



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE
CAVITACION**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A:

HUGO JOEL LOZANO ALEJO

ASESOR: Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

A MIS PADRES:

Por darme la oportunidad de única de poder estudiar y superarme e impulsarme a ser mejor cada día.

Por su paciencia y apoyo para no desistir en los momentos difíciles.

Por eso y por muchas cosas más, **GRACIAS.**

A MIS HERMANOS:

Por apoyar y ayudarme a cumplir con nuestro propósito. **GRACIAS.**

A LA UNAM:

Por permitirme ser parte de esta gran institución educativa a la cual muchos anhelan pertenecer y pocos son los afortunados, por eso siempre pondré tu nombre muy en alto. **GRACIAS.**

A MIS PROFESORES:

Por compartir su sabiduría para hacernos mejores ciudadanos y darnos las herramientas para competir en la sociedad. **GRACIAS.**

A MI ASESOR:

Por su impecable y gran trayectoria en la docencia.

Por ayudarme a llevar a buen término este proyecto y aceptarme como uno de sus tesisistas.

Por su ímpetu en que el alumno se supere cada día.

Ing. José Antonio Sánchez Gutiérrez, **MIL GRACIAS.**

A MIS AMIGOS:

Por su amistad sincera y porque siempre nos apoyemos en las buenas y en las malas ya que un amigo es para siempre. **GRACIAS.**

INDICE

INTRODUCCION OBJETIVOS

CAPITULO 1. CAVITACIÓN

- 1.1 ¿Qué es la cavitación?
- 1.2 Características de la cavitación.
- 1.3 Tipos de cavitación.
 - 1.3.1 Clasificación de la cavitación.
 - 1.3.2 Algunas aplicaciones de la cavitación.
 - 1.3.2.1 Aplicaciones Terapéuticas de la Cavitación.
 - 1.3.2.2 Producción de Materiales Naturales y Sintetizados Basados en el Aluminio con la Ayuda de la Cavitación.
- 1.4 Efectos de la cavitación en bombas.
- 1.5 Prevención de la cavitación.

CAPITULO 2. BOMBAS

- 2.1 Clasificación de las bombas.
 - 2.1.1 Bombas Rotodinámicas.
 - 2.1.1.1 Bombas Centrífugas.
 - 2.1.1.2 Bombas de Difusor o Bombas-Turbina.
 - 2.1.1.3 Descripción de las Bombas Centrífugas y de Flujo Axial.
 - 2.1.1.4 Leyes de Afinidad para Bombas Centrífugas.
 - 2.1.2 Bombas de Desplazamiento Positivo.
 - 2.1.2.1 Bombas Rotatorias.
 - 2.1.2.1.1 Características de las Bombas Rotatorias.
 - 2.1.2.2 Bombas Reciprocantes.
 - 2.1.2.2.1 Tipos de Bombas Reciprocantes.
 - 2.1.2.2.2 Características de las Bombas Reciprocantes.
- 2.2 Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas (Carga de Euler).
 - 2.2.1 Ecuación de Euler.
 - 2.2.2 Triángulos de Velocidad.
 - 2.2.3 Carga de Euler.
- 2.3 Curvas características de una bomba.
 - 2.3.1 Curvas Características Reales de Bombas Centrífugas.
 - 2.3.2 Variación de las Curvas Características con la Velocidad de Rotación.
 - 2.3.3 Superficie característica.
- 2.4 Altura de elevación de la bomba.
 - 2.4.1 Altura Desarrollada por una Bomba.
- 2.5 Altura Positiva Neta de Aspiración (APNA ó NPSH), de una bomba.
 - 2.5.1 Efecto de la Velocidad de la Bomba en el NPSH.
- 2.6 Potencias y Rendimientos.
 - 2.6.1 Potencias de una Bomba.

- 2.6.2 Rendimientos de una Bomba.
- 2.6.3 Punto de Funcionamiento de una Bomba.
- 2.7 Cavitación en Bombas.

CAPITULO 3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION

- 3.1 Descripción general de los elementos.
 - 3.1.1 Tuberías y Accesorios.
 - 3.1.2 Elementos de Medición y Arranque.
- 3.2 Selección de la bomba.

CAPITULO 4. PRUEBAS Y CALCULOS.

- 4.1 Acerca del funcionamiento.
- 4.2 Pruebas y cálculos.
 - 4.2.1 Curvas características del sistema.
 - 4.2.2 Potencias y Rendimientos
- 4.3 Lecturas en Vacío.
 - 4.3.1 Cálculo de NPSH.

CONCLUSIONES.

APÉNDICES

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCIÓN

La cavitación constituye un fenómeno universal de la hidráulica, afecta adversamente al funcionamiento de las Turbomáquinas Hidráulicas produciendo pérdidas en la potencia útil de las turbinas, disminuye el rendimiento de la instalación, aparecen vibraciones y ruidos, así como erosión en los materiales.

La detección de la cavitación puede ser una herramienta muy útil para optimizar la productividad, mejorando las prestaciones y reduciendo los costos de mantenimiento asociados a las reparaciones por cavitación.

Actualmente las nuevas técnicas en tratamiento de aguas, en la agricultura con los sistemas de riego, en el área industrial con su sistema de bombeo, en los diseños y construcción de las hélices de los barcos, se centran en la reducción de este fenómeno que tanto afecta a los equipos. Por esta razón ha aumentado la necesidad de desarrollar nuevas técnicas para el manejo de los equipos y hacer que su funcionamiento y mantenimiento sea más económico, rápido y eficiente.

Como ya sabemos la cavitación se define como la formación, crecimiento y seguido colapso de las burbujas que ocurre en breves instantes de tiempo produciendo grandes cantidades de energía en espacios muy reducidos. Las magnitudes que adquieren la presión y la temperatura son también función de las condiciones de operación y de la geometría del reactor.

La formación de las cavidades de vapor reduce el espacio disponible para la conducción del líquido y, por consiguiente, disminuye la eficiencia de la máquina la cavitación causa tres efectos indeseables: disminuye la eficiencia, daña los pasajes del flujo, produce ruidos y vibraciones. Los álabes curvos son particularmente susceptibles a la cavitación en sus lados convexos y pueden tener áreas localizadas en las que la cavitación causa perforaciones o fallas.

Debido a que todas las turbomáquinas, las hélices de los barcos y muchas estructuras hidráulicas están sujetas a la cavitación, se debe tener especial cuidado a este aspecto durante su diseño.

El fenómeno de la cavitación es producido normalmente en las salidas de los alabes del rotor de una bomba y en las paredes de la tubería es desfavorable, debido a que causa daños y aumenta el costo de mantenimiento.

OBJETIVOS

Uno de los cuidados que debe de tener en cuenta un ingeniero al seleccionar las partes de una estación de bombeo es la cavitación, tanto para obtener un buen rendimiento como para evitar daños en el sistema.

Cuando un líquido pasa por el impulsor de una bomba, se produce un cambio de presión. Si la presión absoluta de un líquido cae por debajo de esta presión de vapor, se producirá cavitación. Las zonas de vaporización obstruyen el flujo limitando la capacidad de la bomba.

El banco de pruebas permitirá analizar y estudiar de una manera más práctica el fenómeno de la cavitación. Funcionará en circuito cerrado mediante un módulo independiente de alimentación.

Cuando el fluido avanza a una zona de mayor presión, las burbujas colapsan y su implosión puede producir un picado del impulsor la cavitación suele producirse con más frecuencia cerca de la salida (periferia) de los impulsores de flujo radial y mixto, donde se alcanzan las velocidades mayores. También puede aparecer en la aspiración del impulsor, donde las presiones son menores. En el caso de las bombas de flujo axial, una parte más vulnerable a la cavitación es el extremo de los álabes.

El gran objetivo es lograr un laboratorio que cuente con una fuente de agua y presiones totalmente independientes y programables a voluntad para que el alumno pueda realizar pruebas de variación de presiones, capacidad de la bomba, medidas de par y empuje, además del fenómeno de cavitación, entre otras.

CAPITULO 1. CAVITACION

1.1 ¿QUÉ ES LA CAVITACION?

Durante el funcionamiento de una bomba se establece una depresión en su línea de aspiración. Si el nivel del agua a aspirar se encuentra por debajo de la bomba, la presión atmosférica actuante sobre la superficie hace, por si sola, subir el agua. Teóricamente, y salvo rozamientos, podría vencer una altura de 10.33m (esto a nivel del mar ya que a un nivel superior se reduce su capacidad). El agua, como cualquier líquido, y dependiendo de cada temperatura, posee una tensión de vapor; es decir una tendencia a cambiar al estado gaseoso.

Las partículas de agua pierden su presión atmosférica inicial a medida que se acercan a la bomba; al entrar a los álabes del rodete se produce en el mismo una nueva caída de presión. Si la presión resultante en algún punto es inferior a la presión de vapor del líquido se forman bolsas de vapor.

Estas burbujas son arrastradas por el flujo y llegan a zonas dónde la presión aumenta, allí se juntan bruscamente y el vapor se vuelve a condensar. Teniendo en cuenta que al vaporizarse el agua aumenta de volumen *1700 veces*, al condensarse disminuye de volumen en la misma proporción; en los espacios vacíos se precipita el agua que fluye a continuación golpeando contra la superficie de los álabes. De este modo se ocasionan presiones locales que pueden alcanzar $1,000 \text{ k}_p/\text{cm}^2$.

El fenómeno, conocido como *“aspiración en vacío”* o *“cavitación”* produce el deterioro de la bomba.

A esta respuesta se desprende que básicamente la cavitación, ocurre en el momento en que un líquido es sometido a una presión (P1) igual o menor que su presión de vaporización (Pv) instantes después es regresado a una presión mayor (P2), a la presión de vapor de este. En el intervalo de estos dos sucesos se forman pequeñas burbujas de estado gaseoso (proceso de condensación), las cuales al ser comprimidas por la presión mayor (P2), dejan un espacio ocasionando que las pequeñas partes en estado líquido se aceleren y choquen unas con otras (APENDICE 6).

Aunque el fenómeno de la cavitación aun es tema de estudio, se han realizado pruebas en líquidos sometiéndolos a esfuerzos en donde han sido capaces de soportar esfuerzos de tensión de hasta 34 atmósferas en pruebas de laboratorio bajo condiciones muy controladas.

En la naturaleza el mercurio es uno de los metales líquidos mas excepcionales debido entre otras cosas a su punto de evaporización en 20 °C ocurre a 0.168 Pa , debido a esto es que es muy aplicado en la instrumentación por que su punto de vaporización esta muy bajo, comparado con el del agua el cual ocurre en la misma temperatura a 2337 Pa, sin embargo por ser este ultimo el fluido más común vale la pena realizar un análisis de las condiciones de trabajo de este con el fin de evitar en las bombas una presión menor a la de vaporización.

1.2 CARACTERÍSTICAS DE LA CAVITACIÓN

Consiste en la formación de vapor de agua a causa del descenso local de la presión por debajo de la de saturación del líquido a la temperatura del líquido, y condensación brusca subsiguiente.

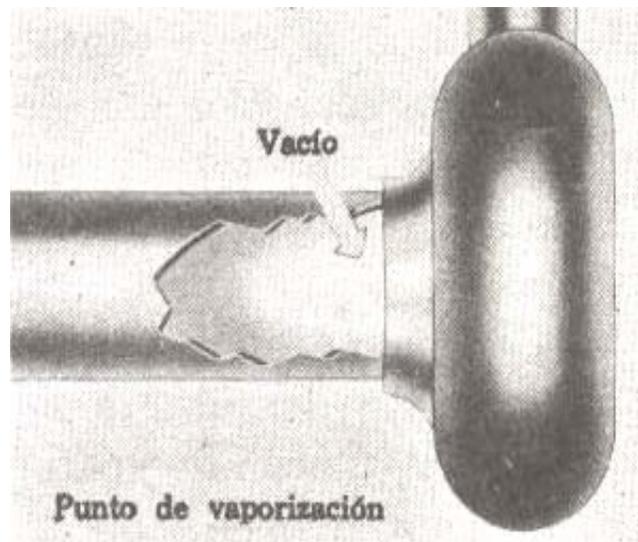
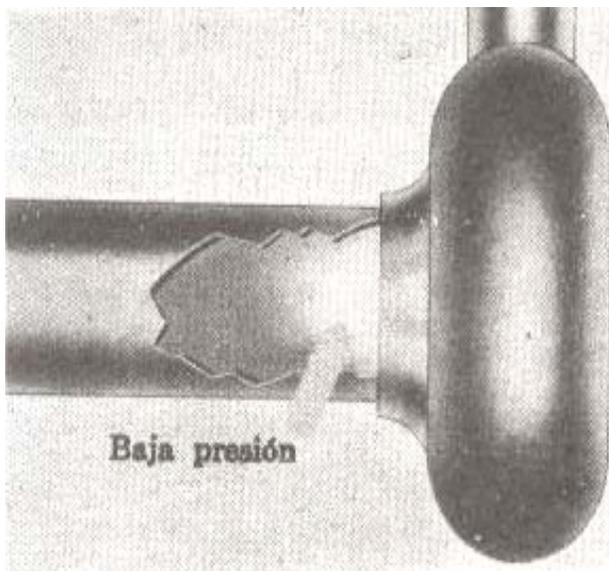


Fig.1.1 Baja presión que antecede a la cavitación.

Fig.1.2 Vacío existente en el punto de vaporización.

Se puede decir que supone la ebullición del líquido a temperatura ambiente provocado por muy bajas presiones. En las Figs. 1.1 a la 1.4 se ilustran los pasos que producen este fenómeno, el proceso exacto es generalmente más complejo, pero estas ilustraciones sirven para dar una idea de lo que se presume sucede durante la cavitación de una bomba centrífuga.

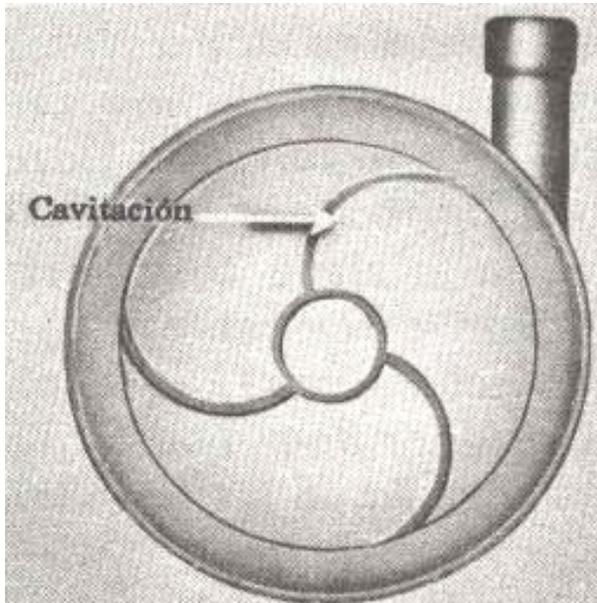


Fig.1.3 Cavitación en un impulsor de una bomba centrífuga.

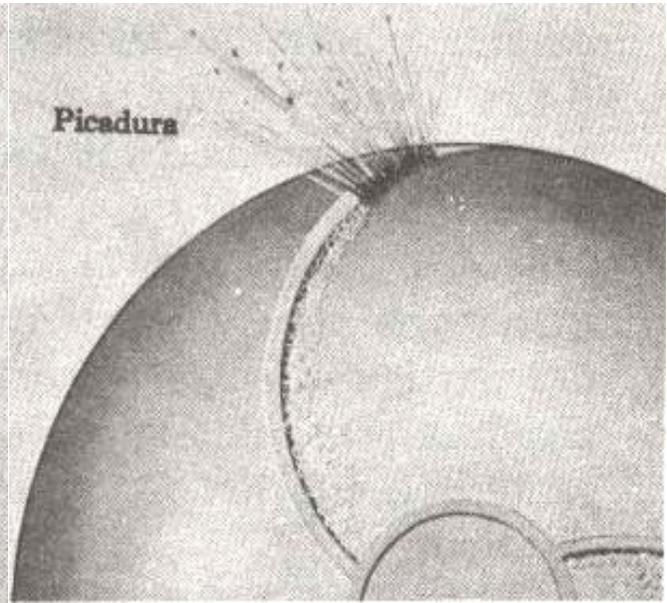


Fig.1.4 Picadura que acompaña la cavitación en una bomba centrífuga.

Existen multitud de factores que intervienen en la cavitación, entre ellos:

- Cantidad de aire disuelto en el líquido.
- Respuesta del material a la velocidad de erosión por cavitación y su acabado superficial.
- Altura de aspiración de la instalación para un caudal Q , altura H y una velocidad específica n_s .
- El tipo de bomba (el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor sea el número específico de revoluciones n_s).
- Con la instalación de la bomba (la altura de aspiración de la bomba, H_{as} , debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación).
- Condiciones de servicio de la bomba (el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca cavitación).

En la cavitación se distinguen dos fases, la primera es la formación de cavernas o cavidades llenas de vapor en el interior del líquido que son arrastradas por la corriente, junto al contorno del sólido en contacto con el líquido, y la segunda, en que la presión exterior a la cavidad es superior a la presión del vapor, y las bolsas colapsan violentamente, condensándose casi instantáneamente y martilleando las partículas de líquido la pared sólida con elevada frecuencia que puede alcanzar valores instantáneos de 1470bar.

El material queda sometido a elevados esfuerzos que lo erosionan, esto a su vez acelera la cavitación al acelerarse localmente el líquido en dichas irregularidades. La hélice de un barco trabajando tres o cuatro meses en condiciones malas de cavitación queda totalmente inutilizada. Un solo viaje trasatlántico era a veces suficiente para destruir una hélice cuando aún no se había aprendido a luchar contra la cavitación. El rodete de una bomba centrífuga que ha funcionado con cavitación presenta un aspecto esponjoso, como carcomido o corroído. Asimismo, se da el caso de que un álabe de una turbina de espesor 25mm queda totalmente horadado y erosionado por la cavitación en un solo año.

Antiguamente se creyó que la cavitación no era más que una corrosión química producida por la liberación de aire y oxígeno disuelto en el líquido a bajas presiones. Actualmente se sabe que la cavitación es debida principalmente a la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de explosiones, de las partículas de líquido, aunque no se descarta la posibilidad de acción química corrosiva, cuya naturaleza no se ha llegado aún a dilucidar por completo.

1.3 TIPOS DE CAVITACION

Cuando un líquido en movimiento roza una superficie se produce una caída de presión local, y puede ocurrir que se alcance la presión de vaporización del líquido, a la temperatura que se encuentra dicho líquido. En ese instante se forman burbujas de vapor. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan. Este fenómeno recibe el nombre de *cavitación*.

La implosión causa ondas de presión que viajan en el líquido y las mismas pueden disiparse en la corriente del líquido o pueden chocar con una superficie.

Si la zona donde chocan las ondas de presión es la misma, el material tiende a debilitarse metalúrgicamente y se inicia una erosión que además de dañar la superficie provoca que ésta se convierta en una zona de mayor pérdida de presión y por ende de mayor foco de formación de burbujas de vapor.

Se habla de "Cavitación en Fase Vapor", cuando es inducida por la reducción de la presión dinámica. Esta cavitación relacionada con los cambios en la presión dinámica es la que tiene lugar en circuitos hidráulicos, turbinas, bombas, etc. Esta cavitación produce un desgaste en los componentes que se cuantifica por:

- ✖ Pérdida de peso
- ✖ Pérdida de volumen
- ✖ Numero de cráteres producido

La cavitación no controlada produce daños serios y hasta catastróficos. El rendimiento de los equipos hidráulicos es afectado por la cavitación, que impone severas condiciones de diseño y operación.

1.3.1 Clasificación de la cavitación

- ψ Cavitación en burbuja transitoria: Las burbujas aparecen repentinamente sobre el contorno del cuerpo sólido sumergido en el líquido, que crecen en extensión y desaparecen.
- ψ Cavitación estacionaria o laminar: Las burbujas se forman en el contorno del cuerpo y permanecen sobre él, mientras no varían las causas productoras.
- ψ Cavitación acústica: la variación de presión en el líquido se realiza empleando ondas de sonido, generalmente ultrasonidos (16 kHz-100MHz).
- ψ Cavitación hidrodinámica: las variaciones de presión se obtienen creando grandes cambios en la velocidad del fluido a través de la geometría del sistema.
- ψ Cavitación óptica: producida por fotones de alta intensidad rompiendo la continuidad del líquido.
- ψ Cavitación de partículas: inducida por la presencia de otro tipo de partículas, como protones.

De entre todas ellas, la acústica y la hidrodinámica han sido las más estudiadas por la facilidad en su generación.

Cavitación Acústica

Se están comenzando a emplear nuevas técnicas para el tratamiento de aguas, de manera que se puedan ajustar a las regulaciones medioambientales. La aplicación de la cavitación es una de ellas. En el presente trabajo, se discutirán sobre una de ellas que resulta ser actualmente la más innovadora y que se encuentra en periodo de investigación para este tipo de aplicación.

Actualmente las nuevas técnicas en tratamiento de aguas se centran en la reducción de contaminantes que afectan a la salud como tóxicos químicos. Por esta razón ha aumentado el grado de tratamiento requerido y de ahí nace la necesidad de desarrollar nuevas técnicas.

La cavitación es una técnica efectiva para la destrucción de complejos orgánicos. Como ya sabemos la cavitación se define como la formación, crecimiento y seguido colapso de las burbujas que ocurre en breves instantes de tiempo produciendo grandes cantidades de energía en espacios muy reducidos.

Las magnitudes que adquieren la presión y la temperatura son también función de las condiciones de operación y de la geometría del reactor. La violenta ruptura de las burbujas origina la formación de radicales hidrógeno e hidroxilo que se recombinan para formar peróxido de hidrógeno. En concreto el radical hidroxilo es el agente oxidante más potente encontrado en la naturaleza, con un potencial de oxidación de 2,8 voltios.

Durante el enfriamiento rápido, los átomos de hidrógeno y radicales hidroxilo se recombinan a peróxido de hidrógeno (H_2O_2) e hidrógeno molecular (H_2), que en presencia de otros compuestos puede dar lugar a un amplio abanico de reacciones secundarias. El resultado general es la transformación de moléculas orgánicas en CO_2 y agua, con pequeñas concentraciones de ácidos y sales.

Las variaciones de presión en el fluido se originan mediando el empleo de ondas de sonido de alta frecuencia, generalmente ultrasonidos, en un rango de frecuencias de 16 kHz y 100 MHz. Si se aplica la suficiente presión al líquido, de manera que la distancia media entre las moléculas sobrepasa el diámetro crítico de las mismas para mantenerlas unidas, se crearán las burbujas.

La siguiente compresión debido al ciclo de las ondas de presión provoca el crecimiento de la burbuja, hasta que alcanza un tamaño máximo (dependiendo de las condiciones de operación), momento en el que explota liberando una gran cantidad de energía.

Diseño Óptimo de los Parámetros Para Mayores Efectos de la Cavitación Acústica

Los parámetros más importantes son:

1. Intensidad de la Radiación
2. Frecuencia de la Radiación
3. Radio inicial del Núcleo

Intensidad de Radiación

La intensidad de radiación en equipos de ultrasonidos se define como el cociente entre la radiación incidente y la transmitida. Por tanto, la intensidad de radiación puede variar cambiando la radiación incidente o la transmitida por el transductor del equipo de ultrasonidos. Se ha comprobado que la presión de ruptura disminuye con el aumento de la intensidad de radiación, por lo que para una mayor eficiencia del reactor se emplearán bajas frecuencias. Sin embargo, existen otros puntos a considerar antes de afirmarlo.

Existe una intensidad crítica a partir de la cual comienzan a notarse los efectos de la cavitación. Esto es porque las reacciones químicas provocadas por la cavitación se deben a la formación de un cierto número de radicales libres, y este número depende de la intensidad de la ruptura de las burbujas, que a su vez es función de la intensidad de radiación. De aquí se concluye, que la intensidad de radiación no debe estar por debajo de un cierto valor mínimo.

Por otro lado hay que tener en cuenta las dos maneras en que se puede variar la intensidad. Si se aumenta, elevando la radiación incidente, se producirá un aumento en el número de burbujas y por tanto del pulso de presión. En este caso, la tasa de degradación será mayor debido al alto valor de presión y por tanto de energía.

Sin embargo, si el cambio en la intensidad se produce variando el área de transmitancia del equipo de ultrasonidos, a menor intensidad, el mismo poder de disipación tiene lugar en un área mayor resultante de la disipación uniforme y de una mayor área activa.

Concluyendo: los mayores beneficios se obtienen a bajas intensidades, pero por encima de un umbral crítico de radiación incidente o con una mayor área de transmitancia, con el mismo poder de disipación.

Frecuencia de Radiación

Con la ayuda de las simulaciones teóricas obtenidas se ha demostrado que la presión de ruptura generalmente aumenta con la elevación de la frecuencia de radiación (dentro del rango 20-200 kHz). Por tanto, nos interesan altas frecuencias de radiación para el tratamiento de aguas.

La intensificación de los efectos de la cavitación acústica a altas frecuencias se puede atribuir a menores tamaños de las burbujas y mayores valores del radio área/volumen (intensifica la difusión y la transferencia de materia de los reactantes de la fase líquida a fase gaseosa donde tendrá lugar la degradación pirolítica).

Además, burbujas más pequeñas producidas a elevadas frecuencias requieren un menor número de ciclos de la onda acústica antes de que alcancen el tamaño requerido.

Debido al gran número de ciclos de la onda por unidad de tiempo que se originan a altas frecuencias, la difusión ocurre más rápidamente antes de que se rompan las burbujas. De aquí se sigue que un mayor número de núcleos de gas alcanzan el tamaño de resonancia más rápidamente que a bajas frecuencias.

Sin embargo hay que hacer notar que la frecuencia en un equipo de ultrasonidos no puede ser variado en un amplio rango, con lo que la máxima transferencia de materia se obtiene solo cuando el traductor nos da la frecuencia de resonancia. El rango que normalmente se emplea es de 20-200 kHz.

Conclusión: para una aplicación satisfactoria para el tratamiento de aguas, es necesario desarrollar nuevos diseños que permitan emplear múltiples transductores y varias frecuencias de operación para aumentar la eficiencia de la ruptura de las burbujas. Además es casi imposible tratar una gran cantidad de agua con una sola unidad de alta frecuencia.

Radio Inicial del Núcleo

La intensidad de ruptura es mayor a menores tamaños iniciales del núcleo. Es difícil dar el tamaño exacto del núcleo en el reactor pero se pueden señalar varias tendencias dependiendo de las condiciones físico-químicas del medio, sobre todo la presión de vapor y la presencia de gases disueltos en el medio.

Conforme aumenta la presión de vapor del medio, el tamaño de la burbuja que se formará aumenta en el mismo orden, dando como resultado una disminución de la magnitud del pulso de presión generado. Además debido a la gran cantidad de vapor presente en la burbuja a mayores presiones de vapor, la contribución de la evaporación-condensación aumenta en el total de energía producida resultando menores vapores de temperatura y de presión en la ruptura.

La presencia de gases disueltos, también afecta al tamaño inicial, pero el efecto en el rendimiento no se puede generalizar debido al efecto simultáneo de todas las propiedades físico-químicas del gas, sobre todo el índice politrópico, la conductividad térmica y la solubilidad del gas.

Consideraciones Finales

1.- La tasa de degradación es mayor a menores concentraciones iniciales de contaminantes, por lo que es necesario un pretratamiento del agua para aumentar la eficiencia.

2.- La aireación y la adición de un catalizador como TiO_2 , NiSO_4 , CCl_4 , CuSO_4 también mejoran la eficacia del proceso. En algunos casos la presencia de gases o de mezclas de gases como ArO_3 también se emplea para un mejor funcionamiento de la cavitación acústica.

3.- Altas frecuencias de operación son más efectivas para la destrucción de contaminantes, sin embargo es difícil operar a frecuencias superiores a 200 kHz. Por otro lado, la frecuencia típica de trabajo ronda los 20 kHz. Pero además es necesario diseñar transductores más eficientes que permitan trabajar a mayores frecuencias.

4.- El empleo de múltiples frecuencias provoca mayor intensidad en la cavitación y por lo tanto mejores rendimientos, por lo que es recomendable el empleo de reactores de doble o triple frecuencia, que arrojarían similares resultados que un solo transductor de alta frecuencia, pero como ya se ha mencionado, su diseño entraña serias dificultades. Además, permite tratar grandes volúmenes de efluente ya que con múltiples frecuencias se mejora el volumen activo en el reactor.

5.- El radio de destrucción es inversamente proporcional a la temperatura de operación que también afecta a la presión de vapor del medio, con lo que son recomendables menores temperaturas, normalmente del orden de 10-15 °C.

1.3.2 Algunas Aplicaciones de la Cavitación

1.3.2.1 Aplicaciones Terapéuticas de la Cavitación

Las microburbujas, usadas actualmente como los agentes del contraste tienen aplicaciones terapéuticas potenciales. Las microburbujas se pueden utilizar para disolver coágulos de la sangre o entregar los fármacos, medicamentos o drogas de forma más efectiva.

Los fármacos se pueden incorporar en microburbujas para hacer altamente específicos los agentes de diagnóstico y terapéuticos para la activación con ultrasonidos. Mientras que el uso de microburbujas como agentes del contraste se ha desarrollado durante las dos últimas décadas, el uso de las microburbujas para la terapia se está hoy en día investigando.

El progreso de los agentes mejorados del contraste del ultrasonido que se recirculan a través del volumen de la sangre y el desarrollo de agentes apuntados abre nuevas posibilidades para la terapia con microburbujas.

En un diagnóstico de ultrasonido, las microburbujas crean una unión acústica, no perfecta, de la impedancia entre los líquidos y los tejidos finos para aumentar la reflexión del sonido. Por consiguiente, estos nuevos agentes del contraste aumentan la señal a la sangre que fluye y vascularizan los tejidos finos que contienen sangre.

En gran medida, las pautas del producto con el uso de estos agentes de diagnóstico nuevos ayudarán a dirigir el desarrollo futuro de usos terapéuticos con microburbujas.

Las microburbujas tienen aplicaciones terapéuticas extensas más allá de la diagnosis. Las microburbujas no sólo aumentan la reflexión del sonido sino que también aumentan la absorción de la energía acústica. Uno de los más importantes mecanismos es la cavitación.

Como consecuencia de la interacción entre ultrasonidos y microburbujas, las microburbujas comienzan a oscilar o a resonar. Dependiendo de energía acústica y de otros factores, las microburbujas serán destruidas por la energía del ultrasonido, y es así cuando se crea una onda expansiva local.

Las microburbujas disminuyen la cantidad de energía para que la cavitación ocurra y hay una dependencia de la frecuencia así como un efecto del tamaño de las microburbujas.

Dado que las microburbujas disminuyen la cantidad de energía necesaria para producir la cavitación, ¿cómo se puede aplicar a usos terapéuticos?

La cavitación asistida por las microburbujas se puede utilizar para el reparto de genes y fármacos o drogas.

Mientras que son necesarios más estudios para comparar la entrega de la droga usando el ultrasonido y las microburbujas co-administrados con los fármacos, hay desarrollos teóricos que nos indican que la aplicación de las microburbujas en el reparto de fármacos tiene muchos aspectos positivos. Cuando ocurre la cavitación, ésta puede impartir un efecto balístico para conducir la droga través de la pared del recipiente.

Las microburbujas bajan el umbral de la cavitación de modo que el ultrasonido active la droga. Otra posibilidad es co-entregar microburbujas con los portadores tales como liposomas o micelas. La cavitación inducida por ultrasonido se puede entonces utilizar para desestabilizar a los portadores y causar efectos positivos en los fármacos.

El ultrasonido se puede entonces utilizar para supervisar los acontecimientos obligatorios de las burbujas al tejido fino y para activar las burbujas, lanzando los agentes bioactivos y entregando los fármacos en las células.

Se ha obtenido el resultado que animaba a usar las microburbujas para la entrega del gene al corazón y a otros tejidos. Microburbujas para la entrega del gen se puede construir para llevar ligandos así como para llevar los genes (Fig.1.5).

Se han preparado microburbujas con compuestos tales como perfluorocarbono, que se vaporizan a la temperatura del cuerpo. La microscopia electrónica de estas estructuras ha demostrado que los genes se pueden incorporar en el interior de estas vísceras y que pueden todavía estar activados por ultrasonido.

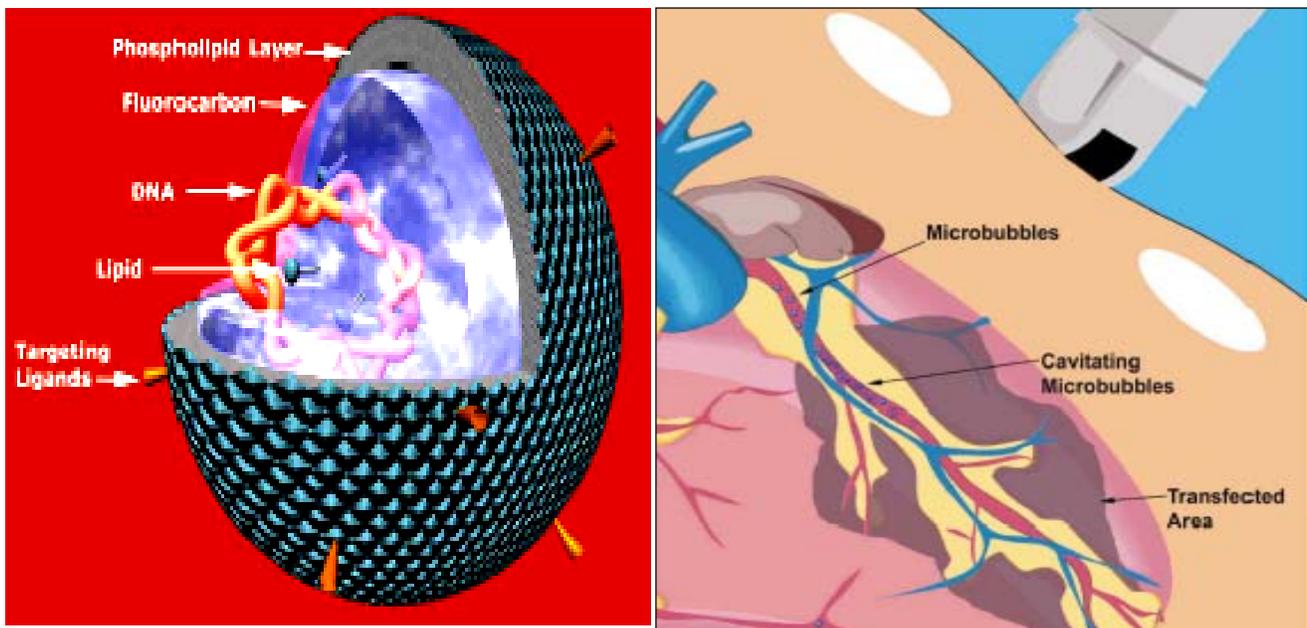


Fig. 1.6 Diagrama de una aplicación terapéutica al corazón. Los agentes con ultrasonidos han sido administrados de forma intravenosa.

La Fig.1.6 es una imagen del futuro para la entrega de la droga y del gene con ultrasonido y las microburbujas. Un trombo apuntado o un agente placa-especifico del contraste se utilizan para detectar un coágulo oclusivo. La terapia del gene se puede también alcanzar a través de la administración de los portadores acústico activos que llevan el gene centrándose el ultrasonido en la región, miocardio isquémico según lo demostrado en este ejemplo.

Una variedad de genes del crecimiento y de otros genes se puede entonces entregar para animar a la revascularización y de otros genes que promuevan la contractilidad del miocardio.

Las posibilidades son infinitas para la entrega realizada con ultrasonido de la droga y del gene usando los portadores acústicos activos. Un día se podrá mirar detrás y ver que los agentes del contraste del ultrasonido eran el comienzo de la nueva era en entrega de la droga y terapia.

Actualmente, la entrega de la droga y del gene con las microburbujas es poco más que una herramienta de la investigación del laboratorio. El trabajo está en curso, sin embargo, por gran número de grupos que están llevando acabo estas investigaciones se convertirá pronto en una realidad clínica.

Beneficios

- Se produce un aumento de circulación sanguínea en la zona tratada, teniendo como consecuencia favorecer la activación del metabolismo local.
- Se obtiene un efecto antiinflamatorio y de reabsorción de edemas.
- Efecto analgésico y de relajación muscular
- Se aumenta la permeabilidad y elasticidad de los tejidos superficiales, lo que favorece la penetración de sustancias farmacológicas activas. Supone un estímulo trófico que acelera la regeneración y cicatrización de úlceras, heridas, etc.

1.3.2.2 Producción de Materiales Naturales y Sintetizados Basados en el Aluminio Con La Ayuda de la Cavitación

Se trata del estudio de la influencia de la cavitación acústica en la preparación de materiales compuestos, naturales y sintetizados, basados en el aluminio y sus aleaciones.

La cavitación acústica consiste en la formación de burbujas bajo la acción de presión alterna. Aparece en el líquido cuando la presión acústica excede la cavitación umbral o tolerancia. Esta tolerancia es la energía acústica requerida para iniciar la cavitación, y depende de la pureza del fundido con respecto a los sólidos metálicos y gases.

Los materiales basados en aluminio y sus aleaciones tienen multitud de aplicaciones comerciales, principalmente en la industria aeroespacial y en la automovilística.

Los compuestos cuya matriz es el aluminio se pueden dividir en dos grupos:

Compuestos Naturales: son materiales heterofásicos formados durante una solidificación natural. Su estructura consiste en la aleación como matriz y en partículas de exceso de las fases (también llamadas partículas sobrantes), y es debida a la tardanza en formarse una interacción físico-química entre las partículas y la matriz. Son típicos de este grupo: Al-Cu, Al-Ni eutéctico y Al-Si hipereutéctico con 17-23% Si.

Las aleaciones de Al – Si hipereutécticas contienen un 17–19% Si. Se prepararon usando dos tipos de material de carga. En el primer caso, se usaron como materias primas el aluminio puro y el silicio comercial.

En el segundo caso, se usó una aleación patrón de Al-Si producida por reducción de carbón térmico de alúmina (y sílice) de mala calidad, que contenía menas y desperdicios.

Esta aleación patrón contiene un 30-40% Si y numerosas impurezas, de las cuales las más importantes son el hierro y el titanio. Esto se debe al hecho de que el aluminosilicato inicial contiene 50% Al_2O_3 , 20% SiO_2 , 6-8% Fe_2O_3 y hasta un 3% TiO_2 . Para hacer esta aleación patrón adecuada para futuros estudios se diluyó en aluminio comercial hasta una concentración de silicio de 18-19%.

También se añadió una aleación patrón de Al-Fe-P con un 0.02-0.03% P, para que las partículas primarias se refinen en el proceso de la cavitación.

