona central del tubo la velocidad de flujo será mayor que en la periferia, lo que implica que la ecuación de Bernoulli no necesariamente será la misma para dos líneas de corriente situadas a diferente distancia de la periferia.



Mediante cualquier ejemplo podemos comprobar que el promedio de "n" números elevados al cuadrado, dará un valor menor que el resultado de elevar al cuadrado cada uno de esos números, sumarlos y dividir dicha suma entre "n", o sea que el promedio al cuadrado será menor que el promedio de los cuadrados individuales.

Esto hace que la carga de velocidad $V^2/2g$ en la ecuación de Bernoulli basada en la velocidad media ($V_m = \text{Gasto}/\text{Area int. del tubo}$) no represente la verdadera energía cinética puesto que el valor $V^2/2g$ será menor que la suma de las cargas de velocidad individuales.

B.-) La ecuación de Bernoulli no debe ser aplicada en puntos donde la tubería tenga curvatura como codos, etc. debido a las presiones y velocidades locales que se inducen por la propia curvatura.

C.-) El líquido manejado real no es completamente incompresible y si además se liberan o absorben gases en el camino entre los puntos de aplicación de la ecuación de Bernoulli, entonces esta no deberá ser aplicada.

D.-) La ecuación de Bernoulli no debe ser aplicada a tubos en movimiento donde por la misma naturaleza del movimiento se induzcan fuerzas de inercia y desarrollen fuerzas centrífugas.

E.-) El flujo debe ser del tipo permanente. La ecuación de Bernoulli se puede expresar de la siguiente manera lo cual también ayuda a recordarla fácilmente.

"Lo que se gana en velocidad se pierde en presión y viceversa"

Ilustración de una aplicación de la ecuación de Bernoulli.

La figura siguiente, ilustra las condiciones de flujo para una tubería de descarga de diámetro interior y rugosidad constantes.

Aplicando el teorema de Bernoulli en los puntos 1, 2, 3 y 4, tenemos:

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2g} = h_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_e = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_e + h_{f1-2} =$$

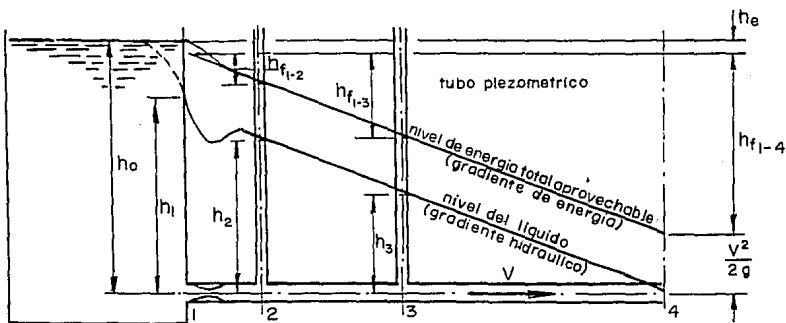
$$h_3 + \frac{V_3^2}{2g} + h_e + h_{f1-3} = \frac{V_4^2}{2g} + h_e + h_{f1-4}$$

Donde:

h_0 = altura del nivel del líquido con relación al tubo de descarga.

h_e = pérdidas de descarga por entrada.

h_{f1} = pérdidas por fricción desde la salida del tanque hasta el punto considerado (sin considerar las de entrada)



En este caso tenemos que V_0 es prácticamente cero y $V_2 = V_3 = V_4 = V = \frac{Q}{A}$

Donde Q es el gasto o caudal que sale por el tubo de descarga y A es el área interior del mismo tubo. La ecuación anterior quedará:

$$h_0 - h_e = h_1 + \frac{V^2}{2g} = h_2 + \frac{V^2}{2g} + h_{f1-2} = h_3 + \frac{V^2}{2g} + h_{f1-3} = \frac{V^2}{2g} + h_{f1-4}$$

De esta ecuación podemos observar lo siguiente:

a.-) Si no existieran pérdidas, la velocidad de salida sería:

$$V = \sqrt{2gh_0}$$

b.-) Si no hay cambios en el diámetro del tubo, la diferencia de altura entre dos tubos piezométricos cualesquiera, mide la pérdida por fricción entre los dos puntos donde se colocan los tubos piezométricos.

c.-) Si además del diámetro constante, la rugosidad es constante, el gradiente de energía y el hidráulico son dos rectas paralelas desde el punto en donde se estabiliza el flujo, hasta la salida. También en esta parte, las pérdidas h_f varían linealmente con la longitud del tubo de descarga.

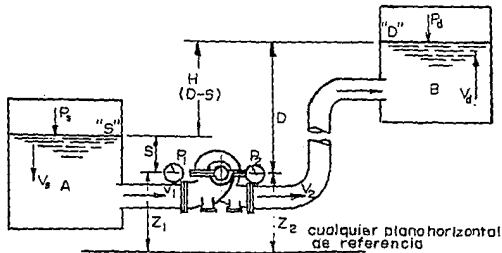
d.-) El gradiente de energía siempre tendrá pendiente descendente en el sentido del flujo mientras que el hidráulico podrá elevarse o caer, según los cambios de diámetro, (y por lo tanto de velocidad) en el tubo.

CARGA TOTAL O CARGA DINAMICA TOTAL H DE UNA BOMBA. - es la energía específica impartida al líquido por la bomba, es decir la diferencia entre la suma total de cargas a la descarga y la suma total de cargas a la succión:

$$H = H_2 - H_1 = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right)$$

Donde:

P_2 , V_2 y Z_2 miden las condiciones en la boquilla de descarga de la bomba y P_1 , V_1 y Z_1 en la succión. Mediante el uso de la ecuación de Bernoulli (aplicándola entre los puntos D y 2 y S y 1 se obtiene otra manera de calcular la carga total de la bomba considerando todo el sistema conforme la siguiente figura y determinando la diferencia de la altura estática del nivel de descarga y del de abastecimiento h_{st} , más todas las pérdidas por rozamiento para el gasto que se está considerando, h_f (que incluye las pérdidas en la tubería h_{ft} más las pérdidas de entrada h_e y salida h_d) más la carga debida a la presión final P_d , menos la carga debida a la presión de suministro P_s , más la diferencia de las cargas de velocidad $\frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} - V_d - V_s$. En este último término, $\frac{V_s^2}{2g}$ virtualmente siempre es despreciable y $\frac{V_d^2}{2g}$ lo es cuando la descarga entra por la parte inferior en un tanque de regular o gran diámetro.

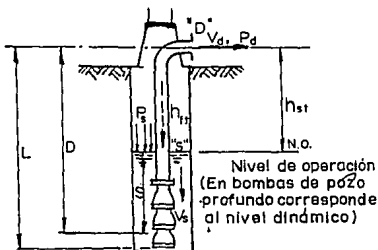


$$H = H_d - H_s = h_{st} + h_{ft} + h_e + h_d + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} = h_{st} + h_f + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} =$$

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right)$$

Como se ve, la expresión de la carga total que debe generar la bomba, se compone de cuatro partes: 1.-) La diferencia de presiones, 2.-) La altura geodésica, 3.-) La totalidad de las pérdidas en la tubería, 4.-) La carga de velocidad en la descarga cuando esta no es despreciable. En una bomba vertical, en el punto de descarga "D", la carga de velocidad aunque pequeña, no es despreciable al aplicar la ecuación de Bernoulli en la obtención de la carga H, y el término $V/2g$ debe ser considerado.

$$H = h_{st} + h_{ft} + h_e + h_d + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g}$$



En este caso, $h_{ft} + h_e + h_d$ se incorporan en un solo término denominado pérdidas de carga "hf" que, cuando aun no se conoce la geometría de la bomba por seleccionarse, se calcula tomando un porcentaje de la longitud total de la bomba. (normalmente entre un 3% y un 6%). En rigor, debería tomarse para el cálculo de las pérdidas solo la longitud de la columna, ya que las pérdidas dentro de los tazones están incluidas en la curva gasto - carga de cada paso. Sin embargo en la práctica, al inicio del cálculo de la carga total que debe dar la bomba, solo es conocida la longitud total de la bomba.

Si consideramos presiones en un pozo o cárcamo (no presurizado). O sea $P_s=0$, nos queda:

$$H = h_{st} + h_f + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g}$$

POTENCIA.- Se puede definir a la potencia como el trabajo efectuado por una fuerza durante la unidad de tiempo, siendo por lo tanto igual a la energía/tiempo.

EFICIENCIA.- Se denomina eficiencia de una máquina a la relación entre la energía utilizable recogida y la energía total que se le ha comunicado. se le representa por la letra griega η .

$$\text{Eficiencia } \eta = \frac{\text{Energía utilizable recogida}}{\text{Energía total comunicada}}$$

ó bien:

$$\text{Eficiencia } \eta = \frac{\text{Energía total comunicada} - \text{Pérdidas}}{\text{Energía total comunicada}}$$

Si tanto al numerador como al denominador los dividimos entre la unidad de tiempo, tendremos:

$$\text{Eficiencia } \eta = \frac{\text{Potencia utilizable recogida}}{\text{Potencia total comunicada}}$$

$$\text{Eficiencia } \eta = \frac{\text{Potencia total comunicada} - \text{Pérdidas}}{\text{Potencia total comunicada}}$$

POTENCIA AL FRENO.- La potencia al freno es aquella que demanda bomba considerando la potencia con la que opera en el punto de trabajo.

La potencia al freno se calcula con la siguiente fórmula:

$$\text{BHP} = \frac{Q \times H \cdot \text{densidad relativa}}{3960 \times \eta} = \frac{Q \times H \times \delta}{3960 \times \eta}$$

Donde:

BHP = Potencia al freno en HP.

Q = Gasto en GPM.

H = Carga total en pies.

δ = Densidad relativa.

η = Eficiencia de la bomba en decimales.

Si tenemos el gasto Q en litros/seg., y la carga H en metros, la potencia al freno será en Kw ó en HP.:

$$K_w = \frac{Q \times H \times \text{densidad relativa}}{102 \times \eta}$$

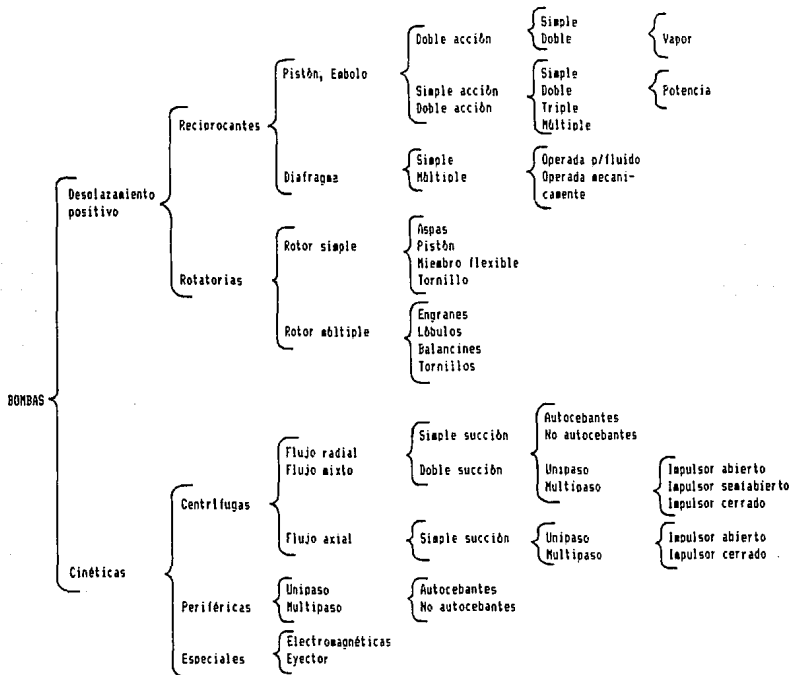
$$\text{BHP} = \frac{Q \times H \times \text{densidad relativa}}{76 \times \eta}$$

BOMBA.- Una bomba es una máquina que sirve para presurizar y/o transportar un líquido. Convierte la energía que recibe de una unidad motriz (motor eléctrico, motor de combustión interna, turbina de vapor, etc.) y la imparte al líquido que la recibe en forma de presión y/o velocidad.

III. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

El Instituto de Hidráulica de Estados Unidos de América, clasifica a las bombas como en seguida se muestra. Se puede observar en esta clasificación una gran diversidad de tipos, y si consideramos que a cada tipo corresponden varios modelos y que además existen o han existido otros tipos de bombas que no caen dentro de la clasificación, nos daremos cuenta de la complejidad que encierra una buena selección, montaje y operación.

Nótese que dentro de la clasificación de centrífugas, el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos, incluye las de flujo axial (el líquido sale del impulsor en forma paralela al eje) y las de flujo mixto (el líquido sale inclinado con relación al eje). Esta clasificación es mas desde el punto de vista práctico que desde el punto de vista científico ya que la bomba centrífuga rigurosamente hablando, debería de ser solamente la de flujo radial donde el bombeo se lleva a cabo únicamente por la acción de las fuerzas centrífugas que son radiales mientras que en las de flujo axial y flujo mixto el flujo es axial o tiene una componente en dicha dirección. Aquí seguiremos la clasificación del Instituto de Hidráulica de Estados Unidos.



IV. FUNDAMENTOS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Supongamos que tenemos una rueda (puede considerarse también una honda) que lanza hacia arriba unas partículas con una velocidad U . Si dicha rueda gira a n revoluciones por minuto, y despreciamos las pérdidas por fricción, una partícula llegará hasta una altura igual a $U^2/2g$ independientemente del peso de esta.

Si duplicamos el diámetro o las revoluciones, la velocidad U se duplicará, por lo que la altura que puede alcanzar la partícula se cuadruplicará.

En general veremos que la altura varía proporcionalmente al cuadrado de la relación de diámetros o de velocidades angulares.

Ejemplo:

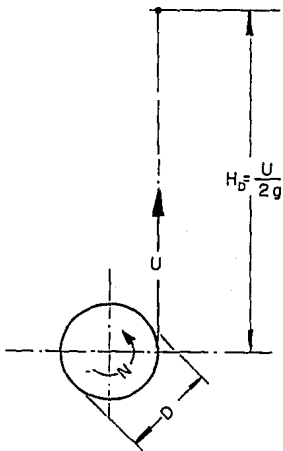
$$\text{Si } D = 6 \text{ Pulg.} = 0.5 \text{ pies}$$

$$n = 1750 \text{ RPM} = 29.166 \text{ RPS}$$

$$U = \pi \times 0.5 \times 29.166 = 45.815 \text{ pies/seg}$$

$$U^2 = 2099 \text{ (pies/seg)}^2$$

$$H_D = \frac{2099}{64.4} = 32.6 \text{ pies}$$

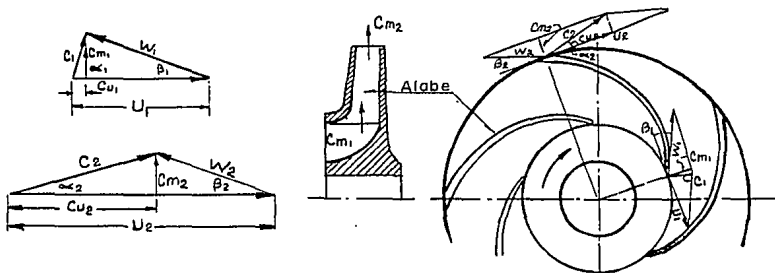


Si vemos las gráficas Gasto - Carga de algunas bombas de diferentes fabricantes, veremos que un impulsor de 6 pulgadas produce una carga a válvula cerrada de unos 42 pies cuando el impulsor gira a 1750 RPM y que si duplicamos el diámetro del impulsor o la velocidad angular, la carga a válvula cerrada será de aproximadamente 168 pies o sea 4 veces los 42 pies correspondientes a un diámetro de 6.