El tratamiento ultrasónico aplicado en solidificación de aleaciones Al-Si hipereutécticas muestra que la cavitación en fundido promueve, de forma importante, el refinamiento de las partículas de silicio primarias.

La Fig.1.7 muestra un diagrama de refinamiento con refrigeración directa de una aleación binaria de Al-Si con un 17% Si, y sin aditivos, es decir sin fósforo. Se puede apreciar que con la cavitación se han refinado los cristales de silicio primarios desde 80-90 μm a 10-30 μm , aún estando sin fósforo.

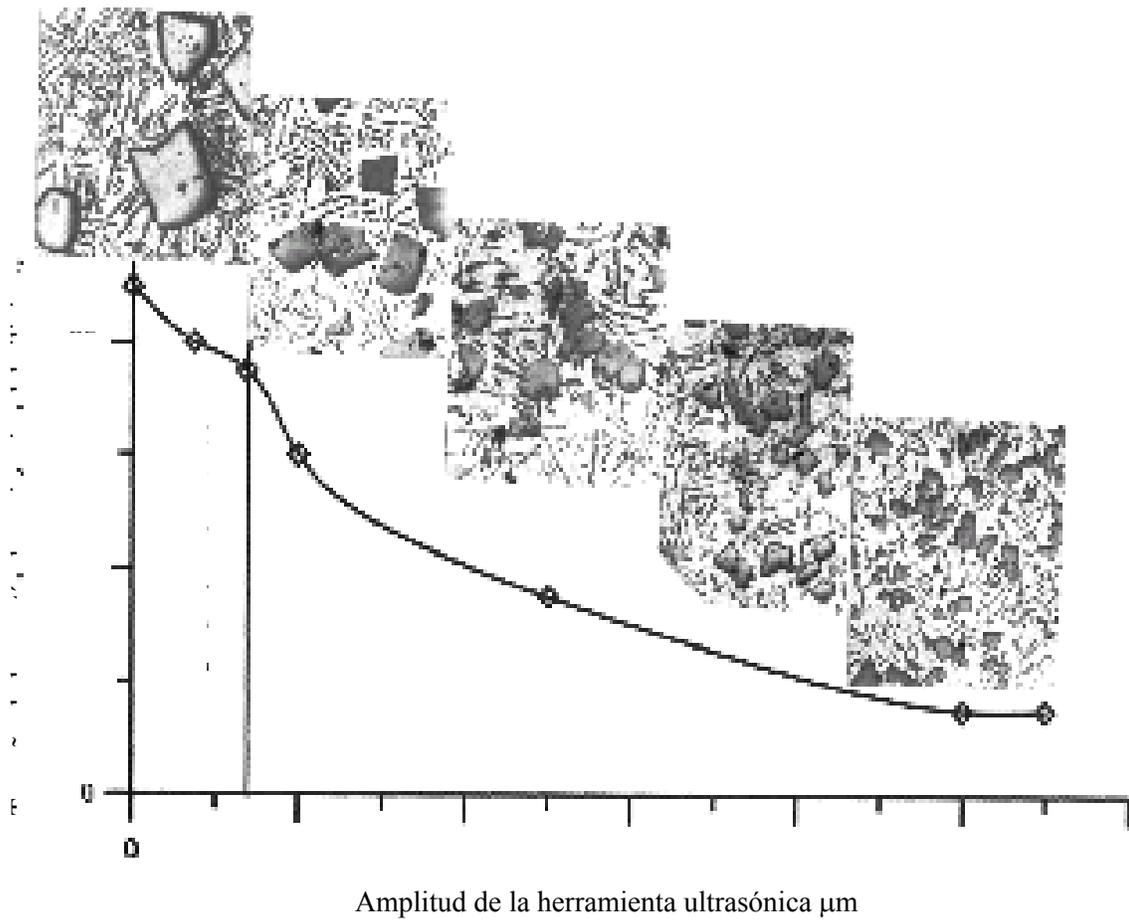


Fig.1.7 Efecto del tratamiento ultrasónico en el tamaño de las partículas primarias del silicio en un Al-17% Si aleación sin adiciones de refinación.

En la Fig.1.8 se muestra la distribución de tamaño para silicio primario en una aleación comercial (18-19% Si) para los casos de tratamiento ultrasónico (UST) de fundido y refinamiento con adición de fósforo, y el caso sin tratamiento ultrasónico. En este caso el efecto del refinamiento es muy estable, y se obtienen cristales dos veces más finos.

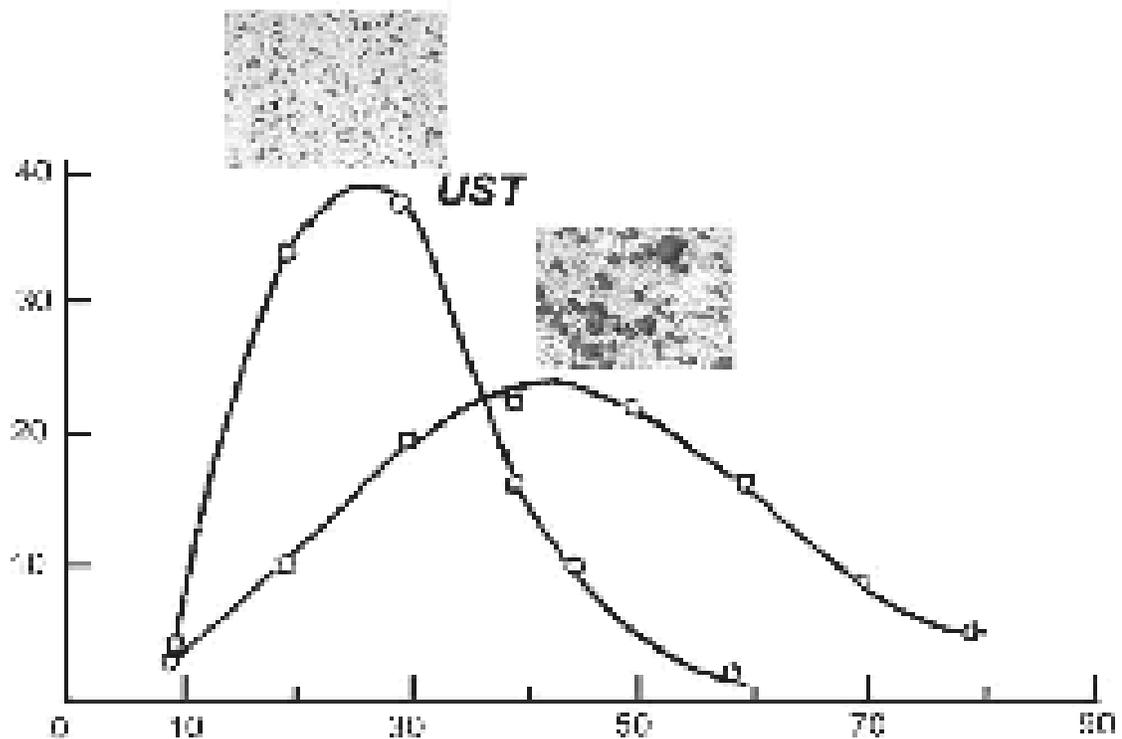


Fig.1.8 El efecto de UST en la distribución de tamaño de las partículas primarias del silicio con adición de fósforo.

A partir de estos experimentos, se ha desarrollado una tecnología de modificación de estructuras complejas de aleaciones Al-Si hipereutécticas, la cual involucra el control activo de la solidificación espacial de la fase del silicio durante la refrigeración directa del material fundido.

Uno de los aspectos atractivos de esta nueva tecnología es la posibilidad de usar materiales cargados de alta contaminación, que contengan grandes cantidades de hierro y manganeso. Un ejemplo es la aleación patrón de Al-Si producida por reducción de carbón térmico de alúmina (y sílice) de mala calidad, que contenía menas y desperdicios.

Se ha encontrado que la aleación patrón, debido al origen de las materias primas, contiene trazas (hasta 0.001%) de más de 40 elementos, algunos de los cuales (Be, Cr, Ce, Y, Sc, La, Sr, Li, K, Ca, Na) son conocidos por su efecto positivo en la estructura de las aleaciones de Al-Si, y por el refinamiento de granos y eutécticos.

Normalmente el tratamiento ultrasónico de fundido de aleaciones, las que contengan cantidades sustanciales de eutécticos, refina la estructura granular pero curte o embrutece la estructura interna del eutéctico. Esto puede ser explicado desde el hecho que la introducción de energía ultrasónica en el fundido aumenta la temperatura y efectivamente decrece el punto de enfriamiento en la solidificación, siendo responsable del curtido de la estructura interna del eutéctico.

El examen de microestructuras de las aleaciones hipereutécticas Al-Si comerciales, producidas por dilución de una aleación patrón reducida Al – 40% Si, mostraba que el desarrollo del refinamiento de la estructura se produce en ambas partículas: las de silicio y las eutécticas. La mejora de la estructura eutéctica es obviamente debida a la presencia de microelementos de la aleación en la carga inicial.

La tecnología desarrollada, basada en estos estudios, es respetuosa con el medio ambiente y contribuye a una sociedad sostenible. Se aplica en la construcción civil, la industria automovilística y la industria del petróleo.

Compuestos Sintetizados: se obtienen por la introducción artificial de partículas dispersas o de fibras de cerámicas en el aluminio fundido y entonces, se solidifica la mezcla. Estas partículas o fibras cerámicas producen un refuerzo en la matriz. El tratamiento preliminar de su superficie o el tratamiento especial al fundido son necesarios para asegurar un buen contacto entre la matriz y los reforzadores. Típicos de este grupo son los *Matriz de Aluminio* con 10-30% SiC o Al₂O₃.

Como se ha explicado anteriormente, la cavitación se produce cuando la energía del sistema supera la tolerancia del fundido, y que esta tolerancia depende de la pureza del fundido. El fundido del metal puro comercial y sus aleaciones, siempre contiene extensas cantidades de pequeñas partículas no metálicas las cuales son, bajo condiciones normales, inertes con respecto al fundido y no participan en la solidificación.

Como norma, esas partículas no metálicas no son totalmente empapadas por el fundido de aluminio, y por tanto contienen gas absorbido en su superficie y en sus defectos superficiales. Este gas promueve el inicio de la cavitación cuando el ultrasonido es introducido en el fundido.

Las burbujas que se forman en la interfase de cada partícula se multiplican y empiezan a producir un pulso, como una onda. La mayoría de ellas colapsa después de 2 o 3 periodos de oscilación, produciendo puntos de alta temperatura y pulsaciones de alta presión.

Es lógico asumir que la introducción de partículas cerámicas en el fundido mientras se producen los *Matriz de Aluminio* estimulará el desarrollo de la cavitación con el tratamiento ultrasónico en fundidos.

La cavitación acústica, por si sola, en el fundido promueve el empapamiento de las partículas no metálicas por el aluminio fundido y, por lo tanto, involucra numerosas impurezas no controladas en la solidificación. Si a la vez que se produce la cavitación se desarrollan golpes de presión se consigue eliminar la fase gaseosa de la superficie de las partículas, lo que ayuda a que el fundido rellene los huecos de dicha superficie.

Como resultado, las partículas no metálicas se convierten en activas con respecto al aluminio fundido y hacen el papel de “sitios de solidificación”. Este fenómeno se usa para el refinamiento de los granos en las aleaciones de aluminio.

Los materiales compuestos sintetizados examinados en este trabajo fueron producidos en un proceso de dos etapas. Primero, los huecos de la matriz de metal inicial fueron hechos por excitación mecánica con SiC en el fundido de aleaciones de aluminio enfriadas a sus temperaturas líquidas.

Una vez obtenida la matriz, el segundo paso fue el refundido en un sistema especial donde la cavitación era combinada con excitación electromagnética. Para el examen de la estructura y propiedades, el fundido era derramado en un molde de grafito para producir muestras de 10x20x6 mm de tamaño. Parte de estas muestras fueron rodadas en caliente hasta espesor de 2-4 mm.

Ya se ha explicado que las partículas de cerámica (SiC) se introducen en el fundido por excitación mecánica, pero la producción de estos materiales sintetizados que contienen reforzadores distribuidos homogéneamente es una tarea muy complicada. La mezcla de la aleación matriz de aluminio líquido con las partículas de cerámica es impedida por el hecho de que esas partículas apenas están empapadas por el fundido y tienden a aglomerarse.

En las partículas más finas (normalmente menores de $20\ \mu\text{m}$) lo más difícil es prevenir la coagulación y aglomeración. La principal causa de esto es que la fase gaseosa se absorbe a la superficie de la partícula.

La aplicación del tratamiento ultrasónico mientras se produce la cavitación, dispersa las aglomeraciones y previene futuras coagulaciones de partículas cerámicas. Además este proceso combinado con la excitación electromagnética permite lograr una distribución de las partículas reforzantes mucho más homogénea. Esto se muestra en la Fig.1.9.

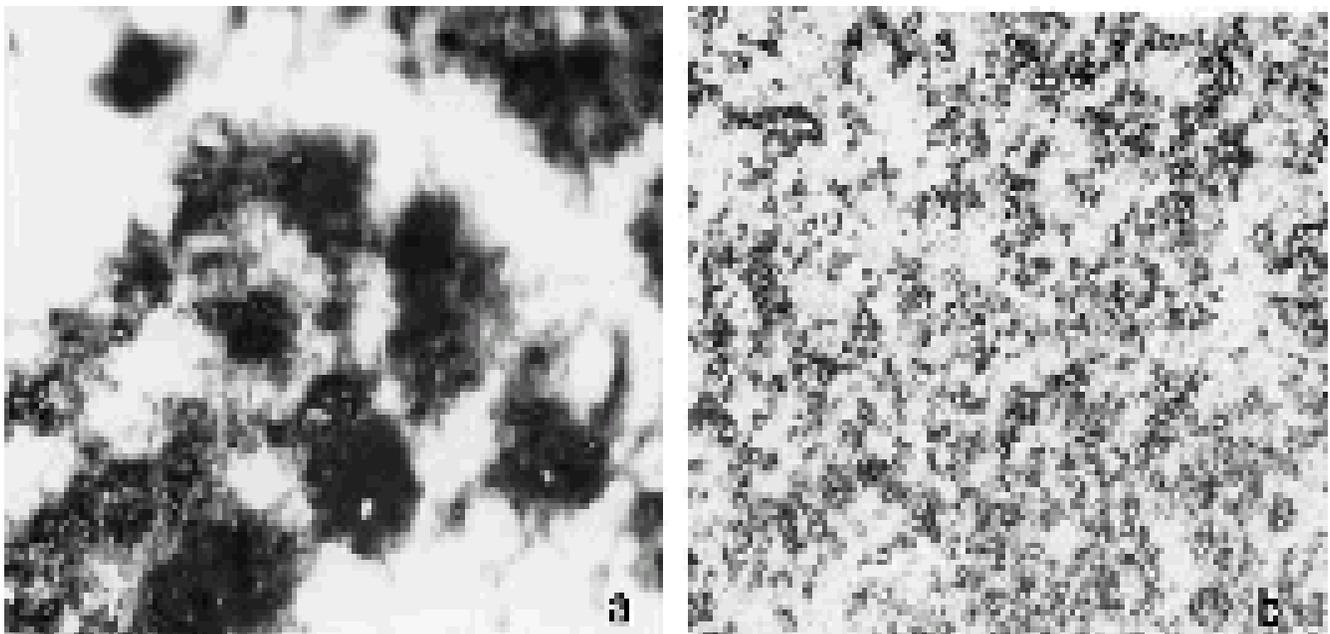


Fig.1.9 Microestructuras de un corte plano $160 * 90 * 6\text{mm}$ de un 6063-20% SiC material compuesto con partículas $5-7\mu\text{m}$ de tamaño, a) revolvimiento mecánico sin UST y b) revolvimiento electromagnético con UST.

Se ha visto anteriormente que el tratamiento ultrasónico con la cavitación en un fundido de aluminio promueve el refinamiento de los granos. Esto mismo aplicado a materiales compuestos con la matriz de aluminio da como resultado una mejora en la distribución de las partículas de cerámica.

Conclusiones

El tratamiento de cavitación ultrasónica en fundidos sirve para el control de la calidad, de la estructura y de las propiedades de las aleaciones. En materiales naturales, con matriz de aluminio y partículas en exceso de las fases (Si), se consigue un refinamiento de los granos de Si primarios. En los materiales compuestos, matriz de aluminio y partículas cerámicas que actúan como reforzantes, se consigue una buena distribución espacial y de tamaño de dichas partículas.

En resumen, las inclusiones no metálicas en el fundido promueven el desarrollo de la cavitación en el tratamiento ultrasónico. Por otro lado, el tratamiento ultrasónico del fundido facilita el empapamiento de esas inclusiones en el fundido y las involucra en la solidificación como núcleos de la fase primaria.

1.4 EFECTOS DE LA CAVITACIÓN EN BOMBAS

Para evitar que se produzca cavitación, debemos seleccionar el tipo, tamaño de bomba y la velocidad de funcionamiento adecuados, y situando la bomba en el punto y a la elevación correcta dentro del sistema. La expresión para σ (Ec.1.1) indica que σ tenderá a ser pequeño de lo contrario existirá la posibilidad de cavitación en las siguientes situaciones:

- a) Grandes alturas de bombeo.
- b) Presión atmosférica.
- c) Grandes valores de Z_e , es decir, cuando la bomba se encuentra a una elevación relativamente grande comparada con la elevación de la superficie del agua del depósito.
- d) Valores grandes de presión de vapor, es decir, altas temperaturas y/o bombeo de líquidos muy volátiles como gasolina.

Para las bombas se define el parámetro de cavitación como:

$$\sigma = \frac{\frac{(P_{as})_{abs}}{\gamma} + \frac{v_{as}^2}{2g} - \frac{P_s}{\gamma}}{H} = \frac{NPSH}{H} \dots\dots\dots 1.1$$

La cavitación de la bomba se nota cuando hay uno o más de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en la curva de capacidad de carga y eficiencia, con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picaduras y erosión. Como todas estas señales son inexactas, se hizo necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad en la detección de la cavitación.

Las bombas centrífugas funcionan con normalidad si la presión absoluta a la entrada del rodete no está por debajo de un determinado valor; cuando el líquido a bombear se mueve en una región donde la presión es menor que su presión de vapor, vaporiza en forma de burbujas en su seno, las cuales son arrastradas junto con el líquido hasta una región donde se alcanza una presión más elevada y allí desaparecen; a este fenómeno se le conoce como cavitación, cuyas consecuencias se describen a continuación.

Si a la entrada del rodete la presión es inferior a la presión parcial del vapor P_V , se forman las burbujas de vapor que disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido, se perturba la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos, disminuyendo el caudal, la altura manométrica, el rendimiento de la bomba, etc; en su recorrido dañan los conductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo sobre los álabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc.

Si la bomba funciona en estas condiciones durante cierto tiempo se puede dañar; la intensidad del golpeteo a medida que disminuye la presión absoluta a la entrada del rodete, se aprecia claramente en las curvas características de la bomba.

La presión mínima tiene lugar en el punto cerca de la entrada del rodete por lo que la altura del tubo de aspiración H_a de la bomba centrífuga viene limitada por la cavitación.

Para que a la entrada del rodete se presente la cavitación es necesario que la presión $P = P_l$, sea igual o menor que la presión parcial de vapor del líquido P_V a la temperatura correspondiente.

Para cada caudal, en el tubo de aspiración existe una presión mínima por encima de la presión de vapor P_V ; por debajo de este valor de P_V la bomba cavitará; ésta presión se puede expresar en metros de columna de líquido (altura neta de entrada en la bomba) y se denomina altura neta de succión positiva NPSH, Net Positive Suction Head (Capítulo 2), que teóricamente, para una bomba dada y un caudal dado, es constante.

Como ya se ha mencionado la cavitación ocurre en las bombas, aunque también sucede en los ductos sobre todo donde se encuentran reducciones seguidas de ampliaciones bruscas, (tubos venturi) estos efectos se pueden transmitir a las demás partes del equipo de bombeo reduciendo la eficiencia y pudiendo causar serios daños como la corrosión de partículas de metal (pitting)

Cuando las burbujas de vapor se implotan se produce una especie de martilleo lo que produce un deterioro en las paredes de la carcasa, de las palas del impulsor el cual el daño esta en función de la proximidad en que se encuentran estas implosiones. Los efectos que tiene sobre la maquinaria de bombeo son:

Efecto Mecánico

Con las implosiones se decrecen los diámetros de las burbujas, las partículas en estado líquido se aceleran y se desplazan hacia el centro de estas burbujas chocando entre si, estos choques provocan sobre presiones (*golpe de ariete*[§]) que se propagan en todas las direcciones afectando principalmente a las ranuras de las superficies metálicas por lo que en muy poco tiempo pueden ocasionar daños a la estructura de la maquina.

Los golpeteos los cuales al ser muy fuertes dan la impresión que la bomba acarrea grava causan un desequilibrio en la maquina dañando las uniones de los tubos con esta, así como aflojan las partes que la sostienen.

Y el problema y quizás el mas importante es el de la reducción de la eficiencia de la bomba con el cual el nosotros como futuros ingenieros estamos obligados a seleccionar o diseñar de la manera mas eficiente, con lo cual debemos de tener un criterio amplio para evitar el fenómeno de la cavitación.

[§] Se denomina golpe de ariete al choque violento que se produce sobre las paredes de un conducto forzado, cuando el movimiento del líquido es modificado bruscamente.

Entre las bombas más susceptibles a este fenómeno están las que tiene lados convexos y sobre todo en la parte trasera en donde pueden tener un área localizada que propicie la cavitación.

Efecto Químico

Con la implotación de las burbujas se liberan iones de oxígeno que como sabemos atacan las superficies de los metales erosionándolos.

Efecto de la Viscosidad

Las bombas centrífugas también se utilizan para bombear líquidos con viscosidades diferentes a las del agua. Al aumentar la viscosidad, la curva altura caudal se hace más vertical y que la potencia requerida aumenta. La línea discontinua indica los puntos de máximos rendimiento para cada curva. Se observa que tanto la altura como el caudal disminuyen en el punto de máximo rendimiento.

Dos de las principales pérdidas en una bomba centrífuga son por fricción con el fluido y fricción con el disco. Estas pérdidas varían con la viscosidad del líquido de manera que la carga – capacidad de salida, así como de la toma mecánica difiere de los valores que se obtienen cuando se maneja agua.

Es necesario, sin embargo, conocer las tres unidades diferentes que pueden encontrarse para describir la viscosidad de un líquido en especial:

- Segundos Saybolt Universal, o SSU
- Centistokes – que define la viscosidad cinemática.
- Centipoises – que definen la viscosidad absoluta.

Se han hecho muchas pruebas experimentales para determinar el efecto de la viscosidad del líquido en el funcionamiento de diversas bombas centrífugas. Aun con datos muy extensos sobre el efecto de la viscosidad. Es difícil predecir con precisión el funcionamiento de una bomba cuando maneje un fluido viscoso de su comportamiento cuando emplea agua fría.

Cuando se aplican bombas ordinarias de agua fría para usarse en el bombeo de líquidos viscosos, se debe tener cuidado para asegurarse de que el diseño de la flecha es lo bastante fuerte para la potencia necesaria, que puede ser un considerable esfuerzo en los caballos de fuerza al freno para agua fría, aunque pueda ser el peso específico del líquido menor que el de el.

1.5 PREVENCIÓN DE LA CAVITACIÓN

La mejor manera de evitar la cavitación es mediante un buen diseño con el fin de evitar en lo mas posible las bajas presiones, (sobre todo aquellas que estén por debajo del punto de vaporización), pero en donde no sea posible debido a factores externos fuera de nuestro alcance se puede optar por introducir pequeñas cantidades de aire, inyectadas en la zona donde se produzcan el fenómeno, otra solución puede ser la de usar protección catódica para evitar que el golpeteo del “martilleo” dañe las paredes de la maquina.

Los principales fabricantes de estructuras y máquinas hidráulicas, por ejemplo de turbinas poseen en sus laboratorios equipo para estudiar este fenómeno. El estroboscopio presta grandes servicios para el estudio de la cavitación la Fig.1.10 es una foto tomada de una hélice en la cual se esta produciendo la cavitación.

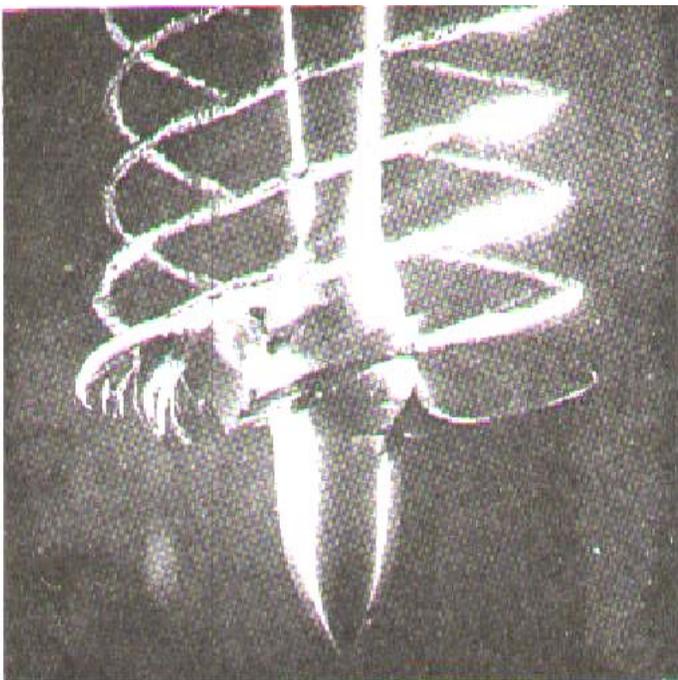


Fig. 1.10 Fotografía estroboscópica de una hélice en la cual se está produciendo la cavitación.



Fig. 1.11 Deterioro causado por la cavitación en rodets de turbinas.

Para controlar la cavitación se debe:

- Diseñar contra la cavitación, tanto la máquina como la instalación de la misma para que no se produzca este fenómeno.
- Utilizar materiales resistentes a la cavitación, si se tolera en el diseño que en algún caso se presente este fenómeno.

En las turbinas hidráulicas se han obtenido buenos resultados con aceros inoxidable (18 % de cromo y 8 % de níquel), material con el que se reparan también, mediante soldadura, los rodets afectados por la cavitación Fig.1.11.

En el aspecto del diseño el sistema de bombeo se debe de seleccionar o diseñar con el fin de obtener una presión lo suficientemente grande a la entrada de la bomba para evitar la cavitación. En la operación se pueden usar bombas multi-etapas para grandes alturas de bombeo. De acuerdo con la ecuación de Bernoulli cuando la presión aumenta la velocidad disminuye y viceversa así que se deberá de evitar en lo posible que la presión disminuya, evitando que la velocidad aumente.

En las turbinas de reacción el lugar mas propenso para la cavitación es la parte de atrás de los alabes de los rodets cerca de los bordes de salida. Por lo tanto la cavitación se puede evitar diseñando, operando e instalando una turbina de tal manera que no exista ningún punto en el que el valor de la presión absoluta se reduzca por debajo de la presión de evaporización.

En el caso de vertederos altos, si el agua que rebasa pierde contacto con la superficie del vertedero, se genera un vacío en el punto de separación y es muy posible que se produzca cavitación, la combinación de la cavitación y de la vibración procedente de la separación el contacto alternativo con las superficies del vertedero puede dar lugar a daños estructurales importantes.

Hasta esta parte del trabajo, seguramente ya se habrá entendido lo que es cavitación, efectos y como evitarla, sin embargo haciendo mas allá de esto, nosotros debemos de considerar que algunas veces un problema, puede ser considerado una solución si lo observamos desde otro ángulo, si bien es cierto que la cavitación es indeseable, con la aplicación de la ingeniería puede en algunos casos ser deseable, como es el ejemplo de naves submarinas que viajan encerradas en una bolsa de gas eliminando de esta manera la resistencia con el agua.

La supercavitación se supone es el mayor salto en la tecnología naval producido desde hace muchos años, de esta manera en algunos aspectos a la transición de los aviones de hélice hacia los reactores e incluso hacia los cohetes y misiles.

Aunque los recursos económicos dedicados a la tecnología de la supercavitación son oficialmente modestos (del orden de 50 millones de dólares en los Estados Unidos, por ejemplo), pero la lista del armamento que se beneficiaría de esta tecnología es inmensa y a la vez intranquilizadora; incluye proyectiles submarinos de alta velocidad para la destrucción de minas o torpedos ya disparados, barcos e incluso aviones en vuelo rasante y helicópteros.

Otras posibilidades incluyen torpedos de alta velocidad disparados contra barcos o contra torpedos anti-torpedo, y además contra "interruptores de conflicto de medio alcance", grandes armas diseñadas para forzar el fin de un conflicto entre dos submarinos.

También se prevé en el futuro pequeños barcos de superficie ultrarrápidos, así como misiles submarinos capaces de llevar cabezas nucleares diseñadas para neutralizar formaciones enteras de portaviones.

Algunos expertos navales creen que los sistemas basados en supercavitación pueden cambiar completamente la naturaleza de la guerra submarina, pasando de la típica estrategia del gato y el ratón entre grandes submarinos, hacia algo parecido a los combates aéreos, en donde habría furiosas peleas entre pequeños "cazas" submarinos de corto alcance, que dispararían balas submarinas contra el enemigo, después de haber salido de una especie de portaviones submarino.

Otros expertos especulan con la posibilidad de torpedos o misiles submarinos de largo alcance y varias etapas, disparados con cabezas nucleares. Estos dispositivos podrían ser disparados desde un submarino, salir a la superficie cerca de sus objetivos y detonar su carga letal antes de que ningún sistema de alerta aérea o espacial pudiera reaccionar.

La supercavitación es la versión extrema de la cavitación en la que se forma una única burbuja de manera que envuelve el cuerpo (sólidos extraños, granos de arena, partículas de metal, etc...) en desplazamiento casi completamente.

A velocidades mayores de 50 metros por segundo, los cavitadores de punta roma y los sistemas de inyección de gas producen unas bolsas de gas de baja densidad (conocidas como supercavitaciones).

En objetos largos y asimétricos, las supercavidades toman la forma de elipsoides alargados que comienzan por delante del objeto en movimiento y alcanzan su estela, la longitud de la cual depende de la velocidad del cuerpo.

Las cavidades elípticas resultantes en la cola se cierran pronto bajo la presión del agua circundante, por lo que la estela del objeto en movimiento es un área caracterizada por flujos complejos e inestables.

La mayor parte de las dificultades encontradas en el modelado matemático de las supercavidades vienen precisamente de lo que Tulin denomina "the mess at the rear" (el lío de atrás) de las cavidades, conocido como la zona de cierre o de compactación.

En realidad, las presiones en las cavidades de gas no son constantes, hecho que complica bastante el análisis.

Una vez modelizados, en cuanto el agua toca el cavitador, los dispositivos supercavitacionales pueden navegar en el interior de alargadas burbujas de gas con un rozamiento mínimo.

CAPITULO 2 BOMBAS

2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

Una bomba es una turbomáquina generadora para líquidos. La bomba se usa para transformar la energía mecánica en energía hidráulica.

Las bombas se emplean para bombear toda clase de líquidos, (agua, aceites de lubricación, combustibles ácidos, líquidos alimenticios, cerveza, leche, etc.), éste grupo constituyen el grupo importante de las bombas sanitarias. También se emplean las bombas para bombear los líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, melazas, fangos, desperdicios, etc.

Un sistema de bombeo puede definirse como la adición de energía a un fluido para moverse o trasladarse de un punto a otro. Una bomba centrífuga es una máquina que consiste en un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter; o una cubierta o carcasa. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga.

Uno de los factores más importantes que contribuyen al creciente uso de bombas centrífugas ha sido el desarrollo universal de la fuerza eléctrica.

Un equipo de bombeo es un transformador de energía, mecánica que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc. Y la convierte en energía, que un fluido adquiere en forma de presión, de posición y de velocidad.

Así se tendrán bombas que funcionen para cambiar la posición de un cierto fluido. Por ejemplo la bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo se eleve a la superficie.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión sería una bomba en un oleoducto, en donde las cotas de altura así como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fueran iguales, en tanto que la presión fuera incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuvieran en la conducción.

Existen bombas que trabajan con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad. Sin embargo a este respecto hay muchas confusiones en los términos presión y velocidad por la acepción que llevan implícita de las expresiones fuerza-tiempo.

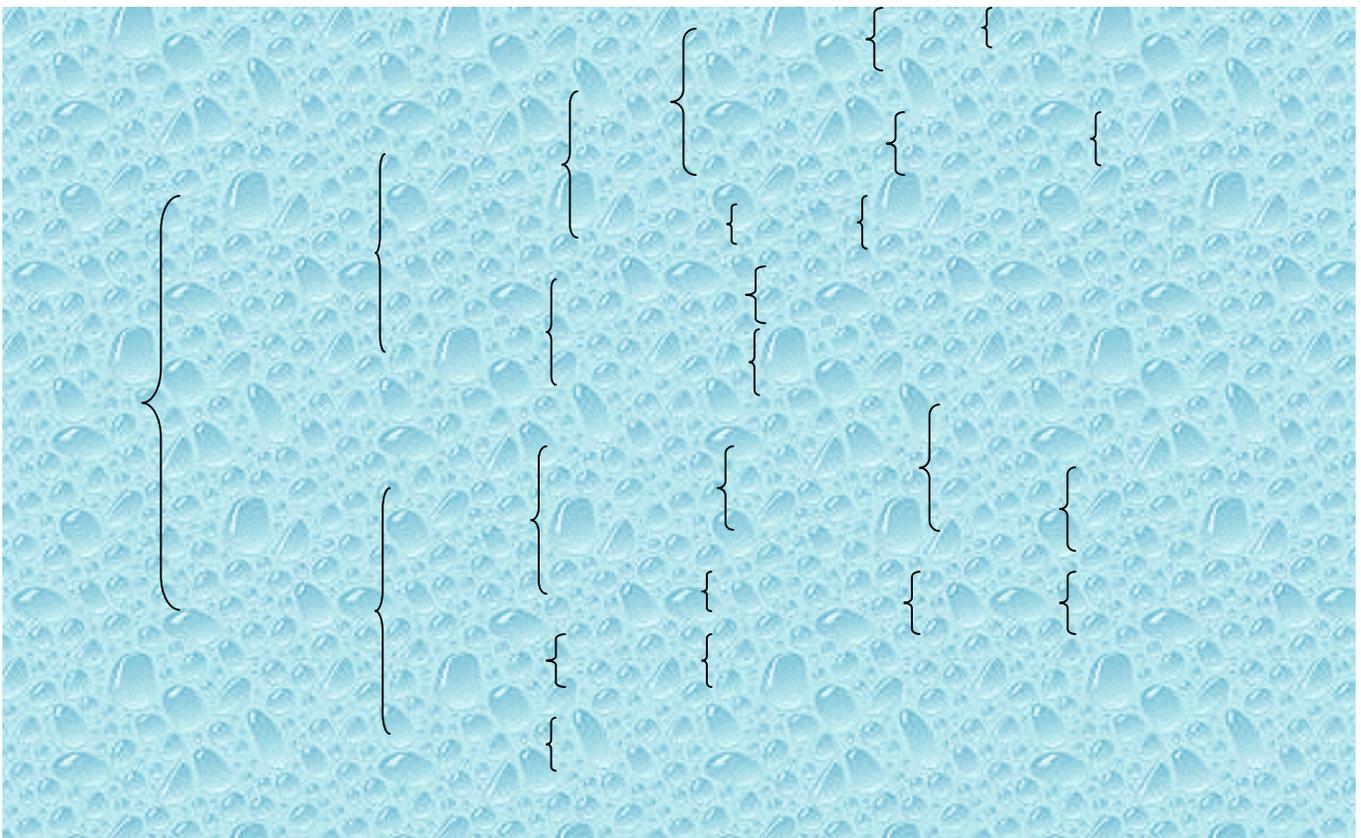
En la mayoría de las aplicaciones de energía conferida por la bomba es una mezcla de las tres. Las cuales se comportan de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos.

Lo inverso a lo que sucede en una bomba se tiene en una máquina llamada comúnmente turbina, la cual transforma la energía de un fluido en sus diferentes componentes citadas en energía mecánica.

Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y para el caso específico del agua, una bomba sería un generador hidráulico, en tanto que una turbina sería un motor hidráulico.

Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc. mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico. Tratándose de fluidos compresibles el generador suele llamarse compresor y el motor puede ser una turbina de aire, gas o simplemente un motor térmico.

Antes de conocer los fundamentos de operación de las bombas es necesario distinguir las diferentes clases de bombas que existen, y para esto la clasificación dada por el “Hydraulic Institute” de E.U.A. Parece ser la más adecuada Fig.2.1.



Existe una diversidad de clasificación de bombas que ocasionalmente puede causar confusión al intentar ubicarlas dentro de un cierto tipo, clave u otra distinción, sin embargo la más adecuada para propósitos de este trabajo es la proporcionada por el Instituto de Hidráulica de los E.U.A

Esta clasificación toma en cuenta la forma cómo el fluido se desplaza dentro de los elementos de la bomba, así para aquellos en los que el fluido se desplaza a presión dentro de una carcasa cerrada, como resultados del movimiento suavizada de un pistón o embolo, se le denomina “*bombas de desplazamiento positivo*”, mientras que las bombas en las cuales el fluido es desplazado por el movimiento circular de uno o varios impulsores provistos de alabe, se les denomina “*Bombas Centrifugas*”.

La clasificación anterior parece ser la más adecuada sin embargo, puede ser útil conocer dentro de esta clasificación algunas características o situaciones que ayudara a seleccionar la bomba más adecuada. Si por ejemplo estás pueden ser clasificadas de la siguiente manera; según el sistema donde funcionarán o la forma física de ella. Para la primera clasificación que es conocer el sistema donde la bomba tendrá su funcionamiento.

Consiste en saber si la bomba succionara del recipiente y con alturas variables o si la bomba se instalará en un sumidero o en una fosa. Así mismo en necesario el líquido que la bomba manejará: si son volátiles, viscosos, calientes o pastas aguadas, que así se manejará el concepto de densidad y partículas que la bomba pueda impulsar. Respecto a la forma física de la bomba se debe tener en cuenta que existen bombas de eje horizontal o vertical, ambas de empujes centros o de desplazamiento positivo, baja o alta velocidad, también la especificación de los materiales deben ser compatibles con los líquidos que se bombearán.

Una práctica común es definir la capacidad de una bomba con el número adimensional llamado velocidad específica, que se describe posteriormente que es función del número de revoluciones a las que giren sus participantes rotatorias, de la siguiente forma se puede ser de alta o baja velocidad.

2.1.1 Bombas Rotodinámicas

Bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y restituye al líquido que la atraviesa energía hidráulica.

Clasificación de las Bombas Rotodinámicas

El Instituto Hidráulico, clasifica las bombas centrífugas como:

- ❖ Centrífugas o flujo radial
- ❖ Flujo mixto
- ❖ Flujo axial

Estas se subdividen a su vez según el número de pasos simples o múltiples; tipo de carcasa: espiral, circular o difusor; posición de la flecha: horizontal, vertical (del tipo de pozo seco o sumergida); succión: sencilla o doble. Con respecto a los materiales de construcción, el Instituto Hidráulico de Estados Unidos usa las siguientes designaciones:

- ❖ Con aditamentos de bronce.
- ❖ Toda de bronce
- ❖ Bronce de composición específica
- ❖ Toda de fierro
- ❖ Con aditamentos de acero inoxidable
- ❖ Toda de acero inoxidable

Las bombas con aditamentos de bronce tienen una carcasa de hierro vaciado, impulsor de bronce y anillos impulsores y cubre flechas de bronce, si se usan. En una bomba toda de bronce, cada parte que se encuentra en contacto con el líquido está hecha con bronce normal del fabricante. Lo mismo se aplica a la designación 3) excepto que las partes están hechas de una composición de bronce adecuada a la aplicación de la bomba. Las bombas todas de fierro tienen las partes de metal ferroso en contacto con el líquido que se está bombeando.

En una bomba con aditamentos de acero inoxidable, la carcasa está hecha de un material adecuado al servicio, en tanto que los impulsores, anillos y cubre flechas, si se usan, están hechos de un acero resistente a la corrosión adecuado para el líquido que se maneja.

En una bomba toda de acero estructural, las partes en contacto con el líquido están hechas de acero resistente a la corrosión y adecuado a la aplicación, en tanto que la flecha está hecha de un acero resistente a la corrosión, de grado igual a las otras partes de la bomba.

La Tabla 2.1 indica que una bomba de movimiento alterno es adecuada para las condiciones generales de pequeña capacidad, alta columna y líquido limpio y claro. Luego dependiendo de las necesidades, puede también elegirse una bomba de tipo de pistón o émbolo, de acción directa, de manivela o de potencia. Puede ser simple, doble, triple o tener un número mayor de cilindros.

	CENTRIFUGA		ROTATORIA	RECIPROCANTE		
	Voluta y Difusor	Flujo Axial	Tornillo y Engrane	Vapor de acción directa	Doble Acción	Triplex
Tipo de descarga	Continuo	Continuo	Continuo	Pulsante	Pulsante	Pulsante
Máxima elevación normal de succión en mts.	4,5	4,5	6,6	6,6	6,6	6,6
Líquidos que maneja	Limpio, claro, sucio, abrasivo; líquidos con alto contenido de sólidos.		Viscoso no abrasivo	Limpio y claro		
Variación de la presión de descarga	Baja a alta		Media	Pequeña a la máxima que se produce		
Región de capacidad habitual	Pequeña a la mayor obtenible		Pequeña a media	Relativamente pequeña		
Cómo una columna aumentada afecta:						
Capacidad	Disminuye		Nada	Disminuye	Nada	Nada
potencia de entrada	Depende de la velocidad específica		Aumenta	Aumenta	Aumenta	Aumenta
Cómo afecta una columna disminuida:						
Capacidad	Aumenta		Nada	Pequeño aumento	Nada	Nada
Demanda de potencia	Depende de la velocidad específica		Disminuye			

Tabla 2,1 Características de las Bombas Modernas

Una vez que se han definido estos puntos, hay que estudiar los detalles de la válvula de la bomba, materiales de construcción, motor, etc. En general, se encontrara que los detalles de la bomba se encuentran sujetos en gran parte a los requisitos de aplicación, así, el arreglo particular de una bomba centrífuga puede depender tanto de la tubería, espacio y condiciones de trabajo como de otros factores existentes.

2.1.1.1 Bomba Centrífuga

Las bombas centrífugas se fabrican en dos tipos: el horizontal y el vertical. La bomba primera tiene un propulsor vertical conectado a un eje horizontal. La bomba de tipo vertical consta de un propulsor horizontal conectado a un eje vertical.

La bomba centrífuga funciona bajo el principio de la centrifugación, en estas bombas el motor o cualquier otro medio que las accione hace girar una hélice con las arpas sumergidas en agua y encerradas en un estuche. El agua penetra en la caja e inmediatamente en el flujo del centro de dicho impulsor hacia los bordes del mismo o a las cajas parte exterior de la caja donde se eleva con rapidez la presión de la carga.

Para aligerar esta presión, el agua escapa por el tubo de salida. La bomba centrífuga no funciona hasta que la caja queda totalmente llena de agua o cebada.

Tanto las verticales como las horizontales succionan agua dentro de sus propulsores, por lo que deben ser instaladas a solo unos cuatro metros sobre la superficie del agua.

En estas condiciones el tipo vertical tiene mayor ventaja, porque puede bajarse a la profundidad que separa el bombeo y el eje vertical es lanzado a la superficie donde está el motor. La bomba centrífuga se limita al bombeo en los depósitos de agua, lagos o pozos poco profundos, donde la succión no es mayor de 6 metros.

La bomba centrífuga horizontal es la más usada, cuesta menos, es fácil de instalar y es más accesible para su inspección y mantenimiento, sin embargo, requiere mayor espacio que la bomba de tipo vertical. En la Fig.2.2 se muestra una bomba horizontal típica.

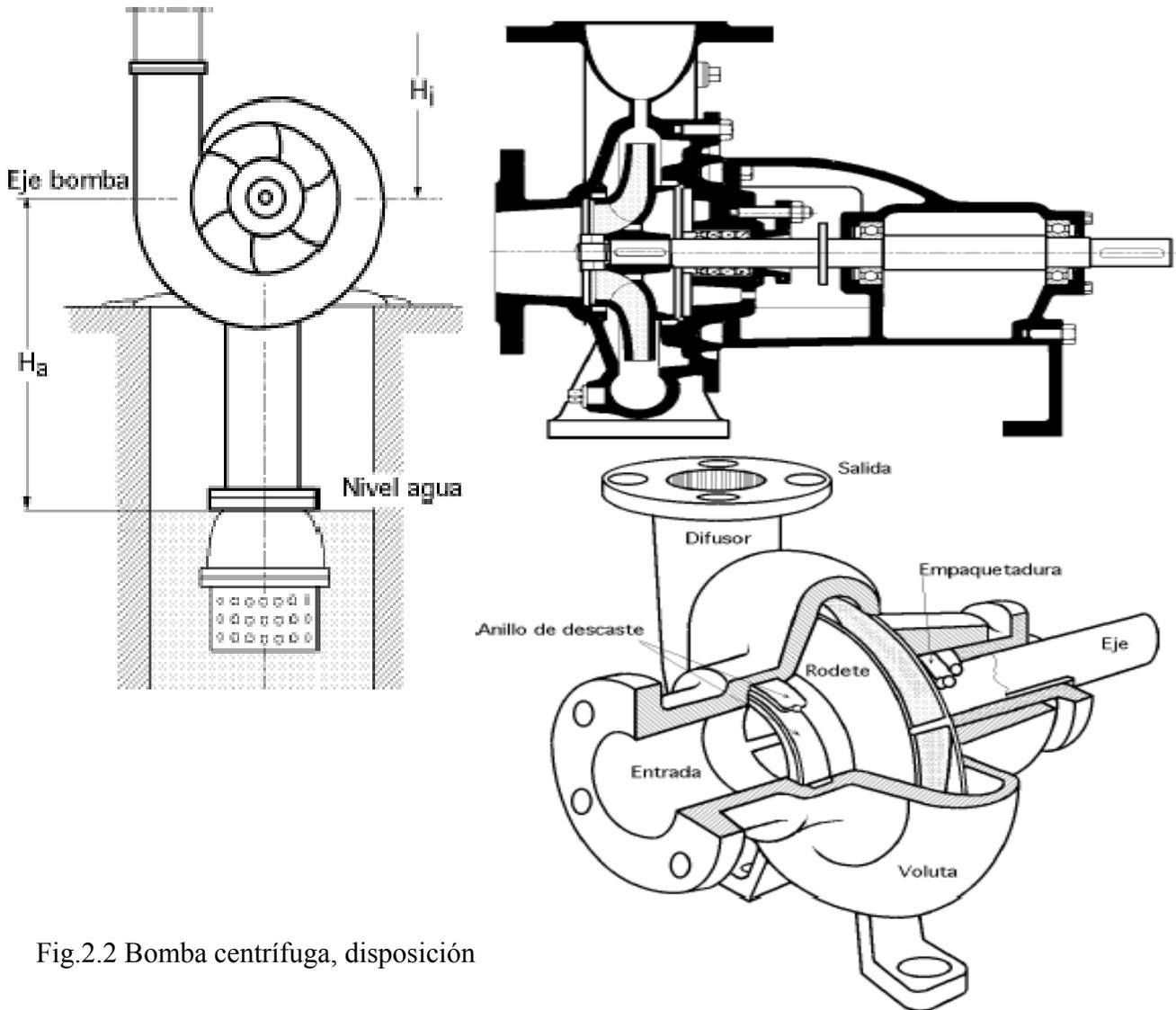


Fig.2.2 Bomba centrífuga, disposición

Existen varias formas de clasificar las bombas centrífugas y entre ellas se tienen las siguientes:

Clasificación Según el Tipo de Impulsor

Además de clasificarse de acuerdo con la velocidad específica, un impulsor se identifica por cuanto a la forma en que entra el líquido, los detalles de los álabes, y el uso para el que se destina.

En el tipo de doble succión A el líquido entra en ambos lados. En B, C y D se muestran diseños para manejar pulpa de papel, un tipo de paletas y uno de flujo mixto, Fig.2.3.

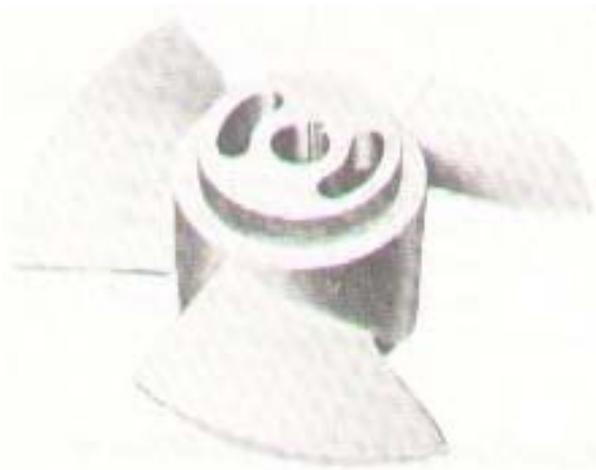
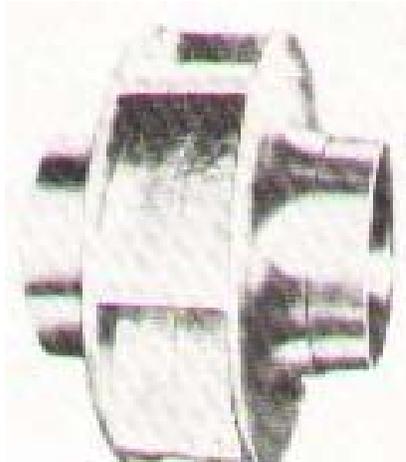


Fig.2.3 Impulsores Típicos

Impulsor Abierto

En esta clase de impulsor las paletas están unidas directamente al núcleo del impulsor sin ningún plato en los extremos. Su uso está limitado a bombas muy pequeñas, pero se puede manejar cualquier líquido y además inspeccionarlo es muy sencillo, Fig.2.4.

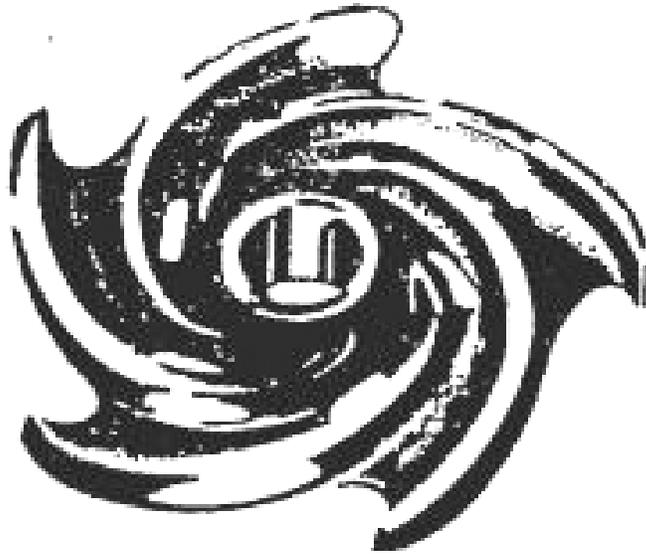


Figura 2.4 Impulsor abierto

Impulsor Semi-abierto

Su construcción varía en que está colocado un plato en el lado opuesto de la entrada del líquido y por ende esta más reforzada que el impulsor abierto como las paletas a estar unidas tienen la función de disminuir la presión en la parte posterior del impulsor y la entrada de materiales extraños se alojan en la parte posterior del mismo.

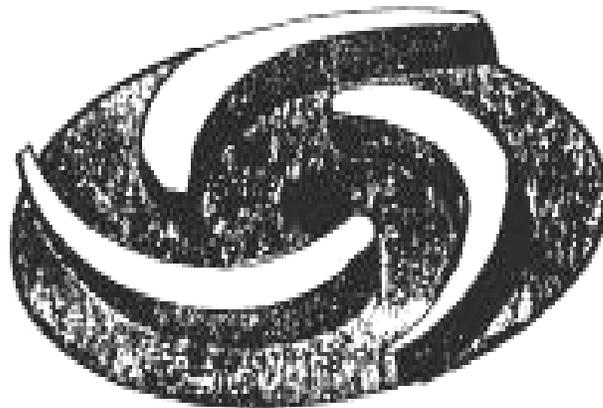


Fig. 2.5 Impulsor Semi-abierto

Impulsores Cerrados

Este impulsor se caracteriza porque además del plato posterior lo rodea una corona circular en la parte anterior del impulsor.

Esta corona es unida también a las paletas y posee una abertura por donde el líquido ingresa al impulsor. Este es el impulsor más utilizado en las bombas centrífugas por su rendimiento que es superior a las dos anteriores. Hay que hacer notar que debe ser utilizado en líquidos que no tienen sólidos en suspensión.

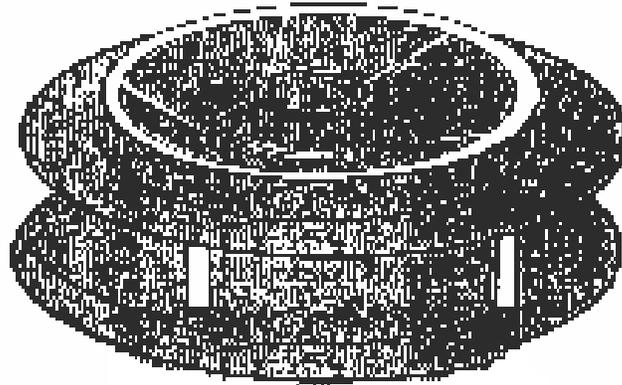


Fig.2.6 Impulsor cerrado

Clasificación Según el Tipo de Succión

Los cuales pueden ser de dos tipos: Simple succión o Doble succión. Las bombas de simple succión admiten agua solo por un lado del impulsor, mientras que las de doble succión lo hacen por ambos lados.

Hay que hacer notar que las bombas de doble succión lo hacen por ambos lados. Las bombas de doble succión funcionan como si existieran doble (dos) impulsor, uno en contra posición del otro y esto elimina el problema de empuje axial.

Otra ventaja es la seguridad con la que trabajan frente a la cavitación, ya que el área de admisión del agua es superior a las de las bombas de simple succión.

Clasificación Según del Número de Impulsores Empleados

*Bombas de una fase

*Bombas de múltiples fases

Las bombas de una sola fase es la que la carga o altura manométrica total es proporcional por un único impulsor.

Ahora la bomba de múltiples fases alcanza su altura manométrica o carga con dos o más impulsores, actuando en serie en una misma carcasa y un único eje, es por esto que las bombas de múltiples fases es utilizada en cargas manométricas muy altas.

Clasificación Según la Trayectoria del Líquido en el Impulsor

Bombas de Flujo Radial: En este tipo de bomba el líquido penetra al impulsor en dirección paralela al eje de la bomba y sale en dirección perpendicular al eje del impulsor. Las cargas manométricas a manejar son las altas.

Bombas de Flujo Axial: Aquí el líquido penetra axialmente en el impulsor y su salida es en la misma dirección, es utilizada para cargas manométricas bajas.

Bombas de Flujo Mixto: El flujo penetra axialmente en el impulsor y sale en una dirección intermedia entre radial y axial, las cargas manométricas manejadas son medias.

Clasificación Según la Carcasa

Bombas con Carcasa Tipo Voluta: La carcasa en este tipo de bombas es de voluta o espirar y no tienen paletas difusoras como se ve en la Fig.2.7.

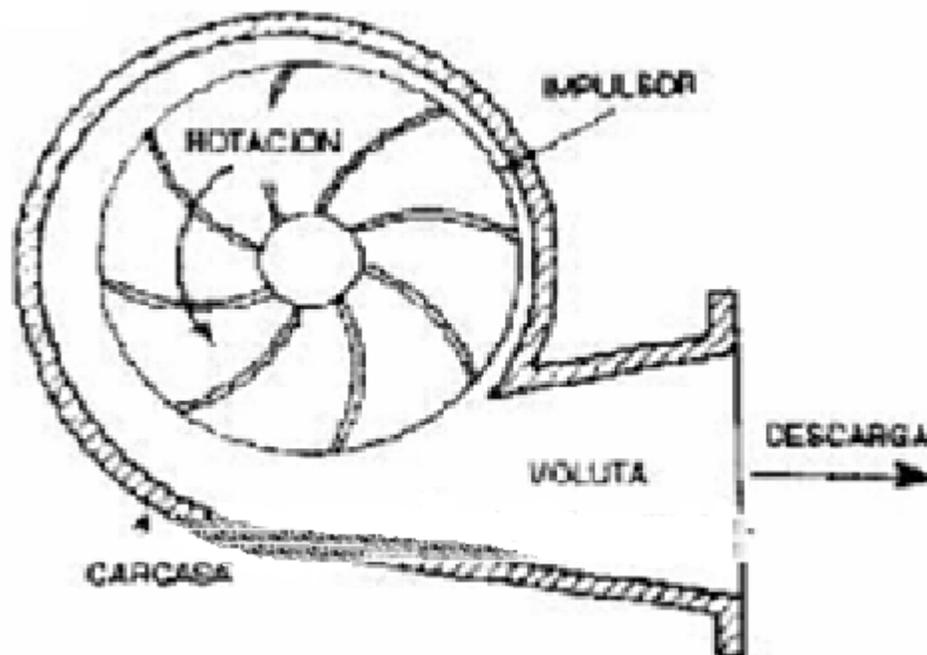


Fig.2.7 Bomba de Carcasa Tipo Voluta

La voluta recibe el líquido que sale del impulsor y transforma la mayor parte de la energía cinética en energía de presión. El área de la sección transversal de la voluta aumenta progresivamente en el arco de 360° descrito en torno al impulsor.

Debido a que la voluta no es simétrica existe un des-balance de presiones a lo largo de la misma, lo cual origina una fuerza radial muy considerable en caso de que la bomba trabajara fuera del punto de rendimiento óptimo la magnitud de este empuje radial puede compensarse con un aumento del diámetro del eje con un sobre-dimensionamiento de los cojinetes, lo que encarece la bomba.

2.1.1.2 Bombas de Difusor o Bombas-Turbina

Este tipo de bomba se caracteriza por poseer, fijas a la carcasa, paletas direccionadoras del flujo de agua que sale del impulsor, el que recorre el camino establecido por las paletas fijas, a lo largo de las cuales ocurre la transformación de energía cinética en energía de presión.

Hay que hacer notar que las bombas con difusor presentan el serio inconveniente de proporcionar el choque entre las partículas de agua a la entrada de difusor, cuando la bomba trabaja en un punto diferente al de diseño.

Si existe una alteración en el funcionamiento de la bomba, en relación a lo considerado en el diseño, cambia el ángulo de salida de los diferentes líquidos, pero no se altera el ángulo de los difusores, presentándose el choque entre partículas, con la consecuente pérdida de eficiencia de la máquina.

Las bombas con difusores fueron muy utilizadas al inicio del desarrollo de las bombas centrífugas pero fueron perdiendo importancia al perfeccionarse las técnicas para construir carcasas.

2.1.1.3 Descripción de las Bombas Centrífugas y de Flujo Axial

El elemento rotativo de una bomba centrífuga se denomina impulsor. La forma del impulsor puede forzar al agua a salir en un plano perpendicular a su eje (flujo radial); puede dar al agua una velocidad con componentes tanto axial como radial (flujo mixto) o puede inducir un flujo en espiral en cilindros coaxiales según la dirección del eje (flujo axial).

Normalmente, a las máquinas con flujo radial o mixto se les denomina bombas centrífugas, mientras a las de flujo axial se las llama bombas de flujo axial o bombas de hélice. Los impulsores de las bombas radiales y de las mixtas pueden abiertos o cerrados. Los impulsores abiertos consisten en un eje al cual están unidos los álabes, mientras que los impulsores cerrados tienen láminas (o cubiertas) a cada lado de los álabes.

Las bombas de flujo radial tienen una envolvente helicoidal, que se denomina voluta, que guía el flujo desde el impulsor hasta el tubo de descarga. El incremento de la sección transversal a lo largo de la envolvente tiende a mantener constante la velocidad en su interior. Algunas bombas tienen álabes difusores en la voluta. Estas bombas son conocidas como turbobombas.

Las bombas pueden ser unicelulares o multicelulares. Una bomba unicelular tiene un único impulsor, mientras que una multicelular tiene dos o más impulsores dispuestos de forma que la salida de uno de ellos va a la entrada siguiente.

Es necesario emplear una disposición apropiada de las tuberías de aspiración y descarga para que una bomba centrífuga funcione con su máximo rendimiento. Por motivos económicos, el diámetro de la cubierta de la bomba en la aspiración y descarga suele ser menor que el del tubo al cual se conecta. Las tuberías de aspiración que toman agua de un depósito suelen tener un filtro para prevenir la entrada de partículas que pudieran atascar la bomba.

Las bombas de flujo axial suelen tener solo dos o cuatro palas, por lo que tienen grandes conductos sin obstáculos, que permiten trabajar con agua que contengan elementos sólidos sin que se produzca atascos. Los álabes de algunas bombas axiales grandes son ajustables para permitir fijar la inclinación que dé el mejor rendimiento bajo condiciones reales.

2.1.1.4 Leyes de Afinidad para Bombas Centrífugas

La mayoría de las bombas centrífugas pueden operarse a diferentes velocidades para obtener capacidades variadas. Asimismo, una cubierta de bomba de un determinado tamaño puede acomodar impulsores de diámetros.

Es importante comprender la forma en la que varían la capacidad, la cabeza y la potencia cuando la velocidad o el diámetro del impulsor varían; estas relaciones son llamadas, *reglas de afinidad*. El símbolo N se refiere a la velocidad de rotación del impulsor, usualmente en *rpm* o *r/min*.

Cuando la velocidad varía:

† La capacidad varía directamente con la velocidad:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

† La capacidad total de la cabeza varía con el cuadro de la velocidad:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2$$

† La potencia requerida por la bomba varía con el cubo de la velocidad:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3$$

Cuando el diámetro del impulsor varía:

† La capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3$$

† La cabeza total varía con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

† La potencia requerida por la bomba son directamente proporcional a la quinta potencia de la relación de diámetros del impulsor:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5$$

La eficiencia permanece casi constante cuando varía la velocidad y para pequeñas variaciones del diámetro del impulsor.

Estas leyes se pueden fundir haciendo que varíe primero el diámetro y luego el número de revoluciones obteniendo:

$$\dagger \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

$$\dagger \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$\dagger \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

2.1.2 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

2.1.2.1 Bombas Rotatorias

Las bombas rotatorias que generalmente son unidades de desplazamiento positivo, consisten en una caja fija que contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc; que operan con un claro mínimo. En lugar de aventar el líquido como una bomba centrífuga, una bomba rotatoria lo atrapa, lo empuja contra la caja fija en forma muy similar a como lo hace el pistón de una bomba recíprocante.

Tipos de Bombas Rotatorias

Bombas de Leva y Pistón

También llamadas de émbolo rotatorio, y consisten de un excéntrico con un brazo rasurado en la parte superior. La rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra la caja. Conforme continúa la rotación, el líquido se fuerza de la caja a través de la ranura a la salida de la bomba.

Bombas de Engranes Externos

Éstas constituyen el tipo rotatorio más simple. Conforme los dientes de los engranes se separan en lado de succión de la bomba, el líquido llena el espacio entre ellos. Este se conduce en trayectoria circular hacia fuera y es exprimido al engranar nuevamente los dientes. Los engranes pueden tener dientes simples, dobles o de involuta.

Algunos diseños tienen agujeros de flujo radiales en el engrane loco, que van de la corona y del fondo de los dientes a la perforación interna. Estos permiten que el líquido se comunique de un diente al siguiente, evitando la formación de presiones excesivas que pudieran sobrecargar las chumaceras y causar una operación ruidosa.

Otros Diseños

Las bombas de block de vaivén. Tiene un motor cilíndrico que gira en una carcasa concéntrica. En el interior del rotor se encuentra un bloque que cambia en posición de vaivén y un pistón recíprocado por un perno loco colocado excéntricamente, produciendo succión y descarga.

La bomba de junta universal, tiene un pequeño tramo de flecha en el extremo libre del rotor, soportado en una chumacera y a 30 grados con la horizontal. El extremo opuesto del rotor se encuentra unido al motor.

Cuando el rotor gira, cuatro grupos de superficies planas se abren y cierran para producir una acción de bombeo o cuatro descargas por revolución.

2.1.2.1.1 Características de las Bombas Rotatorias

Si se desprecian los escapes, las bombas rotatorias descargan un gasto constante independiente de las presiones variables de descarga. Así, la curva usual HQ es prácticamente una línea horizontal Fig.2.8.

El desplazamiento de una bomba rotatoria varía de una forma directamente proporcional con la velocidad, sólo que la capacidad puede verse afectada por viscosidades y otros factores.

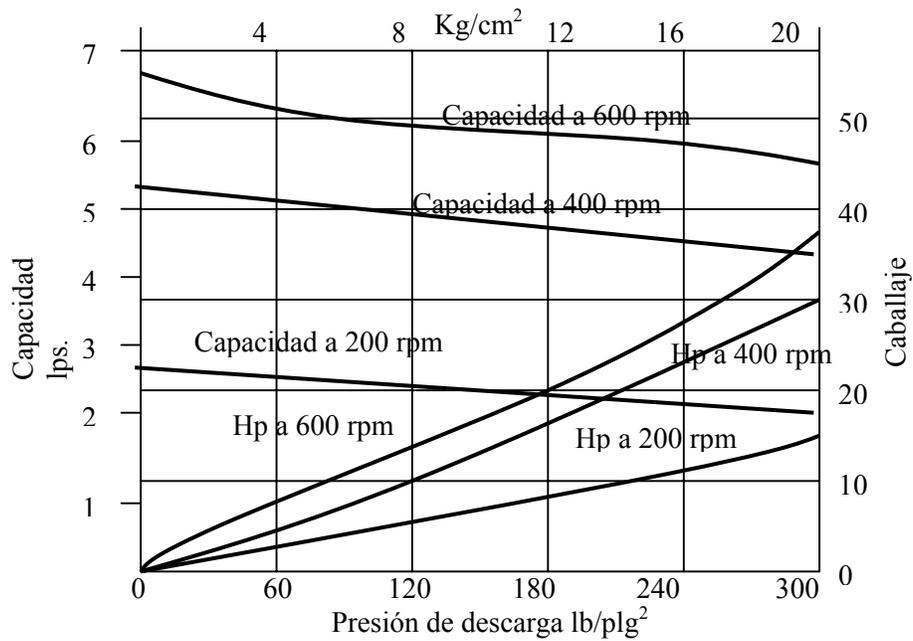


Fig. 2.8 Características de capacidad y caballaje de una bomba de engranes externos

La potencia requerida por una bomba rotatoria, curva característica PQ, aumenta con la viscosidad del líquido. La eficiencia disminuye con aumento en viscosidad. Ya que las bombas rotatorias tienen un uso general para líquidos viscosos, es importante recordar estas características. La Fig.2.9 muestra las curvas características HQ y PQ para una bomba rotatoria del tipo de engrane y perno.

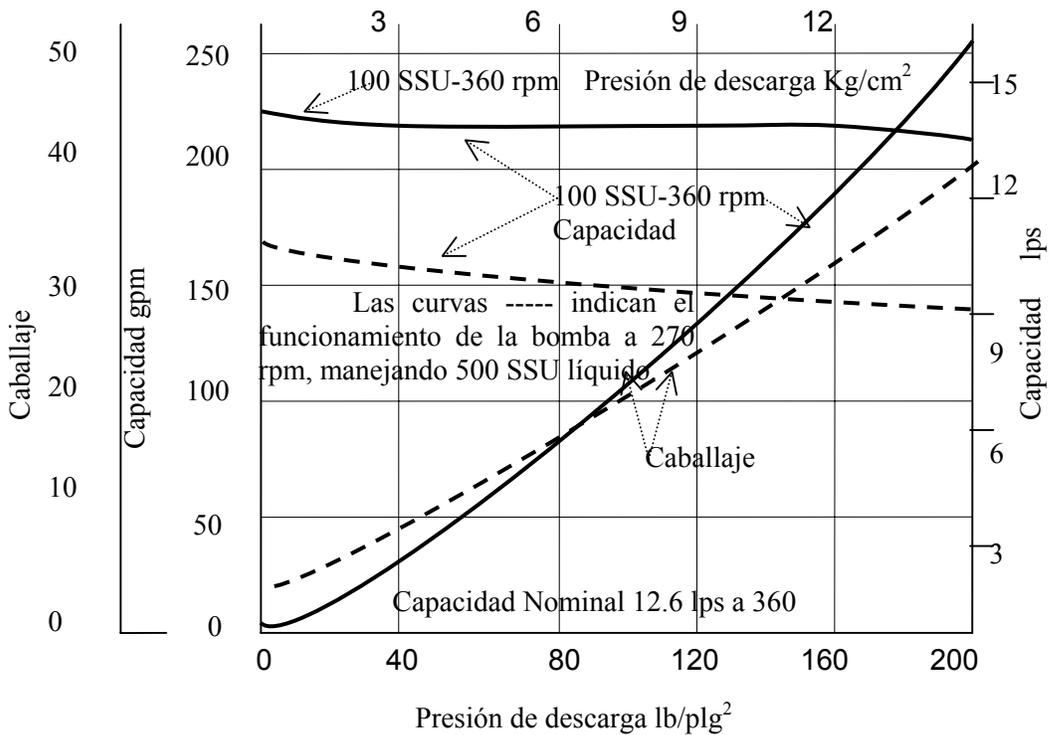


Fig. 2.9. Características de capacidad y caballaje de una bomba de engranes internos.

Materiales de Construcción

Las bombas rotatorias están clasificadas por el Instituto Hidráulico, como:

- ξ Todas de fierro.
- ξ Aditamentos de bronce
- ξ Todas de bronce

En una bomba toda de fierro, todas y cada una de las partes de la unidad en contacto directo con el líquido está hecha de metal ferroso. En una bomba con aditamentos de bronce, la carcasa está hecha de metal ferroso y algunas partes sujetas a desgaste, tales como, rotores, álabes y otras partes móviles están hechas de bronce. La flecha puede ser de acero o metal no ferroso. Las bombas todas de bronce tienen todas y cada una de las partes de la unidad que se encuentren en contacto directo con el líquido, hechas del bronce normal de fabricación del fabricante individual, excepto la flecha, que puede ser de acero inoxidable o de un metal no ferroso.

Aplicaciones

La mayor parte de las bombas rotatorias son autocebantes y pueden, de ser necesario, trabajar con gas o aire. Las aplicaciones típicas incluyen el paso del líquido de todas las viscosidades, procesos químicos, alimento, descarga de barcos, lubricación a presión, pintura a presión, sistemas de enfriamiento, etc.

Muchos tipos de estas bombas tendrán funcionamiento adecuado durante mucho tiempo cuando bombean una mezcla de líquido y gas; la descarga neta de líquido se reducirá mucho si una parte del caudal, dentro de la bomba, es una mezcla de gas y líquido o de aire y líquido.

Por ello siempre es necesario asegurar una presión o carga adecuada de succión para que la bomba se llene por completo con líquido y funcione sin cavitación.

2.1.2.2 Bombas Reciprocantes

Las Bombas Reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera.

Sin embargo no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga debido a escapes o arreglos de pasos de alivio que puedan evitarlo. Despreciando éstos, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera.

2.1.2.2.1 Tipos de Bombas Reciprocantes

Existen básicamente de dos tipos: de acción directa, movidas por vapor y las bombas de potencia. Existen muchas modificaciones de los diseños básicos, construidas para servicios específicos en diferentes campos algunas se clasifican como bombas rotatorias por los fabricantes, aunque en realidad utilizan el movimiento recíprocamente de pistones o émbolos para asegurar la acción de bombeo.

Bombas de Acción Directa

En este tipo, una varilla común de pistón conecta un pistón de vapor y uno de líquido o émbolo. Las bombas de acción directa se construyen, simplex (un pistón de vapor y un pistón de líquido, respectivamente) y duplex (dos pistones de vapor y dos de líquido).

Las bombas de acción directa horizontales simplex y duplex se caracterizan por la facilidad de ajuste de columna, velocidad y capacidad, tienen buena eficiencia a lo largo de una extensa región de capacidades. Las bombas de émbolo se usan generalmente para presiones más altas que los tipos de pistón. Al igual que todas las bombas Reciprocantes, las unidades de acción directa tienen un flujo de descarga pulsante.

Bombas de Potencia

Estas tienen un cigüeñal movido por una fuente externa (generalmente un motor eléctrico), banda o cadena. Frecuentemente se usan engranes entre el motor y el cigüeñal para reducir la velocidad de salida del elemento motor.

Cuando se mueve a velocidad constante, las bombas de potencia proporcionan un gasto casi constante para una amplia variación de columna, y tienen buena eficiencia. El extremo líquido, que puede ser del tipo de pistón o émbolo, desarrollará una presión elevada cuando se cierra la válvula de descarga.

Por esta razón, es práctica común el proporcionar una válvula de alivio para descarga, con objeto de proteger la bomba y su tubería. Las bombas de potencia se encuentran particularmente bien adaptadas para servicios de alta presión y tienen algunos usos en la alimentación de calderas, bombeo en líneas de tuberías, proceso de petróleos y aplicaciones similares.

Otros Diseños

Existen también un gran número de otros tipos de bombas Reciprocantes, diseñados para servicios especializados. Muchas se usan en sistemas hidráulicos, industriales, de lubricación, de manejo de químicos y similares. Su capacidad y presión de descarga varían con la aplicación para la que se haya diseñado la unidad.

2.1.2.2.2 Características de las Bombas Reciprocantes

El flujo de descarga de las bombas centrífugas y de la mayor parte de las bombas rotatorias es continuo. Pero en las bombas reciprocantes el flujo pulsa, dependiendo del carácter de la pulsación del tipo de bomba y de que esta tenga o no una cámara de colchón.

2.2 ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS (Carga de Euler)

Una máquina es un transformador de energía. Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo muy importante de máquinas que se llaman máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas máquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina, o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida. Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas, Fig.2.10.

Máquina hidráulica: es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que $\rho = \text{cte}$.

Máquina térmica. Es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, el cual en el diseño y estudio de la máquina ya no puede suponerse constante.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es el principio de desplazamiento positivo.

El principio de funcionamiento de las turbomáquinas es la ecuación de Euler.

Las turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras absorben energía del fluido y restituyen energía mecánica; mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido.

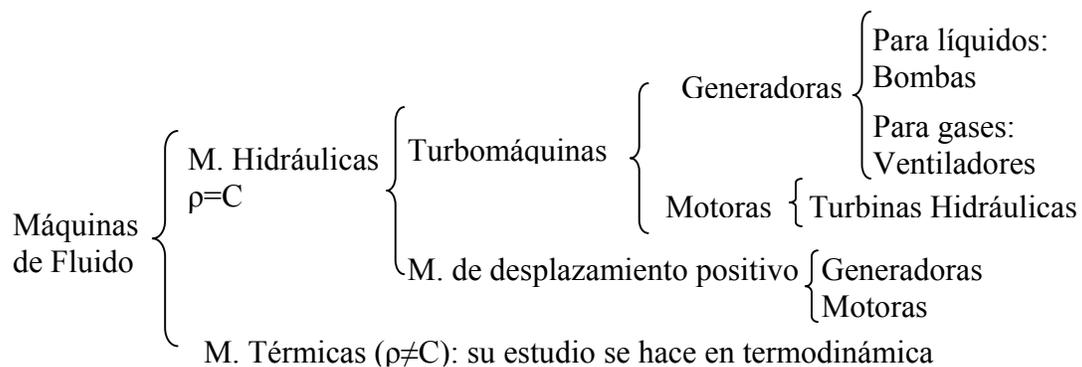


Fig.2.10 Clasificación de las máquinas de fluido.

2.2.1 Ecuación de Euler

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, como de las turbomáquinas térmicas, constituye la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). En la Fig.2.11(a) se representa un corte por un plano que contiene la máquina, que se llama corte meridional, porque en él se representa en su verdadera forma las meridianas de la superficie de revolución de la máquina como son las partes anterior y posterior del rodete (s y s' en la figura).