En general, en las bombas horizontales que mas frecuentemente se manejan, se puede decir que se produce a válvula cerrada, una carga que aproximadamente varía entre 1.05 y 1.50 veces la $U^2/2g$.

Todas las bombas centrífugas, son diseñadas para que dando un gasto previamente escogido, produzcan cierta carga también predeterminada, y todas las curvaturas y en general las características de la bomba se diseñan para que en ese punto gasto - carga, la eficiencia sea máxima (P.E.M.), que representa el punto óptimo de operación de cualquier bomba centrífuga, la carga producida es aproximadamente $U^2/2g$, independientemente de la marca, modelo o incluso gasto de que se trate. Parece extraño que una bomba pueda dar carga mayor a la $U^2/2g$; para explicar esto, veamos muy

ligeramente la teoría del impulsor, para lo cual dibujemos un impulsor y las velocidades que dentro de el tendría una partícula.



Donde:

U_1 = Velocidad tangencial en la entrada del impulsor.

U_2 = Velocidad tangencial en la salida del impulsor.

W_1 = Velocidad relativa de la partícula a la entrada del impulsor.

W_2 = Velocidad relativa de la partícula a la salida del impulsor.

C_1 = Velocidad absoluta de la partícula a la entrada del impulsor.

C_2 = Velocidad absoluta de la partícula a la salida del impulsor.

CU_1 = Proyección de C_1 sobre U_1 . A esta proyección se le llama proyección "componente de prerrotación".

CU_2 = Proyección de C_2 sobre U_2 .

C_{m1} = Proyección radial de C_1 .

C_{m2} = Proyección radial de C_2 .

Para la obtención de la ecuación fundamental de la teoría de las bombas centrífugas normalmente se hacen las dos suposiciones simplificadoras siguientes:

a.-) Que el impulsor tiene un número infinito de álabes de espesor cero.

b.-) Que la eficiencia de la bomba es igual a la unidad, es decir, que no hay ninguna pérdida por fricción, ninguna fuga de presión, ninguna turbulencia, incluso ninguna pérdida mecánica, por lo que toda la potencia comunicada al eje se transmite completamente al líquido.

Si igualamos la potencia que se aplica al eje de la bomba con la energía que adquiere el flujo cada segundo, se llega a la expresión que indica la carga máxima teórica que puede generar la bomba y que llamaremos H_i (llamada también carga de Euler).

$$H_i = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

De aquí vemos que la altura máxima teórica que podemos obtener será cuando el flujo penetre radialmente (por que es cuando $C_{u1} = 0$) para lo cual sería necesario evitar la prerrotación.

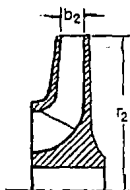
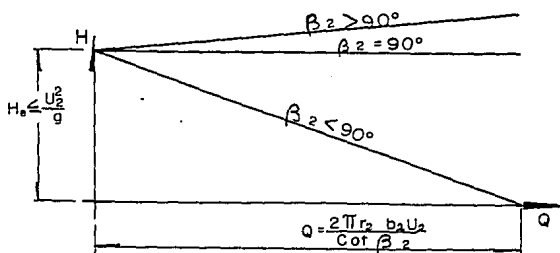
En este caso la carga máxima será:

$$H_i = \frac{U_2 C_{u2}}{g}$$

Algunos autores, para mayor claridad en la exposición, cambian la nomenclatura sustituyendo H_i por H_e cuando $C_{u1} = 0$, por lo tanto:

$$H_e = \frac{U_2 C_{u2}}{g} = \frac{U_2^2}{2g} + \frac{C_2^2}{2g} + \frac{W_2^2}{2g}$$

Se puede también demostrar que la variación de la carga de Euler con la capacidad (curva Gasto - Carga) dará una línea recta.



La carga real será menor que la indicada por la ecuación de Euler puesto que existen varios efectos que se presentan en la práctica y que no fueron considerados en la obtención de dicha ecuación. Tales efectos serán solo mencionados a continuación sin entrar en mayor detalle.

1.-) Flujo circulatorio que es la tendencia del líquido a recircular en el mismo impulsor, en la zona limitada entre dos álabes, con un sentido de rotación contrario al giro del impulsor.

La cantidad de flujo circulatorio depende de la cantidad y forma de los álabes que tenga el impulsor y hace que disminuya C_{u2} y aumente C_{u1} , por lo que la carga total que puede dar el impulsor, disminuye.

2.-) Fricción. Las pérdidas por fricción crecen aproximadamente con el cuadrado de la velocidad de paso del fluido y puesto que las áreas permanecen constantes, las pérdidas de carga variarán aproximadamente con el cuadrado del gasto.

Como las pérdidas también dependen de las "áreas mojadas" de los pasajes, estas deben tender a conservarse pequeñas.

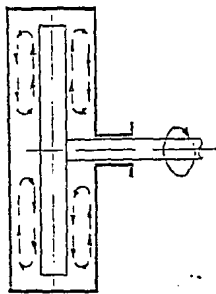
Otro punto importante para reducir las pérdidas por fricción en las bombas, es reducir la rugosidad en impulsores, difusores o volutas y todos los pasajes de líquido en la carcasa, por lo cual deben usarse buenos sistemas de moldeo y de fundición, lo que además elevará la resistencia a la corrosión que depende en cierto grado de la menor rugosidad.

3.-) Turbulencia. El flujo dentro de una bomba es siempre turbulento (con número de Reynolds arriba del crítico). Puesto que todas las bombas centrífugas son diseñadas para manejar un gasto girando a una velocidad en particular, los ángulos en el impulsor y difusor, así como en todos los pasajes de líquido deben de estar diseñados para que el líquido pase tangencialmente a los álabes. Si se manejan gastos mayores o menores al diseño, sin variar proporcionalmente la velocidad de rotación, se producirán mayores choques hidráulicos ocasionando una mayor turbulencia.

4.-) Fricción del disco. La potencia consumida debido a la fricción al girar un disco dentro de un líquido encerrado en un depósito, se debe a dos acciones que ocurren simultáneamente:

Una es la fricción propiamente dicha, y otra es la acción de bombeo que el disco produce debida a la fuerza centrífuga que tiende a expulsar radialmente al líquido, el que se ve obligado a recircular en forma que podría recordar a la de un tirabuzón alrededor de un círculo.

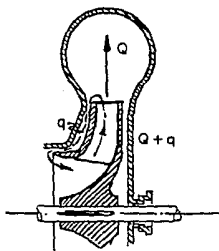
Los impulsores incorporan generalmente uno o dos discos según sean semiabiertos o cerrados, que son las tapas que le dan rigidez a los álabes. Si una bomba centrífuga debe dar carga H , significa que la velocidad tangencial del impulsor U_2 se puede conocer $U_2 \cong \sqrt{2gH}$. Esta U_2 puede ser generada ya sea con un impulsor de gran diámetro girando lentamente o con un impulsor de diámetro pequeño girando rápidamente. En el primer caso se



tendrá mayor fricción del disco lo que indica que una bomba girando rápidamente, tienda a aumentar u poco su eficiencia.

5.-) Fugas de presión.- Se tienen al tratar de regresar el líquido de la zona de alta presión cercana al diámetro exterior hacia el ojo de succión (por la parte exterior del impulsor). Este efecto se disminuye, reduciendo el claro entre los anillos de desgaste del impulsor cerrado o cambiando la forma de estos a tipo laberinto.

ESQUEMA DE LAS FUGAS EN UNA BOMBA CENTRIFUGA



En el caso de impulsores abiertos se logra esto acercando lo más posible los álabes del impulsor a la parte estacionaria de la carcasa contra la cual giran.

6.-) Pérdidas mecánicas. Estas pérdidas al igual que las de fricción del disco y que las fugas de presión, afectan a la potencia consumida por la bomba, siendo el menor valor aplicable a bombas grandes equipadas con sello mecánico y el mayor, aplicable a bombas pequeñas equipadas con empaquetadura.

7.-) Prerrotación. Se vio en la expresión de la carga de Euler que si el líquido entra radialmente al impulsor, la bomba dará la carga máxima.

Esto en realidad no es posible debido a que el líquido es arrastrado y obligado a girar dentro del tubo de succión de la bomba por la acción mecánica de giro del impulsor. La prerrotación puede hacer bajar la curva Gasto - Carga principalmente a gastos bajos y gasto nulo, y puede hacer que en una curva muy plana a gastos pequeños quede "joroba" o sea que la curva a gasto nulo (llamada también carga al cierre) no sea la mayor de la curva.

Este efecto se minimiza colocando en el tubo de succión o en la boquilla misma, un haz de pequeños tubos de pared delgada o algún otro dispositivo que impida que el líquido gire arrastrado por el impulsor.

Investigaciones teóricas de estos efectos, muestran que la forma real de la curva Gasto - Carga es una parábola. En algunos casos (curvas con joroba) el vértice de dicha parábola está desplazado hacia la derecha del eje que marca el cero de capacidad.

Es de hacerse notar que la gráfica Gasto - Carga se obtiene a partir de las velocidades que generan cargas, independientemente del peso de las partículas, lo que significa que la bomba dará la misma curva Gasto - Carga manejando dos líquidos diferentes donde solo cambie la densidad relativa. Por ejemplo si una bomba estuviera manejando agua y sustituimos dicha agua por un líquido con las mismas características de resistencia al flujo (como la viscosidad) que las del agua, pero con un peso 13.6 veces mayor, la bomba continuaría dando la misma gráfica Gasto - Carga, pero la curva Gasto- Potencia consumida indicaría que esta sería 13.6 veces mayor.

También sucedería que todos los esfuerzos mecánicos tales como deflexiones, torsiones, etc. dentro de la bomba también serían 13.6 veces mayores que los correspondientes cuando la bomba manejaba agua.

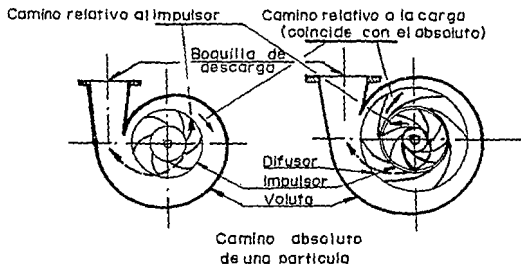
V. FLUJO DENTRO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

Para visualizar el camino que una partícula de líquido coloreada sigue dentro del impulsor y dentro de la carcasa de una bomba centrífuga, nos debemos situar imaginariamente frente a la carcasa de una bomba completamente transparente y así podríamos deducir lo siguiente.

El camino absoluto es el que la partícula coloreada recorre desde la entrada al impulsor hasta la descarga de la bomba.

El camino relativo al impulsor es la ruta que podría ser vista por un observador hipotético que no se moviera relativamente al impulsor, es decir que girara con el mismo impulsor.

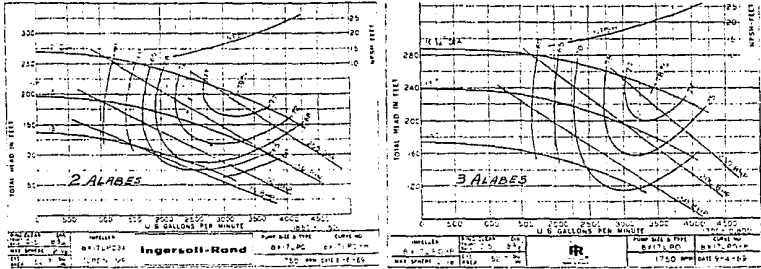
El flujo dentro de una bomba centrífuga, se muestra en la siguiente figura.



VI. CURVA GASTO - CARGA

Haciendo un análisis de la curva GASTO - CARGA podemos observar las siguientes características:

1.- Debido al flujo circulatorio, la curva Q-H será mas plana y con mayor carga en el punto de eficiencia máxima mientras mayor sea el número de álabes (aunque sin alejarse mucho de la $U_2^2/2g$)

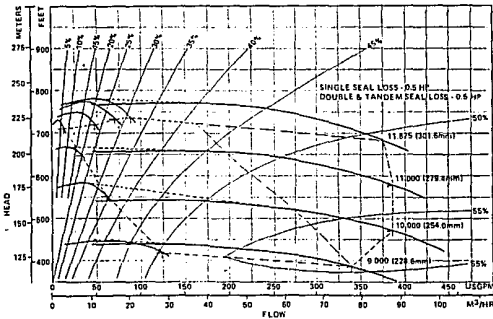


2.- Mientras mas radial termine el álabe (B_2 mayor y por lo tanto C_{U2} mayor) mas plana será la curva Q - H

Este tipo de curva, después de la parte plana muestra una caída mas repentina debido a limitaciones de succión sin embargo, usualmente el punto de eficiencia máxima se encuentra apenas termina la parte plana por lo que su carga es alta con relación a la $U_2^2/2g$ (hasta mas de un 20%)

Si con objeto de mejorar las condiciones de succión se hace β_1 baja, se obliga al líquido a un cambio de dirección que va en contra de la eficiencia por lo que la fabricación de este tipo de impulsor, es poco frecuente.

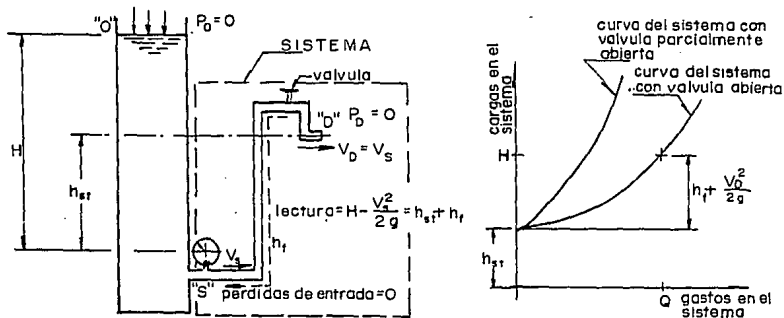
$$\beta_2 = 90^\circ$$



VII. CURVA DEL SISTEMA

Se denomina curva característica del sistema o simplemente curva del sistema a la gráfica obtenida al trazar una serie de gastos que pasan por un sistema de tubería contra la carga total necesaria que debe aplicarse para que fluyan esos gastos.

Si tuviéramos un tanque extremadamente alto, lleno de líquido y conectado a un sistema de tubería como el que se muestra en la figura siguiente, una gráfica de la altura H contra el gasto Q que sale por el punto "D" sería la curva del sistema.