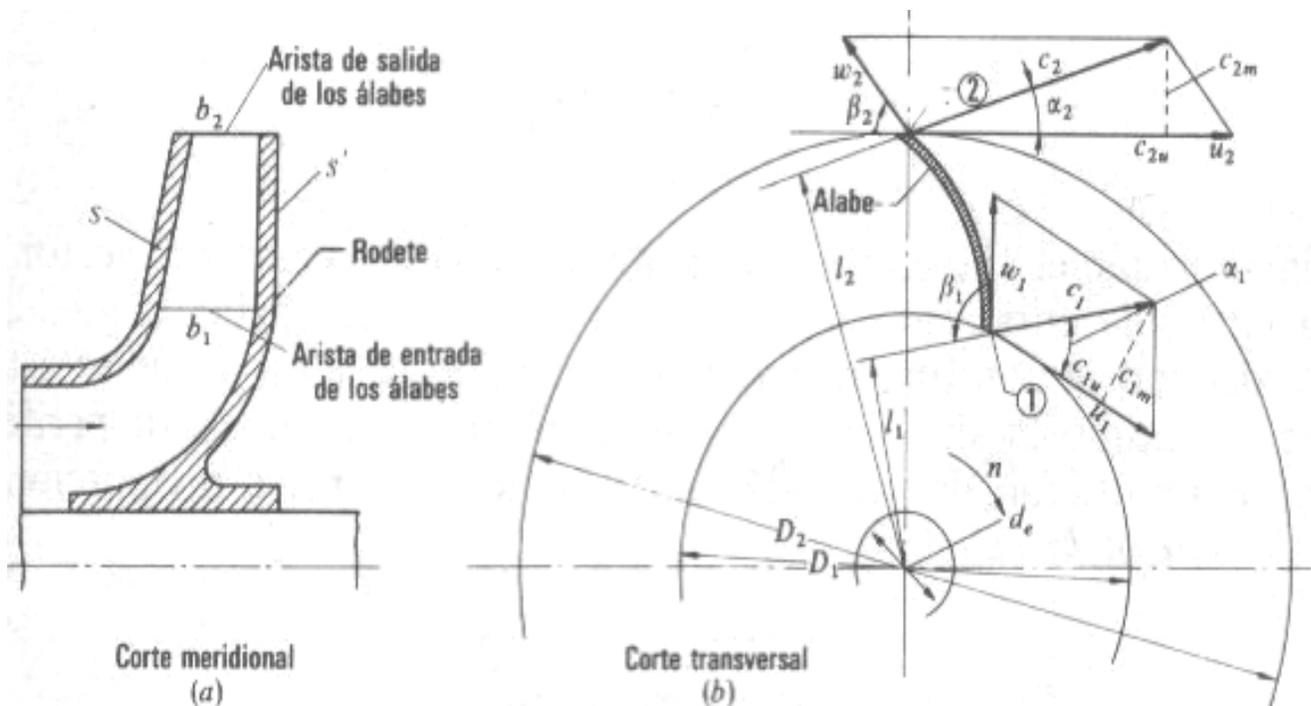


Fig.2.11 Rodete de una bomba centrífuga: (a) corte meridional,(b) corte transversal, en este último se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida.

En este corte se ven también las aristas de entrada y salida de los álabes, los cuales imparten (bomba) o absorben (turbina) energía del fluido. Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del rodete a la entrada b_1 y a la salida b_2 de los álabes es acotan también es este plano.

En la Fig.2.11 (b) se representa el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabe del rodete en su verdadera forma: el álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina.

Los diámetros de entrada y salida de los álabes D_1 y D_2 se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje, d_e .

Supondremos que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea c_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la figura). El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica $u_1 = \pi D_1 n / 60$. Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada velocidad relativa ala entrada. Las tres velocidades c_1 , u_1 y w_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la Ec.2.1.

$$\hat{w}_1 = \hat{c}_1 - \hat{u}_1 \dots \dots 2.1$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector \hat{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe*. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida \hat{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica \hat{u}_2 . La misma composición de velocidades de la Ec.2.1 nos proporciona la velocidad absoluta a la salida, \hat{c} :

$$\hat{c}_2 = \hat{w}_2 + \hat{u}_2 \dots \dots 2.2$$

La partícula de fluido ha sufrido en su paso por el rodete un cambio de velocidad de \hat{c}_1 a \hat{c}_2 . Del *teorema de la cantidad de movimiento* ($\hat{F} = \rho Q \Delta$) se deduce el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento:

$$d\hat{F} = dQ\rho(\hat{c}_2 - \hat{c}_1) \dots \dots 2.3$$

Tomando momentos en la Ec.2.3 con relación al eje de la máquina tendremos:

$$dM = dQ\rho(l_2c_2 - l_1c_1) \dots \dots 2.4$$

que es el ***teorema del momento cinético***.

Donde dM : Momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético.

dQ : caudal del filamento.

l_2, l_1 : brazos de momento de los vectores c_2 y c_1 respectivamente Fig.2.11b.

Suponemos ahora que todas las partículas de fluido entran en el rodete a un diámetro D_1 con la misma velocidad c_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad c_2 . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual implica a su vez que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente.

Aplicando esta hipótesis llamada *teoría unidimensional* o *teoría del número infinito de álabes*, al hacer la integral de la Ec.2.4 el paréntesis de la derecha será constante, resultando:

* En la práctica esto sucede cuando la bomba funciona en su *punto nominal* o punto para el que la bomba ha sido diseñada. Si la velocidad de giro es mayor o menor que la velocidad nominal u_1 es mayor o menor y se produce un choque a la entrada y disminución del rendimiento en la bomba real.

$$M = Q\rho (l_2c_2 - l_1c_1)$$

Donde M : Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico

Q : Caudal total de la bomba.

De la Fig.2.11b se deduce que: $l_1 = r_1 \cos \alpha_1$ y $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$, entonces:

$$M = Q\rho(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \dots \dots 2.5$$

Este momento multiplicado por ω será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido[♦]. Por tanto:

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \dots \dots 2.6$$

Donde $\omega = 2\pi n / 60$: velocidad angular del rodete, rad/s.

Si llamamos Y_u a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, en nuestro caso la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido y G al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá entonces en el SI:

$$P_u (W) = G \left(\frac{Kg}{s}\right) Y_u \left(\frac{J}{Kg}\right) = Q \left(\frac{m^3}{s}\right) \rho \left(\frac{Kg}{m^3}\right) g \left(\frac{m}{s^2}\right) H_u (m) \dots \dots 2.7$$

Donde: H_u - altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$Y_u = \left(\frac{J}{Kg}\right) = Y_u = \left(\frac{m^2}{s^2}\right) = H_u = (m)g \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las Ecs.2.6 y 2.7 se tiene:

$$Q\rho Y_u = Q\rho\omega(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) \dots \dots 2.8$$

Pero:

$$\begin{aligned} r_1\omega &= u_1 & r_2\omega &= u_2 \\ c_1 \cos \alpha_1 &= c_{1u} & c_2 \cos \alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

Donde c_{1u} , c_{2u} : proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 , u_2 o *componentes periféricas de las velocidades absolutas* a la entrada y a la salida de los álabes.

Sustituyendo estos valores en la Ec.2.8 y simplificando se obtiene la *Ecuación de Euler* (bombas, ventiladores y turbocompresores):

$$Y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \dots \dots 2.9$$

[♦] La potencia que el motor de accionamiento comunica al eje (potencia de accionamiento) es mayor porque este debe vencer las pérdidas mecánicas.

Las bombas, ventiladores y turbocompresores son máquinas generadoras: el rodete imparte energía al fluido. La Ec.2.5 expresa el momento comunicado al fluido y el Ec.2.6 la potencia comunicada al fluido, y por tanto el valor de Y_U en la Ec.2.9 es la energía específica comunicada al fluido, que se expresa en $(\frac{J}{kg})$ o equivalentemente en $(\frac{m^2}{s^2})$ en el SI. Sin embargo en el rodete existen dos pares iguales y de sentido contrario: el par comunicado al fluido y el par de reacción que el fluido ejerce sobre el rodete. Las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas son máquinas motoras: el fluido imparte energía al rodete.

Por eso al tratar de deducir la Ecuación de Euler para las máquinas motoras se procedería análogamente; pero escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el rodete, con lo que el segundo miembro de la Ec.2.5 tendría los signos cambiados y lo mismo los segundos miembros de las Ecs.2.6 y 2.9.

Y_U ya no será la energía específica que da la máquina al fluido, si no la que absorbe la máquina.

Por tanto:

$$Y_U = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

Ecuación de Euler para: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas.

Sin embargo en ambos casos Y_U será la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido. Por tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras se tendrá la primera forma de la Ecuación de Euler (expresión energética) para bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + para máquinas motoras y signo - para máquinas generadoras $\{(\frac{m^2}{s^2}), SI\}$.

$$Y_U = \pm(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \dots\dots\dots 2.10$$

En las turbomáquinas hidráulicas la altura es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba[^], etc.

De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y\left(\frac{m^2}{s^2}\right) = g\left(\frac{m}{s^2}\right)H(m).....2.11$$

Por tanto, dividiendo los dos términos de la Ec.2.10 por g se tendrá la primera *Ecuación de Euler* (expresión en alturas) para *bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + para máquinas motoras y signo – para máquinas generadoras(m,SI)*:

$$H_U = \pm \frac{u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}}{g}2.12$$

Notas a la Ecuación de Euler

- § Así como la ecuación de Bernoulli es la *ecuación fundamental de la hidrodinámica*, la ecuación de Euler es la *ecuación fundamental de las turbomáquinas*.
- § La altura H_u de la Ec.2.12 en las turbomáquinas hidráulicas se denomina también *altura hidráulica*.
- § En la Fig.2.11, empleada para deducir la ecuación de Euler, tanto el vector \hat{c}_1 como el \hat{c}_2 se encuentran en el plano del dibujo (plano transversal) esto solo sucede en las máquinas radiales. En una turbomáquina la velocidad en cada punto puede tener tres componentes según los ejes r , u y a , que tienen la dirección del radio en dicho punto, la tangente y el eje de la máquina.
- § $Y_U (H_U)$, representa: en las bombas, ventiladores y compresores (turbomáquinas generadoras): la energía (altura) teórica comunicada al fluido. En las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas (turbomáquinas motoras): la energía (altura) útil aprovechada por el rodete. En todas las turbomáquinas la energía (altura) intercambiada en el rodete.

[^] En las turbomáquinas térmicas la variable altura carece de significado físico importante y se prefiere utilizar la Ecuación de Euler en la forma de la Ec.2.10.

§ En el diseño de las turbomáquinas a la altura expresada por la Ec.12 en la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de álabes se denominan $H_{u\infty}$ y a la altura intercambiada en un rodete con número infinito de álabes se denomina H_u . En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, no así en las bombas.

2.2.2 Triángulos de Velocidad.

Las ecuaciones vectoriales 2.13 y 2.14:

$$\hat{c}_1 = \hat{u}_1 + \hat{w}_1 \dots \dots 2.13$$

$$\hat{c}_2 = \hat{u}_2 + \hat{w}_2 \dots \dots 2.14$$

Se representan mediante dos triángulos, que se llaman *triángulos de entrada* y *triángulos de salida*, respectivamente Fig.2.12, donde:

u_1 .- *velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.*

c_1 .- *velocidad absoluta del fluido a la entrada.*

w_1 .- *velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe)*

c_{1m} .- *componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.*

c_{1u} .- *componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.*

α_1 .- *ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 .*

β_1 .- *ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$ nótese que el ángulo que forma w_1 con $+u_1$ es el β'_1 suplementario del β_1 ; y lo mismo en el triángulo de salida sustituyendo el subíndice 1 por 2.*

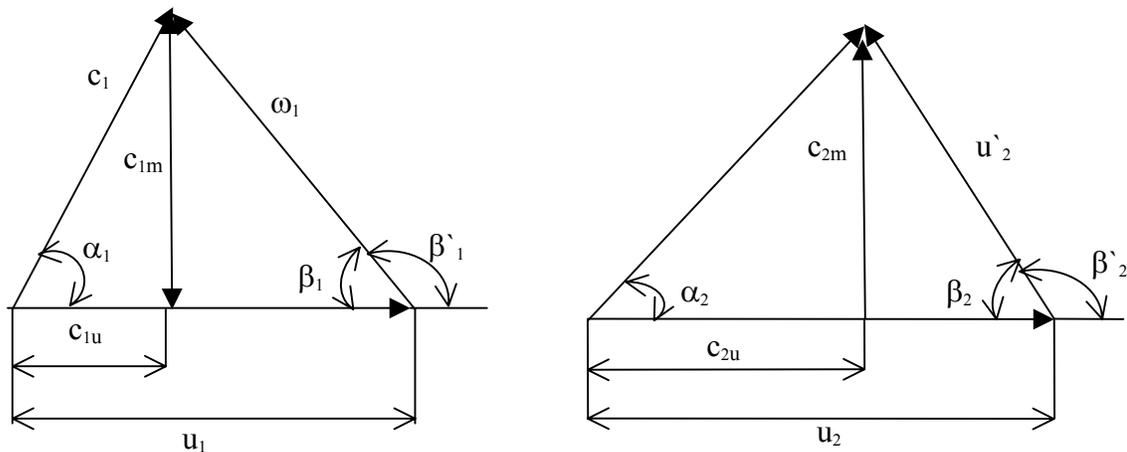


Fig. 2.12. *Triángulos de velocidad* de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba o ventilador con la *notación internacional* para ángulos, velocidades y componentes de velocidades, corrientemente empleada en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

Segunda forma de la ecuación de Euler

Del triángulo de entrada se deduce trigonómicamente que:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u} \dots\dots\dots 2.15$$

$$u_1c_{1u} = \frac{1}{2}(u_1^2 + c_2^2 - w_2^2)$$

Asimismo se deduce del triángulo de salida que:

$$u_2c_{2u} = \frac{1}{2}(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \dots\dots\dots 2.16$$

Llevando a la Ec.2.10 los valores de u_1c_{1u} y u_2c_{2u} de las Ecs. 2.15 y 2.16 y ordenando los términos obtendremos la *segunda forma de la Ecuación de Euler* (expresión energética): *Signo (+): máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas. Signo (-): máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores* $\{(\frac{m^2}{s^2}), SI\}$.

$$Y_U = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) \dots\dots\dots 2.17$$

Asimismo dividiendo por g ambos miembros de la Ec.2.17, tendremos la *segunda forma de Ecuación de Euler* (Expresión de alturas): *Signo +: máquinas motoras: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas. Signo -: máquinas generadoras: bombas, ventiladores y compresores* $\{(m), SI\}$.

$$H_U = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \dots\dots\dots 2.18$$

Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, sin tener en cuentas las pérdidas en el mismo, se tendrá:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Por otra parte según la Ecuación de Euler:

$$H_U = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Igualando las dos expresiones de H_u se tendrá:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

El término $\pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ es evidentemente la altura dinámica que da al fluido al rodete (turbinas hidráulicas) o el rodete al fluido (bombas y ventiladores).

Los dos primeros términos del segundo miembro de la Ec.2.18 serán, *la altura de presión del rodete; Signo +: turbinas; Signo -: bombas:*

$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \dots\dots 2.19$$

Por lo tanto, *la altura dinámica del rodete, será:*

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \dots\dots 2.20$$

Signo + turbinas; Signo - bombas

2.2.3 Carga de Euler

La expresión para la carga teórica de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del momento angular a la masa del líquido que circula a través del impulsor.

Este principio establece que: el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje.

Momento hidráulico de una vena es el que se origina por el impulso de agua de esta vena con respecto al eje de rotación.

En la Fig.2.13 consideremos una masa líquida que llene por completo el espacio entre dos aspas del impulsor, en el instante ($t=0$) su posición es *abad* y después de un intervalo de tiempo dt su posición a cambiado a *efgh*, al salir una capa de espesor diferencial *abef*, esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo dt y esta representada por *cdgh*, la parte *abgh* del líquido contenido entre las aspas no cambia su momento hidráulico.

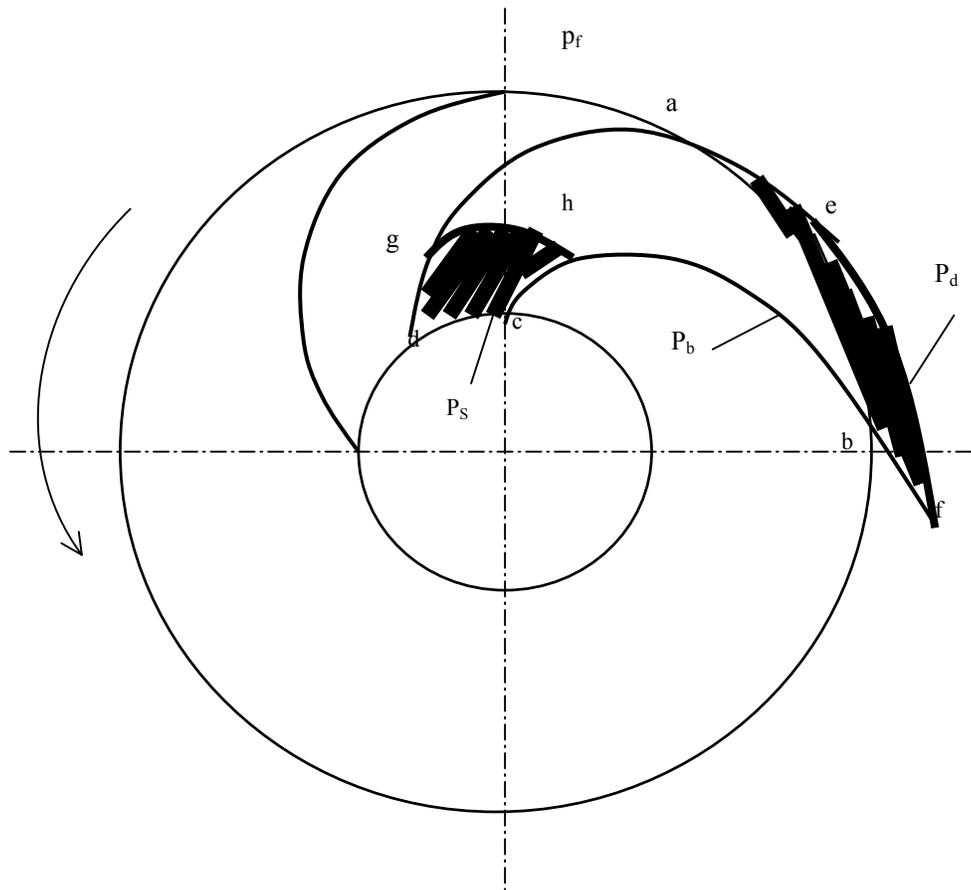


Fig. 2.13 Fuerzas en un impulsor.

Por lo tanto, el cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa dm que entra al impulsor y la masa dm que sale. Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las dos aspas del impulsor.

En un cierto tiempo dt entra un volumen dV cuya masa es:

$$dM = \frac{\gamma}{g} dV \dots\dots 2.21$$

Cuyo impulso valdrá:

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV * c_1 \dots\dots 2.22$$

El impulso a la salida será:

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} dV * c_2 \dots\dots 2.23$$

Por lo que se refiere al momento hidráulico a la entrada será:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} dV * c_1 * r_1 \cos \alpha_1 \dots\dots\dots 2.24$$

y a la salida:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} dV * c_2 * r_2 \cos \alpha_2 \dots\dots\dots 2.25$$

por consiguiente, el par por unidad de tiempo será:

$$T = \Delta Mh = \frac{\gamma}{g} * \frac{dV}{dt} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 2.26$$

Ahora bien, las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las aspas son:

- ✱ La diferencia de presiones sobre los dos lados de cada vena (p_f y p_b).
- ✱ Las presiones p_d y p_s sobre las caras ab y cd son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
- ✱ Las fuerzas de fricción hidráulicas que se oponen al flujo relativo y producen un par, además del que ejercen las aspas del impulsor. Estas fuerzas se desprecian aún en el flujo idealizado.

Si multiplicamos la Ec.2.26 por ω obtendremos:

$$T\omega = \frac{\gamma Q}{g} * \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \dots\dots\dots 2.27$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica aplicada al líquido por las aspas del impulsor.

Al sustituir $u_2 = \omega r_2$ y $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$, obtenemos:

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \dots\dots\dots 2.28$$

Si suponemos que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica total, se dispone de esta potencia a la salida.

$$P = Q\gamma H_i = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \dots\dots\dots 2.29$$

Al eliminar Q obtenemos la expresión para la carga teórica:

$$Hi = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \dots\dots 2.30$$

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el impulsor, con lo cual $c_{1u}=0$ y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que c_{2u} tienda a 1. Si $c_{1u}=0$ la ecuación de Euler se reduce:

$$Hi = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \dots\dots 2.31$$

Por sustitución trigonométrica de los triángulos de velocidad:

$$W_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

$$W_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

de las cuales:

$$u_2 c_{2u} = \frac{\omega_2^2 - c_2^2 - u_2^2}{2}, \quad u_1 c_{1u} = \frac{\omega_1^2 - c_1^2 - u_1^2}{2}$$

sustituyendo en la ecuación de Euler, obtenemos:

$$Hi = \frac{\omega_2^2 - c_2^2 - u_2^2 - \omega_1^2 + c_1^2 + u_1^2}{2g}$$

que separando en tres términos quedando:

$$Hi = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} \dots\dots 2.32$$

El primer término representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre las masas del líquido que viajan del diámetro D_1 al D_2 , el segundo muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo. El último es un cambio de presión debido al cambio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor. Si en las Ecs. 2.26 y 2.27 c_1 y c_2 representan las velocidades absolutas reales y α_1 y α_2 sus verdaderas direcciones; P de la Ec.2.28 representa la potencia real dada al líquido por el impulsor, en ese caso las Ecs.2.30, 2.31 y 2.32 nos darán la carga teórica de la bomba.

Sin embargo en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades y sus direcciones lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad sobre los ángulos de las aspas y por medio de la Ec.2.32 calcular la carga.

Estos triángulos así trazados se llaman triángulos de Euler; y la carga obtenida, **carga de Euler**. Esta carga es un poco mayor que la teórica y no es posible calcular con ella la verdadera potencia hidráulica.

Usamos la ecuación de Euler para la carga en su forma más simple, suponemos que el líquido entra al impulsor radialmente ($c_{1u}=0$) por tanto:

$$He = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \dots\dots 2.31a$$

Puede mostrarse que ésta es la ecuación para una línea recta, la cual dará la variación de la **carga de Euler** con la capacidad. En efecto tenemos que:

$$c_{2u} = u_2 - \omega u_2 = u_2 - \frac{cm_2}{\tan \beta_2}$$

$$He = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 cm_2}{g \tan \beta_2} \dots\dots 2.33$$

En esta ecuación cm_2 es proporcional a la capacidad de Q , puesto que esta es igual a cm_2 multiplicada por el área normal a ella. Si aplicamos la ecuación anterior a un sistema de ejes $H-Q$, obtenemos una recta que interfecta al eje de cargas a una distancia $\frac{u_2^2}{g}$ y al de gastos o velocidades a una distancia $u_2 \tan \beta_2$. La pendiente de esta línea depende del ángulo β_2 . Cuando $\beta_2 = 90^\circ$ la línea de capacidad-carga es una recta paralela al eje de capacidad con una ordenada de valor $He = \frac{u_2^2}{g}$.

En este caso se presenta cuando se tiene un impulsor con aspas radiales. Para $\beta_2 < 90^\circ$ la carga decrece cuando la capacidad incrementa. Con $\beta_2 > 90^\circ$ la carga incrementa con la velocidad, esta condición no puede cumplirse ni aún en bombas ideales ya que el flujo no puede producirse si se presenta una presión o carga más alta, que la que se produce con la válvula cerrada.

Cuando $\beta_2 > 90^\circ$ la velocidad absoluta c_2 y su componente c_{2u} son mayores que u_2 así que el líquido se mueve más aprisa que el aspa del impulsor, Fig.2.15. Esto se puede realizar por una acción de impulso con un impulsor similar ala rueda Pelton.

Por otra parte, la carcaza tendría que convertir velocidad en presión, al mismo tiempo que permitir la acción de impulso, cosa que es imposible.

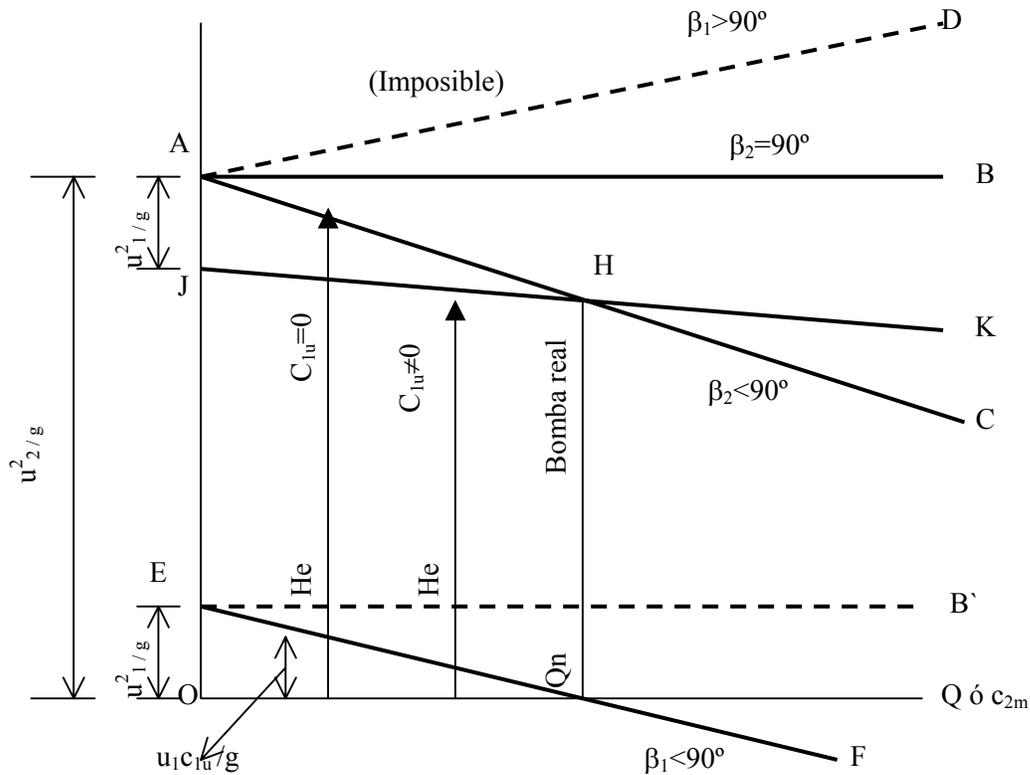


Fig. 2.14. Curvas (H - Q) de Euler.

Cuando la llegada al ojo del impulsor es tal que el líquido tiene pre-rotación antes de que lo maneje el impulsor, el término substractivo de la Ec.2.30 no es igual a cero y la curva capacidad-carga es obtenida como sigue:

$$\text{Sea } H_1 = \frac{u_1 c_{1u}}{g} \text{ y } c_{1u} = u_1 - \omega u_1 = u_1 - \frac{cm_1}{\tan \beta_1}$$

Por lo tanto:

$$H_1 = \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1 cm_1}{g \tan \beta_1} \dots\dots\dots 2.34$$

Esta ecuación es también una recta que corta al eje de las cargas de $\frac{u_1^2}{g}$, la cual es paralela al eje de capacidades para $\beta_1 = 90^\circ$ y decrece para valores de $\beta_1 < 90^\circ$ (línea EF), Fig.2.14.

La línea representativa de la carga de Euler se obtiene restando las ordenadas de la línea EF de las de AC. Sin embargo, en diseños normales la pre-rotación se suprime para facilitar el cálculo.

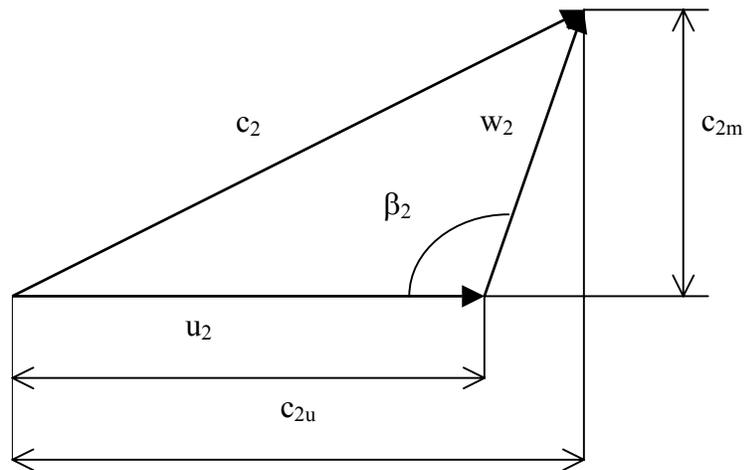


Fig.2.15. Triángulo de descarga para $\beta_2 > 90^\circ$.

En la práctica los ángulos de descarga β_2 varían entre 15° y 35° siendo el rango normal de $25^\circ > \beta_2 > 20^\circ$. El ángulo de entrada se encuentra entre los límites $50^\circ > \beta_1 > 15^\circ$.

Por lo tanto se refiere a las potencias, en una bomba ideal, la potencia que entra es igual a la que sale, o en otras palabras, los caballos al freno son iguales a los caballos de agua.

La forma de la curva de potencia se obtiene multiplicando la Ec.2.33 por Q o por Kcm_2 donde K es una constante para una bomba dada se puede determinar mediante una apropiada selección de parámetros.

$$\frac{\omega.h.p}{K} = \frac{u_2^2 cm_2}{g} - \frac{u_2^2 cm_2^2}{g \tan \beta_2} \dots\dots\dots 2.35$$

Cuando $\beta_2 = 90^\circ$ la Ec.2.35 representa una línea recta que pasa por el origen. Para $\beta_2 < 90^\circ$ es una parábola tangente, en el origen a la recta anterior, Fig.2.16.

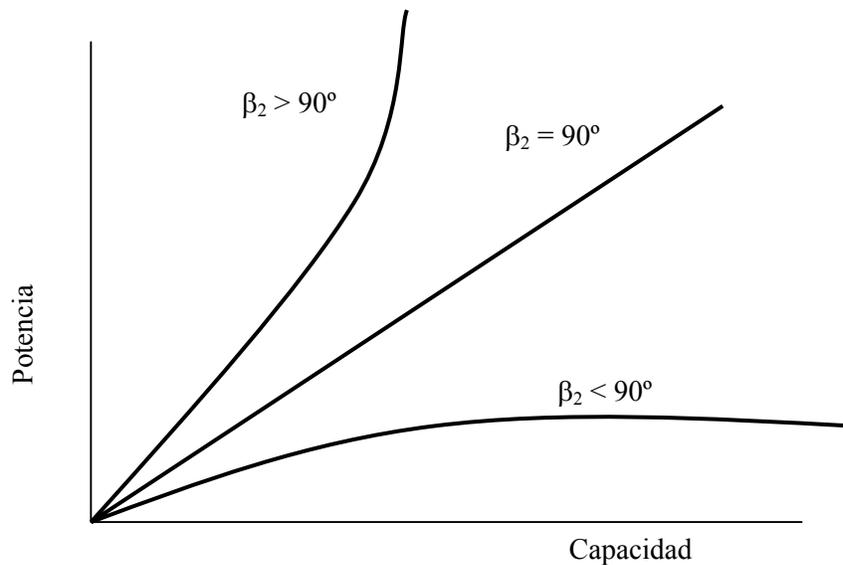


Fig.2.16. Curvas de potencias

Razones por la cual no se presenta la carga de Euler

La carga de Euler no se produce a consecuencia de ciertas variaciones de presión y velocidad:

1. La velocidad relativa del líquido en la parte posterior del impulsor es mayor que en la cara de enfrente, debido a la distribución de presiones dentro del impulsor. Esta velocidad relativa menor en el frente, dará lugar a cargas menores; y la carga total será menor que aquella calculada para un promedio de velocidad de flujo.
2. Debido al efecto de rotación del agua en las cercanías y dentro del impulsor; entre ellas esta la circulación relativa con respecto al impulsor, que se debe a la fuerza de inercia de partículas de líquido sin fricción. El resultado es una componente en la dirección tangencial, opuesta a c_{2u} en la descarga y del mismo sentido que c_{1u} a la entrada.

Por otra parte, la circulación relativa disminuye el valor del ángulo de descarga e incrementa el de entrada. Evidentemente la circulación relativa es menor con un gran número de aspas, también es razonable esperar que la circulación relativa sea más pequeña en un impulsor angosto que en un ancho. Es por esto que con el mismo diámetro del impulsor, la carga total es mayor en un impulsor angosto.

Parte inactiva de una vena. En una bomba real y aún en la ideal la diferencia de presiones entre las dos caras del aspa desaparecen donde las dos corrientes de canales adyacentes se juntan. Esto significa que no toda el aspa es igualmente activa.

2.3 CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA

En las instalaciones más corrientes la bomba acoplada a un motor eléctrico de inducción está destinada a girar a velocidad constante. Sin embargo, es frecuente que, aunque la bomba gire a n constante, el utilizador necesite más o menos caudal, lo que puede conseguirse en este caso abriendo o cerrando la válvula de impulsión.

Manteniendo constante el número de revoluciones de la bomba, n , se varía el caudal, Q , y se obtienen experimentalmente las curvas $H = f_1(Q)$; $P_a = f_2(Q)$, y $\eta_{tot} = f_3(Q)$. Estas curvas y en particular la curva $H = f_1(Q)$, se llaman curvas características.

Ahora bien ¿cuáles serán las características de la bomba, H , P_a (potencia de accionamiento) y η_{tot} (eficiencia total), cuando el caudal, Q , varía? Las curvas características, son experimentales y se obtienen fácilmente realizando las pruebas correspondientes en el banco de pruebas.

La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma $H_m = f(Q)$ que relaciona el caudal con la altura manométrica, Fig.2.17.

La relación entre la altura manométrica y la total es:

$$H_m = H_t - \Delta i = A - BQ - \Delta i$$

Por lo que si a la altura total, para cada caudal Q , se le resta las pérdidas de carga interiores Δi se obtienen las alturas manométricas relativas a cada uno de los caudales.

Las pérdidas internas Δi son de dos tipos:

a) Las debidas al rozamiento del líquido, que son proporcionales al caudal circulante Q : $\Delta_{roz} = kQ^2$; en donde k es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes y de la voluta, etc.

b) Las debidas a las componentes de choque que se producen cuando el caudal que circula Q es diferente del caudal de diseño Q_t de la forma, Fig.2.17:

$$\Delta_{choque} = k'(Q - Q_t)^2$$

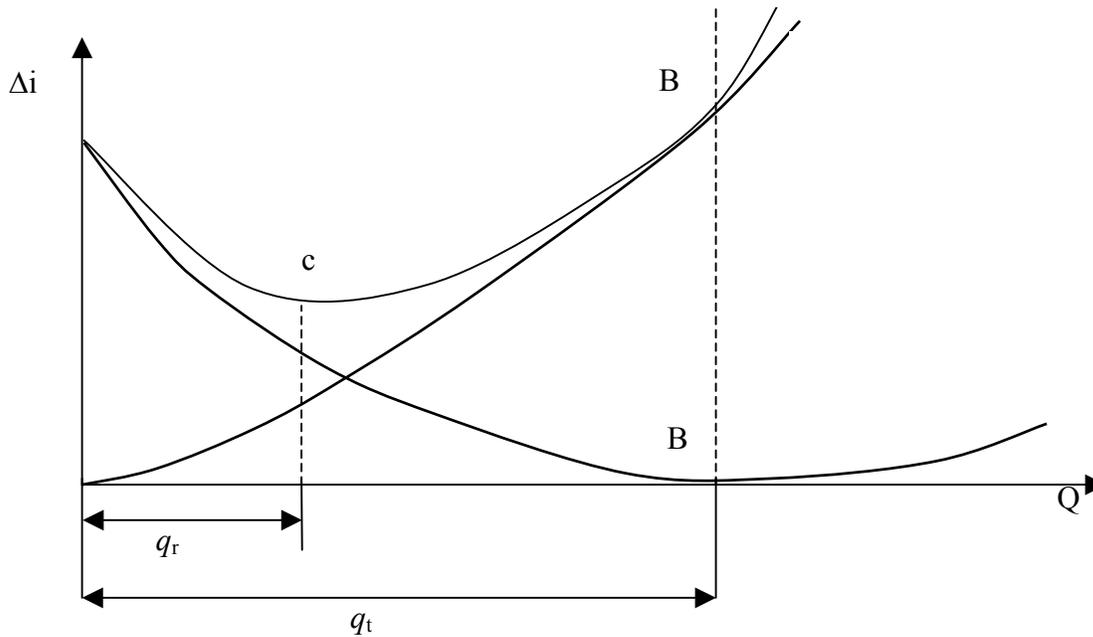


Fig.2.17 Pérdidas en una bomba

Se observa que para $(Q = Q_t)$ son nulas; k' es otra constante que también depende de las dimensiones del rodete, voluta, etc. En consecuencia las pérdidas de carga interiores de la bomba son:

$$\Delta i = \Delta_{roz} + \Delta_{choque} = kQ^2 k'(Q - Q_t)^2 = h_{rodet e} + h_{corona} + h_{voluta} = h_r + h_{cd} + h_v$$

Las pérdidas Δi tienen un valor mínimo para un caudal qr distinto del qt en la forma:

$$\left(\frac{d\Delta i}{dq} \right)_{q=qr} = 2kqr + 2k'(qr - qt) = 0; qr = \frac{k'}{k + k'} qt \Rightarrow qr < qt$$

Que es menor que el caudal de diseño qt .

Si se representan las pérdidas de carga interiores de la bomba Δi en función de los caudales Q , se observa que el punto B, Fig.2.17, se corresponde con el caudal nominal o de diseño qt mientras que el punto C representa el mínimo de pérdidas de carga interiores Δi al que corresponde un caudal qr .

De todo lo visto, la ecuación de la curva característica es:

$$Hm = A - BQ - \Delta i = A - BQ - kQ^2 - k'(Q - Qt)^2 = A - BQ - CQ^2$$

Y por lo tanto, su representación gráfica se obtiene, como sabemos, restando de la altura total H_t las pérdidas internas para cada caudal Q .

Hay que tener presente que para ($Q = 0$) las pérdidas de carga internas Δi no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada, caudal nulo, los álabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.

El rendimiento manométrico se puede definir, en función de la ecuación de la curva característica, en la forma:

$$\eta_{man} = \frac{Hm}{Ht} = \frac{A - BQ - CQ^2}{A - BQ} = 1 - \frac{CQ^2}{A - BQ}$$

Para pasar de un n° de r.p.m. n a otro n' , la relación existente entre los parámetros de las curvas características es:

$$\frac{n^2}{n'^2} = \frac{A}{A'} = \frac{B^2}{B'^2}; \frac{C}{C'} = 1$$

2.3.1 Curvas Características Reales de Bombas Centrífugas.

La característica ideal de una bomba centrífuga se deforma a causa de las pérdidas de energía que se producen en el funcionamiento de la máquina, dando lugar a una característica real, cuya forma define la experimentación. La justificación cualitativa se da a continuación.

La carga dinámica total (TDH: total dynamic head) se compone de los términos siguientes:

$$TDH = \frac{V_t^2}{2g} + h + H_{pérd.}$$

Esto es, la carga de velocidad en la tubería de descarga, la carga piezométrica y las pérdidas Fig.2.18a.

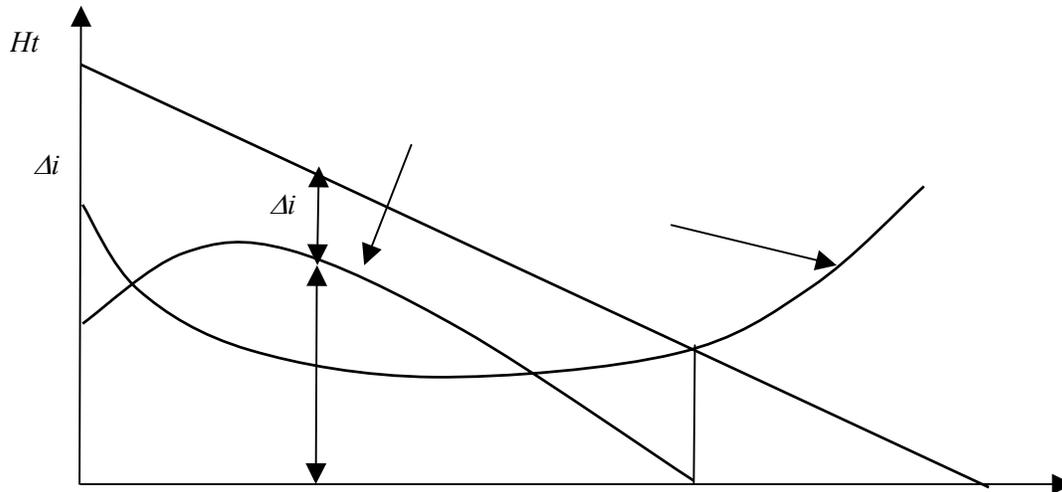


Fig.2.18 a) Pérdidas correspondientes de una bomba centrífuga.

Estas pérdidas son las que transforman la característica lineal en la curva real carga-caudal, según puede verse en la Fig.2.18b. Son las siguientes:

- * Pérdidas por fugas a través de los sellos o estoperos, aunque siempre se propicia un lacrimero para un efecto lubricante y reducción de la acción abrasiva que produce la fricción del eje sobre los sellos.
- * Pérdidas por recirculación del agua entre el impulsor y la carcasa, las cuales son mayores en los impulsores abiertos, debido a la necesaria luz de entrehierro, aun dentro de los mejores ajustes.
- * Pérdidas por fricción del agua sobre los contornos que definen los ductos de recirculación del agua: álabes, cubiertas y carcasa. Varían con el cuadrado de la velocidad relativa y a pequeños gastos son prácticamente nulas por ser reducida la velocidad. Influye la rugosidad de las paredes.
- * Pérdidas por turbulencias debidas a la separación del fluido de los contornos de los álabes y por choque contra éstos en la incidencia, sobre todo al trabajar la bomba fuera de las condiciones de diseño.

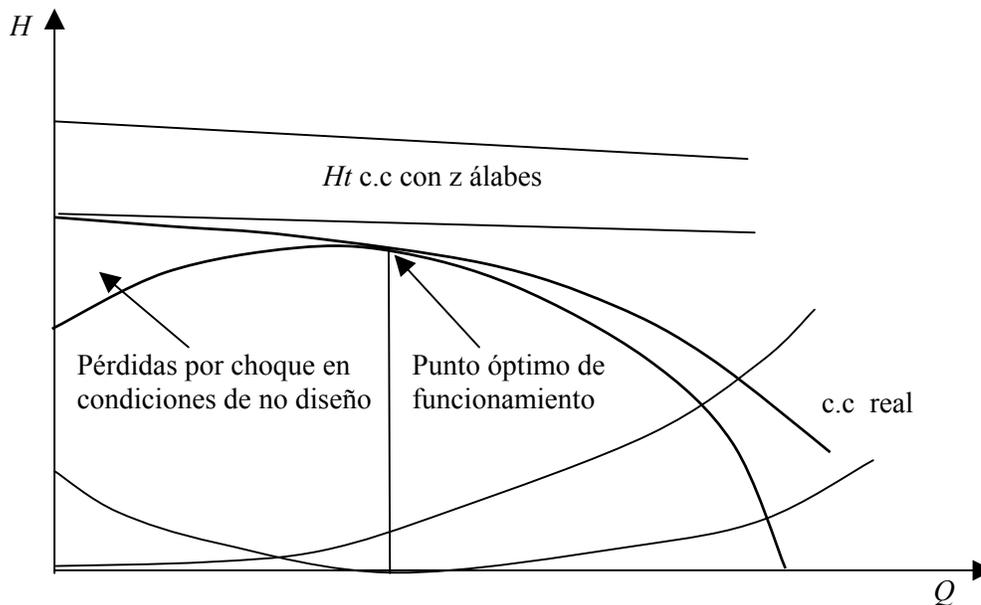


Fig.2.18 b) Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga

2.3.2 Variación de las Curvas Características con la Velocidad de Rotación

La altura manométrica y el caudal de una bomba varían según la velocidad de rotación, dependiendo esta variación de las leyes de semejanza:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}, \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

La ley de variación de H_m , Q y n , viene a su vez definida por la ecuación de las curvas características, de la forma:

$$H_m = A - BQ - CQ^2$$

en la que los valores de A y B son:

$$A = \frac{u_2^2}{g} = u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi D_2 N}{60}\right)^2 = c_1 N^2; c_1 = \frac{\pi^2 D_2^2}{3600g} = 27975 \times 10^{-4} D_2^2$$

$$B = \frac{\cot g \beta_2}{g K_2 \Omega_2} \cdot \frac{\pi D_2 N}{60} = c_2 N; c_2 = \frac{\pi D_2 \cot g \beta_2}{60 g K_2 \Omega_2} = 53428 \frac{D_2 \cot g \beta_2}{K_2 \Omega_2}$$

Por lo que el valor de H_m será: $H_m = c_1 N^2 - c_2 N Q - c Q^2$ que es la ecuación de las curvas características, en la que c_1 y c_2 son constantes para cada bomba y c es otra constante propia de la bomba e independiente de la velocidad de giro.

2.3.3 Superficie Característica

Si la ecuación anterior se representa en el espacio tomando como ejes ortogonales H_m , q y n , resulta una superficie que es la característica de la bomba centrífuga, **paraboloide hiperbólico**; si en dicha superficie se considera la intersección con la familia de planos paralelos al (H_m, Q) , es decir, planos de ecuación, $N = Cte$, se obtiene una familia de parábolas que constituyen las curvas características de la bomba, a diversas velocidades de rotación, cuyas ecuaciones se deducen dando a N diversos valores, Fig.2.19, parábolas que vienen determinadas por un parámetro de la forma $(P = c/2)$ que para una bomba dada es constante para toda la familia de curvas características, ya que c es independiente de la velocidad de rotación N .

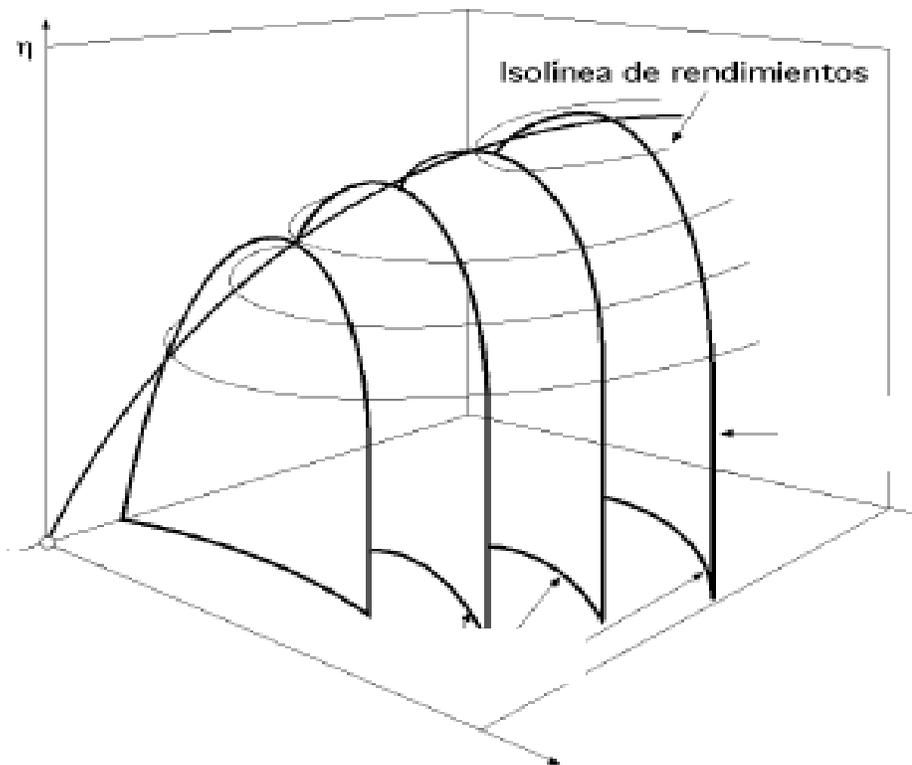


Fig.2.19 Representación espacial de las curvas características de una bomba

De ello se deduce que las curvas características de una bomba dada correspondientes a distintas velocidades de rotación n son congruentes.

2.3 ALTURA DE ELEVACIÓN DE UNA BOMBA

La altura total de elevación de una bomba, en cualquiera de los puntos de su curva Q-H, está formada por la altura de aspiración H_{as} y la altura de impulsión H_i . Ahora bien ambas tienen una componente estática E y una componente dinámica D.

La componente estática del tramo de aspiración es la altura geométrica desde la superficie del líquido hasta el eje de la bomba, mientras que la del tramo de impulsión ha de ser la altura geométrica desde el eje de la bomba hasta el punto de agua más desfavorable.

Por su parte la componente dinámica en el tramo de aspiración ha de ser la presión necesaria para vencer el rozamiento del tramo de aspiración H_{g-as} mientras que la componente dinámica del tramo de impulsión ha de ser la presión necesaria para vencer el rozamiento del tramo de impulsión H_{g-i} más la presión residual H_r exigible al punto de agua más desfavorable.

Llamando H_g a la altura total de elevación y H_p a la presión total necesaria para vencer las pérdidas de carga podemos escribir:

$$H = H_g + H_p + H_r$$

H_g .- Componente dinámica o cinética,

$H_p + H_r$.- Componente estática o piezométrica

2.4.1 Altura Desarrollada por una Bomba

La h desarrollada por una bomba se determina midiendo la presión en la aspiración en la salida de la bomba, calculando las velocidades mediante la división del caudal de salida entre las respectivas áreas de las secciones transversales y teniendo en cuenta la diferencia de altura entre la aspiración y la descarga. La altura neta h suministrada por la bomba al fluido es:

$$h = H_d - H_{as} = \left(\frac{p_d}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} + z_d \right) - \left(\frac{p_{as}}{\gamma} + \frac{v_{as}^2}{2g} + z_{as} \right) \dots\dots\dots 2.36$$

Donde los subíndices d y s se refieren a la descarga y aspiración de la bomba. Si las tuberías de descarga y aspiración son del mismo tamaño, las componentes de la altura correspondiente a la velocidad se cancelan, sin embargo en general la tubería de entrada es mayor que la de salida.

La normativa de ensayo indica que la altura desarrollada por una bomba es la diferencia entre la carga en la entrada y en la salida. Sin embargo, las condiciones del flujo en la brida de salida son normalmente demasiado irregulares para tomar medidas de presión precisas, y es más seguro medir la presión alejándose de la bomba diez o más veces el diámetro del tubo y añadir una estimación de la pérdida por fricción para esa longitud del tubo.

2.5 ALTURA POSITIVA NETA DE ASPIRACION (APNA) O NET POSITIVE SUCTION HEAD (NPSH) DE UNA BOMBA.

Además de los requerimientos de cabeza total, capacidad, potencia y eficiencia debemos también considerar que la condición en la entrada es crítica. La entrada o sistema de succión debe ser capaz de permitir la entrada a la bomba de un flujo parejo de líquido a una presión suficientemente alta para evitar la formación de burbujas en el fluido.

A medida que la presión en un fluido disminuye, la temperatura a la cual se forman las burbujas de vapor (como al hervir) también disminuye. Por lo tanto, es esencial que la presión de succión a la entrada de la bomba tenga un valor más elevado que la presión a la cual se presentaría vaporización a la temperatura de operación del líquido. Esto se logra proporcionando una *cabeza de succión positiva neta* (NPSH).

El fenómeno de la cavitación se produce cuando la presión del líquido que estamos bombeando disminuye hasta la de su presión de vapor para la temperatura de funcionamiento.

En ese momento el líquido se vaporiza, formándose cavidades o bolsas de vapor que son arrastradas hacia zonas con una presión superior donde se vuelven a condensar generando sobrepresiones puntuales muy elevadas.

Las consecuencias más directas del fenómeno anteriormente descrito son fuertes vibraciones en la máquina, oxidación, desprendimiento del material y disminución tanto de la altura manométrica como del rendimiento.

Denominamos $NPSH_{requerido}$ a la energía mínima que tiene que tener el líquido a la entrada del rodete para que se produzca cavitación. Si queremos obtener su valor, debemos de provocar la cavitación, igualando en ese momento el $NPSH_{requerido}$ con el $NPSH_{disponible}$.

Si se le permite a la presión de succión disminuir hasta el punto donde se presenta vaporización, se crea *cavitación* dentro de la bomba. En lugar de un flujo permanente de fluido, la bomba tomará una mezcla de vapor y líquido provocando que disminuya la entrada.

Además, a medida que las burbujas de vapor ingresen a la bomba éstas encuentran presiones mayores que provocan que las burbujas se colapsen en forma muy rápida. Lo anterior puede resultar un ruido excesivo, vibración y un desgaste excesivo de las diferentes partes de la bomba.

Los fabricantes de las bombas proporcionan datos acerca de la cabeza de succión positiva neta que se *requiere* para una operación satisfactoria. La persona que seleccione una bomba debe asegurarse que existe un $NPSH_{disponible}$ lo suficientemente grande.

Esto es:

$$NPSH_d > NPSH_r \dots \dots \dots 2.37$$

El valor de la $NPSH_d$ depende de la naturaleza del fluido que esté bombeando, la tubería de succión, la ubicación del depósito del fluido y la presión aplicada al fluido en el depósito. Esto puede expresarse como:

$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \dots \dots 2.38$$

h_{sp} - Cabeza de presión estática (absoluta) aplicada al fluido, expresada en mts o pies del líquido.

h_s - Diferencia de elevación desde el nivel de fluido en el depósito hacia la entrada de la bomba, expresada en mts o pies.

Si la bomba está debajo del depósito, h_s es positiva (preferida).

Si la bomba está arriba del depósito, h_s es negativa.

h_f - Pérdida por fricción en la tubería de succión, expresada en mts o pies.

h_{vp} - Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo en mts o pies del líquido.

La Fig.2.20 muestra una gráfica de la presión del vapor de agua *versus* temperatura (Apéndice 6). La Ec.2.38 puede deducirse aplicando la ecuación de la energía al sistema de tubería de succión. Sea cuidadoso de incluir la cabeza de presión en términos de la presión *absoluta*.

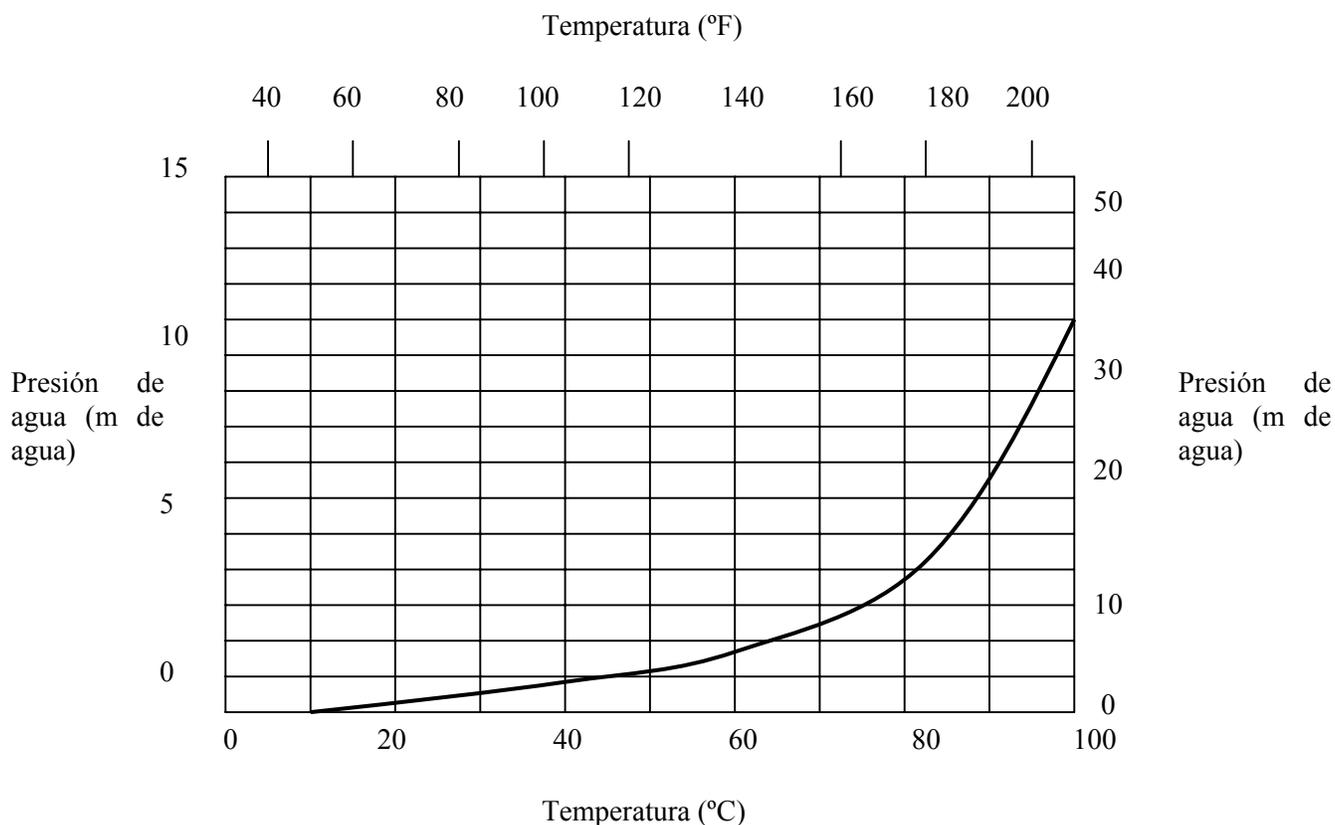


Fig. 2.20 Presión del vapor de agua.

Hablando estrictamente, la Ec.2.38 deberá tener la cabeza de velocidad para el fluido en la línea de succión del lado derecho de la ecuación. Sin embargo la mayoría de los fabricantes de bombas en E.U.A ya toman en cuenta la velocidad de la cabeza cuando proporcionan el valor de NPSH *requerida* por la bomba.

2.5.1 Efecto de la Velocidad de la Bomba en el NPSH.

Los datos proporcionados en los catálogos de las bombas para la NPSH son para el agua y se aplican solamente a las velocidades de operación que se enlistan. Si la bomba se opera a diferentes velocidades la $NPSH_r$ a la nueva velocidad puede calcularse de:

$$(NPSH_r)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 (NPSH_r)_1 \dots\dots 2.39$$

Donde el sufijo 1 se refiere a datos de catálogo y el sufijo 2 se refiere a las condiciones de la nueva velocidad de operación. La velocidad de la bomba en rpm es N.

Para provocar la cavitación, debemos de disminuir el $NPSH_{disponible}$ hasta igualarlo con el $NPSH_{requerido}$, esto lo conseguimos aumentando la pérdida de carga en la aspiración.

Se define por convenio que la cavitación se empieza a producir cuando la altura manométrica proporcionada por la bomba disminuye un 3% respecto a la que hubiera generado sin cavitación.

2.6 POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

2.6.1 Potencia de una Bomba

Llamaremos P_1 , potencia IN PUT, o “potencia consumida” por una bomba a su gasto energético en la unidad de tiempo. Llamaremos P_2 , potencia OUT PUT o “potencia necesaria” aquella que, para cada posición de la curva Q-H, ha de verificarse en el eje de rotación de la bomba. Llamaremos P_3 , “potencia desarrollada” o útil aquella que puede medirse traducida en el movimiento del líquido (caudal y altura).

La relación $\frac{P_2}{P_1} = \rho$ se llama rendimiento del motor, vale entre 0.6% y 0.85%,

depende de características puramente eléctricas y es constante para cada modelo de bomba. La relación entre la potencia desarrollada P_3 y la necesaria P_2 en cada posición de la curva Q-H se denomina “rendimiento de la bomba” y se representa por la letra, η , ($\eta < 1$). En este parámetro que es función, básicamente, del caudal que mueve la bomba, se incluye, además, la pérdida de potencia que se produce por rozamiento de los cojinetes, la viscosidad del líquido, formación de torbellinos, pérdidas por ranuras, etc.

Las curvas de las potencias consumida y necesaria crece en el caudal y decrece a partir de un cierto valor del mismo. El rendimiento η de la bomba es nulo para $Q = 0$, aumenta con el caudal y decrece a partir de un cierto valor del mismo. La “potencia desarrollada” para cada valor de Q será:

$$P_3 = P_2 \frac{\eta}{100} \dots\dots\dots 2.40$$

Para entender la diferencia entre la potencia desarrollada y la necesaria baste advertir que si para caudal cero la primera es nula, la potencia necesaria suele ser importante (40-60% de la máxima). Se entiende ello considerando que, en caso contrario la columna de agua revertiría a la altura inicial.

Potencia de Accionamiento

Es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia según la mecánica tiene la siguiente expresión:

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60} nM \dots\dots\dots 2.41$$

W, SI

o también:

$$P_a = 0.1047nM \dots\dots\dots 2.42$$

$W, SI, [n(rpm), M(m \cdot n)]$

Expresión muy útil en los ensayos de bombas realizados en los bancos de pruebas.

Potencia Interna.

Es la potencia total transmitida al fluido, o sea la potencia de accionamiento, descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P'_m \dots\dots\dots 2.43$$

Es fácil hallar una expresión hidráulica de P_i en función de las pérdidas llamadas internas, que son las pérdidas hidráulicas y volumétricas. En efecto, el rodete entrega al fluido una energía específica equivalente a una altura $H_u = H + H_{r-int}$ y esta altura la entrega el caudal bombeado por el rodete, que es $Q + q_e + q_i$. Entonces:

$$P_i = (Q + q_e + q_i) \rho g (H + H_{r-int}) = (Q + q_e + q_i) \rho g H_u \dots\dots\dots 2.44$$

Potencia Útil

Es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas de la bomba o equivalentemente la potencia interna descontando todas y sólo las pérdidas internas (hidráulicas y volumétricas):

$$P = P_a - P_m^r - P_v^r - P_h^r = P_i - P_v^r - P_h^r$$

La potencia útil por otra parte será la invertida en impulsar el caudal útil Q a la altura útil H .

$$P = Q \rho g H \dots\dots\dots 2.45$$

2.6.2 Rendimiento de las Bombas

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, sólo parte de la energía comunicada por el eje del impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes, incluyendo las pérdidas por choque a la entrada del impulsor, la fricción por el paso del fluido a través del espacio existente entre las palas o álabes y las pérdidas de alturas al salir el fluido del impulsor.

El rendimiento de una bomba es bastante sensible a las condiciones bajo las cuales esté operando. El rendimiento η de una bomba viene dado por:

$$\eta = \frac{\text{potencia su ministrada al fluido}}{\text{potencia en el eje (al freno)}} = \frac{\gamma Q h}{T \omega}$$

Donde γ , Q y h se definen de forma habitual; T es el par ejercido por el motor sobre el eje de la bomba y ω el régimen de giro del eje en radianes por segundos.

Rendimiento Hidráulico

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas de altura total, H_{r-int} en la bomba según $H = H_u - H_{r-int}$ el valor de η_h es:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u} \dots\dots\dots 2.46$$

Nótese que H_{r-int} son las pérdidas de altura total hidráulica expresadas en m, SI, mientras que P_h^r son las mismas pérdidas hidráulicas expresadas en W, SI de manera que: $P_h^r = Q\rho gH_{r-int}$ y análogamente q_e, q_i son las pérdidas volumétricas en m^3/s , SI; mientras que P_v^r son las mismas pérdidas expresadas en W, SI.

Rendimiento volumétrico

Tiene en cuenta todas y solo las pérdidas volumétricas y su valor es:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \dots\dots\dots 2.47$$

donde:

Q : Caudal útil o caudal efectivo impulsado por la bomba.

$Q + q_e + q_i$: Caudal teórico o caudal impulsado por la bomba.

Rendimiento Interno

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas internas, o sea las hidráulicas y las volumétricas y engloba ambos rendimientos hidráulico y volumétrico:

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \dots\dots\dots 2.48$$

Ahora bien, según la Ec.2.44:

$$P_i = (Q + q_e + q_i)\rho gH_u = \frac{Q\rho gH}{\eta_v\eta_h}$$

y teniendo en cuenta la Ec.2.45 se tendrá:

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{Q\rho gH\eta_v\eta_h}{Q\rho gH}$$

y finalmente:

$$\eta_i = \eta_v\eta_h \dots\dots\dots 2.49$$

Rendimiento Mecánico

Tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas mecánicas y su valor es:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} \dots\dots\dots 2.50$$

Rendimiento Total

Tiene en cuenta todas las pérdidas en la bomba, y su valor es:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a} \dots\dots\dots 2.51$$

Relación Entre los Rendimientos

Teniendo en cuenta las Ecs.2.48, 2.49, 2.50, 2.51 se tendrá:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a} = \frac{P}{P_i} \frac{P_i}{P_a} = \eta_i \eta_m = \eta_v \eta_h \eta_m \dots\dots\dots 2.52$$

Por lo tanto:

$$\eta_{tot} = \eta_i \eta_m = \eta_h \eta_v \eta_m$$

El rendimiento total de una bomba es el producto del rendimiento interno por el rendimiento mecánico, o también el producto de los tres rendimientos: hidráulico, volumétrico y mecánico.

Es útil ahora expresar la potencia de accionamiento en función de Q y de H :

$$P_a = \frac{Q \rho g H}{\eta_i \eta_m} = \frac{Q \rho g H}{\eta_v \eta_h \eta_m} = \frac{Q \rho g H}{\eta_{tot}} \dots\dots\dots 2.53$$

Asimismo la potencia interna en función de los rendimientos hidráulico y volumétrico se expresa, como ya hemos visto:

$$P_i = \frac{Q \rho g H}{\eta_v \eta_h} \dots\dots\dots 2.54$$

2.6.3 Punto de Funcionamiento de una Bomba

El punto de operación de una bomba proporciona su capacidad a un determinado valor de cabeza total. La curva A de la Fig.2.21 ilustra cómo un determinado sistema de tuberías se comportaría en términos de la fricción en el sistema como una función de la velocidad de flujo Q .

Recuerde que la pérdida de energía en un sistema de tubería y, por lo tanto, la cabeza que debe desarrollar la bomba, se incrementan aproximadamente conforme el cuadrado de la velocidad de flujo.

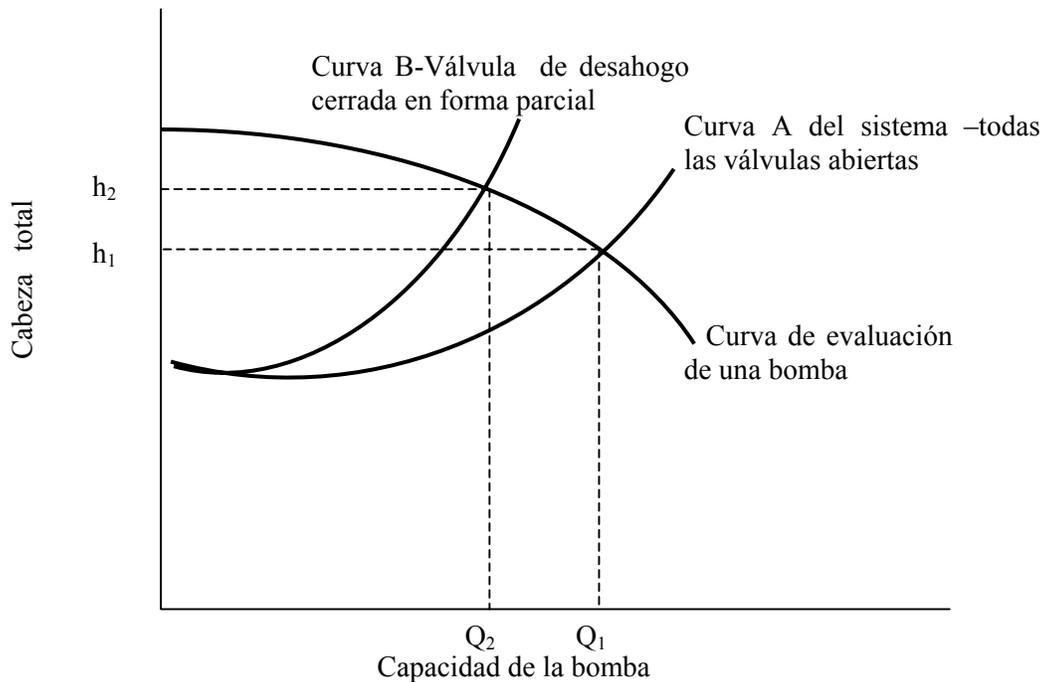


Fig. 2.21 Punto de operación de una bomba.

Supongamos que la curva A representa un sistema con todas las válvulas de regulación abiertas. A medida que una o más válvulas se encuentran cerradas en forma parcial, una resistencia mayor se desarrolla y la curva del sistema se observa como la curva B. La manera en la que una bomba trabaja depende no sólo de las características de funcionamiento de la bomba, sino también de las características del sistema en el cual vaya a trabajar.

Para el caso de una bomba dada, mostramos las características de funcionamiento de la bomba (h respecto a Q) para una velocidad de operación dada, normalmente cercana a la velocidad que da el rendimiento máximo.

También mostramos la curva característica del sistema (es decir, la altura de bombeo requerida respecto a Q). En este caso, la bomba está suministrando líquido a través de un sistema de tuberías con una altura estática Δz .

La altura que la bomba debe desarrollar es igual a la elevación estática más la pérdida total de carga en el sistema de tuberías (aproximadamente proporcional a Q^2). La altura de funcionamiento de la bomba real y el caudal son determinados por la intersección de las dos curvas.

Los valores específicos de h y Q determinados por esta intersección pueden ser o no ser los de máximo rendimiento. Si no lo son, significa que la bomba no es exactamente la adecuada para esas condiciones específicas.

El punto de funcionamiento o punto óptimo de una bomba solo dinámica es el de la curva $H - Q$ que corresponde a un rendimiento máximo. Cuanto mas empinada sea la curva $H - Q$, más significativo será el efecto de cualquier cambio de altura en el punto de funcionamiento.

Por ejemplo, una bomba con una curva $H - Q$ empinada presentará un pequeño cambio de descarga pero la altura variará mucho si se desplaza el punto de funcionamiento, en cambio una bomba cuya curva $H - Q$ sea plana, mostrará un gran cambio de capacidad pero la altura variará poco al desplazarse el punto de funcionamiento

Las curvas $H - Q$ para las bombas centrífugas son sustancialmente planas, con tendencia a que el rendimiento máximo se sitúe inmediatamente después de la capacidad media. Las curvas $H - Q$ para una bomba de flujo axial son aún más empinadas, con su punto de demanda en la descarga nula y su curva de potencia es decreciente.

2.7 Cavitación en Bombas

Como se estudio en la sección 1.4 los efectos de la cavitación en bombas son perjudiciales ya que reducen el funcionamiento óptimo de la bomba y la erosiona hasta destruir el impulsor o hélice según sea el caso.

Se llama altura de suspensión o altura de aspiración al valor $H_s = z_E - z_A$ (cota de la altura del eje de la bomba sobre el nivel del depósito de aspiración). $H_s > 0$ si el eje de la bomba está más elevado que el nivel del líquido (bomba en aspiración); si $H_s < 0$ si la entrada de la bomba está más baja que dicho nivel (bomba en carga). La altura total a la entrada de la bomba con respecto a z_E será:

$$H_E = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \dots\dots 2.55$$

Como la presión p_E debe mantenerse igual o mayor que la presión de saturación del líquido a la temperatura de bombeo para que no se produzca cavitación entonces la altura de aspiración disponible H_{Ed} será:

$$H_{Ed} = \frac{p_E - p_s}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \dots\dots\dots 2.56$$

Aplicando la ecuación generalizada de Bernoulli y despreciando la energía cinética del depósito de aspiración ($\frac{c_A^2}{2g} \approx 0$), se tiene:

$$\frac{p_a}{\rho g} + z_A - H_{rA-E} = \frac{p_E}{\rho g} + z_E + \frac{c_E^2}{2g}$$

pero si $z_E - z_A = H_s$, entonces:

$$\frac{p_a}{\rho g} - H_s - H_{rA-E} = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \dots\dots\dots 2.57$$

De las ecuaciones 2.56 y 2.57 resulta otra expresión para la altura de aspiración disponible:

$$H_{Ed} = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - H_s - H_{rA-E} \dots\dots\dots 2.58$$

La altura de aspiración disponible H_{Ed} se denomina también $NPSH_d$ (Net Positive Suction Head). Para evitar la cavitación se ha de verificar que $H_{Ed} \geq \Delta h$, donde Δh se denomina *caída de altura de presión en el interior de la bomba*. Esta caída de presión depende del tipo de la bomba y su construcción. La cavitación se presenta entonces siempre que la altura H_E alcance un valor mínimo: $H_{Ed \cdot \min.} = \Delta h$; de las ecuaciones 2.56 y 2.58 obtenemos las expresiones siguientes:

$$NPSH_{req.} = \Delta h = NPSH_{Ed \min} = \left(\frac{p_a - p_s}{\rho g} - H_s - H_{rA-E} \right)_{\min} \dots\dots\dots 2.59$$

$$NPSH_{req.} = \Delta h = NPSH_{Ed \min} = \left(\frac{p_a - p_s}{\rho g} + \frac{c_E^2}{2g} \right)_{\min} \dots\dots\dots 2.60$$

Δh varía con el punto de funcionamiento de la bomba. Generalmente interesa el Δh correspondiente al caudal nominal de la bomba o caudal para el cual la bomba funciona con $\eta_{tot \text{ máx.}}$. Aunque la evaluación de Δh es hoy por hoy imposible se puede calcular teóricamente con cualquiera de las dos ecuaciones anteriores.

Coefficiente de Cavitación

Los ensayos de cavitación tanto en bombas como en turbinas hidráulicas se llevan a cabo en modelos a escala como lo es en este caso de tesis. El coeficiente de cavitación σ , o coeficiente de Thoma se define así:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} \dots\dots 2.61$$

Se ha comprobado que experimentalmente que Δh en las bombas geoméricamente semejantes es proporcional a H , lo cual equivale a decir que el coeficiente σ es semejante para todas las bombas geoméricamente semejantes entre si; el Δh depende de la forma geométrica de la bomba, sobre todo de la forma de la boca de entrada del rodete y de la curvatura del álabe.

Por otra parte Stepanoff sugiere el empleo de la siguiente fórmula* para una estimación aproximada de σ :

$$\sigma = 2.14 \times 10^{-4} n_s^{4/3} \dots\dots 2.62$$

donde n_s es el número específico de revoluciones que viene dado por la ecuación:

$$n_s = 3.65 \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

donde n , Q y H son las características nominales de la bomba o características para $\eta_{\text{tot máx}}$. Expresadas en rpm, m³/s y m respectivamente.

Altura de aspiración máxima de la bomba

El valor que hace mínimo el segundo valor de la Ec.2.59 para unos mismos valores de p_a , p_s y H_{rA-E} es el que hace máximo a H_s . Despejando entonces este valor obtenemos:

$$H_{s \text{ max}} = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - H_{rA-E} - \Delta h \dots\dots 2.63$$

Donde p_a - presión absoluta en el nivel superior del depósito de aspiración.

p_s - presión de saturación del vapor del líquido bombeado para la temperatura de bombeo.

H_{rA-E} - pérdida de carga en la tubería de aspiración.

* Otras fórmulas y curvas de otros autores dan resultados un tanto diferentes, lo que indica que este tipo de ecuaciones sólo puede servir para un tanteo preliminar.

Δh - caída de altura de presión en el interior de la bomba cuyo valor suministra el fabricante.

De la ecuación 2.63 se deduce que la *altura de aspiración máxima*, H_s , o distancia en vertical desde el nivel del depósito al eje de la bomba, será tanto menor o equivalentemente *el peligro de cavitación* será tanto mayor cuando:

- La presión barométrica sea menor en el lugar de la instalación, si el depósito de aspiración está abierto a la atmósfera.
- La presión en el depósito de aspiración sea menor, si éste no está abierto a la atmósfera.
- La temperatura del líquido bombeado sea menor. Los líquidos calientes exigen una altura de aspiración más pequeña.
- Las pérdidas en la tubería de aspiración, H_{rA-E} sean mayores. Por tanto, si hay peligro de cavitación se realizará la tubería de aspiración con diámetro grande.
- El caudal sea mayor. Al aumentar el caudal aumentan los términos H_{rA-E} y Δh en la Ec. 2.63, por esta razón, si se inicia la cavitación y se reduce el caudal, cerrando parcialmente la válvula de impulsión cesará la cavitación.

CAPITULO 3 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION.

3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS ELEMENTOS

En toda instalación hidráulica existe un gran número de pequeños elementos que son indispensables, pues gracias a ellos se consigue un rendimiento más elevado y una mayor duración de la instalación.

3.1.1 Tuberías y Accesorios

Tubería

Los conductos de aspiración y descarga suelen ser tubos de poco espesor de pared, conocidos generalmente con el nombre de *tubería negra*. En líneas de mediana presión (no superior a 100 kg/cm²), se emplean también tubos con espesor similar de pared, pero de acero estirado, es decir, sin soldadura alguna.

Para grandes presiones existe, por último, un tipo comercial llamado *tubo hidráulico*, que es de acero estirado y posee paredes de gran espesor.

Accesorios de Tuberías

Es el conjunto de piezas moldeadas o mecanizadas que unidas a los tubos mediante un procedimiento determinado forman las líneas estructurales de tuberías de una instalación hidráulica.

Tipos

Entre los tipos de accesorios más comunes se puede mencionar:

- δ Válvulas
- δ Codos
- δ Tes
- δ Reducciones
- δ Niples
- δ Coples

Características

Entre las características se encuentran: tipo, tamaño, aleación, resistencia, espesor y dimensión.

Diámetros. Es la medida de un accesorio o diámetro nominal mediante el cual se identifica al mismo y depende de las especificaciones técnicas exigidas.

Resistencia. Es la capacidad de tensión en libras o en kilogramos que puede aportar un determinado accesorio en plena operatividad.

Aleación. Es el material o conjunto de materiales del cual esta hecho un accesorio de tubería.