Del análisis de la figura anterior, mediante la aplicación de Bernoulli en los puntos O, S y D, podemos concluir lo siguiente:

- Cuando la carga H proporcionada al sistema sea igual a la carga h_{st} el flujo cesará.
- La lectura de un manómetro colocado al inicio de la tubería que marque carga en vez de presión, será $H - \frac{V_S^2}{2g}$, valor que deberá ser el mismo si el sistema se analiza de adelante hacia atrás (de "D" a "S") lo que dará:

$$\text{Lectura en el manómetro} = h_{st} + h_t + \frac{V_D^2}{2g} - \frac{V_S^2}{2g}; \text{ pero en este caso } V_S = V_D$$

por lo que queda: lectura = $h_{st} + h_t$

- Si en el sistema colocamos una válvula, a medida que la vamos cerrando irá disminuyendo el gasto, por lo que la curva del sistema se irá inclinando hacia arriba.

d) Si la descarga del sistema (punto "D") está en un tanque con la tubería entrando por su parte inferior, el valor de la carga de velocidad $\frac{V_D^2}{2g}$, en la descarga se vuelve despreciable por lo que quedará: $H = h_{st} + h_f$, por lo tanto la curva del sistema se simplifica, obteniéndose las abscisas al sumar solamente la carga estática con la de fricción correspondiente al gasto.

e) Si en determinado momento sustituimos al tanque por una bomba de cualquier tipo o tamaño, con la única condición que continúe el mismo gasto contra la misma carga que el tanque daba en ese instante, la lectura en el manómetro no se modificará lo que significa que la bomba trabajará contra la carga que tiene que vencer adelante, contando como en seguida demostraremos, con la ayuda que tiene en la succión.

Consideremos ahora un sistema como el mostrado en la siguiente página:

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre los puntos S y D y considerando

$$\frac{V_S^2}{2g} = \frac{V_D^2}{2g} = 0 \text{ obtendremos}$$

$$H = \frac{P_D - P_S}{\gamma} + h_{st} + h_f$$

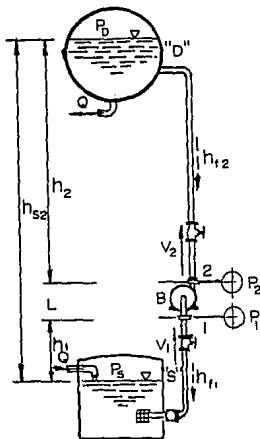
Aplicándola ahora entre los puntos S y 1, obtendremos:

$$\frac{P_S}{\gamma} = h_1 + h_{f1} + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \dots \dots \dots (A)$$

Y entre los puntos 2 y D, obtendremos:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = h_2 + h_{f2} + \frac{P_D}{\gamma} \dots \dots \dots (B)$$

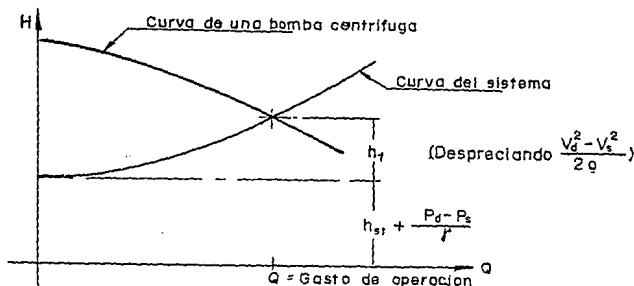
Por otro lado, la carga total H que la bomba está dando será la diferencia de las energías específicas totales en las bridas 2 y 1



$$H = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) + L$$

Despejando los valores de $\frac{P_1}{\gamma}$ y $\frac{P_2}{\gamma}$ de las ecuaciones A y B anteriores, sustituyendo en esta última y simplificando (considerando $h_{f1} + h_{f2} = h_f$ y $h_1 + h_2 + L = h_{st}$) obtendremos: $H = \frac{P_D - P_s}{\gamma} + h_{st} + h_f$ que es la misma expresión que habíamos obtenido cuando se aplicó la ecuación de Bernoulli directamente a los puntos S y D. A esta carga que es la que requiere el sistema para que por el fluya un gasto Q, se le llama por lo general carga total de elevación.

De lo anterior puede observarse que la bomba no forzosamente debe ser aplicada en cualquier punto de ella sin que se modifique la carga total que debe dar, con la única condición que en su punto de aplicación exista una presión algo superior a la de vaporización (con lo que se asegura que maneja líquido y no vapor). El margen necesario que debe existir entre la presión en el punto de aplicación de la bomba y la presión de vaporización del líquido, depende del tipo de bomba y su operación. Estos márgenes necesarios, serán mencionados posteriormente. Otra cosa que puede deducirse del análisis del sistema anterior es que la bomba producirá una carga igual a la que requiere el sistema por lo que por el fluirá por sí solo, el gasto que corresponde al cruce de la curva de la bomba (que indica todas las cargas que la bomba puede producir) con la curva del sistema (que indica todas las cargas que el sistema puede requerir).



VII.1. SISTEMAS EN SERIE Y EN PARALELO

Cuando se tienen varios tramos (sistemas individuales) de tubería conectados en serie, es posible obtener la curva del sistema resultante sumando las cargas de los sistemas individuales que correspondan a un mismo gasto.

Igualmente si tenemos varios sistemas conectados en paralelo, es posible obtener la curva del sistema resultante, sumando los gastos que correspondan a una misma carga.

En la práctica pocas veces se tiene necesidad de trazar la curva del sistema, ya que cuando se diseña un sistema nuevo, debe estar previamente determinado el gasto que se debe manejar a través de él. El procedimiento que generalmente se sigue es calcular la carga diferencial que debe generar la bomba, calculando la carga que habrá a la descarga y la que habrá a la succión de la bomba restando esta última de la primera.

El mismo resultado deberá obtenerse si se toma toda la tubería y puesto que se conocen las condiciones de presión al inicio y al final de ella (no importando que la bomba vaya a ser colocada en algún punto intermedio), restando la carga de presión requerida al inicio de la tubería de la requerida al final de la misma y a ese resultado sumándole la diferencia de niveles entre el tanque de descarga menos el de succión y agregando también las pérdidas por fricción en toda la tubería.

El trazo de una curva del sistema se hace en forma práctica de acuerdo con el siguiente procedimiento:

1.- Dibujar los ejes. Horizontal, gastos y vertical, cargas con escalas adecuadas.

2.- Trazar una línea horizontal, correspondiendo a la carga estática total (suma de la altura h_{st} mas $\frac{P_D - P_S}{\rho}$)

3.- Encontrar la longitud equivalente de tubería.

4.- Para varios gastos, encontrar las pérdidas por fricción expresadas en forma de carga.

5.- Trazar las pérdidas por cada gasto, a partir de la horizontal correspondiente a la altura, de manera que las cargas se sumen.

6.- Determinar si la carga de velocidad a la descarga es despreciable o no; en caso de no serlo, calcularla para cada gasto y sumarla a la pérdida por fricción total correspondiente.

Un ejemplo sencillo mostrará la ejecución práctica de una curva del sistema. El valor de las pérdidas puede encontrarse en varios manuales.

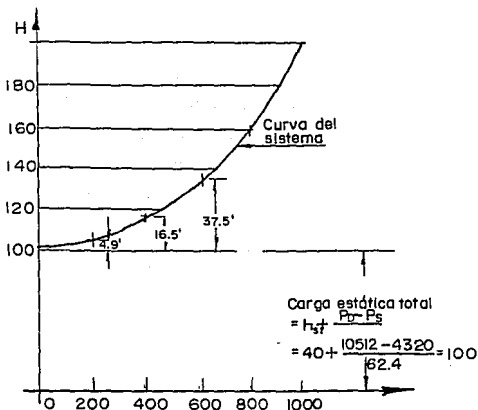
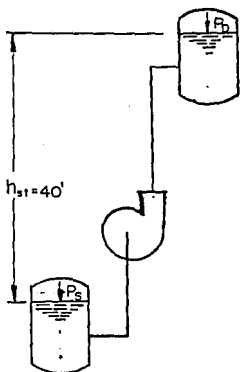
Q (G.P.M.)	Pérdidas (Pies)
0	0
100	1.3
200	4.9
300	9.5
400	16.5
500	26.5
600	37.5
800	64.5
1000	97.5

$$P_D = 73 \text{ psig} = 10512 \text{ lb/pie}^2$$

$$P_S = 30 \text{ psig} = 4320 \text{ lb/pie}^2$$

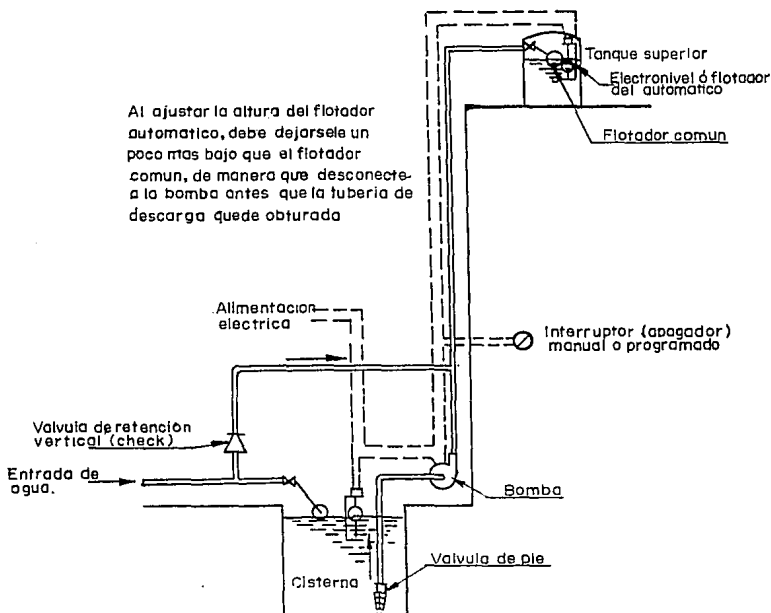
$$\gamma = 62.4 \text{ lb/pie}^3$$

Considerando la diferencia entre la carga de velocidad en el tanque de descarga menos la carga de velocidad en el tanque de succión, despreciable.



VIII. SISTEMA DOMESTICO

A continuación se muestra un sistema doméstico, muy conveniente para los lugares donde durante las horas en que llegue el agua, esta tiene suficiente presión para alcanzar el tanque superior, en que a cambio del pequeño costo inicial que representa la línea de desvío (by-pass) que va de la tubería de alimentación a la cisterna hasta la tubería de descarga de la bomba, a través de una válvula de retención (check) vertical, nos da la ventaja de aprovechar la presión con que el agua entra a la casa, dar un ahorro de energía eléctrica considerable, cebar la bomba y evitar ruidos de arranque y funcionamiento de la bomba en las horas mas inconvenientes.



Este diagrama es aplicable a sistemas pequeños, generalmente domésticos, donde la presión de la red municipal no es lo suficientemente alta como para dañar la válvula de pie, ya que por lo general estas están diseñadas para presiones bajas.

IX. VARIACION DE LAS CURVAS DE COMPORTAMIENTO CON LA VELOCIDAD DE ROTACION

Debido a que una bomba centrífuga es una máquina que imparte velocidad a un líquido y convierte esta velocidad en presión, el flujo y la carga desarrollados pueden ser cambiados variando la velocidad de rotación de la bomba.

Estas modificaciones cambiarán la velocidad de las aspas del impulsor y por lo tanto, la velocidad a la que sale el líquido del impulsor. Para cambios razonables de velocidad, el cambio de eficiencia en la bomba no será apreciable.

Para bombas en el rango de centrífugas de velocidades específicas menores a 4200 (impulsos de flujo radial), la relación entre capacidad, carga y potencia con cambios en la velocidad de la bomba es como sigue:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_2}}$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}$$

Donde:

n = Velocidad de la bomba en RPM

Q = Capacidad

H = Carga (en unidades de longitud)

BHP = Potencia al freno

Las relaciones anteriores son conocidas como leyes de afinidad o de similitud y su aplicación se limita a bombas centrífugas (flujo radial).

Estas leyes pueden sumarse como sigue:

Con velocidades variables, la capacidad varía directamente y la carga varía con el cuadrado de la velocidad; no hay cambio en la eficiencia (con cambios razonables de velocidad) y la potencia al freno (BHP) varía con el cubo de las velocidades.

Variando el diámetro del impulsor, sucede lo mismo que con el cambio de velocidad solo que la eficiencia se reduce a medida que va disminuyendo el diámetro del impulsor.

En el siguiente capítulo, Leyes de Similitud, veremos lo anterior con más detalle.

X. LEYES DE SIMILITUD

Comencemos este capítulo con un recordatorio sobre la teoría de las escalas que para lo que vamos a ver sería mejor llamarla teoría de los modelos, solo que la palabra modelo relacionada con bombas, puede significar modelo para la fundición de algunas partes como carcasa, impulsores, etc., que se fabrican mediante este sistema.

Básicamente lo que en seguida veremos, es, que pasa cuando una cosa a escala reducida se fabrica a una escala mucho mayor conservando materiales de construcción

Supongamos que construimos una torre muy pequeña, de 1 cm x 1 cm en la base y de 25 cm de altura, de un material que pese 2 g/cm³ con un esfuerzo permisible a la compresión de 1000 g/cm² asentada en roca absolutamente firme.

¿Que pasa si construimos una torre similar usando el mismo material pero a una escala 1000 veces mayor?

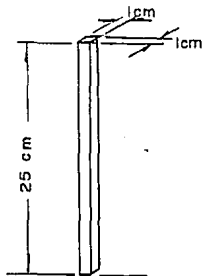
El esfuerzo en la base de la torre pequeña (modelo)
es:

$$\text{Esfuerzo} = \sigma_m = \frac{1 \times 1 \times 25 \times 2}{1 \times 1} = 50 \text{ g/cm}^2$$

El esfuerzo en la base de la torre grande será:

$$\sigma_g = \frac{1000 \times 1000 \times 25000 \times 2}{1000 \times 1000} = 50,000 \text{ g/cm}^2$$

que es mayor que el esfuerzo permisible por lo que la torre se caerá



En este ejemplo vemos que el esfuerzo creció exactamente 1000 veces, número que coincide con el aumento en la escala.

También podríamos haber llegado al mismo resultado pensando que un área de 1 cm² en la torre pequeña estará cargando 25 cm³ de material, mientras que un área de 1 cm² en la torre grande tendrá encima 25000 cm³ del mismo material, por lo tanto, el esfuerzo crecerá directamente proporcional a la escala.

Para este estudio, definiremos la escala como la relación entre una magnitud de la pieza grande dividida por la magnitud correspondiente de la pieza pequeña (modelo) y la denominaremos con la letra E.

Si analizamos ahora las áreas de las figuras geométricas planas, veremos que al crecer la escala el área en dichas figuras crecerá exactamente con el cuadrado de la escala. En efecto, analicemos las áreas de varias figuras regulares.

Cuadrado: $A = l^2$ donde $A = \text{Area}$ y $l = \text{lado}$

Si ampliamos a escala dicho cuadrado, este tendrá por lado $E \times l$ por lo que el área del cuadrado amplificado será $E^2 \times l^2$, igual al área del cuadrado original multiplicada por la escala al cuadrado.

Analicemos ahora el caso de volúmenes.

Cono: $V = \text{Area de la base (A)} \times 1/3 \text{ de la altura (h)}$

Si ampliamos a escala dicho volumen, nos queda:

$V = A \times E^2 \times E \times h/3 = A \times h/3 \times E^3 = \text{Volumen del modelo multiplicado por la escala al cubo.}$

Consideremos ahora un pequeño recipiente lleno de un líquido muy caliente. Si lo ampliamos a escala, el volumen, y por lo tanto la cantidad de calor contenido crecerá con la escala al cubo, mientras el área de todas sus superficies de radiación crecerá solo con la escala al cuadrado, por lo que se enfriará (o se calentará) más rápidamente el recipiente chico que el grande.