Espesor. Es el grosor que posee la pared del accesorio de acuerdo a las normas y especificaciones establecidas.

Válvulas

Las válvulas son órganos auxiliares que se intercalan en una instalación hidráulica para cumplir determinadas funciones. La variedad de estos elementos es infinita por lo que solo mencionaremos algunas de las más características.

Dado que hay diversos tipos de válvulas disponibles para cada función, también es necesario determinar las condiciones del servicio en que se emplearán las válvulas.

Es de primordial importancia conocer las características físicas y químicas de los fluidos que se manejan, por lo que se debe prestar atención a lo siguiente:

Función de la Válvula:

- § Válvulas de cierre, que también se llaman válvulas de bloqueo.
- § Válvulas de estrangulación
- § Válvulas de retención

Tipo de Servicio:

- § Líquidos
- § Gases
- § Líquidos con gases
- § Líquidos con sólidos
- § Gases con sólidos
- § Vapores generados instantáneamente por la reducción en la presión del sistema
- § Con corrosión o sin corrosión
- § Con erosión o sin erosión

Las características principales y los usos más comunes de los diversos tipos de válvulas para servicios de bloqueo o cierre son:

Válvula de Compuerta: Resistencia mínima al fluido de la tubería. Se utiliza totalmente abierta o cerrada. Accionamiento poco frecuente.

Válvula de Macho: Cierre hermético. Deben estar abiertas o cerradas del todo.

Válvula de Bola: No hay obstrucción al flujo. Se utilizan para líquidos viscosos y pastas aguadas. Cierre positivo. Se utilizan totalmente abierta o totalmente cerrada.

Válvula de Mariposa: Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes de gases y líquidos a baja presión. Su diseño de disco abierto, rectilíneo, evita cualquier acumulación de sólidos; la caída de presión es muy pequeña.

Las características principales y los usos más comunes para diversos tipos de válvulas para servicio de estrangulación son:

Válvula de Globo: Son para uso poco frecuente. Cierre positivo. El asiento suele estar paralelo con el sentido del flujo; produce resistencia y caída de presión considerables.

Válvula de Aguja: Estas válvulas son, básicamente válvulas de globo que tienen un macho cónico similar a una aguja, que ajusta con precisión en su asiento. Se puede tener estrangulación exacta de volúmenes pequeños porque el orificio formado entre el macho cónico y el asiento cónico se puede variar a intervalos pequeños y precisos.

Válvula de Mariposa: Su uso principal es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes de gases y líquidos a baja presión (desde 150 psig hasta el vacío). Si diseño de disco abierto, rectilíneo evita acumulación de sólidos no adherentes y produce poca caída de presión.

Válvula de Seguridad: La válvula de seguridad tiene por objeto evitar que por cualquier causa se sobrepase la presión máxima para la que cada máquina ha sido construida.

Válvula Reguladora de Presión: Esta válvula es similar a la anterior descrita, sólo varía su finalidad, ya que no se emplea como medida de seguridad, sino para regular la presión de la instalación o de un punto determinado de la misma.

Válvula sin Retorno: Este tipo de válvula se llama asimismo *válvula unidireccional*, *válvula de un solo paso*, *válvula by-pass*, etc. Su característica consiste en permitir el paso del fluido en una dirección e impedirlo en dirección contraria; el cierre puede ser de bola, de cono o simplemente de pistón.

Codos

Son accesorios de forma curva que se utilizan para cambiar la dirección del flujo de las líneas tantos grados como lo especifiquen los planos o dibujos de tuberías.

Tipos

Los codos estándar son aquellos que vienen listos para la pre-fabricación de piezas de tuberías y que son fundidos en una sola pieza con características específicas y son:

- δ Codos estándar de 45°
- δ Codos estándar de 90°
- δ Codos estándar de 180°

Características

Diámetro. Es el tamaño o medida del orificio del codo entre sus paredes los cuales existen desde ¼" hasta 120". También existen codos de reducción.

Angulo. Es la existente entre ambos extremos del codo y sus grados dependen del giro o desplazamiento que requiera la línea.

Radio. Es la dimensión que va desde el vértice hacia uno de sus arcos. Según sus radios los codos pueden ser: radio corto, largo, de retorno y extralargo.

Espesores una normativa o codificación del fabricante determinada por el grosor de la pared del codo.

Aleación. Es el tipo de material o mezcla de materiales con el cual se elabora el codo, entre los más importantes se encuentran: acero al carbono, acero a % de cromo, acero inoxidable, galvanizado, etc.

Junta. Es el procedimiento que se emplea para pegar un codo con un tubo, u otro accesorio y esta puede ser: soldable a tope, roscable, embutible y soldable.

Dimensión. Es la medida del centro al extremo o cara del codo y la misma puede calcularse mediante formulas existentes.(dimensión = 2 veces su diámetro.) o (dimensión = diámetro x 2)

Te

Son accesorios que se fabrican de diferentes tipos de materiales, aleaciones, diámetros y schedule y se utiliza para efectuar fabricación en líneas de tubería.

Tipos

Diámetros iguales o te de recta

Reductora con dos orificios de igual diámetro y uno desigual.

Características

Diámetro. Las tes existen en diámetros desde 1/4" hasta 72" en el tipo fabricación.

Espesor. Este factor depende del espesor del tubo o accesorio a la cual va instalada y ellos existen desde el espesor fabricación hasta el doble extrapesado.

Aleación. Las más usadas en la fabricación son: acero al carbono, acero inoxidable, galvanizado, etc.

Juntas. Para instalar las tes en líneas de tubería se puede hacer, mediante procedimiento de rosca embutible-soldable o soldable a tope.

Dimensión. Es la medida del centro a cualquiera de las bocas de la te.

Reducción

Son accesorios de forma cónica, fabricadas de diversos materiales y aleaciones. Se utilizan para disminuir el volumen del fluido a través de las líneas de tuberías.

Tipos

Estándar concéntrica. Es un accesorio reductor que se utiliza para disminuir el caudal del fluido aumentando su velocidad, manteniendo su eje.

Estándar excéntrica. Es un accesorio reductor que se utiliza para disminuir el caudal del fluido en la línea aumentando su velocidad perdiendo su eje.

Características

Diámetro. Es la medida del accesorio o diámetro nominal mediante el cual se identifica al mismo, y varia desde 1/4" x 3/8" hasta diámetros mayores.

Espesor. Representa el grosor de las paredes de la reducción va a depender de los tubos o accesorios a la cual va a ser instalada. Existen desde el espesor estándar hasta el doble extrapesado.

Aleación. Es la mezcla utilizada en la fabricación de reducciones, siendo las más usuales: al carbono, acero al % de cromo, acero inoxidable, etc.

Junta. Es el tipo de instalación a través de juntas roscables, embutibles soldables y soldables a tope.

Dimensión. Es la medida de boca a boca de la reducción (Concéntrica y excéntrica).

Cople

Se refiere a un dispositivo que se utiliza para unir dos ejes en sus extremos con el fin de transmitir potencia. Existen dos tipos generales de coples, rígidos y flexibles.

Los coples rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Este diseño es deseable para ciertos tipos de equipos en los cuales se requiere una alineación precisa de dos eje que puede lograrse. En tales casos, el cople rígido debe diseñarse de manera que sea capaz de transmitir el torque en los ejes.

Los coples flexibles son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir torque con suavidad en tanto permiten cierta desalineación axial, radial y angular. La flexibilidad es tal que, cuando ocurre una desalineación, las piezas del cople se mueven sin ninguna o una mínima resistencia. En consecuencia no se desarrollan tensiones significativas por flexión en el eje.

Cople de cadena: El torque es transmitido mediante una cadena de rodamiento doble. Los espaciamentos entre la cadena y los dientes de la rueda dentada en las dos mitades del cople compensan la desalineación.

Cople de engrane: El torque es transmitido entre los dientes en forma de corona a partir de la mitad del cople hacia la camisa. La forma de corona en los dientes permite desalineación.

Cople Tipo mordaza: A) Cople ensamblado, b) Tipos de insertos. Junta universal industrial.

Estructura de Soporte

Base de fierro cuadrado tipo PTR 3", provisto de cuatro ruedas giratorias e independientes sueldadas por medio de soldadura eléctrica, además de los barrenos correspondientes para sujetar el depósito que contendrá el líquido, además de la bomba y su tablero de control. Fig.3.1.



Bomba Empleada

Bomba rotodinámica Fig.3.2.

TIPO 341	MTS 52.5
REF. 2560	RPM 3500
LPM 300	TUBERIA 1 ½ X 1 ¼
SECC. 340	

Acoplada a un motor trifásico cerrado diseño NEMA B

TIPO 1 LA2213-2YK3	SERVICIO CONTINUO L.C.N
SERIE No.0 10606092 5	ARMAZON 213 TC
60 Hz.	AISL. CI. NEMA B
VOLTS 220 YY / 440Y	C.P 7.5
AMPS 20.2 / 10.2	FACTOR SERVICIO 1
RPM 3500	TEMP. AMB. 40°C
ROD. LADO EJE 6208 Z	INC. TEMP. 80°C
ROD. LADO VENT. 6208 Z	AUT. S. C. D. G. E 0002-131-000
PESO 70 Kg.	

Tanque del Líquido

Para el desarrollo de este tema se utilizó un depósito con las siguientes características, Fig.3.3:



CAPACIDAD 302 Lts
No. DE SERIE NB302AE
PESO 110 Kg
FAC. SEG. 4
FAC. CORROSION 104
LONGITUD TOTAL 162.9 cm
DIAMETRO 48.2

3.1.2 Elementos de Medición y Arranque

Manómetros

Las mediciones de presión son las más importantes que se hacen en la industria; sobre todo en industrias de procesos continuos, como el procesamiento y elaboración de compuestos químicos. La cantidad de instrumentos que miden la presión puede ser mucho mayor que la que se utiliza en cualquier otro tipo de instrumento.

La presión es una fuerza que ejerce sobre un área determinada, y se mide en unidades de fuerzas por unidades de área. Esta fuerza se puede aplicar a un punto en una superficie o distribuirse sobre esta. Cada vez que se ejerce se produce una deflexión, una distorsión o un cambio de volumen o dimensión.

Las mediciones de presión pueden ser desde valores muy bajos que se consideran un vacío, hasta miles de toneladas de por unidad de área, en la Fig.3.4 se muestra una relación entre los diferentes términos de presión que se suelen utilizar en bombeo.

Los principios que se aplican a la medición de presión se utilizan también en la determinación de temperaturas, flujos y niveles de líquidos. Por lo tanto, es muy importante conocer los principios generales de operación, los tipos de instrumentos, los principios de instalación, la forma en que se deben mantener los instrumentos, para obtener el mejor funcionamiento posible, cómo se debe usar para controlar un sistema o una operación y la manera como se calibran.

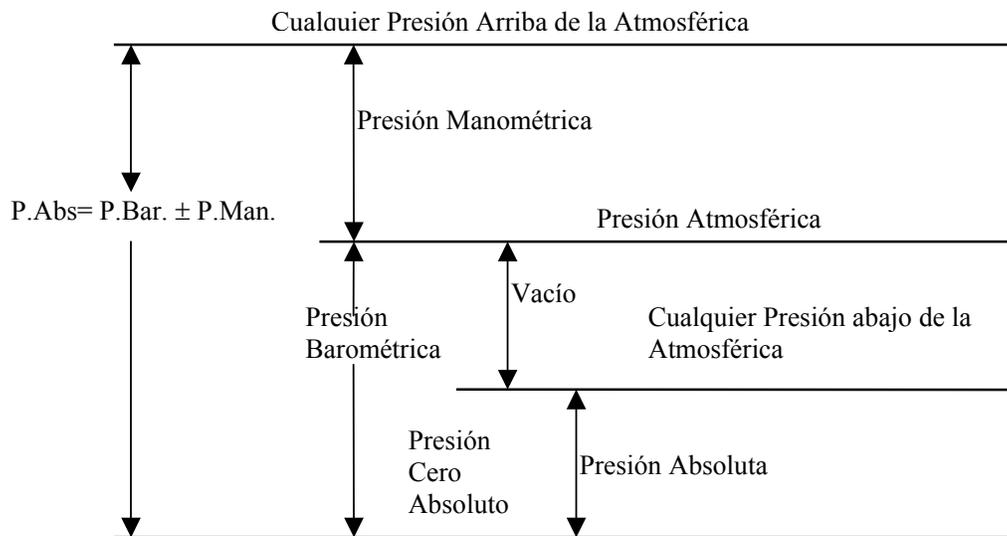


Fig.3.4 Relación entre diferentes términos de presión que se utilizan en bombeo.

Presión Absoluta y Presión Relativa

La intensidad de la presión medida por encima del cero absoluto se denomina presión absoluta. Evidentemente es imposible una presión absoluta negativa. Por lo común los manómetros se diseñan para medir intensidades de presión por encima o por debajo de la presión atmosférica, que se emplea como base.

Las presiones medidas en este modo se denominan presiones relativas o manométricas. Las presiones manométricas negativas indican la cantidad de vacío y en condiciones normales; al nivel del mar; son posibles presiones de hasta $-14,7 \text{ Lt/plg}^2$ pero no más bajos (-1 atmósfera).

La presión absoluta es siempre igual a la manométrica más la atmosférica.

$$P. \text{ Absoluta} = P. \text{ Barométrica} \pm P. \text{ Manométrica}$$

Las presiones absolutas se miden en ocasiones en "atmósferas" estándar, así, una atmósfera = $14,7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$ = presión manométrica cero; 3 atmósferas = $44,1 \text{ lb / pulg}^2 \text{ abs.}$ = $29,4 \text{ lb / pulg}^2 \text{ manométricas.}$

Presión Barométrica

Es la presión o el peso que ejerce la atmósfera en un punto determinado. La medición puede expresarse en varias unidades de medidas: hectopascales, milibares, pulgadas o milímetros de mercurio (Hg). También se conoce como presión atmosférica.

Medición de las Presiones

El método más usual para medir presiones es por medio del barómetro de Bourdon, que consiste en un tubo aplanado de bronce o acero curvado en arco. A medida que se aplica presión al interior del tubo, éste tiende a enderezarse, y éste movimiento se transmite a un cuadrante por intermedio de un mecanismo amplificador adecuado.

Los tubos Bourdon para altas presiones se hace de acero. Puesto que la exactitud del aparato depende en gran parte del tubo, sólo deben emplearse tubos fabricados de acuerdo con las normas más rigurosas y tratadas cuidadosamente por el fabricante. Si un tubo Bourdon se somete a presión superior a la de su límite y a presiones mayores que las que actuó sobre él en el proceso de envejecimiento, puede producirse una deformación permanente que haga necesaria su calibración.

Los manómetros en uso continuo, y especialmente los sometidos a fluctuaciones rápidas y frecuentes de presión, deben verificarse repetidas veces. Un procedimiento cómodo para hacerlo consiste en tener un manómetro patrón exacto que pueda conectarse en cualquier punto de la tubería en la que está unido el manómetro regular y efectuar comparaciones. A intervalos regulares debe confrontarse el manómetro patrón con el manómetro de peso directo o contrapesos.

El manómetro de Bourdon es completamente satisfactorio para presiones hasta de unas 2000 atm, siempre que sea suficiente una exactitud de 2 a 3 por ciento. Estos manómetros se encuentran en el comercio con lecturas máximas en sus escalas de unos 7000 Kg / cm².

Tipos de Manómetros

Un manoscopio o manómetro es un instrumento de medición que sirve para medir la presión de gases o líquidos contenidos en recipientes cerrados.

Existen, básicamente, dos tipos:

- Los de líquidos.

➤ Los metálicos.

Los manómetros de líquidos emplean, por lo general, mercurio que llena un tubo en forma de U. El tubo puede estar abierto por ambas ramas o abierto por una sola. En ambos casos la presión se mide conectando el tubo al recipiente que contiene el fluido por su rama inferior abierta y determinando el desnivel h de la columna de mercurio entre ambas ramas.

Si el manómetro es de tubo abierto es necesario tomar en cuenta la presión atmosférica.

Los manómetros de tubo cerrado (manómetro diferencial) permiten, por sus características, la medida de presiones elevadas.

En los manómetros metálicos la presión da lugar a deformaciones en una cavidad o tubo metálico. Estas deformaciones se transmiten a través de un sistema mecánico a una aguja que marca directamente la presión sobre una escala graduada.

Fig.3.5.

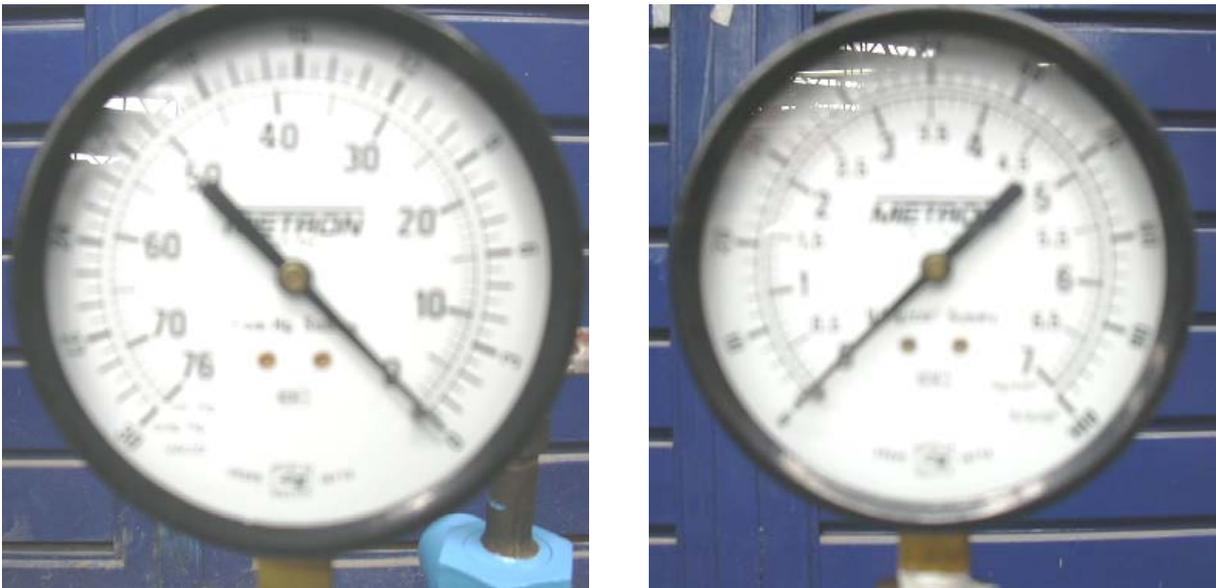


Fig.3.5 Vacuómetro y manómetro utilizados en el proyecto de la marca METRON uso general, servicio normal de agua, aire y fluidos no corrosivos. Rangos: 1 cmHg subdiv. 0-76 cmHg, 0-30 plgHg; 0.1Kg/cm²subdiv. 0-7Kg/cm², 0-100 lb/Plg², respectivamente.

Un manómetro es un tubo; casi siempre doblado en forma de U, que contienen un líquido de peso específico conocido, cuya superficie se desplaza proporcionalmente a los cambios de presión.

La manometría, es el proceso mediante el cual un líquido es sometido a una medida de presión, para establecer los parámetros o niveles de altura que éste puede llegar a alcanzar. Todo esto es posible gracias a un aparato denominado manómetro.

Tubo de Venturi

El Tubo de Venturi fue creado por el físico e inventor italiano Giovanni Battista Venturi (1.746 – 1.822). Fue profesor en Módena y Pavía. En Paris y Berna, ciudades donde vivió mucho tiempo, estudió cuestiones teóricas relacionadas con el calor, óptica e hidráulica. En este último campo fue que descubrió el tubo que lleva su nombre. Según él este era un dispositivo para medir el gasto de un fluido, es decir, la cantidad de flujo por unidad de tiempo, a partir de una diferencia de presión entre el lugar por donde entra la corriente y el punto, calibrable, de mínima sección del tubo, en donde su parte ancha final actúa como difusor.

El Tubo de Venturi es un dispositivo que origina una pérdida de presión al pasar por él un fluido. En esencia, éste es una tubería corta recta, o garganta, entre dos tramos cónicos. La presión varía en la proximidad de la sección estrecha; así, al colocar un manómetro o instrumento registrador en la garganta se puede medir la caída de presión y calcular el caudal instantáneo, accesorio que evita en gran parte la pérdida de energía cinética debido al rozamiento. Es por principio un medidor de área constante y de caída de presión variable. En la Fig.3.6 se representa esquemáticamente un medidor tipo Venturi.

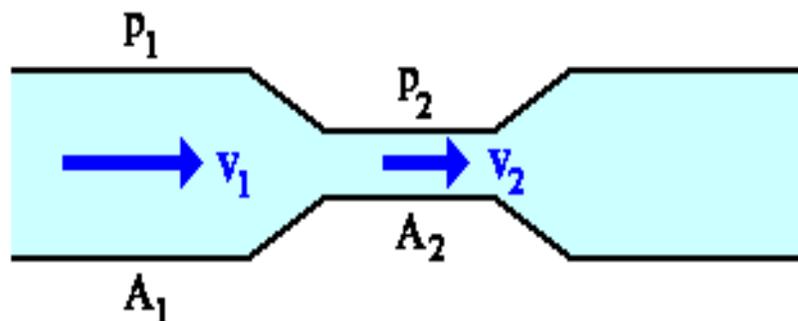


Fig.3.6 Medidor tipo venturi

Funcionamiento de un Tubo de Venturi

En el Tubo de Venturi el flujo desde la tubería principal en la sección 1 de diámetro 1 ¼ plg, se hace acelerar a través de la sección angosta llamada garganta con

un diámetro de 1 plg, donde disminuye la presión del fluido. Después se expande el flujo a través de la porción divergente al mismo diámetro que la tubería principal.

En la pared de la tubería en la sección 1 (P_1 , A_1 , V_1) y en la pared de la garganta, a la cual llamaremos sección 2 (P_2 , A_2 , V_2), se encuentran ubicados ramificadores de presión. Estos ramificadores de presión se encuentran unidos a los dos lados de un manómetro diferencial de tal forma que la deflexión h es una indicación de la diferencia de presión $P_1 - P_2$. Por supuesto, pueden utilizarse otros tipos de medidores de presión diferencial.

Medidor de Orificio

El medidor de Orificio es un elemento más simple, consiste en un agujero cortado en el centro de una placa intercalada en la tubería. El paso del fluido a través del orificio, cuya área es constante y menor que la sección transversal del conducto cerrado, se realiza con un aumento apreciable de la velocidad (energía cinética) a expensa de una disminución de la presión estática (caída de presión). Por esta razón se le clasifica como un medidor de área constante y caída de presión variable.

Amperímetros y voltímetros

Un *amperímetro* siempre se conecta en serie con una rama del circuito y mide la corriente que pasa a través de él. Un amperímetro ideal sería capaz de efectuar la medición sin cambiar o perturbar la corriente en la rama. Sin embargo, los amperímetros reales poseen siempre algo de resistencia interna y hacen que la corriente en la rama cambie debido a la inserción del medidor.



Fig.3.7 Voltímetro y Amperímetro utilizados en el proyecto marca FIMESA rango 0-300 Volts, 0-30 Amp. Respectivamente.

En forma inversa, **un voltímetro** se conecta en paralelo con los elementos que se miden. Mide la diferencia de potencial (voltaje) entre los puntos en los cuales se conectan. Al igual que el amperímetro ideal, el voltímetro ideal no debería hacer cambiar la corriente y el voltaje en el circuito que se está midiendo. Esta medición ideal del voltaje sólo se puede alcanzar si el voltímetro no toma corriente alguna del circuito de prueba. Sin embargo, la mayoría de los voltímetros reales trabajan tomando una corriente pequeña, pero finita y por lo mismo también perturba el circuito de prueba hasta cierto grado.

El rango de un voltímetro se extiende conectando una resistencia (llamada multiplicador) *en serie* con el instrumento. La resistencia total (voltímetro + multiplicador) debe ser igual al rango de voltaje deseado, dividido por la corriente del instrumento a plena escala (dado que $R = E/I$).

Termómetro Bimetálico

Termómetros Bimetálicos con Sonda de Inmersión y Termopozos

Aplicación y Descripción

Los termómetros bimetalógicos se utilizan en el lugar para la medida directa de temperatura. Una amplia gama de versiones estándares permiten una variedad de aplicaciones. Además, versiones especiales se fabrican a la especificación del cliente.

Áreas especiales de aplicación: plantas industriales pesadas, tuberías y recipientes, máquinas etc.

Los dispositivos son instalados en una termopozo con un tornillo de ajuste. Simplemente atornille en el termopozo, enchufe el termómetro y sujete con el tornillo de ajuste.



Fig.3.8 Termómetro bimetalico con sonda de inmersión y termopozos.

Método de Operación

El elemento de medida del termómetro bimetalico es una hélice bimetalica de respuesta rápida. Es fabricado a partir de dos tiras de metal soldadas en frío con diversos coeficientes térmicos de expansión, que se tuercen en función de la temperatura. El movimiento rotatorio se transfiere con baja fricción a la punta indicadora.

Características

1. Sistema bimetalico de alta calidad y baja fricción particularmente estable.
2. Corto tiempo de amortiguación de temperatura, con adaptación optimizada del tubo protector al bulbo especial de metal liviano.
3. Efectos de vibración reducida con elemento bimetálico endurecido protegido contra exceso de temperatura.
4. Extremadamente sólido y una cubierta torsionalmente fuerte.

5. Perfecto y rápido sellado del punto de medición con una rosca de tubo protector especialmente áspera.

Termómetros Bimetálicos con Conexión Enroscada Adecuado para Termopozos según DIN

Aplicación y Descripción

Los termómetros bimetalicos se utilizan en el sitio para la medida directa de la temperatura. Una amplia gama de versiones estándares permite una variedad de aplicaciones. Además las versiones especiales se fabrican según especificación del cliente. El dispositivo es instalado directamente o atornillado en un termopozo según el DIN. Fig.3.9 y Fig.3.10.



Fig.3.9 Termómetro bimetalico con conexión enroscada.



Fig.3.10 Termómetro bimetalico con conexión enroscada utilizado en este proyecto; rango $\pm 50^{\circ}\text{C}$.

Método de Operación

El elemento de medida del termómetro bimetalico es una hélice bimetalica de respuesta rápida. Es fabricado a partir de dos tiras de metal soldadas en frío con diversos coeficientes térmicos de expansión, que se tuercen en función de temperatura. El movimiento rotatorio se transfiere con baja fricción a la punta indicadora

Características

1. Sistema bimetalico de alta calidad y baja fricción particularmente estable.
2. Corto tiempo de amortiguación de temperatura, con adaptación optimizada del tubo protector al bulbo especial de metal liviano.
3. Efectos de vibración reducida con elemento bimetálico endurecido protegido contra exceso de temperatura.
4. Extremadamente sólido y cubierta fuerte.
5. Perfecto y rápido sellado del punto de medición con rosca especialmente endurecida.

Elementos de Arranque

Arrancador y Estación de Botones

CARACTERÍSTICAS:

ARRANCADOR MAGNETICO F.P.E

TAMAÑO O NEMA

CLASE 4204 ESTILO AV03

CAPACIDAD MAXIMA EN C.P

VOLTS	110	220	440/550
-------	-----	-----	---------

1 FASE	1	2	3
--------	---	---	---

POLIF.	2	3	5
--------	---	---	---

600 V.C.A MAXIMO

ESTACION DE BOTONES

MARCA SQUAR D

AMPERES 30Amp.

TENSION 120-240 V

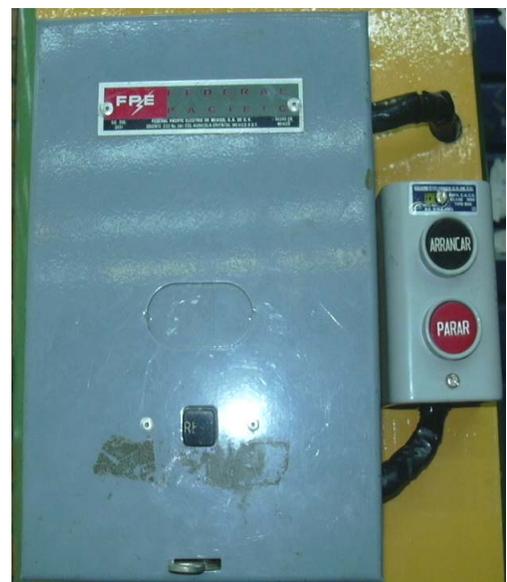


Fig.3.11 Arrancador y estación de botones utilizados para el proyecto de tesis.

Diagrama de Alambrado

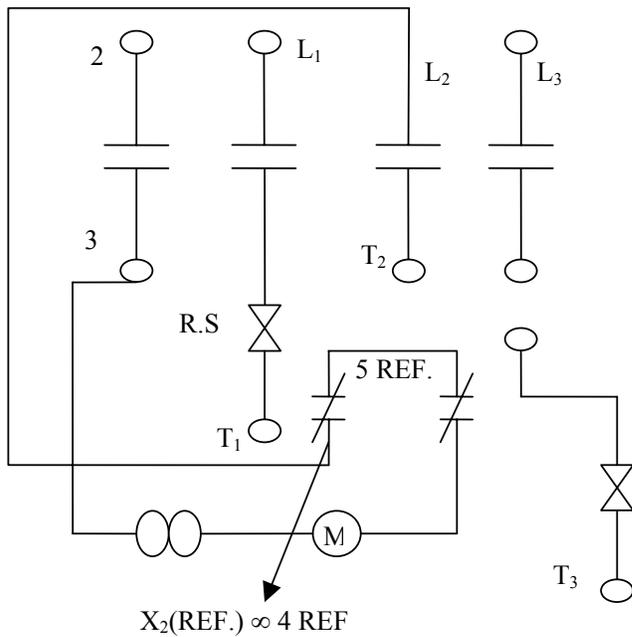
Un *diagrama de alambrado* muestra con la máxima claridad posible, la localización real de todos los componentes del dispositivo. Puesto que las conexiones de alambrado y las marcas de las terminales están mostradas esta tipo de diagrama resulta muy útil al alambrar el dispositivo o para diseñar con simplicidad el trazo del alambrado.

Sin embargo un diagrama de alambrado esta limitado a visualizar claramente la secuencia de operación de control. Cuando se desea la ilustración más sencilla del circuito, se utiliza el diagrama elemental.

Diagrama Elemental

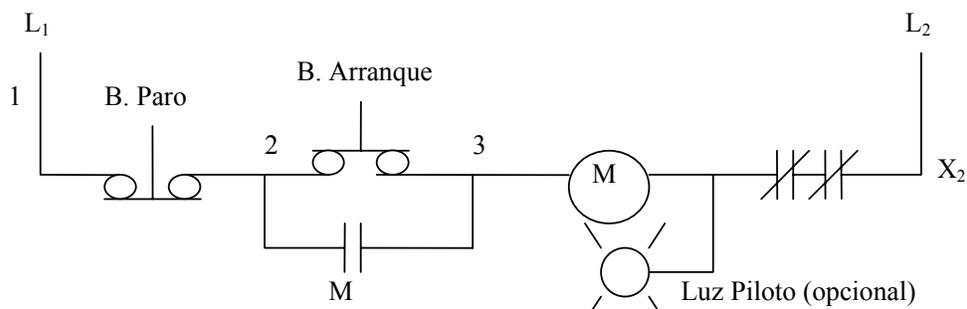
El diagrama elemental permite una fácil y rápida comprensión del circuito. Todos los componentes del circuito de control se representan en forma más directa posible, representando el control de la fuente de alimentación de fuerza.

A continuación se muestra el diagrama de alambrado y el circuito de control para el arrancador y estación de botones:



El hilo X_2L_2 se omite en la forma S (control separado).

Fig.3.11a Alambrado interno del



Interruptor de Seguridad

CARACTERISTICAS:

CATALOGO FPE330

TENSION 120 / 240 V

AMP. 30

POLOS 3

FRECUENCIA 60 Hz



Fig.3.12 Interruptor de seguridad utilizado de la marca Federal Pacific Electric (FPE).

A continuación se presenta una fotografía del proyecto terminado:



3.2 SELECCIÓN DE BOMBAS

Al seleccionar bombas para una aplicación dada, tenemos varias bombas entre las que elegir. Haremos lo posible para seleccionar una bomba que opere con un rendimiento relativamente alto para las condiciones de funcionamiento dadas.

Los parámetros que se deben investigar incluyen la velocidad específica N_s , el tamaño D del impulsor y la velocidad de operación. Otras posibilidades son el uso de bombas multietapa, bombas en serie, bombas en paralelo, etc. Incluso, bajo ciertas condiciones, limitar el flujo en el sistema puede producir ahorros de energía.

El objetivo es seleccionar una bomba y su velocidad de modo que las características de funcionamiento de la bomba en relación al sistema en el cual opera sean tales que el punto de funcionamiento esté cerca del PMR (punto de máximo de rendimiento). Esto tiende a optimizar el rendimiento de la bomba, minimizando el consumo de energía.

El punto de operación puede desplazarse cambiando la curva característica de la bomba, cambiando la curva característica del sistema o cambiando ambas curvas. La curva de la bomba puede modificarse cambiando la velocidad de funcionamiento de una bomba dada o seleccionando una bomba distinta con características de funcionamiento diferentes.

En algunos casos puede ser una ayuda ajustar el impulsor, es decir, reducir algo su diámetro, alrededor de un 5%, mediante rectificado. Este impulsor más reducido se instala en la cubierta original. La curva característica del sistema puede cambiarse modificando el tamaño de la tubería o estrangulando el flujo.

Una complicación que se presenta a menudo es que los niveles de ambos extremos del sistema no se mantienen constantes, como ocurre si los niveles de los depósitos fluctúan. En tal caso es difícil alcanzar un rendimiento alto para todos los modos de funcionamiento. En casos extremos a veces se utiliza un motor con velocidad variable.

La Fig.3.13 Muestra un método para deducir que tipo de bomba es apropiada para un servicio determinado. Algunas conclusiones generales pueden realizarse de esta gráfica, pero se debe enfatizar que las fronteras entre las zonas son aproximadas. Dos o

más tipos de bombas pueden proporcionar un servicio satisfactorio bajo las mismas condiciones. Factores como el costo, tamaño, condiciones de succión y el tipo de fluido pueden dictar la elección de una bomba en particular.

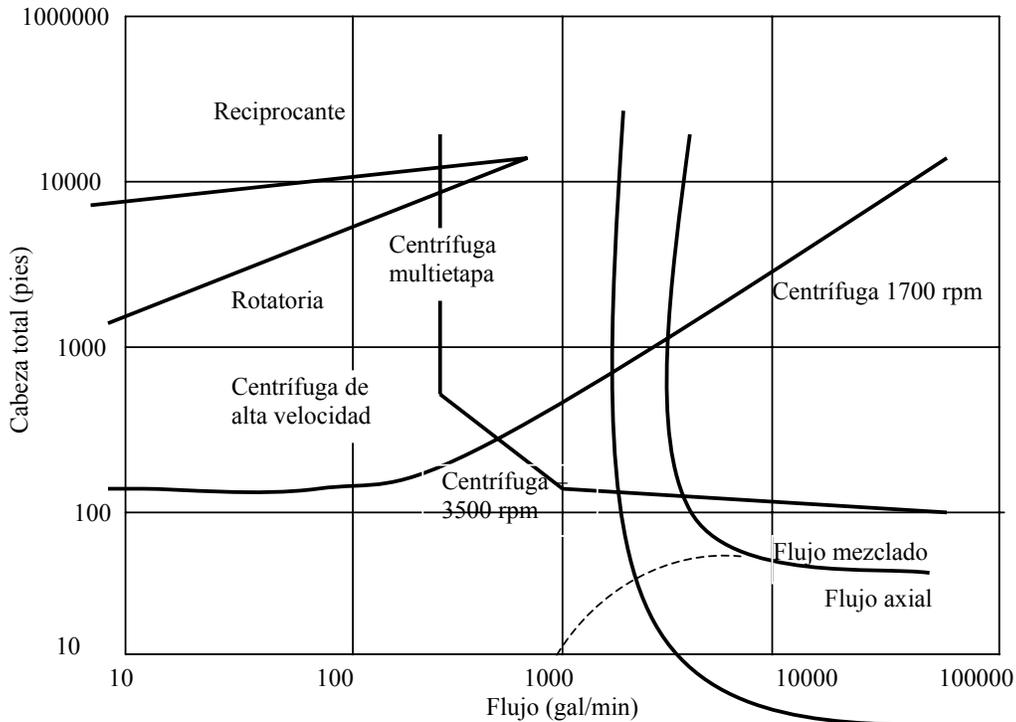


Fig. 3.13 Gráfica de selección de una bomba

En general:

- § Las bombas reciprocantes se utilizan para velocidades de flujo de aproximadamente 500 gal/min y desde valores de cabeza muy bajos hasta valores tan altos como 50000 ft de cabeza.
- § Las bombas centrífugas se utilizan en una variedad muy amplia de condiciones, la mayoría de ellas de alta capacidad y aplicaciones de valor de cabeza moderado.
- § Las bombas centrífugas de una sola etapa que operan a 3500 rpm son económicas a velocidades de flujo mayores y valores de cabeza moderados.
- § Las bombas de multietapa son adecuadas para condiciones de valor de cabeza alto.

- § Las bombas rotatorias (de engrane, de paleta, etc.) Se utilizan en aplicaciones que requieren capacidades moderadas y altos valores de cabeza o para fluidos con altas viscosidades.
- § Las bombas centrífugas de alta velocidad especiales, que operan a una velocidad mayor a las 3500 rpm de motores eléctricos estándar son adecuadas para cabezas altas y capacidades moderadas. Tales bombas son algunas veces alimentadas por turbinas de gas o turbinas de vapor.
- § Las bombas de flujo mezclado y flujo axial se utilizan para velocidades de flujo muy altas y valores de cabeza muy altos.

Otro parámetro que es útil considerar en la selección de le tipo de bomba para una determinada aplicación es la *velocidad específica*, definida como:

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

donde:

N.- Velocidad rotacional del impulsor (rpm)

Q.- Velocidad de flujo a través de la bomba (gal/min)

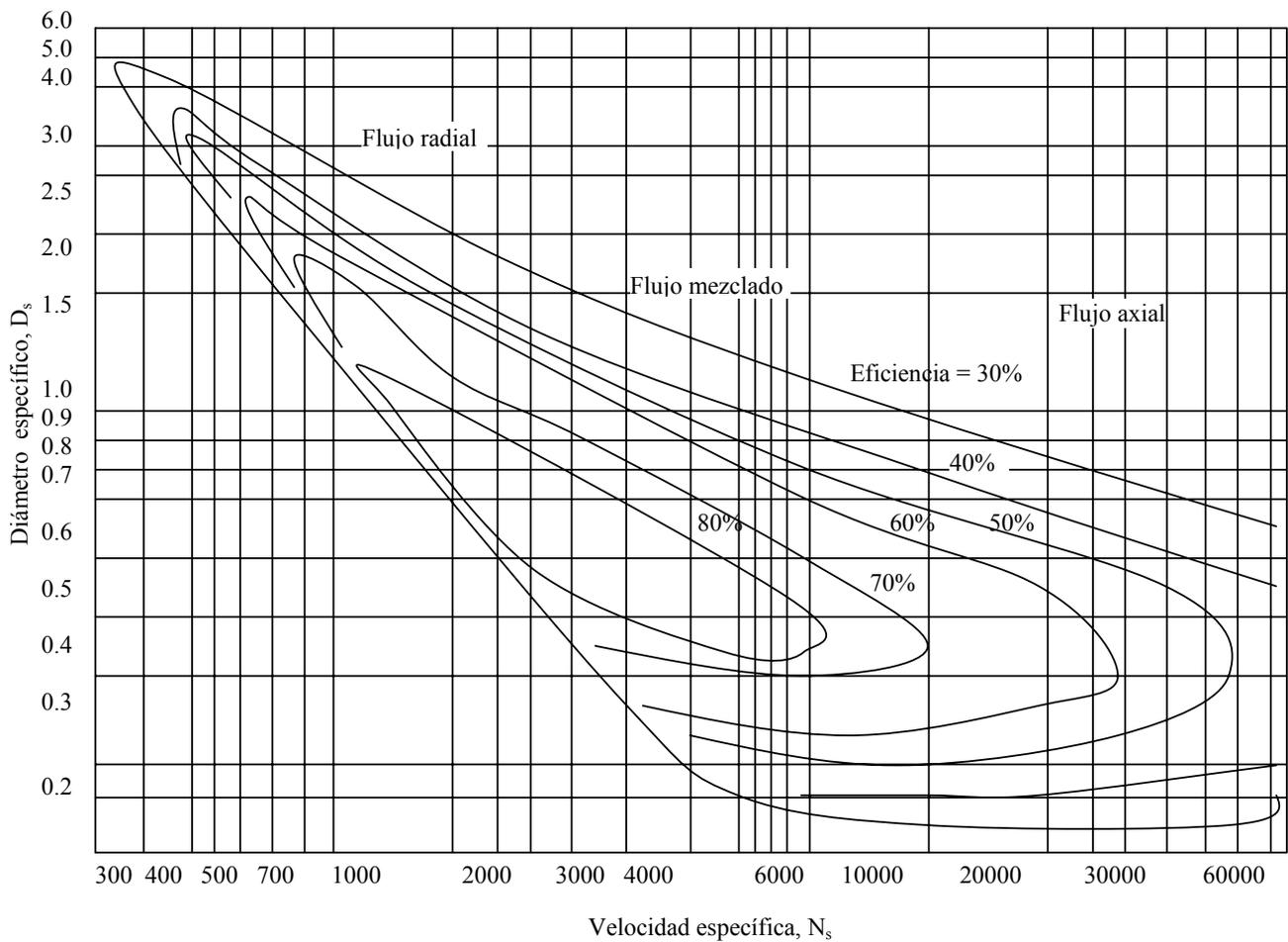
H.- Cabeza total de la bomba (ft)

Se pueden utilizar otras unidades haciendo la conversión adecuada.

La velocidad específica se combina con frecuencia con el *diámetro específico* para producir una gráfica como la que se muestra en la Fig. 3.14 el diámetro específico es:

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

Donde D es el diámetro del impulsor en pulgadas. Los demás términos son los mismos que se definieron anteriormente. De la Fig.3.14 podemos ver que las bombas centrífugas de flujo radial se recomiendan para velocidades específicas de aproximadamente 400 hasta 4000 rpm.



$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad D_s = \frac{DH^{1/4}}{D}$$

N = Rev/min H = Cabeza, Ft
 Q = Flujo, US gpm D = Diámetro, Plg.

Fig. 3.14 Velocidad específica *versus* diámetro específico para las bombas centrífugas. Una ayuda en la selección de bombas.

CAPITULO 4. PRUEBAS Y CALCULOS.

4.1 ACERCA DEL FUNCIONAMIENTO

Es un circuito cerrado alimentado por un tanque estabilizador que contendrá el fluido que en este caso es agua y una bomba rotodinámica de 7.5 HP, con sus respectivos accesorios de medición y encendido, el depósito se mantendrá de $\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$ de su capacidad total para evitar turbulencias en la succión.

En un primer plano tenemos un voltímetro y un amperímetro que nos permitirán medir el voltaje de trabajo y la corriente consumida respectivamente, un arrancador y una estación de botones para encender la bomba y en caso de alguna falla o corto circuito proteger el equipo, un termómetro bimetálico para medir las variaciones de temperatura del agua, observamos un vacuómetro colocado en la entrada de la bomba este elemento nos permitirá medir la cantidad de flujo entregado en la succión.

En la descarga tenemos primero una válvula de compuerta que nos servirá para variar la presión de descarga que conjuntamente con un manómetro y un medidor tipo venturi nos servirán para medir estas diferencias de presión, para que una vez obtenidos todos los datos necesarios poder obtener las curvas características del sistema y determinar en que momento se esta generando cavitación en la bomba.

Se recomienda que al realizar este tipo de prácticas revisar que todos los elementos, tanto los de medición como los de arranque se encuentren en buenas condiciones, también se recomienda que el proyecto este en un sitio firme y parejo para evitar al máximo cualquier tipo de vibraciones además que el lugar tenga buena iluminación para no tomar lecturas erróneas que puedan influir en la toma de datos y en un buen desempeño del sistema.

Hasta esta parte del proyecto hemos estudiado el fenómeno de la cavitación y algunas de sus características principales, sus perjuicios y algunos de sus beneficios, como se produce y cuales serían las mejores opciones para tratar de evitar que se produzca dicho fenómeno.

Uno de los objetivos de este proyecto es precisamente que el alumno comprenda algunas de las características de los fluidos (en este caso en particular es agua), a diferentes temperaturas y presiones de esta manera y sin necesidad de muchos cálculos hacer una rápida evaluación teórica del sistema, para que al realizar la practica físicamente ya se tengan algunas características posibles de su desempeño y así obtener unas mejores conclusiones y hacer una calificación mucho más exacta y comprensible del funcionamiento sistema

4.2 PRUEBAS Y CALCULOS

4.2.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

Para obtener la ecuación de flujo del medidor tipo venturi se realizo la siguiente prueba con los siguientes datos: un volumen de 18 lts. En el tubo venturi se acelera el flujo desde la tubería principal de diámetro, $D_1=1 \frac{1}{4}$ plg, hacia la sección angosta llamada garganta con un diámetro, $D_2= 1$ plg (consultar APENDICE 14 para diámetros de tubería calibre 40), donde disminuye la presión del fluido, después se expande el flujo a través de la porción divergente al mismo diámetro que la tubería principal.

Con estos datos obtendremos la ecuación de flujo para manejar un caudal máximo de 300 lts/min, determinar h_{Hg} , $\Delta z = 9$ cm, que es la distancia entre la toma de las lecturas donde se conecta el manómetro diferencial en “U”, se tiene:

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = C$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} \left[\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 - 1 \right] + \Delta Z$$

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{4(5 \times 10^{-3})}{\pi(0.0351)^2} = 5.167 \text{ m/s}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{(5.167)^2}{2g} \left[\left(\frac{0.0351}{0.0266} \right)^4 - 1 \right] + 0.09 = 2.854 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$p = (\gamma h)_{\text{H}_2\text{O}} = (\gamma h)_{\text{Hg}}$$

$$h_{\text{Hg}} = \frac{(\gamma h)_{\text{H}_2\text{O}}}{\gamma_{\text{Hg}}}$$

$$h_{\text{Hg}} = \frac{(2.854 \text{ mH}_2\text{O})(1000 \text{ KgF/m}^3)}{13600 \text{ KgF/m}^3} = 0.209 \text{ mHg}$$

Desarrollando la siguiente ecuación para obtener la ecuación de flujo tenemos:

$$X^2 = 4py$$

$$Q^2 = 4p\Delta Hg$$

$$p = \frac{Q^2}{4\Delta Hg}$$

Despejando Q^2 , obtenemos:

$$Q = \sqrt{4p\Delta Hg}$$

de donde:

$$4p = \sqrt{\frac{37.77}{10}} = 1.943$$

Por lo tanto la ecuación de flujo nos queda de la siguiente forma:

$$Q = 1.943\sqrt{\Delta Hg} \dots\dots 4.1$$

$$Q = \text{lbs} / \text{s}$$

Aplicando esta ecuación a los valores del proyecto, obtenemos los siguientes resultados:

TABLA 4.1 HOJA DE DATOS

LECT	ΔHg (plg)	T (seg)	$Q = \frac{Vol}{T}$ (lbs/s)	$p = \frac{Q^2}{4\Delta Hg}$	4p	$Q = 1.943\sqrt{\Delta Hg}$ (lbs/s)	
1	1	11.5	1.565	0.612	2.448	1.943	
2	2	7.1	2.535	0.803	3.212	2.747	
3	2.5	6.4	2.812	0.790	3.160	3.072	
4	3	5.5	3.272	0.892	3.568	3.365	
5	3.5	5.1	3.529	0.889	3.556	3.635	
6	4	4.3	4.186	1.095	4.380	3.886	
7	4.5	4.2	4.285	1.020	4.080	4.121	
8	5	3.95	4.556	1.037	4.148	4.344	
9	5.5	3.85	4.675	0.993	3.972	4.556	
10	6	3.7	4.864	0.985	3.940	4.759	
11	7	3.4	5.294	1	4	5.140	
12	8.15	3.1	5.806	1.034	4.136	5.546	
					$\Sigma=37.77$		

Graficando los valores de Q- ΔHg nos queda una gráfica de la siguiente forma:

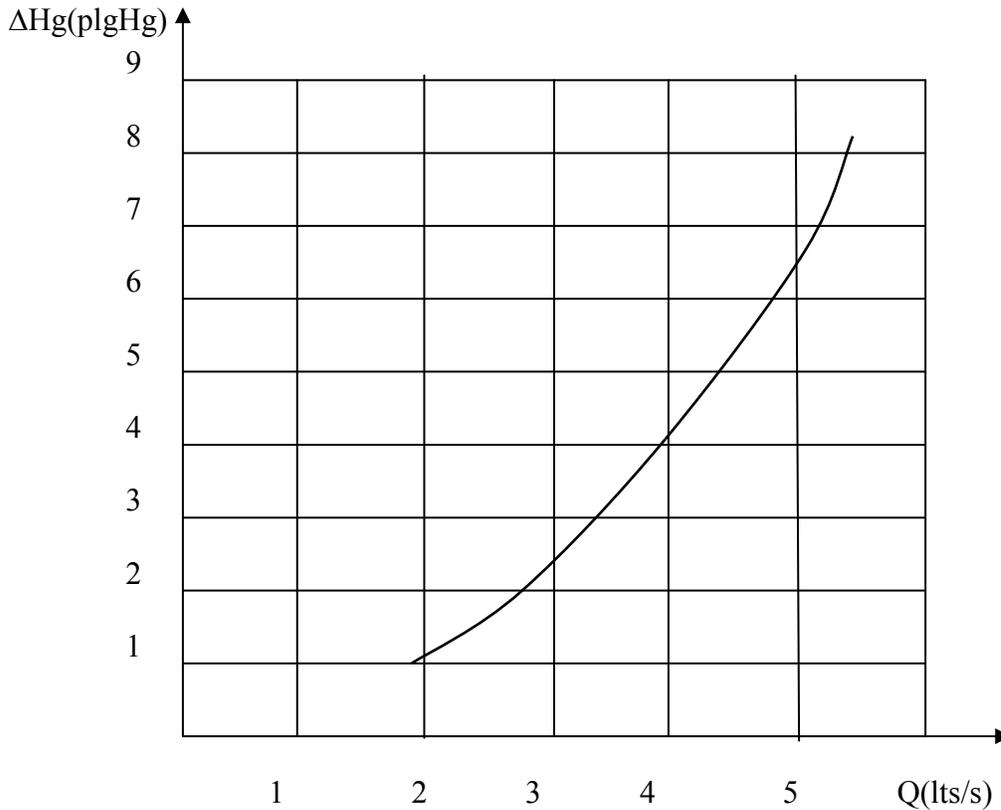


Fig.4.1 Curva Q- ΔHg para la ecuación de flujo $Q = 1.943\sqrt{\Delta Hg}$ (lts/s), [ΔHg (plgHg)].

Podemos observar que se tiene una curva de flujo constante para manejar un caudal máximo de 5.546 lts/s y un ΔHg máximo de 8.15 plgHg. Para la obtención de esta gráfica se realizaron tres pruebas diferentes hasta obtener la apropiada para manejar un caudal nominal de la bomba de 300 LPM.

4.2.2 POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

En base a estos resultados aplicamos la Ec.4.1 con los datos y elementos del proyecto para determinar la eficiencia del sistema, la potencia útil, etc; pero sobre todo y que es lo más importante de este proyecto, para determinar en que circunstancias se esta generando el fenómeno de cavitación.

Para estos cálculos utilizaremos la ecuación de Bernoulli generalizada para determinar las diferentes cargas:

$$H_N = \frac{p_d - p_s}{\gamma_{H_2O}} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + (z_d - z_s) \dots\dots 4.2$$

Para determinar la carga de presión $[\frac{p_d - p_s}{\gamma_{H_2O}} ; (m)]$ se realizarán las conversiones adecuadas para tener una homogeneidad en las unidades, también se utilizarán los valores para el peso específico correspondientes a cada temperatura del agua; para calcular la carga de velocidad $[\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} ; (m)]$, ($D_D=1 \frac{1}{4}$, $D_{suc}=1 \frac{1}{2}$, consultar APENDICE 14 para diámetros de tubería calibre 40), utilizaremos las siguientes ecuaciones:

$$v_d = \frac{4Q}{\pi D_d^2} \dots\dots 4.3$$

$$v_{suc} = \frac{4Q}{\pi D_s^2} \dots\dots 4.4$$

Para el valor de $(z_D - z_S) = 0.3m$ se toma directamente del sistema midiendo la distancia entre el vacuómetro (Succión) y el manómetro (Descarga).

TABLA 4.2 HOJA DE CALCULOS

LECT	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ΔHg	1	6	16.6	18.1	18.9	20.5	21.7	23.2	24.5
$(-P_{Suc}$ (cmHg)	4	5	10	11	11.5	12.4	13	14.3	14.5
P_{Desc} (Kg/cm ²)	5.25	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.75
Q (lts/s)	1.943	4.759	7.916	8.266	8.447	8.797	9.051	9.358	9.617
T (°C)	26	27	28	29	30	30	31	31.5	33
$\frac{P_{des} - P_{suc}}{\gamma_{H2O}}$	53.215	50.86	46.530	41.657	36.713	31.816	26.861	22.052	19.573
$\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$	0.094	0.564	1.56	1.701	1.776	1.927	2.039	2.181	2.303
γ (N/m ³)	9778	9775	9774	9772	9770	9770	9766	9762	9759
H_N (m)	53.609	51.724	48.39	43.657	38.789	34.043	29.2	24.53	22.176
$P = Q\gamma H_N$ Kwatts	1.018	2.406	3.743	3.526	3.201	2.809	2.581	2.241	2.081

En base a estos resultados además del voltaje y la corriente determinaremos la potencia y la eficiencia del sistema. Para determinar la eficiencia total utilizaremos la Ec.2.51. Para la potencia de eléctrica tomaremos en cuenta el tipo del motor, el tipo de conexión, etc.

Tomando en cuenta las condiciones de servicio del motor, los HP, el factor de servicio, entre otros determinamos el Factor de Potencia (F.P) en un 85%, de donde obtenemos la Ec. 4.5 para calcular la potencia eléctrica del motor.

$$P_e = V * I * F.P * \sqrt{3} \dots\dots 4.5$$

TABLA 4.3 HOJA DE POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

LECT	Volts	Amp	P_e (Kw)	P (Kw)	$\eta_{tot} = \frac{P}{P_e}$ (%)
1	210	14.5	4.482	1.018	22.71
2	205	19	5.734	2.406	41.96
3	203	21	6.276	3.743	59.63
4	200	21	6.183	3.526	57.02
5	200	20.5	6.036	3.201	53.03
6	200	20.5	6.036	2.809	46.53
7	200	20	5.888	2.581	43.83
8	200	20	5.888	2.241	38.06
9	200	19.5	5.741	2.081	36.24

Graficando valores $Q-\eta$, $Q-P$, $Q-H_N$, (Fig.4.2) nos queda lo siguiente:

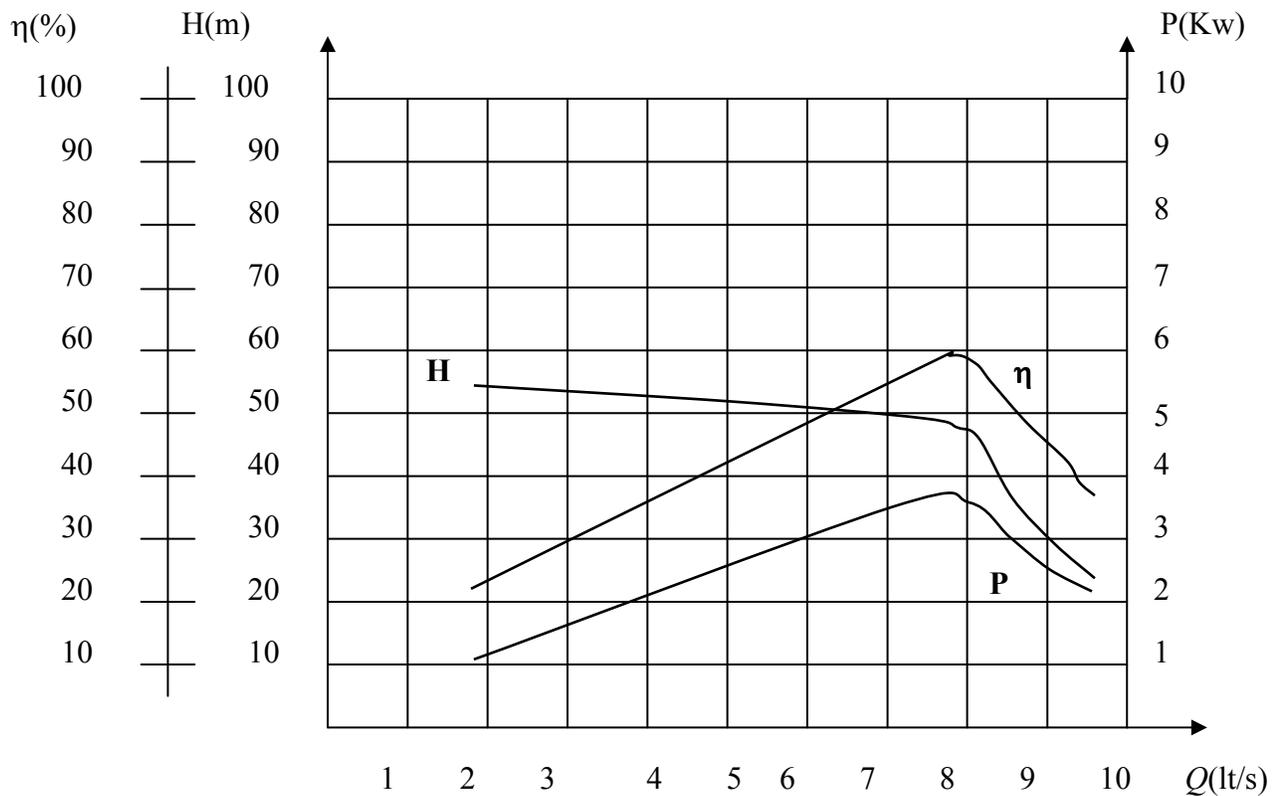


Fig.4.2 Gráfica de potencias y rendimientos.

Notaremos que a partir de la tercer lectura varía drásticamente la el caudal P_{suc} y un aumento en el caudal lo que nos indica que a partir de este punto se empieza a generar el fenómeno de la cavitación en las lecturas 8 y 9 se hace más notable físicamente ya que empieza a haber ruido y vibraciones en el sistema además de un sobrecalentamiento de la bomba.

4.3 LECTURAS EN VACÍO

También se tomaron lecturas haciendo un vacío al sistema para ver sus características de operación en estas condiciones, de las cuales se obtuvieron los siguientes valores:

TABLA 4.4 HOJA DE CÁLCULOS PARA DATOS EN VACÍO

LECT	1	2	3	4	5	6	7
ΔHg	0.1	4.6	14.5	15.7	17.2	18.6	19.9
$(-)P_{Suc}$ (cmHg)	7	9	15	16	17	17.3	18
P_{Desc} (Kg/cm ²)	5.2	5	4.5	4	3.5	3	2.5
T(°C)	33	33.5	34	34	34.5	34.5	35
$Q = 1.943\sqrt{\Delta Hg}$	0.614	4.167	7.398	7.698	8.058	8.379	8.667
$\frac{P_{des} - P_{suc}}{\gamma_{H2O}}$	53.228	51.507	43.319	42.426	37.541	32.551	27.616
$\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$	9.371×10^{-3}	0.432	1.363	1.475	1.616	1.748	1.871
$\gamma_{H2O}; (N/m^3)$	9759	9756	9752	9752	9750	9750	9750
$H_N; (m)$	53.53	52.23	44.982	44.201	39.457	34.599	29.787
$P = Q\gamma H_N$ Kwatts	0.32	2.123	3.245	3.318	3.099	2.826	2.517

Haciendo el mismo procedimiento anterior, ahora lo haremos para las lecturas en vacío para determinar las potencias y rendimientos del sistema:

TABLA 4.5 HOJA DE POTENCIAS Y RENDIMIENTOS PARA LECTURAS EN VACIO

LECT	Volts	Amp	P_e (Kw)	P (Kw)	$\eta_{tot} = \frac{P}{P_e}$ (%)
1	200	14	4.122	0.32	7.76
2	200	16.5	4.858	2.123	43.7
3	200	20.5	6.036	3.245	53.76
4	200	20.5	6.036	3.318	54.97
5	200	20.5	6.036	3.099	51.34
6	200	20.5	6.036	2.826	46.81
7	200	20	5.888	2.517	42.72

Graficando nos queda lo siguiente:

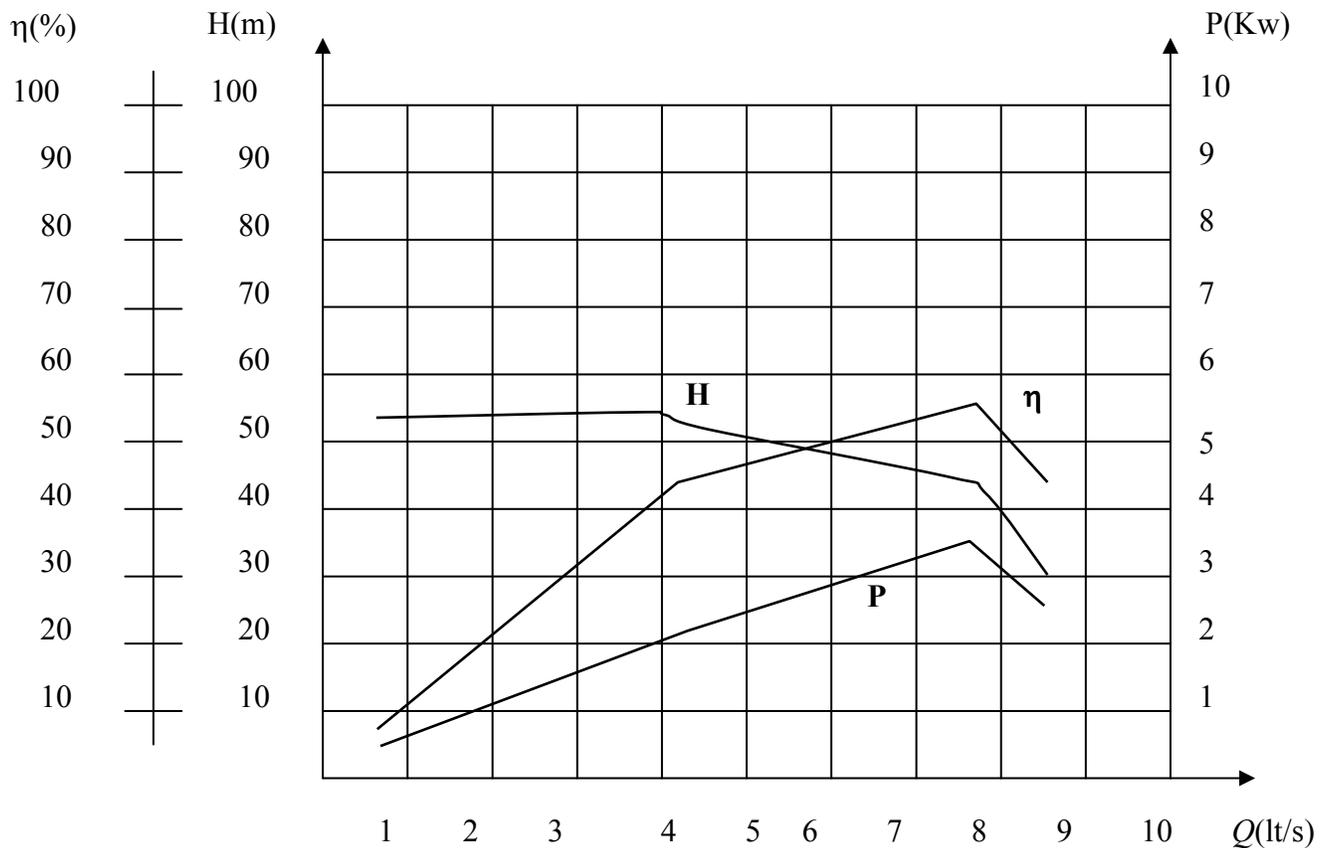


Fig.4.3 Gráfica de potencias y rendimientos para lecturas en vacío.

En base a los datos de las tablas 4.4 y 4.5 y en la gráfica de la Fig.4.3 notamos que el fenómeno se empieza a generar a partir de la segunda lectura con las mismas características de temperatura ruido y vibraciones.

4.3.1 CALCULO DE NPSH

Como se vio en la Sec.2.5, denominamos $NPSH_{requerido}$ a la energía mínima que tiene que tener el líquido a la entrada del rodete para que se produzca cavitación. Si queremos obtener su valor, debemos de provocar la cavitación, igualando en ese momento el $NPSH_{requerido}$ con el $NPSH_{disponible}$.

Utilizando la Ec.2.60 calcularemos el NPSH del sistema:

$$NPSH_{req.} = \Delta h = NPSH_{disp.} = \frac{P_{suc.abs.} - P_{sat}}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g}$$

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Para la FESC tenemos una presión absoluta de:

$$h_{Hg} = 0.583 \text{ mHg}$$

$$\gamma_{Hg} = 13600 \text{ Kg/m}^2$$

$$p_{abs} = 0.585 * 13600 * 9.81 = 78048.36 \text{ N/m}^2$$

$$p_{abs} = 78048.36 \text{ N/m}^2$$

$$NPSH_{disp.} = \frac{78048.36 \text{ N/m}^2}{9810 \text{ N/m}^3} = 7.956 \text{ m.c.a}$$

Para agua a 26°C tenemos:

$$P_{suc.abs} = 78048.36 + [(-0.04m) * 9.81 \text{ N/Kgf} * 13600 \text{ Kg/m}^3]$$

$$P_{suc.abs} = 72711.36 \text{ N/m}^2$$

$$v_{suc} = \frac{4Q}{\pi D_s^2} = \frac{4 * 1.943 * 10^{-3}}{\pi * 0.0409^2}$$

$$v_{suc} = 1.478 \text{ m/s}$$

$$NPSH_r = \frac{72711.36 - 3360}{9778} + \frac{1.478^2}{2 * 9.81}$$

$$NPSH_r = 7.092 + 0.111 = 7.203m$$

Utilizando la Ec.2.61 para calcular el coeficiente de cavitación tenemos:

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H_N} = \frac{7.203}{53.609} = 0.1343$$

$$\sigma = 13.43\%$$

Haciendo el mismo procedimiento para las demás lecturas tenemos:

TABLA 4.6 CALCULO DEL NPSH_r

LECT	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T(°C)	26	27	28	29	30	30	31	31.5	33
γ _{H2O} (N/m ³)	9778	9775	9774	9772	9770	9770	9766	9762	9759
H(m)	53.60 9	51.72 4	48.3 9	43.65 7	38.78 9	34.04 3	29.2	24.5 3	22.17 6
P _{sat.} (N/m ²)	3360	3564	3778	4004	4241	4241	4491	4622	5029
Q (lts/s)	1.943	4.759	7.91 6	8.266	8.447	8.797	9.05 1	9.35 8	9.617
(-)P _{Suc} (cmHg)	4	5	10	11	11.5	12.4	13	14.3	14.5
NPSH _r .(m.c.a)	7.203	7.606	8.08 3	8.092	8.09	8.145	8.16 8	8.15 2	8.229
σ(%)	13.43	14.7	16.7	18.53	20.85	23.92	27.9 7	33.2 3	37.1

Graficando el $NPSH_r$ y el coeficiente de cavitación (Fig.4.4) nos damos una idea más clara de cómo se va desarrollando el fenómeno conforme aumentan estos valores.

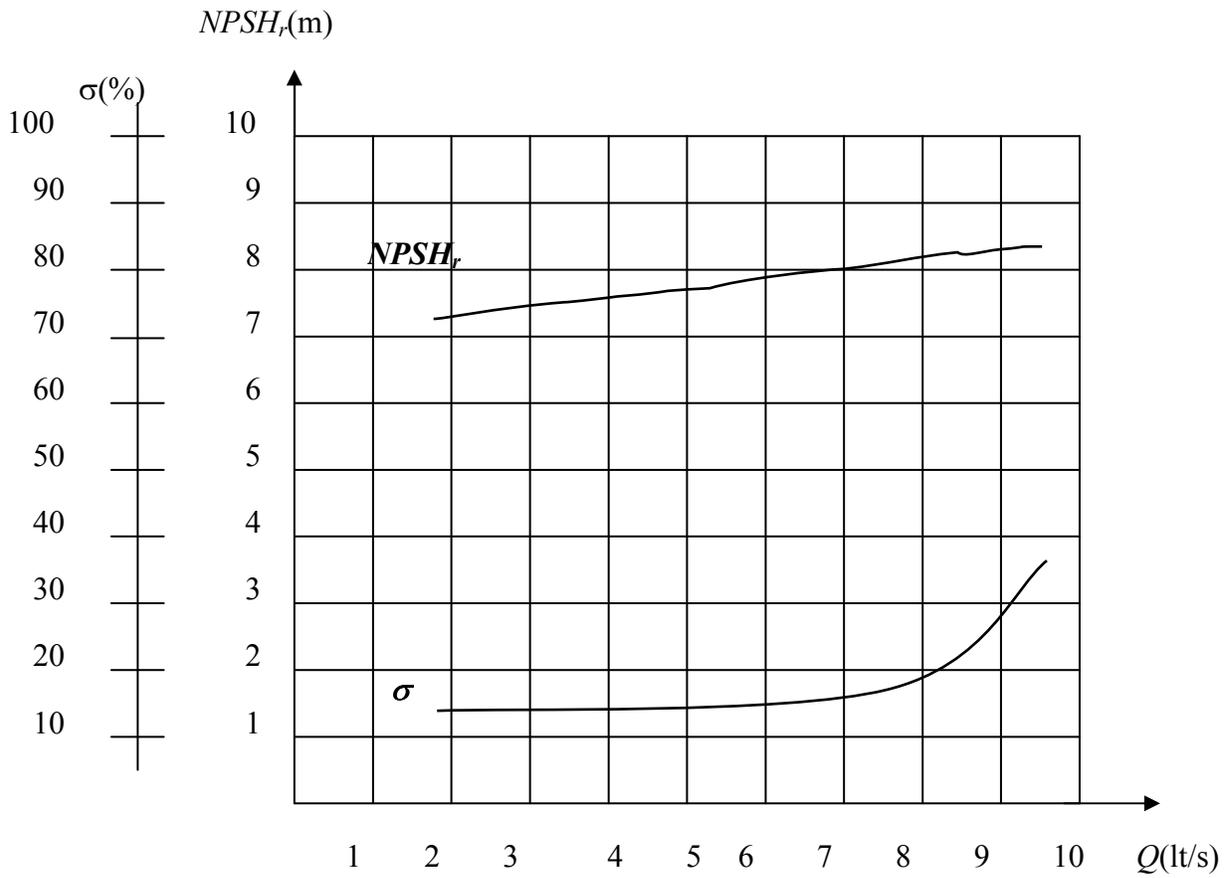


Fig.4.4 Gráfica para $NPSH_r$ y coeficiente de cavitación.

Para lecturas en vacío tenemos:

TABLA 4.7 CALCULO DEL NPSH_r PARA DATOS EN VACIO

LECT	1	2	3	4	5	6	7
T(°C)	33	33.5	34	34	34.5	34.5	35
$\gamma_{H_2O}(N/m^3)$	9759	9756	9752	9752	9750	9750	9750
H _N (m)	53.53	52.23	44.982	44.201	39.457	34.599	29.787
$P_{sat.}(N/m^2)$	5029	5173.5	5318	5318	5470	5470	5622
(-)P _{Suc} (cmHg)	7	9	15	16	17	17.3	18
Q(lts/s)	0.614	4.167	7.398	7.698	8.058	8.379	8.667
NPSH _r .(m.c.a)	6.536	6.750	7.02	7.018	7.034	7.149	7.183
σ (%)	12.2	12.92	15.6	15.87	17.82	20.66	24.11

Graficando $NPSH_r$ y el coeficiente de cavitación Fig.4.5 nos queda lo siguiente:

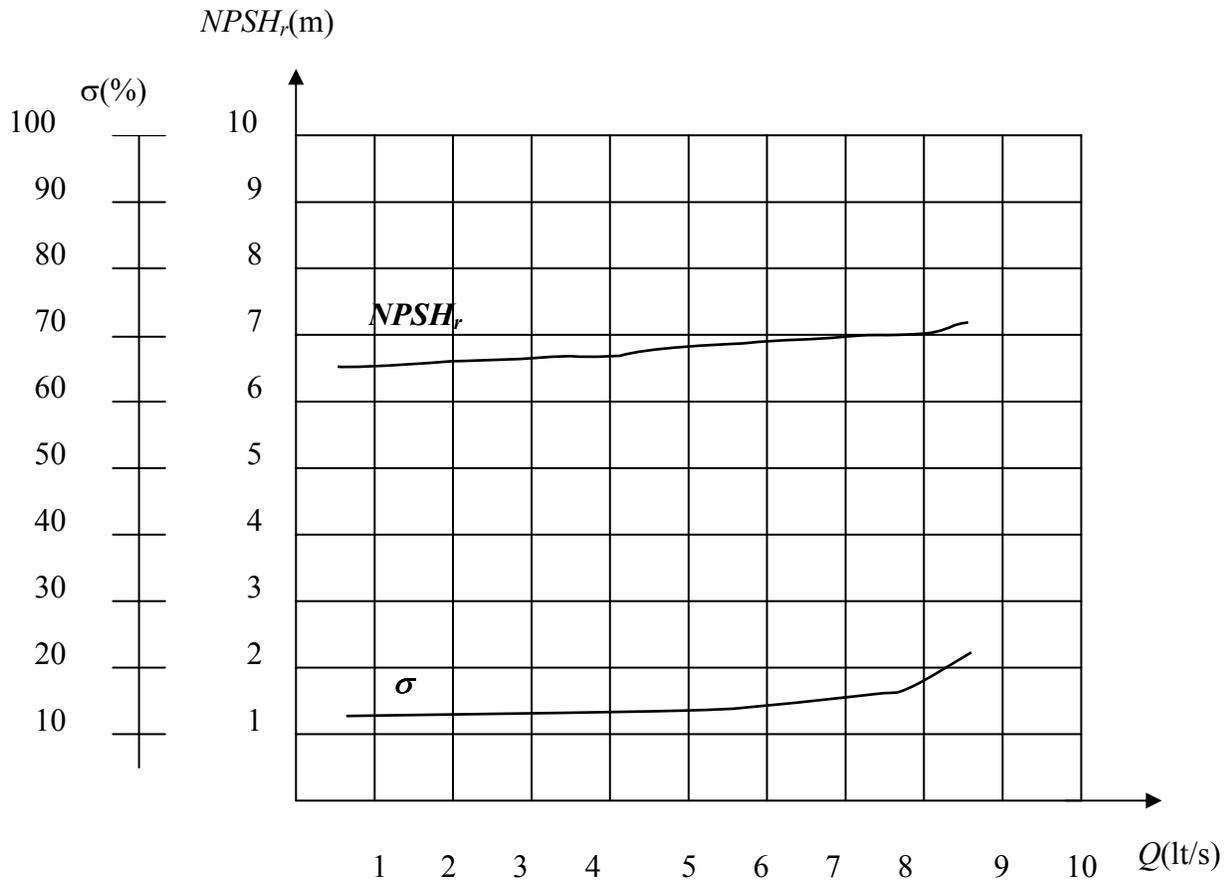


Fig.4.5 Gráfica de $NPSH_r$ y coeficiente de cavitación para lecturas en vacío.

Análogamente a las graficas anteriores notamos el desarrollo de la cavitación al aumentar el $NPSH_r$, aumenta el coeficiente de cavitación y con esto se esta generando el fenómeno.

CONCLUSIONES

Para el caso particular de las lecturas en vacío (Tabla 4.4 y Tabla 4.7) se utilizó una bomba de vacío pero por cuestiones de funcionamiento no se pudo hacer un buen vacío ya que se tuvo el problema de sobrecalentamiento de la bomba con esto solo pudimos obtener siete lecturas bajo estas características.

Por lo tanto la interpretación de las curvas características del sistema depende de las condiciones de operación que se estén manejando, ya que una pequeña variación por muy insignificante que parezca en la temperatura o la presión nos dará también una variación en sus curvas características.

El fenómeno de la *cavitación o aspiración en vacío*, es un tema muy amplio y difícil de explicar en un solo trabajo de tesis; por lo que en este trabajo se trató de explicarlo de una manera más objetiva en casi todas sus características, desde algunos de sus beneficios hasta sus perjuicios en las máquinas hidráulicas, ventiladores, etc; como la erosión del metal que es la característica fundamental de estudio de este fenómeno ya que al ocurrir esto la máquina pierde eficiencia de operación y tiempo de vida útil.