Incidentalmente esta es la razón por la que los motores eléctricos muy grandes, requieran de un ventilador más eficiente que los pequeños, por lo que dicho ventilador no puede ser del tipo de rotación dual y dichos motores solo pueden girar en un sentido.

Por los razonamientos antes expuestos, se puede deducir que una bomba grande no puede ni debe (por economía) ser simplemente una pequeña ampliada a escala y cuando se selecciona o diseña una bomba, también es necesario tomar en cuenta el tamaño determinado en cada caso y sus características físicas necesarias.

Veamos que sucede hidráulicamente cuando una bomba crece a escala si se mantiene la velocidad de rotación:

1º La velocidad tangencial en el impulsor y todas las demás velocidades de salida crecerán linealmente con la escala, por lo que la carga crecerá con el cuadrado de la escala.

2º El área de los pasajes del líquido en el impulsor y la carcasa crecerá con la escala al cuadrado y como la velocidad de salida crece linealmente con la escala, resulta que el gasto crecerá con la escala al cubo.

3º Puesto que la potencia consumida por la bomba es proporcional al producto del gasto por la carga, resulta que la potencia crece con la escala a la quinta potencia.

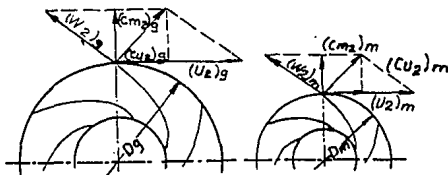
4º El par (torque) sobre el eje es proporcional a la potencia aplicada, por lo que también lo será a la quinta potencia de la escala.

5º El esfuerzo cortante en el eje es proporcional al torque e inversamente proporcional al cubo de su diámetro, por lo que resultará que el esfuerzo cortante en el eje de la bomba amplificada será igual al de la bomba pequeña multiplicada por la escala al cuadrado.

Como una observación al margen, podemos ver que las bombas pequeñas son mecánicamente más resistentes que las grandes y que una grande no puede ni debe ser simplemente una pequeña amplificada a escala en todos sus detalles.

Como una generalización de lo anterior, veamos ahora lo que sucede cuando una bomba crece a escala y variamos también su velocidad de rotación.

Consideremos dos bombas centrífugas de flujo radial geoméricamente similares (a escala y girando a diferentes velocidades) y comparemos sus velocidades:



$$\frac{(U_2)_g}{(U_2)_m} = \frac{(C_2)_g}{(C_2)_m} = \frac{(CU_2)_g}{(CU_2)_m} = \frac{(CM_2)_g}{(CM_2)_m} = \frac{(W_2)_g}{(W_2)_m} = \frac{n_g D_g}{n_m D_m}$$

$$= R = \text{Relación de velocidades} = E \frac{n_g}{n_m}$$

Donde n número de revoluciones por minuto y E es la relación de tamaño de la bomba grande a la pequeña (modelo)

$$\frac{D_g}{D_m} = \frac{(b_2)_g}{(b_2)_m} = E = \text{Escala}$$

Donde:

b_2 = ancho del impulsor a la salida sin considerar las paredes. El gasto que da el impulsor será:

$$Q_g = \pi D_g (b_2)_g (CM_2)_g$$

$$Q_m = \pi D_m (b_2)_m (CM_2)_m$$

Por lo tanto:

$$\frac{Q_g}{Q_m} = \frac{(CM_2)_g}{(CM_2)_m} E = RE^2 = \frac{n_g}{n_m} E \cdot E^2 = E^3 \frac{n_g}{n_m}$$

La carga que da el impulsor será:

$$H_g = \text{coef} \times (U_2)_g \times (CU_2)_g$$

$$H_m = \text{coef} \times (U_2)_m \times (CU_2)_m$$

Por lo tanto:

$$\frac{H_g}{H_m} = R^2 = E^2 = \left(\frac{n_g}{n_m} \right)^2$$

La potencia consumida por la bomba será:

$$P_g = \text{Cte} Q_g H_g$$

$$P_m = \text{Cte} Q_m H_m$$

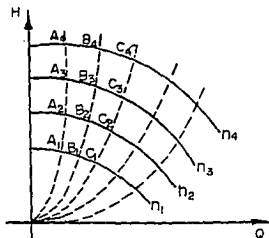
$$\frac{P_g}{P_m} = R^3 E^2 = E^5 \left(\frac{n_g}{n_m} \right)^3$$

Supongamos ahora que manteniendo la escala variamos el número de revoluciones por minuto. En este caso tendremos que:

$$\frac{Q_g}{Q_m} = \frac{n_g}{n_m}$$

$$\frac{H_g}{H_m} = \left(\frac{n_g}{n_m} \right)^2$$

$$\frac{P_g}{P_m} = \left(\frac{n_g}{n_m} \right)^3$$



Notese que en la obtención de las potencias consumidas por las bombas g y m supusimos que las constantes eran las mismas, con lo cual implícitamente estábamos suponiendo que las eficiencias eran las mismas o sea que:

$$\frac{\eta_g}{\eta_m} = \left(\frac{n_g}{n_m} \right)^0 = 1$$

Esto no es rigurosamente cierto sino que la eficiencia aumenta ligeramente con la velocidad de rotación (véase la parte relativa a fricción del disco), incluso se han desarrollado fórmulas que nos indican aproximadamente el valor en que se modifica la eficiencia cuando la bomba es probada a un determinado número de revoluciones por minuto y deseamos conocer la eficiencia del punto correspondiente a un número de revoluciones diferente.

Las leyes de similitud anteriormente anotadas son bastante precisas cuando se trata de bombas centrífugas propiamente dichas, sin embargo, cuando se trata de bombas tipo turbina regenerativa (que algunos consideran un caso especial de centrífuga), dan resultados muy inexactos y no deben ser utilizadas. En este tipo de bombas, si partimos de una gráfica gasto - carga eficiencia a una cierta velocidad y trazamos las correspondientes a una velocidad mayor usando las leyes de similitud, mostrarán valores mayores que los reales obtenidos mediante pruebas.

LEYES DE SIMILITUD CONSIDERANDO CONSTANTE LA VELOCIDAD DE ROTACION

Quando se diseñan impulsores, para que la bomba tenga buena eficiencia, el ancho b de salida debe ir disminuyendo a medida que el diámetro aumenta, según la fórmula: $b = \frac{K \cdot Q}{\pi D E C_m}$, donde Q es el gasto de diseño, K es una constante que depende de las unidades a usar, D es el diámetro del impulsor en el punto donde se toma b , E es el coeficiente de contracción que varía poco, creciendo a medida que el diámetro crece y C_m la velocidad radial del líquido en el punto considerado, la cual también varía poco disminuyendo a medida que el diámetro crece. Para efectos de cálculo de recorte de impulsores, es posible considerar como constante al producto $E C_m$ por lo que $D_g (b_2)_g = D_m (b_2)_m$ lo que indica que el área perimetral de descarga del impulsor permanece constante al variar el diámetro del impulsor, se ve entonces que el gasto variará solamente con la relación de velocidades R que en este caso es igual a la relación de diámetros D_g/D_m por lo que:

$$\frac{Q_g}{Q_m} = \frac{D_g}{D_m}$$

La carga que da el impulsor variará con el cuadrado de la relación de diámetros .

$$\frac{H_g}{H_m} = \frac{(D_g)^2}{(D_m)^2}$$

Puesto que la potencia es una función del producto del gasto por la carga, variará de la siguiente manera:

$$\frac{P_g}{P_m} = \frac{(D_g)^3}{(D_m)^3}$$

Para recordar esto fácilmente, observamos que las ecuaciones de variación del gasto, carga, potencia y eficiencia son parecidas cuando variamos la velocidad de rotación, a sus correspondientes cuando variamos el diámetro del impulsor de la bomba, sustituyendo n por D . En la práctica se toma en cuenta que solo el impulsor se recorta pero que la carcasa permanece como estaba y además

que la consideración que se hizo de tomar como constante a EC_m no es exacta. Esto hace que haya necesidad de incrementar un poco el diámetro calculado.

Los fabricantes de bombas cuentan con tablas o gráficas para hacer esta corrección. Estas tablas o gráficas son casi las mismas independientemente del fabricante de la bomba y pueden ser obtenidas a partir de las curvas gasto - carga publicadas por los fabricantes, las cuales a su vez son obtenidas de pruebas de laboratorio.

Algunas bombas de las llamadas inatascables para manejo de lodos conservan el ancho del impulsor constante ($b_2 = cte.$) por lo que el área de salida aumenta proporcionalmente con el diámetro y el líquido sufre una expansión brusca que hace que la bomba disminuya en eficiencia y además provoca que las reglas para recorte de impulsores que se acaban de mencionar, no sean aplicables.

En este tipo de bombas generalmente no se utiliza el recorte de impulsores para cambio de condiciones de operación.

Existen algunas bombas, principalmente de diseño antiguo o bien diseñadas para manejo de "líquidos generales" en que el área perimetral de salida en el impulsor está muy lejos de ser constante al ir recortando este, donde tampoco serán aplicables las leyes de similitud.

XI. DIAMETRO APROXIMADO DEL IMPULSOR

Podríamos conocer aproximadamente el diámetro del impulsor de una bomba centrífuga de flujo radial cuando conocemos las condiciones de carga y velocidad de rotación:

$$U_2 = K_U \sqrt{2gH}$$

Por lo que:

$$U_2 = \pi D_2 \frac{n}{60} = K_U \sqrt{2g} \sqrt{H}$$

Entonces:

$$D_2 = \frac{60 K_U \sqrt{2g} \sqrt{H}}{n}$$

Siendo K_U un coeficiente que varía generalmente entre 0.9 y 1.2

Si suponemos:

D = diámetro del impulsor en metros.

H = carga en metros.

n = revoluciones por minuto.

g = aceleración de la gravedad = 9.81 m/seg^2

$$D_2 = \frac{84.6 K_U \sqrt{H}}{n}$$

O en sistema inglés:

$$D_2 = \frac{1840 K_U \sqrt{H}}{n}$$

En donde:

D_2 = diámetro del impulsor en pulgadas.

H = carga en pies.

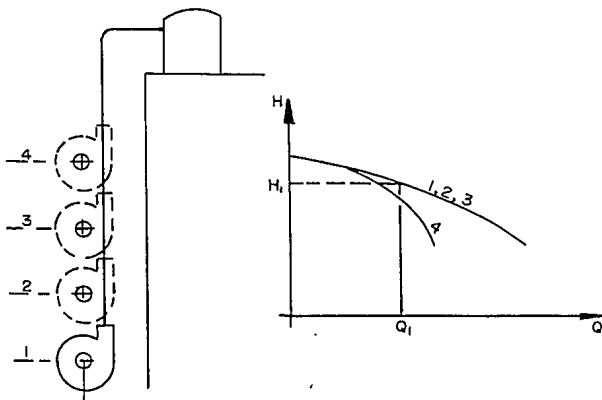
n = revoluciones por minuto.

Si suponemos que $K_U = 1.033$, lo que en la práctica no se aleja mucho de lo real, la fórmula anterior queda: $D_2 = \frac{1900 \sqrt{H}}{n}$

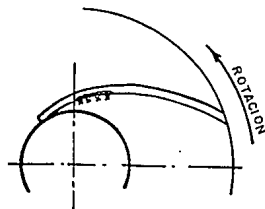
XII. CAVITACION

Veamos lo que sucede cuando cambian las condiciones de succión de una bomba.

Supongamos que vamos cambiando de colocación a la bomba, subiéndola desde el punto 1 al 2, luego al 3 y que en estos puntos nos dio la misma curva Gasto - Carga, Gasto - Eficiencia y Gasto - BHP. Si colocamos la bomba un poco mas arriba, en el punto 4, oiremos un ruido como si la bomba tuviera piedritas, el gasto disminuirá y lo mismo sucede con la eficiencia, la bomba vibrará y se hará errática la operación.



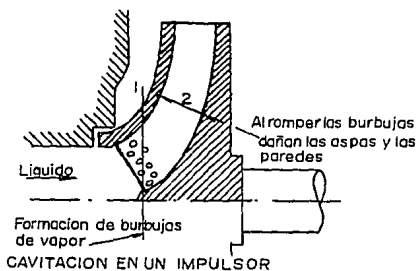
Si dejamos que la bomba trabaje en estas condiciones durante largo tiempo, se puede destruir el impulsor y posteriormente la carcasa, mostrando daños con cierta similitud a los producidos por la corrosión, solo que localizados principalmente en una zona a unos cuantos centímetros adelante del comienzo del álabe, en el lado concavo del mismo.



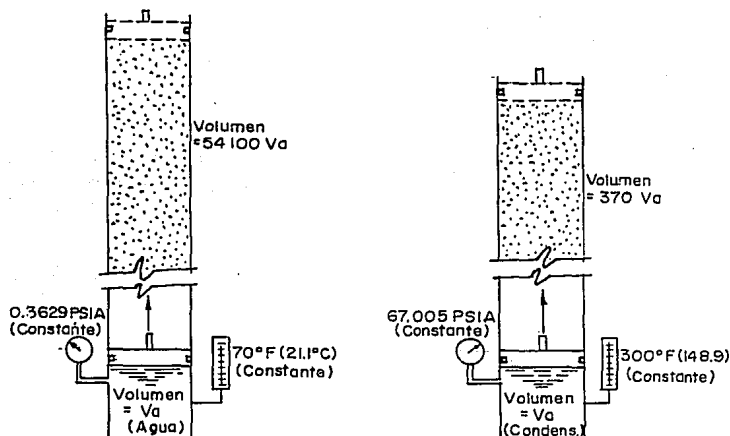
Si repetimos todo el experimento anterior variando alguna de las condiciones, por ejemplo elevando la temperatura del líquido manejado, veremos que la altura máxima a la que podemos colocar la bomba sin que se presente el fenómeno descrito, disminuirá. Lo mismo sucederá si el experimento se repite en una localidad a mayor altura sobre el nivel del mar, donde la presión atmosférica es menor.

Para determinar los límites dentro de los cuales podemos hacer trabajar la bomba con seguridad, debemos primero encontrar la expresión matemática que describe este fenómeno y, si es posible, aislar de ella la parte que no dependa de las condiciones locales como la presión atmosférica ni de las condiciones del líquido manejado. Para lograr esto, analicemos lo siguiente.

Si pudiéramos ver dentro de la bomba, veríamos que al girar el impulsor, atrás de cada álabe, en la zona cercana al ojo se forma una cavidad en el líquido (de ahí el nombre de cavitación), que está llena de vapor del mismo líquido, del cual se desprenden burbujas que son arrastradas por la corriente dentro de los pasajes entre los álabes, y al llegar a una zona de mayor presión implótan produciendo un metralleo de partículas de líquido en contra de las paredes interiores del impulsor. Este golpeteo produce esfuerzos súbitos de muy alta intensidad en el interior de la bomba y la deteriora.