Considerando que piense adquirir e instalar un equipo nuevo tendrá que definir para que tipo de fluido lo requiere (agua, químicos, lodos, etc), la altura de aspiración y descarga entre las más importantes ya que definiendo perfectamente estas condiciones podrá seleccionar la máquina adecuada a sus necesidades y tener un funcionamiento óptimo y una vida útil de acuerdo a sus especificaciones y evitar que se lleve a cabo el indeseable fenómeno de la cavitación que es lo que se desea.

Por esta razón se recomienda una inspección detallada de las condiciones de operación de la o las máquinas que se estén operando, además de hacer caso a las especificaciones de operación de la máquina, para que tenga un buen funcionamiento ya que este fenómeno, cuando ocurre, como ya lo hemos estudiado, daña la máquina (bomba o turbina según sea el caso) y la tubería hasta dejarla inservible y esto implica inversiones económicas, ya que se tendrá que sustituir todo el equipo por uno nuevo.

Para el desarrollo de este proyecto en particular desde el armado de la estructura de soporte, la bomba, tubería, se obtuvieron del mismo laboratorio de termofluidos, en buenas condiciones, así como los elementos de medición y arranque que nos fueron de gran utilidad. La bomba no se encontraba en sus condiciones más óptimas de funcionamiento, aun así se desarrollo esté proyecto de manera satisfactoria y funcional para que el alumno tenga una idea más clara acerca de esté fenómeno y sus características que es el objetivo principal de este proyecto y demostrar que cuando se quiere alcanzar una meta se puede lograr sin importar las limitaciones para este fin: ***“el fin justifica los medios”***.

APENDICES

APENDICE 1 MAGNITUDES Y UNIDADES FUNDAMENTALES EN EL SI

Magnitud Fundamental	Unidad Fundamental	
	Nombre	Símbolo
Masa	kilogramo	kg
Longitud	metro	m
Tiempo	segundo	s
Intensidad de corriente eléctrica	Amperio	A
Temperatura	Kelvin	K
Intensidad luminosa	candela	cd
Cantidad de sustancia	mol	mol

APENDICE 2 UNIDADES DE ENERGIA

Unidad	J(Nm, Ws)	Kp*m	kcal	kW*h	CV*h	erg
1J(Nm,Ws)	1	0.1019	$2.388 \cdot 10^{-4}$	$2.777 \cdot 10^{-7}$	$3.776 \cdot 10^{-7}$	10^7
1 kp*m	9.806	1	$2.342 \cdot 10^{-3}$	$2.724 \cdot 10^{-6}$	$3.703 \cdot 10^{-6}$	$9.806 \cdot 10^{-7}$
1 kcal	$4.186 \cdot 10^3$	$4.269 \cdot 10^2$	1	$1.163 \cdot 10^{-3}$	$1.581 \cdot 10^{-3}$	$4.186 \cdot 10^{10}$
1 kW*h	$3.6 \cdot 10^6$	$3.670 \cdot 10^5$	$8.598 \cdot 10^2$	1	1.359	$3.6 \cdot 10^{13}$
1 CV*h	$2.647 \cdot 10^6$	$2.7 \cdot 10^5$	$6.324 \cdot 10^2$	0.735	1	$2.647 \cdot 10^{13}$
1 erg	10^{-7}	$0.101 \cdot 10^{-7}$	$2.388 \cdot 10^{-11}$	$2.777 \cdot 10^{-14}$	$3.776 \cdot 10^{-14}$	1

APENDICE 3
FACTORES DE CONVERSION

LONGITUD	
1 pie = 0.3048m	1 Km = 1000 m
1 pulg = 25.4 mm	1 cm = 10 mm
1 mi = 5280 pie	1 m = 1000 mm
1 mi = 1609 Km	
AREA	
1 pie ² = 0.0929 m ²	1 m ² = 10.76 pies ²
1 pulg ² = 645.2 mm ²	1 m ² = 10 ⁶ mm ²
VOLUMEN	
1 pie ³ = 7.48 gal	1 gal = 0.00379 m ³
1 pie ³ = 1728 pulg ³	1 gal = 3.785 L
1 pie ³ = 0.0283 m ³	1 m ³ = 1000 L
	1 gal. Imperial = 1.201gal(EUA)
VELOCIDAD DE FLUJO DE VOLUMEN	
1 pie ³ /s = 449 gal/min	1 gal/min = 3.785 L/min
1 pie ³ /s = 0.0283 m ³ /s	1 L/min = 16.67 * 10 ⁻⁶ m ³ /s
1 gal/min = 6.309 * 10 ⁻⁵ m ³ /s	1 m ³ /s = 60000 L/min
TEMPERATURA	PRESION
$T(^{\circ}C) = [T(^{\circ}F) - 32] \frac{5}{9}$	1 bar = 100 kPa
$T(^{\circ}F) = \frac{9}{5} [T(^{\circ}C)] + 32$	1 bar = 14.5 lb/pulg ²
DENSIDAD	ENERGIA
1 slug/pie ³ = 515.4 kg/m ³	1 lb-pie = 1.356 J
	1 Btu = 10.55 kJ
	1 W-h = 3.60 kJ
PESO ESPECIFICO	
1 lb-pie = 157.1 N/m ³	
POTENCIA	
1 hp = 550 lb-pie/s	1 lb-pie/s = 1.356 W
1 hp = 745.7 W	1 Btu/h = 0.293 W

APENDICE 4
UNIDADES DE POTENCIA

Unidad	W (J/s,Nm/s)	Kp*m/s	Kcal/h	Cal/s	erg/s	CV
1W(J/s,Nm/s)	1	0.1019	0.859	0.238	10^7	$1.359*10^{-3}$
1 kpm/s	9.806	1	8.432	2.342	$9.806*10^7$	$1.333*10^{-2}$
1 kcal/h	1.163	0.1185	1	0.277	$1.163*10^7$	$1.581*10^{-3}$
1 cal/s	4.186	0.4269	3.6	1	$4.186*10^7$	$5.692*10^{-3}$
1 erg/s	10^{-7}	$0.101*10^{-7}$	$8.598*10^{-8}$	$0.238*10^{-7}$	1	$1.359*10^{-10}$
1 CV	$7.354*10^2$	75	$6.324*10^2$	$1.756*10^9$	$7.354*10^2$	1

APENDICE 5
TABLA DE CONVERSION DE UNIDADES DELST AL SI Y VICEVERSA

Unidad	N/m ² =Pa	bar	Kp/cm ² = atm.téc.	atm.nor- mal	Torr	m c.a.	mm c.a.= kp/m ²
1N/m ² =pa	1	10^{-5}	$1.019*10^{-5}$	$0.986*10^{-5}$	$7.550*10^{-2}$	$1.019*10^{-4}$	$1.019*10^{-4}$
1 bar	10^5	1	1.01972	0.986	$75.50*10^2$	$1.107*10$	$1.019*10^3$
1kp/cm ² = 1atm.téc	$0.980*10^5$	0.98067	1	0.967	$7.53*10^2$	10	10^4
1atm.normal	$1.013*10^5$	1.01325	1.0332	1	$7.60*10^2$	$1.033*10$	$1.033*10^4$
1 Torr	$1.33*10^5$	$1.3332*10^{-3}$	$1.36*10^{-3}$	$1.315*10^{-3}$	1	$1.359*10^{-2}$	$1.359*10$
1 m c.a.	$0.980*10^4$	$0.980*10^{-1}$	0.1	$0.967*10^{-1}$	$7.35*10$	1	10^3
1mm c.a.= 1 kp/m ²	9.8067	$0.980*10^{-4}$	10^{-4}	$0.967*10^{-4}$	$7.35*10^{-2}$	10^{-3}	1

APENDICE 6
 PRESION DE SATURACION p_s DEL VAPOR DE AGUA A
 DIVERSAS TEMPERATURAS, t_s .

T_s (°C)	P_s (bar)	T_s (°C)	P_s (bar)
10	0,01227	39	0.06991
11	0,013116	40	0.07375
12	0,014014	41	0.07777
13	0,014965	42	0.08198
14	0,015973	43	0.08639
15	0,017039	44	0.09100
16	0,018168	45	0.09582
17	0,019362	46	0.10086
18	0,02062	47	0.10612
19	0,02196	48	0.11162
20	0,02337	49	0.11736
21	0,02485	50	0.12335
22	0,02642	51	0.12961
23	0,02808	52	0.13613
24	0,02982	53	0.14293
25	0,03166	54	0.15002
26	0,0336	55	0.15741
27	0,03564	56	0.16511
28	0,03778	57	0.17313
29	0,04004	58	0.18147
30	0,04241	59	0.19016
31	0.04491	60	0.19920
32	0.04753	61	0.2086
33	0.05029	62	0.2184
34	0.05318	63	0.2286
35	0.05622	64	0.2391
36	0.05940	65	0.2501
37	0.06274	66	0.2615
38	0.06624	67	0.2733

APENDICE 7
PROPIEDADES DEL AGUA A VARIAS
ALTITUDES

Altitud m	Presión barométrica en mmHg	Atmósferas	Punto de ebullición °C
-305	787.4	1.07	109
-152.5	774.7	1.05	105
0 (anm)	759.5	1.03	100
305	734	1.0	99
457.5	718.8	0.98	98.5
610	706.1	0.96	98
1220	655.3	0.89	96
1830	609.6	0.93	94
2440	563.9	0.77	92
3050	523.2	0.71	90
4575	429.3	0.58	84.5

APENDICE 8
PROPIEDADES DEL AGUA, SI(101 Kpa abs)

Temperatura (°c)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (Kg/m ³)	Viscosidad dinámica μ (Pa*s ó N*s/m ²)	Viscosidad cinemática v (m ² /s)
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.0×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.0×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.5×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

APENDICE 9
PROPIEDADES DEL AIRE A PRESION ATMOSFERICA

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Peso específico γ (N/m ³)	Viscosidad dinámica μ (Pa*s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
-40	1,514	14,85	1,51 * 10 ⁻⁵	9.98 * 10 ⁻⁶
-30	1,412	14,24	1.56 * 10 ⁻⁵	1.08 * 10 ⁻⁵
-20	1,394	13,67	1.62 * 10 ⁻⁵	1.16 * 10 ⁻⁵
-10	1,341	13,15	1,67 * 10 ⁻⁵	1,24 * 10 ⁻⁵
0	1,292	12,67	1.72 * 10 ⁻⁵	1.33 * 10 ⁻⁵
10	1,247	12,23	1.77 * 10 ⁻⁵	1.42 * 10 ⁻⁵
20	1,204	11,81	1.81 * 10 ⁻⁵	1.51 * 10 ⁻⁵
30	1,164	11,42	1.86 * 10 ⁻⁵	1.60 * 10 ⁻⁵
40	1,127	11,05	1.91 * 10 ⁻⁵	1.69 * 10 ⁻⁵
50	1,092	10,71	1.95 * 10 ⁻⁵	1.79 * 10 ⁻⁵
60	1,060	10,39	1.99 * 10 ⁻⁵	1.89 * 10 ⁻⁵
70	1,029	10,09	2.04 * 10 ⁻⁵	1.99 * 10 ⁻⁵
80	0,9995	9,802	2.09 * 10 ⁻⁵	2.09 * 10 ⁻⁵
90	0,972	9,532	2.13 * 10 ⁻⁵	2.19 * 10 ⁻⁵
100	0,9459	9,277	2.17 * 10 ⁻⁵	2.30 * 10 ⁻⁵
110	0,9213	9,034	2.22 * 10 ⁻⁵	2.40 * 10 ⁻⁵
120	0,8978	8,805	2.26 * 10 ⁻⁵	2.51 * 10 ⁻⁵

APENDICE 10
Tamaño de la tubería de succión Vs velocidad de flujo y velocidad

Velocidad de flujo (gal/min)	Velocidad (pies/s)	Tamaño de la tubería (Cal.40)	Velocidad de flujo (L/min)	Velocidad (m/s)
12	1,89	1 1/2	45	0,57
25	2,39	2	95	0,73
35	2,34	2 1/2	130	0,71
50	2,17	3	190	0,66
75	2,43	3 1/2	285	0,74
125	3,15	4	475	0,96
175	2,8	5	660	0,85
250	2,78	6	950	0,85
500	3,21	8	1890	0,98
1000	4,06	10	3800	1,24
1250	3,58	12	4730	1,09
1750	4,15	14	6625	1,26
2500	4,54	16	9450	1,38
3500	5,02	18	13250	1,53

APENDICE 11
DIMENSIONES DE TUBERIA DE COBRE TIPO K

Tamaño nominal pulg	Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	pie	mm	pie ²	m ²
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767 * 10 ⁻⁴	1.642*10 ⁻⁵
1/4	0.375	9.53	0.049	1.245	0.277	0.0231	7.036	4.185*10 ⁻⁴	3.888*10 ⁻⁵
3/8	0.500	12.70	0.049	1.245	0.402	0.0335	10.21	8.814*10 ⁻⁴	8.189*10 ⁻⁵
1/2	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515*10 ⁻³	1.407*10 ⁻⁴
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319*10 ⁻³	2.154*10 ⁻⁴
3/4	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027*10 ⁻³	2.812*10 ⁻⁴
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.410*10 ⁻³	5.017*10 ⁻⁴
1 1/4	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454*10 ⁻³	7.854*10 ⁻⁴
1 1/2	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.196*10 ⁻²	1.111*10 ⁻³
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093*10 ⁻²	1.945*10 ⁻³

APENDICE 12

Factor de Fricción en zona de turbulencia para conductos de acero comercial nuevo y limpio.

Tamaño de conducto nominal (plg)	Factor de fricción, f_T .	Tamaño de conducto nominal (plg)	Factor de fricción, f_T .
1/2	0.027	3	0.018
3/4	0.025	4	0.017
1	0.023	5	0.016
1 1/4	0.022	6	0.015
1 1/2	0.021	8-10	0.014
2	0.019	12-16	0.013
2 1/2	0.018	18-24	0.012

APENDICE 13
DIMENSIONES DE TUBERIAS DE ACERO

Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	pie	mm	pie ²	m ²
1/8	3.18	0.032	0.813	0.061	0.00508	1.549	2.029*10 ⁻⁵	1.885*10 ⁻⁶
		0.035	0.889	0.055	0.00458	1.397	1.650*10 ⁻⁵	1.533*10 ⁻⁶
3/16	4.76	0.032	0.813	0.124	0.01029	3.137	8.319*10 ⁻⁵	7.728*10 ⁻⁶
		0.035	0.889	0.117	0.00979	2.985	7.530*10 ⁻⁵	6.996*10 ⁻⁶
1/4	6.35	0.035	0.889	0.180	0.01500	4.572	1.767*10 ⁻⁴	1.642*10 ⁻⁵
		0.049	1.24	0.152	0.01267	3.861	1.260*10 ⁻⁴	1.171*10 ⁻⁵
5/16	7.94	0.035	0.889	0.243	0.02021	6.160	3.207*10 ⁻⁴	2.980*10 ⁻⁵
		0.049	1.24	0.215	0.01788	5.448	2.509*10 ⁻⁴	2.331*10 ⁻⁵
3/8	9.53	0.035	0.889	0.305	0.02542	7.747	5.074*10 ⁻⁴	4.714*10 ⁻⁵
		0.049	1.24	0.277	0.02308	7.036	4.185*10 ⁻⁴	3.888*10 ⁻⁵
1/2	12.70	0.049	1.24	0.402	0.03350	10.21	8.814*10 ⁻⁴	8.189*10 ⁻⁵
		0.065	1.65	0.370	0.03083	9.40	7.467*10 ⁻⁴	6.937*10 ⁻⁵
5/8	15.88	0.049	1.24	0.527	0.04392	13.39	1.515*10 ⁻³	1.407*10 ⁻⁴
		0.065	1.65	0.495	0.04125	12.57	1.336*10 ⁻³	1.242*10 ⁻⁴
3/4	19.05	0.049	1.24	0.652	0.05433	16.56	2.319*10 ⁻³	2.154*10 ⁻⁴
		0.065	1.65	0.620	0.05167	15.75	2.097*10 ⁻³	1.948*10 ⁻⁴
7/8	22.23	0.049	1.24	0.777	0.06475	19.74	3.293*10 ⁻³	3.059*10 ⁻⁴
		0.065	1.65	0.745	0.06208	18.92	3.027*10 ⁻³	2.812*10 ⁻⁴
1	25.40	0.065	1.65	0.870	0.07250	22.10	4.128*10 ⁻³	3.835*10 ⁻⁴
		0.083	2.11	0.834	0.06950	21.18	3.794*10 ⁻³	3.524*10 ⁻⁴
1 1/4	31.75	0.065	1.65	1.120	0.09333	28.45	6.842*10 ⁻³	6.356*10 ⁻⁴
		0.083	2.11	1.084	0.09033	27.53	6.409*10 ⁻³	5.954*10 ⁻⁴
1 1/2	38.10	0.065	1.65	1.370	0.1142	34.80	1.024*10 ⁻²	9.510*10 ⁻⁴
		0.083	2.11	1.334	0.1112	33.88	9.706*10 ⁻³	9.017*10 ⁻⁴
1 3/4	44.45	0.065	1.65	1.620	0.1350	41.15	1.431*10 ⁻²	1.330*10 ⁻³
		0.083	2.11	1.584	0.1320	40.43	1.368*10 ⁻²	1.271*10 ⁻³
2	50.80	0.065	1.65	1.870	0.1558	47.50	1.907*10 ⁻²	1.772*10 ⁻³
		0.083	2.11	1.834	0.1528	46.58	1.835*10 ⁻²	1.704*10 ⁻³

APENDICE 14
RESISTENCIA DE ACCESORIOS Y VALVULAS

Tamaño de tubo mm	Codo normal 90 ⁰	Codo de radio medio	Codo de radio grande	Codo de 45 ⁰	Te	Válvula de compuerta abierta	Válvula de globo abierta
25.4	0.82	0.70	0.52	0.39	1.77	0.18	8.23
50.8	1.68	1.40	1.06	0.76	3.35	0.36	17.38
76.2	2.47	2.07	1.55	1.16	5.18	0.52	25.92
101.6	3.35	2.77	2.13	1.52	6.71	0.7	33.55
127.0	4.27	3.66	2.71	1.86	8.23	0.88	42.7
152.4	4.88	4.27	3.35	2.35	10.06	1.06	48.8
203.2	6.40	5.49	4.27	3.05	13.11	1.37	67.1
254	7.93	6.71	5.18	3.96	17.08	1.74	88.45
304.8	9.76	7.93	6.1	4.57	20.13	2.04	103.7
355.6	10.98	9.45	7.01	5.18	23.18	2.44	118.95
406.4	12.81	10.67	8.23	5.79	26.53	2.74	131.15
457.2	14.03	12.2	9.15	6.4	30.50	3.11	152.5
508	15.86	13.11	10.37	7.01	33.55	3.66	170.8
609.6	19.21	16.16	12.2	8.54	42.7	4.27	207.4
914.4	28.67	24.09	18.3	13.11	61.0	6.1	305.0

APENDICE 15
DIMENSIONES DE TUBOS DE ACERO CALIBRE 40

Tamaño nominal en pulg.	Diámetro Exter.		Grosor de la pared		Diámetro Interior			Área de flujo	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	pie	mm	pie ²	m ²
1/8	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000394	3.66*10 ⁻⁵
¼	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000723	6.717*10 ⁻⁵
3/8	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.00133	1.236*10 ⁻⁴
½	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.00211	1.960*10 ⁻⁴
¾	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0657	20.9	0.00370	3.437*10 ⁻⁴
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006	5.574*10 ⁻⁴
1 ¼	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.01039	9.653*10 ⁻⁴
1 ½	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.01414	1.314*10 ⁻³
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.02333	2.168*10 ⁻³
2 ½	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.03326	3.09*10 ⁻³
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.05132	4.768*10 ⁻³
3 ½	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.06868	6.381*10 ⁻³
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.08840	8.213*10 ⁻³
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.0139	1.291*10 ⁻²
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.2006	1.864*10 ⁻²
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6351	202.7	0.3472	3.216*10 ⁻²
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.02	0.8350	254.5	0.5479	5.09*10 ⁻²

APENDICE 16
DIMENSIONES DE TUBOS DE ACERO CALIBRE 80

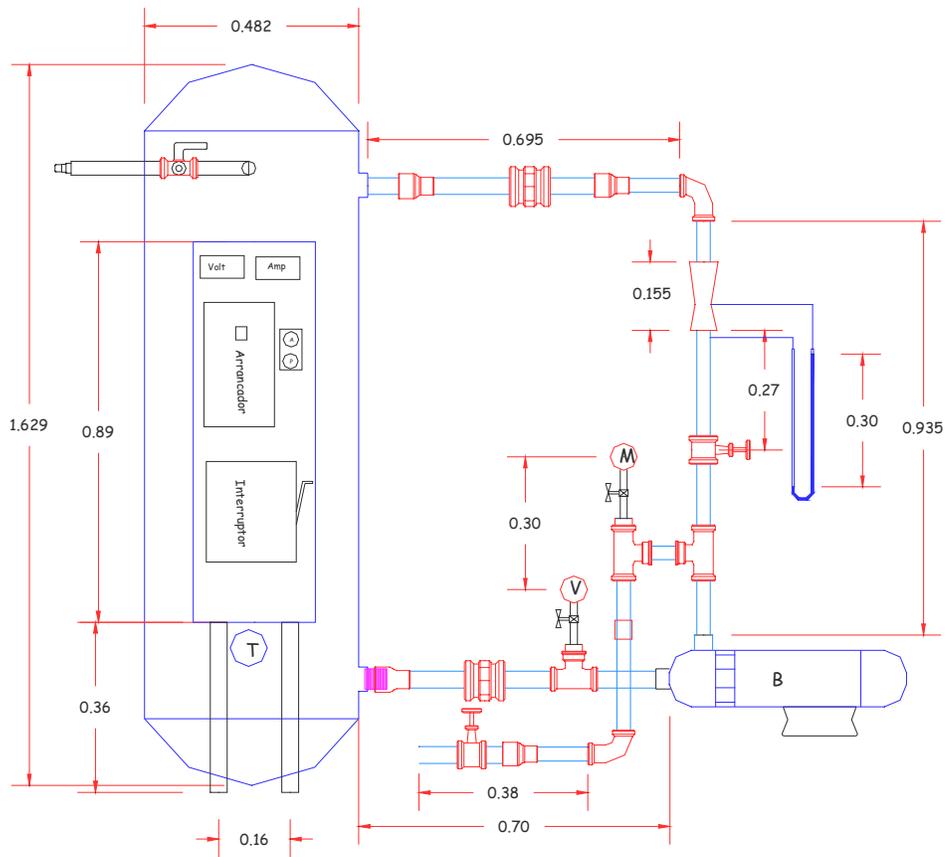
Tamaño nominal en pulg.	Diámetro exterior		Grosor de la pared		Diámetro interior			Área de flujo	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	pie	mm	pie ²	m ²
1/8	0.405	10.3	0.095	2.41	0.215	0.01792	5.5	0.000253	2.350*10 ⁻⁵
1/4	0.540	13.7	0.119	3.02	0.302	0.02517	7.7	0.000497	4.617*10 ⁻⁵
3/8	0.675	17.1	0.126	3.20	0.423	0.03525	10.7	0.000976	9.063*10 ⁻⁵
1/2	0.840	21.3	0.147	3.73	0.546	0.04550	13.9	0.001625	1.510*10 ⁻⁴
3/4	1.050	26.7	0.154	3.91	0.742	0.06183	18.8	0.00300	2.787*10 ⁻⁴
1	1.315	33.4	0.179	4.55	0.957	0.07975	24.3	0.00499	4.636*10 ⁻⁴
1 1/4	1.660	42.2	0.191	4.85	1.278	0.1065	32.5	0.00891	8.278*10 ⁻⁴
1 1/2	1.900	48.3	0.200	5.08	1.500	0.1250	38.1	0.01227	1.140*10 ⁻³
2	2.375	60.3	0.218	5.54	2.939	0.1616	49.3	0.02051	1.905*10 ⁻³
2 1/2	2.875	73.0	0.276	7.01	2.323	0.1936	59.0	0.02944	2.735*10 ⁻³
3	3.500	88.9	0.300	7.62	2.900	0.2417	73.7	0.04590	4.264*10 ⁻³
3 1/2	4.000	101.6	0.318	8.08	3.364	0.2803	85.4	0.06174	5.736*10 ⁻³
4	4.500	114.3	0.337	8.56	3.826	0.3188	97.2	0.07980	7.419*10 ⁻³
5	5.563	141.3	0.375	9.53	4.813	0.4011	122.3	0.1263	1.173*10 ⁻²
6	6.625	168.3	0.432	10.97	5.761	0.4801	146.3	0.1810	1.682*10 ⁻²
8	8.625	219.1	0.500	12.70	7.625	0.6354	193.7	0.3174	2.949*10 ⁻²
10	10.750	273.1	0.593	15.06	9.564	0.7970	242.9	0.4986	4.632*10 ⁻²

NOMENCLATURA UTILIZADA

D, d	Diámetro
F	Fuerza, superficie
F_i	Fuerza de inercia
F_A	Empuje hacia arriba
F_p	Fuerza debido a la presión
g	Aceleración de la gravedad
H	Altura total (constante de Bernoulli), altura efectiva (bomba), altura neta (turbina).
H_b	Altura bruta, altura suministrada por una bomba a un fluido.
H_d	Altura dinámica
H_p	Altura de presión
H_r	Energía perdida por rozamiento
H_{r-ext}	Pérdidas exteriores a una máquina
H_{r-int}	Pérdidas interiores de una máquina
H_{rp}	Pérdidas primarias
H_{rs}	Pérdidas secundarias
H_{r1-2}	Pérdidas por rozamiento entre las secciones 1 y 2 (succión y descarga)
H_s	Altura de suspensión o de succión
H_u	Altura intercambiada en el rodete, altura teórica (bomba), altura útil (turbina)
h	Altitud, altura piezométrica
I	Momento de inercia
n	Número de revoluciones
n_q	Número específico de revoluciones en función del caudal
n_s	Número específico de revoluciones en función de la potencia
n_v	Número específico de revoluciones en marcha en vacío
P	Potencia útil (bomba), potencia teórica (turbina)
P_a	Potencia en el eje
P_i	Potencia interna
P_e	Potencia eléctrica
p	Presión

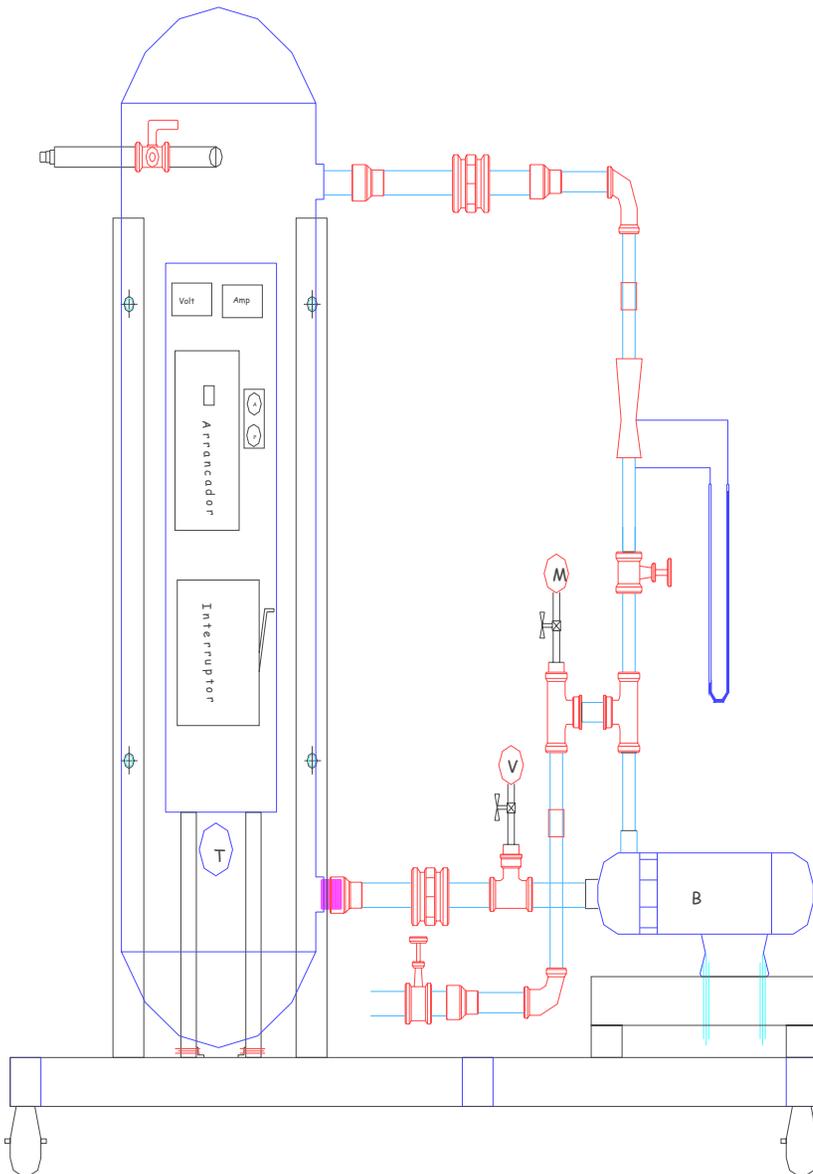
p_a Presión absoluta
 p_{atm} Presión atmosférica, ambiente o barométrica
 p_{rel} Presión relativa
 p_s Presión de saturación del vapor
 $p_{s.a}$ Presión de succión absoluta
 Q Caudal volumétrico
 Q_i Caudal instantáneo
 Q_t Caudal teórico
 Q_u Caudal unitario
 q_e, q_i Pérdidas exteriores e interiores de caudal
 R, r Radio
 R_h Radio hidráulico
 SI Sistema internacional de unidades
 ST Sistema teórico de unidades
 T° Temperatura
 T, t Tiempo
 t_s Temperatura de saturación del vapor
 V Volumen
 v Velocidad
 v' Velocidad teórica
 \bar{W} Peso, arrastre, trabajo
 w Velocidad relativa
 α Aceleración
 β Coeficiente, constante, ángulo
 γ Peso específico
 δ Densidad relativa, espesor de la capa límite, espesor de una tubería
 ζ Coeficiente de pérdidas secundarias
 ζ_t Coeficiente total de pérdidas
 η_h Rendimiento hidráulico
 η_m Rendimiento mecánico
 η_{tot} Rendimiento total

BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO			
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN			
TESIS: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION			
ALUMNO: HUGO JOEL LOZANO ALEJO			
ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ			
FECHA: 2006	ESC: 1:25	ACOR: mm	DIBUJO: H.J.L.A
PLANO: TANQUE-BOMBA			REVISO: ING. J.A.S.G

BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION



NOMENCLATURA

ELEMENTOS DE ENTRADA

- VACUOMETRO D=1 1/2 Plg (0-76 cmHg, 0-30 plgHg)
- TUERCA UNION D=1 1/2
- REDUCCIONES TIPO CAMPANA D=2-1 1/2Plg
- VALVULA DE PASO PARA LLENADO D=1/2 plg
- VALVULA TIPO AGUJA D=1/4 plg
- TE D=1 1/2 plg

ELEMENTOS DE MEDICION Y ARRANQUE

- TERMOMETRO BIMETALICO
- AMPERIMETRO 0-30 Amp
- VOLTMETRO 0-300 Volts
- ARRANCADOR MAGNETICO Y ESTACION DE BOTONES
- INTERRUPTOR DE SEGURIDAD DE 30 Amp

ELEMENTOS DE SALIDA

- MANOMETRO D=1 1/4 plg (0-7 Kg/cm2, 0-100 Lb/plg2)
- VENTURI D1=1 1/4 plg, D.Garganta=1 plg, Hg=0.3m
- 3 CODOS DE 90° D=1 1/4 Plg
- 2 TES D=1 1/4 plg
- 2 VALVULAS DE COMPUERTA D=1 1/4 Plg
- REDUCCIONE TIPO CAMPANA D=2-1 1/2Plg
- 2 COPLES D=1 1/4 plg
- 2 REDUCCIONES TIPO CAMPANA D=1 1/2-1 1/4 plg
- TUERCA UNION D=1 1/2

DATOS DE LA BOMBA

D.Suc.=1 1/2 Plg
 D.Desc.=1 1/4 Plg
 TIPO: 1LA22313-2YK3
 POTENCIA, 7.5 H.P. 60 Hz
 AMP: 20.2 Amp/10.1 Amp
 3500 rpm
 FACTOR DE SERVICIO, 1.0
 TEMPERATURA AMBIENTE 40°C
 INC. TEMPERATURA 80°C
 PESO 70 Kg

DATOS DEL TANQUE

CAPACIDAD 302 Lts
 NUMERO DE SERIE NB302AE
 PESO 110 Kg
 LONG. TOTAL 162.9 cm
 DIAMETRO 48.2 cm
 FAC. DE SEC. 64
 FAC. DE CORROSION 104

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

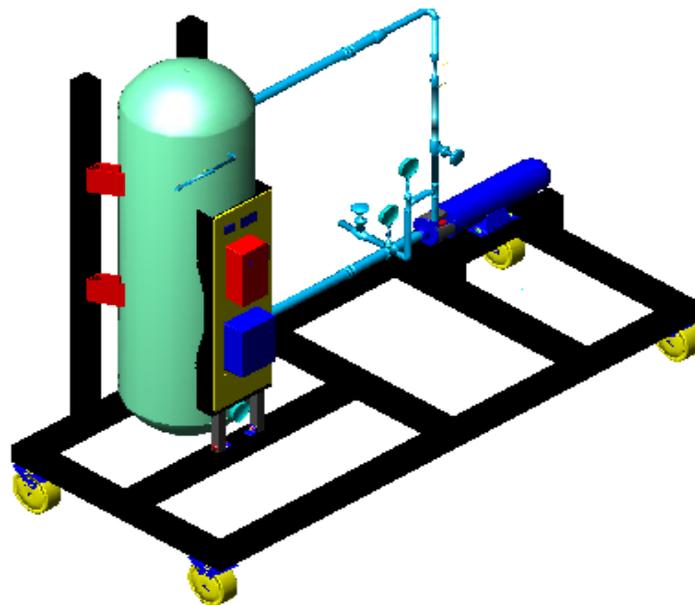
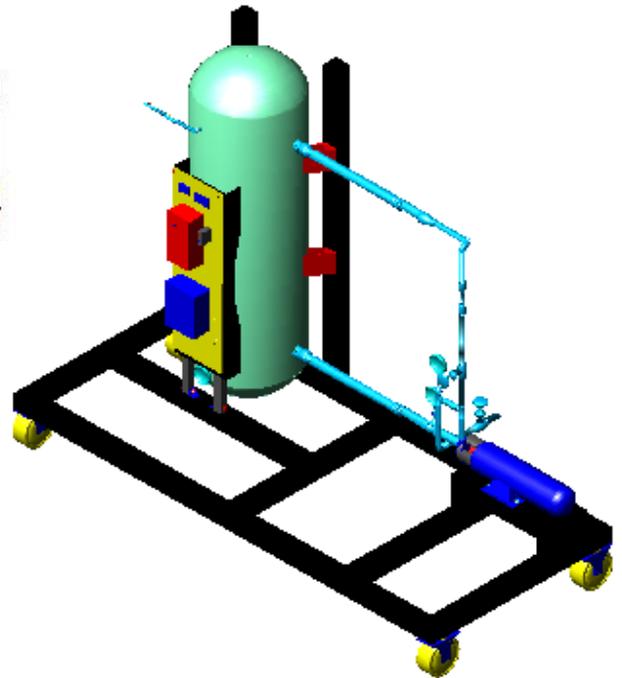
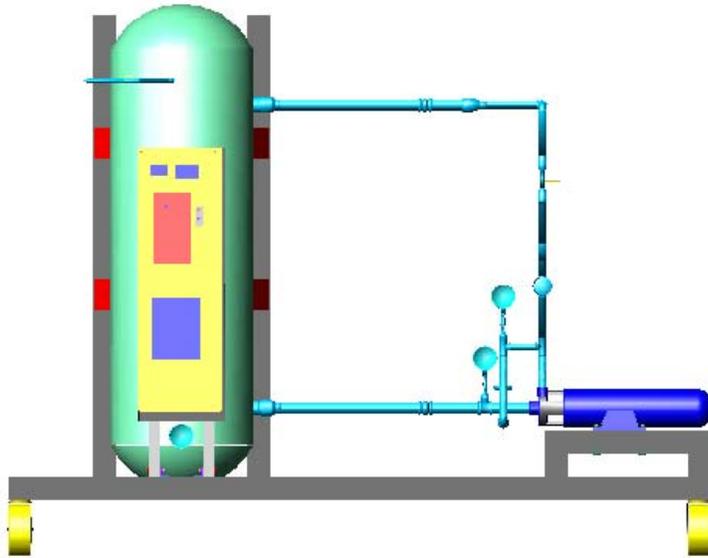
TITULO:
 DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION

ALUMNO: HUGO JOEL LOZANO ALEJO

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ

FECHA: 2006 ESC: ACOF. mm ESTILO: H.L.L.A.

PLANO: CONJUNTO REVISOR: ING. J.A.S.G.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

TESIS: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CAVITACION

ALUMNO: HUGO JOEL LOZANO ALEJO

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ

FECHA: 2006

ESCALA:

ACOT: mm

DIBUJO: H.J.L.A

PLANO:

VISTAS 3D

REVISO: ING. J.A.S.G

GALERIA DE FOTOS



BIBLIOGRAFIA

- MECANICA DE FLUIDOS APLICADA
Robert L. Mott
4ta.Edición
Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.
- MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS
Claudio Mataix
2da. Edición
Ediciones del Castillo S.A.
- TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS
Principios Fundamentales
Ing. Manuel Polo Encinas, M.C.
3ra. Edición
Editorial Limusa
- BOMBAS
Su Selección y Aplicación
Tyler G. Hicks, BME
Edición 22
Compañía Editorial Continental S.A de C.V.
- BOMBAS
Teoría, Diseño y Aplicaciones
Ing. Manuel Viejo Zubicaray
2da. Edición
Editorial Limusa
- MECANICA DE FLUIDOS
Bernard Stanford Massey, Ph. D.
Compañía Editorial Continental S.A de C.V.
- MECANISMOS HIDRAULICOS
Pedro Egea Gil
3ra. Edición
Ed. Gustavo Gili, S.A.

- VALVULAS: SELECCIÓN, USO Y MANTENIMIENTO
Richard W. Greene
2da. Edición
Ed. Mcgraw Hill
- CURSO DE MAQUINAS HIDRAULICAS
Miguel Reyes Aguirre
Editorial Alfaomega 1993
- <http://www.monografias.com/trabajo15/bombas/bombas.html>
- http://www.html.rincondelvago.com/cavitación_3html
- <http://www.wanadoo.con./bombascentrifugas/bombas.html>