Hagamos ahora un pequeño experimento:



DE LAS TABLAS DE VAPOR

Temp. °F	Pres. Vap. PSIA	Vol. espec. del vap. saturado pies ³ /lb	Peso espec. del líquido lb/pie ³	Nº de Vols
70	0.3926	868.4	62.31	54100
212	14.696	26.799	59.81	1603
300	67.005	6.4658	57.31	370

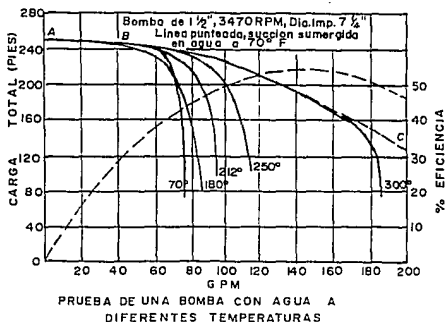
Dentro de un cilindro lleno del líquido manejado a la temperatura de bombeo, vayamos reduciendo la presión mediante un pistón, conservando siempre la misma temperatura dentro del cilindro, veremos que al alcanzar un cierto valor, el líquido vaporiza (El valor de la presión absoluta en ese instante dentro del cilindro, corresponde al de la presión de vaporización).

Si continuamos jalando el pistón muy lentamente, haciendo que tanto la temperatura como la presión de vaporización se conserven, continuará el proceso hasta que todo el líquido se haya evaporado. En ese punto tendremos solamente vapor y el líquido se habrá convertido en varios volúmenes de vapor, si es agua fría a 70°F, habrá producido 54,100 volúmenes, si es agua a 300°F (condensado) solo se habrá transformado en 370 volúmenes de vapor saturado.

Volviendo ahora a nuestra bomba, si pudiéramos medir la presión absoluta en la zona de baja presión que se forma atrás de los álabes, junto al ojo, veríamos que cuando llega a ser igual o menor

que la de vaporización, se forman las cavidades antes mencionadas al hervir el líquido comenzando así la cavitación y su proceso destructivo.

Por otro lado, experimentalmente en laboratorio, se encontró que al variar la temperatura del líquido manejado (agua), la curva Q-H caía mas rápidamente despegándose de la obtenida sin cavitatar (curva C), mientras mas fría estuviera el agua manejada. Del análisis de estas gráficas, se desprende que existe una gran relación entre la rapidez con que cae la curva cuando la bomba está cavitando y el número de volúmenes de vapor en los que se convierte un volumen de agua que está a determinada temperatura.

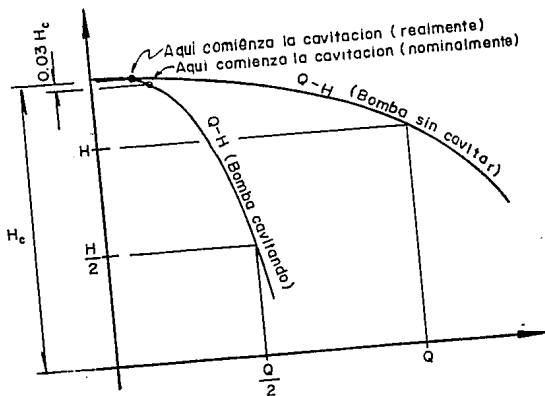


Hasta aquí nos explicamos por que se destruyen los impulsores (principalmente) durante la cavitación pero...¿por que baja el gasto? o propiamente dicho ¿por que se cae la curva Q-H ? Para explicar lo anterior supongamos que el 50% del volumen comprendido entre dos álabes es gas, y el otro 50% está ocupado por el líquido, en estas condiciones la bomba daría solo el 50% del gasto que daba antes de cavitatar (esto es fácil de comprender), pero también daría solo el 50% de la carga. Esto último se puede explicar así:

Recordemos que las bombas dan una cierta carga independientemente de la densidad relativa del líquido, lo que hace que la presión de descarga si varíe de acuerdo a la densidad relativa que tenga, por lo que si antes de la cavitación la bomba estaba dando una carga H (y una presión P), al cavitatar, la densidad relativa del líquido dentro de la bomba, bajará al 50% , por lo que dará solo la mitad de la presión, pero como la densidad relativa en la tubería de descarga no disminuyó y en la bomba hay una presión de 0.5 P, la carga será solo de 0.5 H .

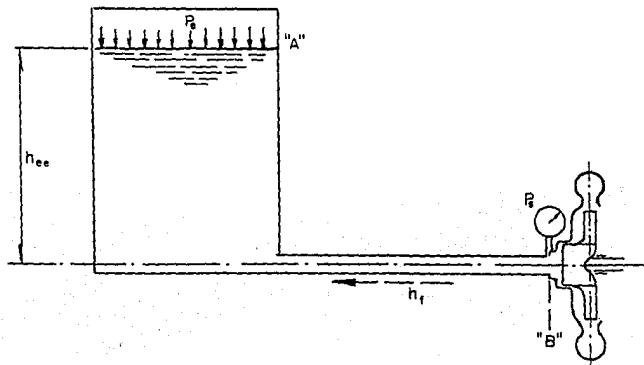
Para identificar el punto donde la cavitación comienza, se acordó internacionalmente, que al bajar la carga un 3% de la que entrega normalmente con el mismo gasto, la bomba estará comenzando a cavitatar.

Este valor de 3% en la caída de la carga es fácil de detectar con los instrumentos (manómetros) que generalmente se emplean durante una prueba de funcionamiento en cualquier laboratorio construido para este propósito en las fábricas de bombas, sin embargo en años muy recientes, se ha visto experimentalmente que este valor del 3% no indica el punto donde comienzan los daños en el impulsor por la cavitación sino que la bomba puede empezar a dañarse aún cuando la carga haya caído solo una fracción de este 3%, principalmente cuando el impulsor produce alta carga y cuando la velocidad específica de succión, tiene un alto valor.



XIII. CARGA DE SUCCION POSITIVA NETA (CSPN)

Si tenemos una instalación como la mostrada en la figura siguiente y trabajamos únicamente con presiones absolutas:



Aplicando la ecuación de Bernoulli entre "A" y "B" tenemos:

$$\frac{P_e}{\gamma} + h_{ee} - h_f = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 1$$

Llamemos H_v a la carga correspondiente a la presión de vaporización y restémosla a ambos miembros.

$$\frac{P_e}{\gamma} + h_{ee} - h_f - H_v = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v \dots\dots\dots 2$$

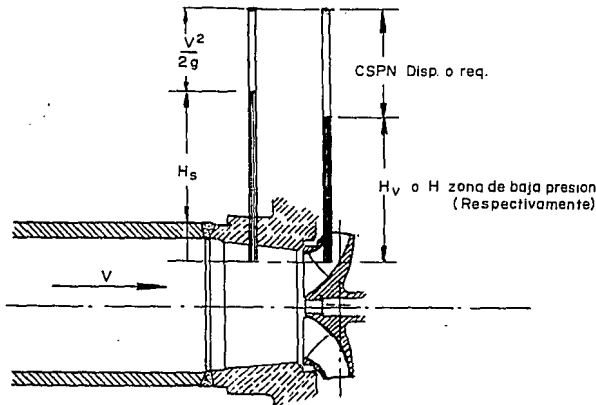
DEFINICION.- Carga de succión positiva neta disponible es la suma de las cargas absolutas antes de la brida de succión de la bomba, menos la carga de vaporización.

De acuerdo a la definición, la CSPN disponible, es la energía específica del líquido, arriba de la energía específica debida a su presión de vaporización, con la que cuenta inmediatamente antes de la entrada a la bomba.

$$\frac{P_e}{\gamma} + h_{ee} - h_f - H_v = \text{CSPN Disponible}$$

Nótese que se están considerando solo las cargas antes de la entrada de la bomba, por lo cual la CSPN Disp. no depende del diseño ni de las condiciones de operación de la mencionada bomba.

Una manera de visualizar, basándose en la ecuación 2, a la CSPN Disp. es la siguiente, donde mediante algunos dispositivos ideales, parecidos a los tubos piezométricos, pero que pudieran medir la carga de presión absoluta, tanto en la boquilla de entrada de la bomba, como en la zona de baja presión del impulsor, podría verse la CSPN Disp. en forma de una longitud.



Si queremos evitar la cavitación, debemos tener en la zona de baja presión situada detrás de los álabes, una presión mayor que la de vaporización del líquido manejado, surge entonces la pregunta ¿Que presión debemos tener como mínimo a la entrada de la boquilla de succión de la bomba, que produzca una presión mayor que la de vaporización en la zona de baja presión de los álabes?

Es obvio que tendríamos la respuesta a esta pregunta si conociéramos el valor de la caída de presión entre la entrada de la boquilla de succión de la bomba y la zona de baja presión detrás del álabes del impulsor, ya que en este caso, solo tendríamos que sumarle la presión mínima necesaria en la boquilla de succión.

Si expresamos dicha caída no en forma de presión sino en forma de carga (le llamaremos ΔH) y le sumamos H_v , obtendremos la carga de presión mínima necesaria en la entrada de la boquilla de succión P_s min para que la bomba no cavite.

O sea:

$$\Delta H + H_v = \frac{P_{smin}}{\gamma}$$

Generalmente es más fácil conocer la suma de la carga de presión en la succión más la de velocidad en la boquilla de succión, por lo que le sumaremos $\frac{V^2}{2g}$ a ambos términos de la ecuación anterior.

$$\Delta H + H_v + \frac{V^2}{2g} = \frac{P_{smin}}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H + \frac{V^2}{2g} = \frac{P_{smin}}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v$$

Vemos que el segundo término de esta ecuación es el mismo de la CSPN disponible, solo que en este caso la presión en la succión es la mínima necesaria para que la bomba no cavite. A este caso en particular le llamaremos Carga de Succión Positiva Neta Requerida (CSPN Req.)

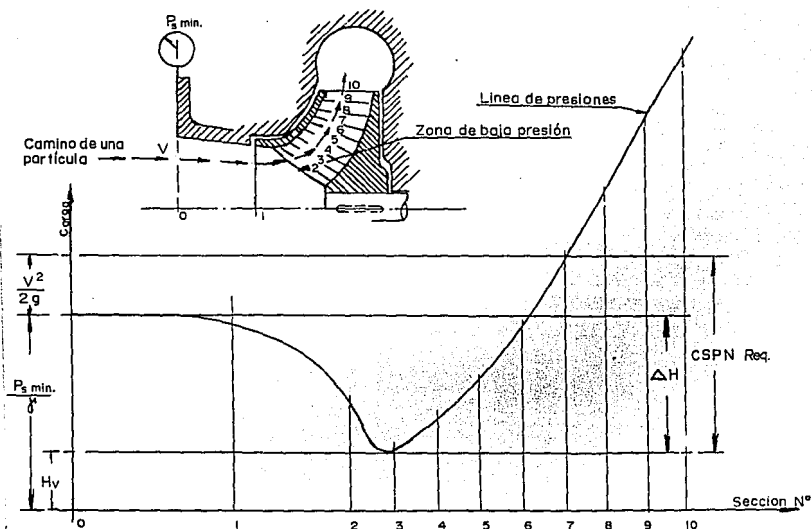
Entonces tenemos:

$$\Delta H + \frac{V^2}{2g} = \frac{P_{smin}}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v = \text{CSPN Req.}$$

DEFINICION.- Carga de Succión Positiva Neta Requerida, es la suma de las cargas absolutas a la entrada de la brida de succión de la bomba menos la carga de vaporización, cuando la bomba está a punto de cavitación.

Podemos representar gráficamente la CSPN Req. si analizamos la caída de presión en cada una de las secciones de bomba a lo largo del camino de una partícula de líquido, cuando a la entrada de la boquilla de succión existe la presión mínima necesaria para que la bomba no cavite.

La siguiente figura ilustra lo anteriormente mencionado.



Un caso muy poco frecuente, pero que da una excelente oportunidad para explicar el significado de CSPN Req., es cuando la carga de velocidad es despreciable o nula. En este caso la CSPN Req. será la simple diferencia entre la carga existente en la boquilla de entrada de la succión y la carga existente en la zona de baja presión, o sea la caída de carga entre esos dos puntos. En este caso, si pudiéramos colocar algún otro tipo de medidor de presión que indicara cargas absolutas en la zona de baja presión (y que girara con el impulsor) y otro igual en el punto donde el líquido entra a la boquilla de succión, la simple diferencia de lecturas en estos dos medidores, sería la CSPN Req.

Cuando la carga de velocidad no es despreciable, simplemente habría que sumarla a la carga de presión absoluta que se tiene en el líquido a la entrada de la bomba y al resultado restarle la carga en la zona de baja presión.

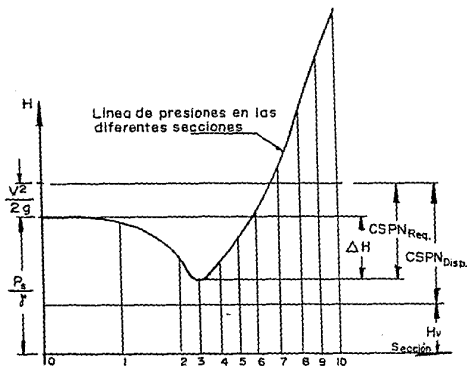
De todo lo anterior se desprende que la CSPN Req. depende de:

- El diseño de la bomba.
- La velocidad de rotación de la misma.
- El gasto manejado.

No depende de la densidad relativa del líquido manejado ni de la naturaleza del mismo, por tanto el fabricante de la bomba debe indicar el valor de la CSPN requerida y la velocidad de operación para cada modelo de bomba, y para un gasto dado.

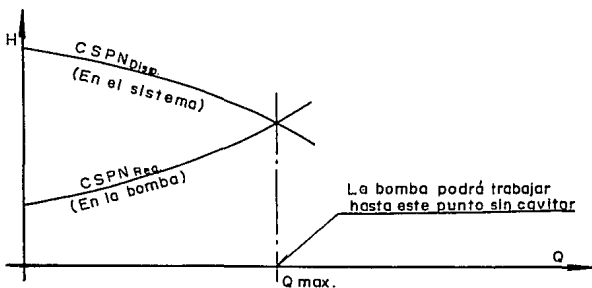
En rigor, la CSPN Req. depende también del diseño del impulsor, de su elaboración y del diámetro exterior del mismo, sin embargo, muy pocos fabricantes muestran las gráficas de CSPN Req. de acuerdo con el diámetro del impulsor, la gran mayoría lo indican solo para el diámetro que mas requiera y el usuario estará dentro de la seguridad si toma ese valor y lo hace corresponder al diámetro que requiere menos.

Una gráfica que combinara las correspondientes a la CSPN Req. y a la CSPN Disp. sería la siguiente.



En la figura anterior se ve que la línea horizontal de las H_v deberá estar siempre abajo de la línea de presiones ya que si la llega a cruzar significa que la bomba estará cavitando.

También se puede hacer una curva del sistema con respecto a la CSPN Disp. y si se traza en la misma gráfica la requerida, se podrá observar hasta que gasto se podrá trabajar sin que cavite la bomba.



De la definición de CSPN disponible:

$$\text{CSPN Disp.} = \Sigma \text{Cargas absoluta a la entrada de la bomba} - \text{carga de vaporización.}$$

Por lo tanto, se tienen las siguientes fórmulas para calcularlas:

En el sistema inglés:

$$\text{CSPN Disp.} = \frac{(P_e - P_v) \times 2.31}{\text{Dens. relativa}} + h_{ee} - h_f$$

P_e y P_v en lb/pulg², h_{ee} y h_f en pies.

En el sistema métrico:

$$\text{CSPN Disp.} = \frac{(P_e - P_v) \times 10}{\text{Dens. relativa}} + h_{ee} - h_f$$

P_e y P_v en Kg./cm², h_{ee} y h_f en m.

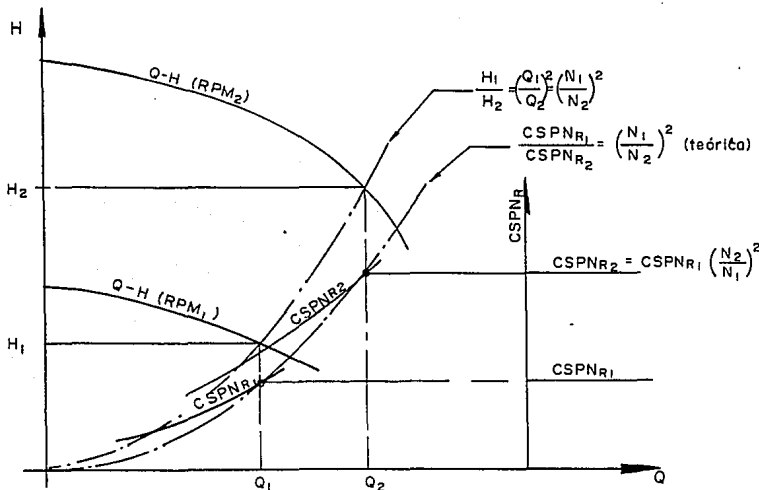
Variación de la CSPN con la velocidad de rotación

Si queremos conocer la CSPN requerida en una bomba cuando está girando a una velocidad n_1 y solo conocemos su valor cuando está girando a una velocidad n_2 y correspondiendo a un gasto Q_2 teóricamente tendremos:

$$\frac{\text{CSPNReq.1}}{\text{CSPNReq.2}} = \frac{n_1}{n_2}$$

Correspondiendo a los gastos $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$

En otras palabras, las CSPN Req. varían igual que las cargas cuando varían las velocidades de rotación. (ver figura)



Esto, sin embargo, no deberá tomarse como rigurosamente exacto ya que cuando la variación de velocidad es grande, del orden de la mitad, esta fórmula nos dará resultados probablemente con un error de hasta un 10% y a veces más, dependiendo de los diámetros de la succión y de la descarga, principalmente el de la succión, aumentando dicho error conforme la bomba vaya disminuyendo de tamaño.

Altura de succión o de aspiración

Se define como altura de succión o de aspiración a la diferencia de alturas entre el nivel del líquido succionado y la línea de centros de la entrada del primer impulsor, cuando el impulsor está arriba del nivel del líquido.

Se denomina altura máxima de succión a la altura de succión de la bomba cuando está a punto de cavitación.

Sumergencia

La distancia de la superficie del líquido al extremo de entrada de una bomba vertical se le conoce con el nombre de sumergencia. La mínima sumergencia requerida por una bomba es la necesaria para evitar la formación de vórtices y debe ser indicada por el fabricante.

La sumergencia no debe ser confundida con la CSPN, es posible tener suficiente sumergencia y no contar con suficiente CSPN o viceversa. En el caso de manejo de líquidos calientes, es siempre conveniente comprobar que la CSPN sea suficiente.

Veamos algunos ejemplos de cálculo de la CSPN Disponible

Ejemplo N° 1 Una bomba está manejando agua a 71°C (160°F) de un tanque abierto a la atmósfera, con un nivel de 3.66 m (12 pies) arriba de la línea de centros del impulsor. Las pérdidas son 0.6 m (2 pies) y la elevación de la instalación sobre el nivel del mar es de 1524 m (5000 pies)
¿Cuál será la CSPN Disponible de la bomba? (en pies)

Presión atmosférica = 12.22 PSIA

Pérdidas: 2 Pies

Densidad relativa = 0.979

Presión de vapor = 4.74 PSIA (correspondiente al agua a 160°F)

Transformando a carga, tenemos:

$$H_v = \frac{PSIA \times 2.31}{\text{Dens. relativa}} = \frac{4.74 \times 2.31}{0.979} = 11.18 \text{ pies}$$

Solución:

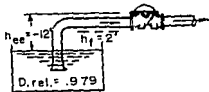
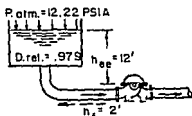
$$\begin{aligned} \text{CSPNDisp.} &= \frac{P_e}{\gamma} + h_{ee} - h_f - H_v \\ &= \frac{12.22 \times 2.31}{0.979} + 12 - 2 - 11.18 = 27.65 \text{ pies} \end{aligned}$$

Ejemplo N° 2 La misma bomba del ejemplo anterior, está succionando de un tanque, que tiene el nivel 3.66 m (12 pies) abajo de la línea de centros de la bomba. ¿Cuál será la CSPN Disp. de la bomba? (en pies)

Presión atmosf. = 12.22 PSIA

$H_v = 11.18$ pies

Dens. relativa 0.979



Solución:

$$\text{CSPN Disp.} = \frac{12.22 \times 2.31}{0.979} - 12 - 2 - 11.18 = 3.65 \text{ pies}$$

Ejemplo N° 3 ¿Cual será la máxima altura de succión (hee negativa) a la que podrá succionar la bomba del ejemplo anterior si la bomba requiere una CSPN de 5 pies?

Considerando que CSPN Disp. = CSPN Req.

Solución:

$$\text{CSPN Disp.} = \frac{12.22 \times 2.31}{0.979} + h_{ee} - 2 - 11.18 = 5 \text{ pies}$$

$$h_{ee} = 5 - \frac{12.22 \times 2.31}{0.979} + 2 + 11.18 = -10.65 \text{ pies}$$

Ejemplo N° 4 Tenemos una bomba en una instalación como la mostrada en la figura siguiente, manejando 1000 GPM de agua a 310°F por una tubería de 8 pulgadas de diámetro. Las pérdidas entre la conexión del manómetro y la brida de entrada de la bomba son de 0.1 pie. La instalación se encuentra a 4000 pies SNM y el manómetro marca 70 PSI.

A 310°F:

$$\delta = 0.914$$

Presión de vapor del agua:

$$H_v = 77.68 \text{ PSIA}$$

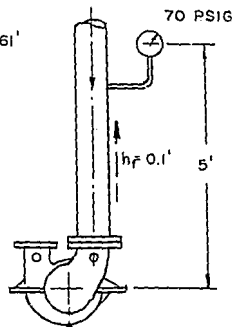
A 4000 pies SNM:

$$P_{\text{atm.}} = 12.69 \text{ PSIA}$$

Carga de velocidad en un tubo de 8" circulando 1000 GPM

$$\frac{V^2}{2g} = 0.61 \text{ pies}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{(6.28)^2}{64.4} = 0.61'$$



Solución:

$$\text{CSPN Disp.} = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - H_v$$

Pero

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{2.31 (70 + 12.69)}{0.914} + 5 - 0.1 = 213.89 \text{ pies}$$

$$H_v = \frac{77.68 \times 2.31}{0.914} = 196.32 \text{ pies}$$

Entonces:

$$\text{CSPN Disp.} = 213.89 + 0.61 - 196.32 = 18.18 \text{ pies}$$

XIV. RELACION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA CON LA FORMA DEL IMPULSOR Y LA EFICIENCIA

Velocidad específica.

La velocidad específica es un índice usado para clasificar los impulsores de las bombas centrífugas que nos indica el tipo y proporciones del mismo. Se define como la velocidad en revoluciones por minuto a las que debe girar un impulsor geoméricamente similar para que de un gasto unitario bombeando contra una carga unitaria.

Su expresión usual es:

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

Donde:

N_s = Velocidad específica.

n = Velocidad de rotación en RPM

Q = Gasto en el punto de eficiencia máxima.

H = Carga que está dando la bomba.

Expresada en la forma anterior, la velocidad específica tiene dimensiones y el valor obtenido dependerá de las unidades usadas, por lo que deberá ser afectada de un factor para dar las RPM correspondientes

$$\frac{\text{RPM} \sqrt{\text{GPM}}}{\text{ft}^{3/4}} = \frac{21.19 \text{RPM} \sqrt{\text{ft}^3/\text{seg}}}{\text{ft}^{3/4}} = \frac{1.633 \text{RPM} \sqrt{\text{L}/\text{seg}}}{\text{m}^{3/4}} =$$

$$\frac{51.64 \text{RPM} \sqrt{\text{m}^3/\text{seg}}}{\text{m}^{3/4}} = 0.211 \text{RPM} \frac{\sqrt{\text{L}/\text{min}}}{\text{m}^{3/4}}$$

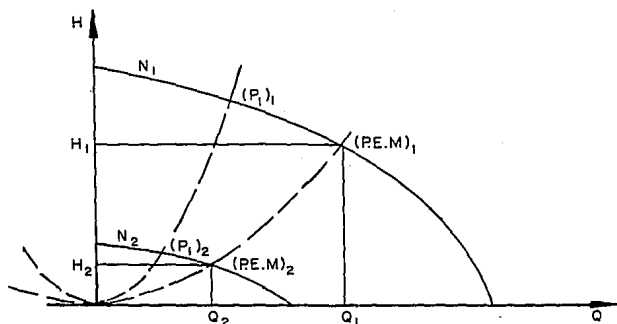
Si examinamos cualquier catálogo de bombas centrífugas de flujo radial, escogiendo una curva Gasto - Carga - Eficiencia al azar y con el diámetro y la velocidad de rotación calculamos la velocidad tangencial U , al elevar este valor al cuadrado y dividirlo entre el doble de la aceleración de la gravedad ($U^2/2g$), nos dará un valor para la carga H que coincidirá aproximadamente con el mostrado en la curva, independientemente del gasto para el que haya sido diseñada la bomba.

Conservando todas las dimensiones de una bomba, al aumentar o disminuir su velocidad de rotación, las velocidades tanto radial como tangencial aumentarán o disminuirán proporcionalmente, por lo que el gasto o flujo aumentará o disminuirá linealmente pero la carga lo hará con el cuadrado

de las velocidades de rotación. Un punto cualquiera, por ejemplo el de eficiencia máxima se moverá a lo largo de una parábola simétrica con relación al eje de las cargas y que además pasa por el origen.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Por lo tanto:} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

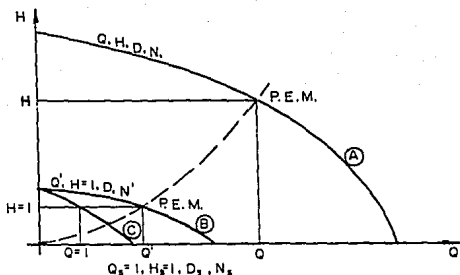
Ecuación de una parábola que pasa por el origen y es simétrica con respecto al eje de las H.



Al disminuir la velocidad de rotación su curva se hace cada vez mas horizontal, por ejemplo si su velocidad baja a la mitad, su intersección con el eje de los Q, bajará a la mitad, pero la intersección con el eje de las H bajará a la cuarta parte.

Al disminuir la velocidad de rotación la eficiencia en el punto correspondiente generalmente disminuye tan poco que se puede considerar despreciable, y aunque se han desarrollado métodos para calcularlo, resultan muy imprecisos.

Supongamos que una bomba girando a n revoluciones por minuto, su curva gasto - carga - eficiencia, sea la marcada con la letra A en la siguiente figura. Al ir disminuyendo la velocidad de rotación, su punto de diseño (P.E.M.) se irá moviendo por una parábola hasta que su carga sea unitaria, por ejemplo 1 pie. En ese punto la bomba estará girando a n' revoluciones por minuto y dando un gasto Q' , por lo que se tendrá:

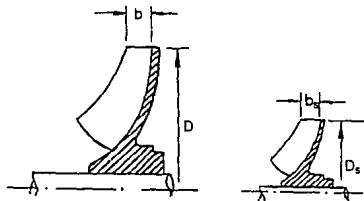


$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} = \frac{1}{\sqrt{H}}$$

$$\therefore Q' = \frac{Q}{\sqrt{H}} \dots \dots \dots 1$$

$$y \ n' = \frac{n}{\sqrt{H}} \dots \dots \dots 2$$

Si ahora reducimos a escala el impulsor, sus velocidades tanto la tangencial U_2 como la radial Cm_2 tenderán a bajar, pero si incrementamos la velocidad de rotación a un valor tal que ambas velocidades se restablezcan, la pequeña bomba dará la carga $H = 1$ pero el gasto si bajará ya que tanto el ancho b como el perímetro del impulsor se redujeron. Seleccionando adecuadamente la escala a la que vamos a reducir el impulsor podemos hacer que la bomba de un gasto unitario (por ejemplo 1 galón por minuto). A ese diámetro del impulsor se le llama diámetro específico D_s y a la velocidad de rotación correspondiente se le llama velocidad específica N_s . Para obtener sus valores procedemos como sigue:



Por definición:

$$Q_s = 1, \ H_s = 1$$

$$\frac{b}{b_s} = \frac{D}{D_s} \dots \dots \dots 3$$

Corte transversal de los impulsores

Para pasar de la curva B a la C, H debe ser constante e igual a 1 por lo que se tiene

$$U_2 = K D n' = K D_s N_s$$

Donde:

$$N_s = n' \frac{D}{D_s} \dots \dots \dots 4$$

y también

$$\frac{Q'}{Q_s} = \frac{bD}{b_s D_s} = \frac{D^2}{D_s^2} \text{ Pero } Q_s = 1 \text{ Por lo tanto: } \sqrt{Q'} = \frac{D}{D_s} = \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{H}}$$

Por lo tanto el diámetro específico será: $D_s = \frac{D^4 \sqrt{H}}{\sqrt{Q}}$

Sustituyendo este valor en 4 y considerando la ecuación 2 , se obtiene la expresión de la velocidad específica que ya habíamos mencionado.

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

La velocidad específica del impulsor es un índice del tipo de impulsor cuando los factores de la fórmula anterior corresponden a los de su desempeño en el punto de eficiencia óptima (mejor eficiencia).

Esta es una herramienta muy útil para el diseñador hidráulico cuando se trata de diseñar impulsores que cumplan con diferentes condiciones de carga, capacidad, forma de la curva, condiciones de succión y velocidad.

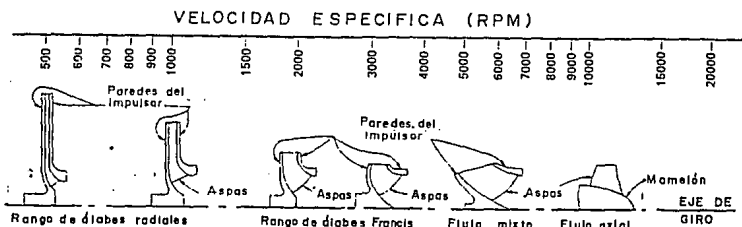
Impulsores para altas cargas y baja carga de succión positiva neta requerida, normalmente tienen velocidad específica baja y por el contrario los impulsores para cargas bajas y alta carga de succión positiva neta requerida, usualmente tienen velocidades específicas altas. Dependiendo del tipo de impulsor, el rango de las velocidades específicas está entre 400 y 20,000 para diseños comerciales.

De acuerdo a los valores de la velocidad específica, los impulsores pueden clasificarse de una manera muy general como sigue:

Velocidad específica de 4,200 y menores como centrífugos o de tipo radial

Velocidad específica entre 4,200 y 9,000 como de flujo mixto.

Velocidad específica mayor de 9,000 como de flujo axial.



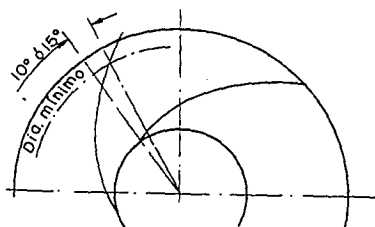
La figura anterior muestra perfiles de diseños de impulsores variando desde velocidad específica baja al lado izquierdo para diseños de flujo radial hasta velocidades específicas altas para diseños de flujo axial al lado derecho.

XV. RECORTE DE IMPULSORES

Cuando a un fabricante o distribuidor se le solicita una bomba para determinadas características de gasto y carga, lo común es que no tenga una bomba del diseño específico para ese punto de operación por lo que deberá recortar el impulsor a un diámetro menor o bien variar la velocidad de rotación mediante algún equipo auxiliar como puede ser un variador de frecuencia, un reductor o incrementador de velocidad, o un juego de poleas y bandas.

Debido a que esta segunda alternativa implica incremento en los costos, y adicionalmente condiciones desfavorables para la operación del equipo como fuerzas radiales adicionales a los ejes del motor y la bomba, en el caso de poleas y bandas, es muy poco frecuente que se utilice y solo en casos muy especiales como en las bombas para lodos donde el recortar el impulsor se hace extremadamente inconveniente ya sea por que tienen un recubrimiento de hule o algún otro material o bien por que el material de que están fabricados es sumamente duro. Por estas razones es normal y universalmente aceptado utilizar el recorte de impulsores para otorgar las condiciones de operación solicitadas.

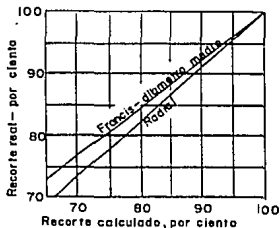
El recorte de impulsores se puede hacer solo hasta un cierto limite (generalmente del 70 al 80% del diámetro máximo), cuidando que exista un traslape entre el comienzo de un álabe y la terminación del contiguo de unos 10 ó 15 grados como mínimo, de otra manera aunque se alcancen las condiciones de operación, la eficiencia comenzaría a caer rápidamente y el valor necesario para el diámetro del recorte se alejaría cada vez mas del indicado por las leyes del recorte de impulsores.



Se cuida también que la ó las paredes laterales del impulsor no se vean suprimidas de alguna característica necesaria como un anillo de desgaste o algún refuerzo mecánico en cuyo caso el recorte no se hace de una manera paralela al eje de rotación sino mas bien inclinado. Las leyes que rigen el recorte del impulsor son las de similitud, si embargo debemos recordar que dichas leyes varían con el diseño del impulsor, que indican que si el ancho interior del impulsor va disminuyendo exactamente en la misma proporción en que el diámetro aumenta, las leyes:

$$\frac{D_{rec}}{D_{max}} = \frac{Q_{rec}}{Q_{max}} = \frac{\sqrt{H_{rec}}}{\sqrt{H_{max}}}$$

serán exactas, pero esto no es común ya que lo que se busca, cuando no hay algún impedimento como el manejo de sólidos, es que la eficiencia sea la máxima por lo que el ancho del impulsor se diseña de acuerdo con la fórmula que se vio en el capítulo de leyes de similitud (X) conservando constante la velocidad de rotación para evitar una expansión brusca, y así el diámetro calculado con estas leyes deberá corregirse de acuerdo con una gráfica que prácticamente no varía de fabricante a fabricante cuando las bombas son del mismo tipo, como la siguiente.



Debemos recordar, sin embargo, que existen algunas bombas diseñadas para "líquidos generales", generalmente de diseño antiguo, cuya geometría del impulsor no sigue las leyes anotadas para el diseño del impulsor (por lo que serán menos eficientes mientras más se acerquen a las de impulsor con paredes paralelas, como las de las bombas de lodos) y por lo tanto, el diámetro de recorte se aleja mucho del obtenido con la gráfica de corrección anterior.

Cuando se trata de bombas en que solo se varía la velocidad de rotación (donde no se recorta el impulsor) si son exactas las leyes de similitud, independientemente del diseño del impulsor, ya sea este de paredes paralelas (bombas de lodos) o en las que el ancho va disminuyendo a medida que el diámetro se agranda.

$$\frac{RPM_1}{RPM_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_2}}$$

XVI. SELLOS MECANICOS VS EMPAQUETADURAS

Los sellos mecánicos en la industria de bombeo son relativamente nuevos y su tecnología está desarrollándose tendiendo cada vez mas a substituir a las empaquetaduras.

Sus ventajas principales son:

- Escurrimiento mínimo aun en condiciones severas (pero bastante constantes) de presión. Un sello mecánico no debe permitir el goteo, por mínimo que este sea.
- La camisa del eje no está sujeta a desgaste, por lo que su duración es mucho mayor que la usada con empaquetadura y además el material para su fabricación (no endurecido) se podrá escoger entre una gama mas amplia.
- En la mayoría de los casos se obtiene una importante economía con el uso del sello en vez de la empaquetadura.
- Menor frecuencia de mantenimiento.
- Menor generación de calor.

Sus principales desventajas son:

- No deben trabajar "en seco". Fallarían muy rápidamente (en segundos o pocos minutos).
- Si la bomba está sujeta a períodos prolongados sin trabajar, se tienden a pegar reduciéndose rápidamente su duración.
- No dan apoyo adicional a la flecha.
- Su selección debe ser hecha por personal muy especializado y de acuerdo con las condiciones precisas de operación.
- Requieren de personal mas especializado para su operación y mantenimiento.
- Mayor precio inicial que la empaquetadura.
- Necesidad de retacciones específicas para ese sello.
- Uso muy limitado en el bombeo de líquidos muy espesos o con sólidos en suspensión.
- En caso de falla no es controlable la fuga sin parar y desarmar la bomba (por esta razón no deben usarse en bombas contra incendio)

Casos en que la bomba debe llevar sello mecánico:

- Cuando maneje líquidos inflamables, corrosivos, caros, etc. en que su fuga sea peligrosa o costosa.
- Cuando la presión en el estopero sea mayor de 7 Kg/cm^2 (100 psig.)
- Cuando las condiciones de costo así lo indiquen para lo cual se puede utilizar la siguiente ecuación.

$$1.25 S + B + F < M + 5E + 4.5L + P + R$$

En donde:

S = Costo del sello mecánico.

B = Costo de la brida del sello.

F = Costo de la línea de recirculación (flushing) con sus aditamentos

M = Costo de la camisa de la flecha.

E = Costo de los anillos de empaque.

L = Costo del líquido desperdiciado por el escurrimiento por bimestre, considérese 10 litros por día.

P = Costo del prensaestopas.

R = Costo de la línea de recirculación (caso de la empaquetadura).

Esta fórmula ha sido desarrollada bajo las condiciones locales actuales de México y no debe determinar de una manera absoluta el uso del sello o de la empaquetadura, sino que deberá tomarse en cuenta el líquido manejado, las recomendaciones del cliente en caso de que las haya, conocimientos técnicos del personal que operará y dará mantenimiento a la bomba, disponibilidad de refacciones, etc.

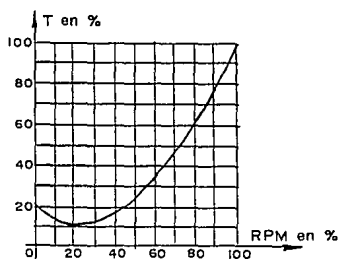
XVII. PAR DE GIRO Y MOMENTO VOLANTE

Se define al par de giro como el momento de un sistema de fuerzas que produce o tiende a producir rotación. Se mide en unidades de fuerza por distancia: Libras - pie, Kg - cm, etc.

Al arrancar una bomba, en cualquier instante el par de giro ejercido por el accionador debe ser mayor que el requerido por la bomba. A la diferencia se le llama "Par de giro neto de aceleración"

El par de giro requerido varía de acuerdo con el método o condiciones de arranque, si se arranca contra válvula cerrada, abierta, a través de una válvula de retención, etc.

Las bombas centrífugas requieren muy bajo par de giro, teóricamente cero al arrancar si la bomba está en reposo, sin embargo esto no es rigurosamente cierto debido a las fricciones en los cojinetes, en la empaquetadura o sello mecánico, etc. por lo que se hace la suposición dentro de la seguridad, que el valor de este par de giro es el 20% del requerido una vez que la bomba alcanzó su velocidad de operación y prácticamente todos los fabricantes pueden dar una gráfica par de giro - RPM que tiene la misma forma si los valores están en por ciento.



$$\text{Par de giro} = \frac{\text{BHP} \times 5250}{\text{RPM}} \text{ en Lb-pie}$$

$$= \frac{\text{BHP} \times 726}{\text{RPM}} \text{ en Kg-m}$$

Si la bomba arrancara contra válvula cerrada, se tomará la potencia al freno (BHP) correspondiente a válvula cerrada para calcular el par de giro a su velocidad de operación (100 % RPM). Si la bomba va a arrancar contra una válvula semiabierta a cualquier abertura, el par de giro se calculará con los BHP que la bomba consumirá precisamente a esa abertura y siempre dará la misma curva par de giro - RPM si los valores se dan en %, excepto en el caso que haya una válvula de retención que abra cuando la bomba alcance cierta presión, en cuyo caso la gráfica par de giro - RPM mostrará un quiebre.

La diferencia entre el par de giro ejercido por el accionador y el requerido por la bomba (el par de giro neto de aceleración) es utilizado para arrancar la bomba con una aceleración que será mayor mientras mas baja sea la resistencia o efecto de inercia (WR^2) del rotor de la bomba.

Si el par de giro ejercido fuera menor que el requerido, la bomba se atoraría y no arrancaría hasta llegar a su velocidad de operación.

Generalmente el par de giro ejercido por el accionador es bastante mas grande que el requerido por la bomba, excepto en el caso de motores muy grandes donde el arranque se hace a voltaje reducido, en cuyo caso es necesario un análisis de la gráfica par de giro - RPM y del valor WR^2 mojado por parte del fabricante del motor, (algunos fabricantes le llaman WK^2) esto es, del valor WR^2 cuando el rotor de la bomba está dentro del líquido. Estos valores deben ser enviados por el fabricante de la bomba para que sean examinados por el fabricante del motor, tomando en cuenta el tipo de control para el arranque.

La relación entre el par de giro y el momento volante WR^2 tiene aplicación cuando se requiere calcular en cuantos segundos la bomba alcanzará su velocidad de régimen a partir del instante del arranque.

Cuando este tiempo excede de unos 15 ó 17 segundos se puede dañar el accionador principalmente si este es un motor eléctrico.

Cálculo del tiempo:

Así como al aplicar una fuerza f se acelera una masa m hasta un valor a ($f = m \times a$), de la misma manera al aplicar un par de giro T a una masa que tiene un momento de inercia I con relación a su eje de giro, esta se acelera angularmente en un valor α ($T = I \times \alpha$). El valor WR^2 es el equivalente al momento de inercia I solo que en vez de ser una suma de todas las masas diferenciales multiplicadas por su distancia al eje de giro al cuadrado, se trata de una suma de todos los pesos diferenciales multiplicados por su misma distancia al eje de giro, al cuadrado. Se puede calcular el tiempo que tarda un cuerpo en cambiar de una velocidad de rotación a otra, mediante la fórmula siguiente:

$$\Delta t = \frac{WR^2 (n_2 - n_1)}{308 (T_m - T)}$$

En donde:

WR^2 = Efecto de inercia de todos los elementos en rotación (rotor del motor, de la bomba, cople, etc.) en $Lb \cdot pie^2$

t = Lapso de tiempo en segundos en que la bomba pasa de n_1 (en RPM) a n_2 (en RPM)

T_m = Par de giro del motor en $Lb \cdot pie$

T = Par de giro requerido por la bomba, en $Lb \cdot pie$ el cual puede calcularse con la

fórmula: $T = \frac{5250 P}{n}$

En donde:

P = Potencia aplicada en HP

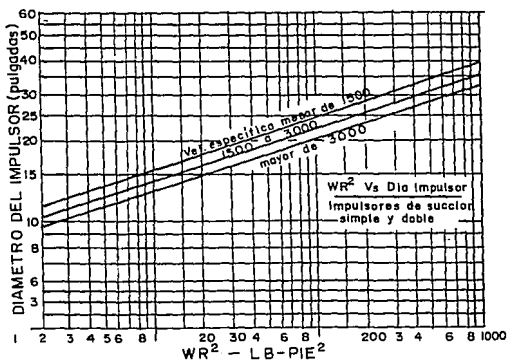
n = Velocidad de rotación en RPM

El valor WR^2 de la bomba y del motor pueden generalmente obtenerse del fabricante del equipo. Se debe tener cuidado en especificar claramente al fabricante del motor que se trata del WR^2 del rotor del motor, ya que los fabricantes de motores eléctricos cuentan con tablas donde indican cual es el máximo valor del WR^2 que el motor puede mover (sin que se excedan esos 15 ó 17 segundos) y podrían proporcionar el dato equivocado.

Debido a que el par de giro remanente (diferencia entre el par de giro del motor y el par de giro requerido por la bomba) no es uniforme en todo el rango de velocidad, es conveniente hacer el cálculo suponiendo cambios pequeños en la velocidad y un par de giro remanente promedio durante este cambio de velocidad. Se calculan así todos los valores de tiempo para estos cambios y se totalizan al final para obtener el tiempo completo de aceleración.

Un valor bajo del WR^2 del rotor completo tiene algunas ventajas y algunas desventajas. Ventajas en cuanto a que se puede utilizar un motor de mayor velocidad de rotación pero desventaja porque es poco conveniente en un caso de un golpe de ariete por ejemplo, al fallar el suministro de energía eléctrica en que la bomba se detiene mas rápidamente.

La siguiente gráfica muestra un método rápido para calcular el WR^2 de una bomba basándose en el diámetro del impulsor y la velocidad específica de la bomba.



Los valores mostrados son para WR^2 mojado

Esta gráfica deberá usarse solo cuando no existan datos específicos para una bomba.

Notas:

- Impulsores de doble succión y de simple succión tienen el mismo valor.
- Para bombas de pasos múltiples, encontrar el valor para un impulsor y multiplicarlo por el número de pasos.
- El valor de WR^2 de la flecha es normalmente muy pequeño y ha sido despreciado.
- El valor del cople (si se conoce) debe ser sumado al valor de WR^2 de los impulsores, si no se conoce, use un valor estimado del 30% del WR^2 del impulsor y súmelo.

Ejemplo

Díametro del impulsor 15 pulgadas

Velocidad específica 3,000

Tipo de impulsor Doble succión

De la gráfica:

$$WR^2 \text{ Impulsor} = 20 \text{ Lb} \cdot \text{pie}^2$$

$$WR^2 \text{ Cople} = 30\% \text{ de } 20 = 6 \text{ Lb} \cdot \text{pie}^2$$

$$\text{Total} = 26 \text{ Lb} \cdot \text{pie}^2$$

XVIII. SELECCION DE BOMBAS

Para seleccionar el tipo de bomba adecuado, existen guías que nos indican el tipo óptimo de construcción dependiendo de las características físicas y químicas del líquido a manejar, así como de las condiciones del sistema y del servicio que esperamos que la bomba nos proporcione.

Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de bombas.

1.-CENTRIFUGAS

Ventajas:

- Flujo continuo, no pulsante.
- Operación silenciosa.
- Bajo costo.
- Espacio requerido reducido.
- Facilidad para el control del flujo.
- Construcción simple, prácticamente una sola parte móvil.
- Facilidad para mantenimiento.
- Los claros entre impulsor y carcasa permiten manejar líquidos conteniendo sólidos, suciedad, fibras cortas etc. con solo seleccionar el tipo adecuado de impulsor.
- Pueden construirse en una muy alta gama de materiales. (para usarse con líquidos corrosivos, abrasivos, etc.)
- Bajo mantenimiento y con buena intercambiabilidad de partes.

Desventajas:

- Limitaciones en la viscosidad del líquido manejado (máximo aprox. 2000 cp. aunque el límite real es lo indicado en la gráfica de corrección correspondiente en el estandar del Instituto de Hidráulica de E.U.A.)
- Limitaciones en la presión (excepto en las horizontales de doble carcasa para extra alta presión, cercana a 350 Kg/cm diseñadas para alimentación de calderas.)
- Escasa disponibilidad de bombas en el mercado cuando se requiere manejar bajos gastos dando altas cargas, excepto en las centrífugas especiales que pueden dar aprox. 1170 metros manejando gastos menores a 23 m³/ Hr (100 GPM) y girando hasta 23000 RPM pero debido a que son realmente escasos los proveedores de estas bombas muy especiales, es poco frecuente obtener la mas adecuada.
- Requieren de cebado. Excepto, naturalmente en el caso de bombas autocebantes en que el cebado deberá hacerse únicamente si por alguna circunstancia, la carcasa hubiera quedado vacía.
- No pueden manejar líquidos con mas de 5% de gases en volumen aproximadamente.

2.-BOMBAS DE TURBINA REGENERATIVA.

Ventajas:

- Altas presiones a gastos reducidos y medios.
- Poco espacio requerido.
- Pueden manejar, con las debidas precauciones, mezclas de líquidos y vapores, hasta aproximadamente 50% en volumen.
- Requieren de baja carga de succión positiva neta. (De hecho, la baja CSPN disponible no tiene los efectos tan destructivos como en una bomba centrífuga, notándose generalmente su efecto únicamente por que baja la carga).

Desventajas:

- Solamente pueden manejar líquidos limpios (no abrasivos o viscosos).
- Claros entre el impulsor y la carcasa muy cerrados, por lo que los materiales de construcción son limitados y la temperatura del líquido manejado también, complicando el ensamble y el mantenimiento.
- Vida limitada a unos 3 ó 4 años bajo condiciones ideales y con mantenimiento frecuente.
- Requiere la válvula de alivio en la descarga.

3.-BOMBAS ROTATORIAS.

Ventajas:

- Baja carga de succión positiva neta requerida.
- Bajo costo.
- Poco espacio requerido.
- Amplio rango de capacidades, presiones y viscosidades. (En general, la viscosidad mínima es de 3 cp. aunque algunos tipos pueden manejar líquidos con viscosidades mucho menores).
- A velocidad constante, dan gasto constante independientemente de la resistencia al flujo.
- Autocebantes generalmente (se exceptúan algunos tipos de bomba diseñadas para manejar líquidos altamente viscosos).
- Algunos tipos pueden manejar líquidos con muy alto contenido de gases.

Desventajas:

- Claros pequeños entre los interiores y la carcasa, lo que limita los materiales de construcción y el manejo de líquidos con sólidos en suspensión.

- Deben protegerse con dispositivos de alivio de presión en la descarga.
- Tienen eficiencias volumétricas bajas.
- Debido a los pequeños claros entre sus partes internas, el líquido manejado debe tener buenas propiedades lubricantes y una cierta viscosidad como mínimo. (Viscosidad mínima: 38 SSU) excepto en algunos tipos como los de lóbulos equipados con engranes sincronizadores

4.-BOMBAS RECIPROCANTES.

Ventajas:

- Altas presiones a flujos pequeños y medios.
- El gasto puede ser fácilmente controlable mediante la velocidad y la carrera.
- Pueden manejar líquidos muy viscosos.
- Adaptables a ser manejadas mediante vapor o aire por lo que pueden instalarse en zonas peligrosas.
- Autocebantes.
- Buena duración.
- Pueden manejar líquidos con muy alto contenido de gases.

Desventajas:

- Requieren espacios grandes (excepto las dosificadoras).
- No son las más adecuadas para manejo de sólidos, excepto las de diafragma ó pistón diafragma. Deben usarse en manejo de lodos solo cuando no se disponga de una centrífuga que pueda dar la carga. Si la presión excede de 42 Kg/cm (600 psig) debe usarse una de émbolo.
- El flujo es pulsante y puede requerir amortiguadores.
- Los materiales de construcción son limitados.
- Requieren generalmente más mantenimiento que las centrífugas.
- El control de la capacidad es normalmente caro.
- Requiere de dispositivos de alivio de presión en la descarga
- Precio más elevado en comparación con las centrífugas para condiciones similares.

TIPO DE BOMBA

El tipo de bomba depende del líquido a manejar, capacidad, condiciones de succión, condiciones de descarga, tipo de servicio, área de instalación y transporte. Todos estos elementos no se examinan separadamente sino que lo recomendable es entrar a tablas ó gráficas que indiquen lo existente en el mercado, sus ventajas, desventajas y sus limitaciones y así ir eliminando alternativas hasta encontrar la más conveniente.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

El procedimiento recomendado es el siguiente:

1.- Entrar a la gráfica de rangos de operación de bombas comunes y de proceso, en donde con el gasto y la carga se determina el tipo posible de bomba. Para una firma de ingeniería es conveniente revisar esta gráfica aproximadamente cada 5 años para incorporar los nuevos tipos del mercado mundial.

2.- Revisar todas las limitaciones y ventajas ó desventajas de los diferentes tipos de bomba.

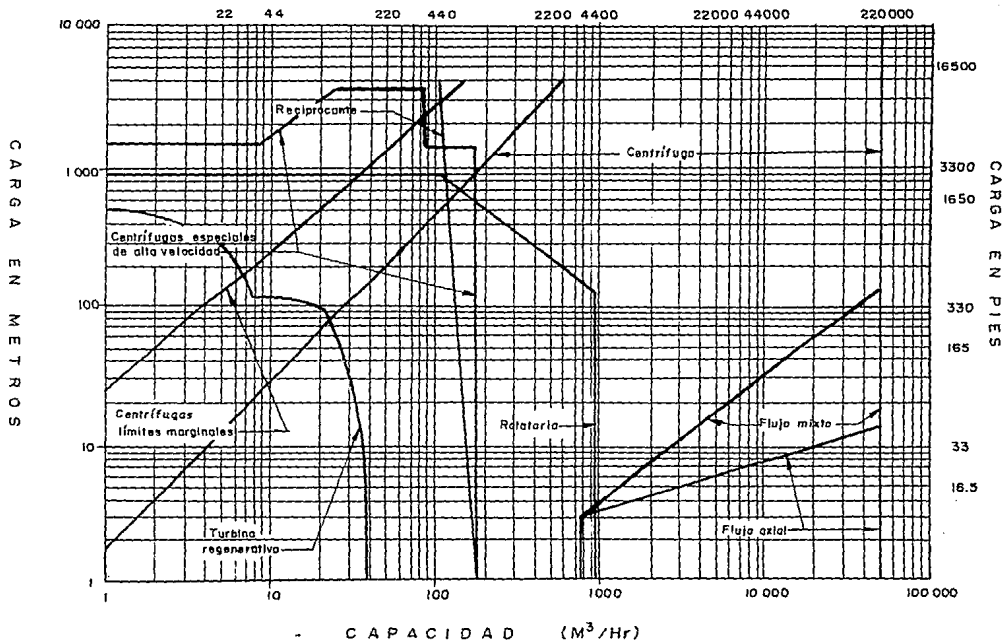
3.- Determinar de una manera mas específica el tipo de bomba, por ejemplo si la bomba seleccionada fuera una rotatoria es conveniente entrar a la gráfica correspondiente.

4.- Llenar las hojas de datos correspondientes, para completar las cuales es necesario seleccionar las partes principales de la bomba así como sus auxiliares.

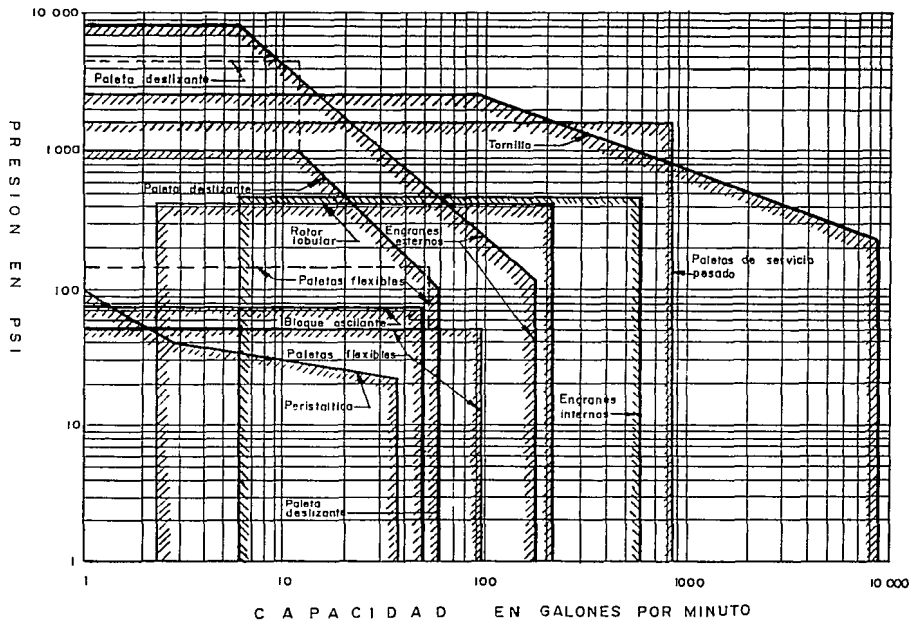
RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS COMUNES Y DE PROCESO

(EXCEPTO PARA POZO PROFUNDO)

CAPACIDAD (GPM)



RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS ROTATORIAS



FORMATO No. _____		REV. _____		FECHA _____		CONTR. No. _____	
HOJA DE DATOS DE BOMBAS VERTICALES TIPO POZO PROFUNDO <input type="checkbox"/> LATA <input type="checkbox"/> BOMBA REFERIDA A LA ESPECIFICACION GENERAL N° _____						Página # 74	
						HOJA DE DATOS No. _____	
POR _____		REV. _____		APPROB. _____		FECHA _____	
						HOJA 2 DE 2	
P E S O S						la Bomba.	
97 Bomba Completa ()						NOTA N° 2	
98 Base ()						El NPSH Disp. Esta Referido a la Línea de Centros de la Boquilla de Succión (Aplicable Solo a Bombas de Lata)	
99 Accionador (Incl. Transm. Accesorios)						El NPSH Req. Debe Estar Referido al eje del IP Imp.	
100 Total al Embarcar ()						NOTA N° 3	
M A T E R I A L E S Y C O N S T R U C C I O N						NOTA N° 4	
101 Tazón (Nota 8)						Cojinete Axial en Bomba	
102 Tazón Forrado con _____						Cojinete Axial en Motor	
103 Flecha (Bomba o Tazón)						Cojinete Axial en Cabezal	
104 Flecha y Acoplamientos						Flexible con Espaciador	
105 Camisa de Flecha / BHN _____						Flexible sin Espaciador	
106 Camisa de Flecha Revestida con _____						Rígido sin Espaciador	
107 Cabezal						Flecha Hueca Roscado	
108 Cabezal Forrado con _____						NOTA N° 5	
109 Impulsadores						NOTA N° 6	
110 Sujetadores (Collarinas) (Cucha) (Mat.)						A. Nominal en Sitio	
111 Anillo del Impulsor / BHN _____						Nomenclatura:	
112 Anillo de la Carcaza / BHN _____						BHN: N° Duro de Brinell	
113 Espaciador o Columna						B- Máx HP (Turb. Vapor)	
114 Recubrimiento del Espaciador o Col.						C- Máx BHP Continuo @	
115 Jaula de Salto						Sitio (Motor Gasol Diesel)	
116 Buje de garganta / BHN _____						D- Nominal de Arranque	
117 Empaquetadura						NOTA N° 7	
118 Chumaceras (Bomba o Tazón)						En las Bombas de Lata la Norma 610 del API Rige o Menos que lo Contrario. Otras Normas, Excepciones o Instrucciones Especiales se Enlistan a Continuación	
119 Chumacera (Flecha)						NOTA N° 8	
120 Lubricante para Chumaceras						Cuando se Indique una Clave API-610 de Materiales se Considera que la Carcaza Esta Formada por Cabezal, Columna (Cuando Aplique) y Tazones.	
121 Pernos de Tazón						Aceptable Desviación en Mate Tazones Si <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>	
122 Tornillos de la Columna						NOTA N° 9	
123 Diám. Columna (1/2 Esp. de Pared) ()						Cuando la Bomba Succione de un Manto Agotable (Región N° 20) se Aceptable que Trabajo Entre el 100 y el 115 % del Gasto a Eficiencia Max.	
124 Columna (Bridada) (Roscado)							
125 Cabezal de Descarga (Fabric) (Fund)							
126 Material Exterior de la Lata							
127 ¿Caladera? / Material _____							
128 Diám. Campana de Succión ()							
129 Empeje Máx. Ascend. / Descend. ()							
130 Mat. L. Línea o Tub. Lubric. Cojinetes							
131 ¿Interruptor de Flot. ? / Armadura							
132 Material de Flotador y Varilla							
133 Placa de Base o Asiento							
134 Placa de Base Revestida con _____							
P R U E B A S							
135 Prueba Hidrostática Req. de Testigos? <input type="checkbox"/>							
136 Presión Tazones ()							
137 Tazón / Cabezal / Lata, Pres. ()							
138 ¿NPSH P / de Testigos?							
139 Funcionamiento / de Testigos?							
140 Pres. Máx. de Oper. Carcaza () @ ()							
141 Otras Pruebas Requeridas _____							
N O T A S							
NOTA N° 1							
A. Presión a la Boquilla de Descarga							
B. La Carga Diferencial Proporcionada por el Proveedor Deberá Incluir la Elevación Desde La Sumergencia Min. o Nivel de Operación Hasta la Boquilla de Descarga y los Perdidos Int. de							

BIBLIOGRAFIA.

HIDRAULICA GENERAL, G. SOTELO AVILA. EDITORIAL LIMUSA

CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS, A.J. STEPANOFF. JOHN WILEY & SONS INC.

MECANICA, S. STRELKOV. EDITORIAL MIR

HIDRAULICA, B. NEKRASOV. EDITORIAL MIR

SELECCION DE BOMBAS, SISTEMAS Y APLICACIONES, R.H. WARRING.
EDITORIAL LABOR.

DIE KREISEL PUMPEN FÜR FLÜSSIGKEITEN UND GASE, CARL PFLEIDERER

CENTRIFUGAL PUMPS AND BLOWERS, A.H. CHURCH.

MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS, CLAUDIO MATA.

BOMBAS ROTATIVAS, RODOLFO J. FOCKE.

CAMERON HYDRAULIC DATA, INGERSOLL RAND.

PUMP OPERATORS DATA, INGERSOLL RAND.