



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
Instituto de Ingeniería

Prevención de cavitación en bombas centrífugas

TESIS PROFESIONAL
para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

AREA

Termoenergía

PRESENTA:

JONATHAN IVAN GUADARRAMA OROZCO



DIRECTOR DE TESIS

M. en I. Eduardo Antonio Rodal Canales

Ciudad Universitaria, México, 21 de Marzo de 2012

Dedicatorias y Agradecimientos

A ti, mi único y verdadero Dios Jesucristo, poderoso rey de reyes, te dedico y agradezco mi vida y cada logro alcanzado en la misma, porque sé que sin tú voluntad, nada existe.

“El principio de la sabiduría es el temor de Jehova, los insensatos desprecian la sabiduría y la enseñanza”

Proverbios 1:7

Agradecimientos

Te agradezco mi Dios por la vida y compañía de mi mamá por el gran amor, enseñanzas y consejos.

Así también mi Señor por la vida, compañía y consejería de mi papá.

Por la compañía de mis hermanas: Ingrid, gracias por enseñarme el significado de la fortaleza y determinación, Jesy, en ti he aprendido que no existen imposibles y el valor de la familia, Katy, en ti he aprendido lo dulce y amoroso que puede tener la vida.

Por el amor y apoyo incondicional de mi princesa Karla, quien es y será la mujer de mi vida.

Por la guía y ayuda que me brindó el Maestro Eduardo para lograr este objetivo.

A Ricardo que me ha brindado su sincera amistad y apoyo.

Agradezco a la UNAM por ser mi hogar durante toda mi estadía en esta primera etapa de crecimiento profesional.

Contenido

PREFACIO

Marco Teórico

CAPÍTULO 1

Orígenes de la formación de cavitación

1.1 Cavitación.....	5
1.2 Resistencia a la tracción y la nucleación	8
1.3 Regímenes de cavitación en una bomba centrífuga.....	9
1.3.1 Régimen Estable.....	9
1.3.2 Régimen Inestable	10
1.3.3 Régimen Transitorio.....	10

CAPITULO 2

Zonas de daño por cavitación en bombas centrífugas

2.1 Localización del daño en el impulsor	13
2.2 Erosión a la entrada del álabe en el lado de baja presión.	15
2.3 Erosión en el cubre álabes del impulsor	16
2.4 Erosión en el eje del impulsor y en la raíz del álabe	17
2.5 Erosión a la entrada del alabe del lado de alta presión del impulsor.....	17
2.6 Erosión en el lado de alta presión del álabe a la salida del impulsor.	18
2.7 Erosión en la punta del álabe a la salida del impulsor.....	19
2.8 La proporción de daño por cavitación	20

CAPITULO 3

Fundamentos de la dinámica de los fluidos incompresibles

3.1 Conservación de la masa	22
3.2 Ecuación de impulso y cantidad de movimiento o ecuación de <i>momentum</i>	23
3.3 Ecuación de la energía.....	24
3.4 Energía y potencia	26
3.5 Eficiencia	29
3.6 Tubo Venturi	29

CAPITULO 4

Análisis de la dinámica de una partícula dentro de un impulsor

4.1 Ecuación de Euler	33
-----------------------------	----

CAPITULO 5

Parámetros de diseño y selección de las bombas centrífugas

5.1 Velocidad específica en bombas	42
5.2 Clasificación de la velocidad específica por el tipo de bomba.....	44
5.2.1 Impulsor tipo Radial.....	44
5.2.2 Impulsor tipo Francis	44
5.2.3 Impulsor tipo Flujo Mixto	45
5.2.4 Impulsor tipo Hélice.....	46
5.2.5 Impulsor de Doble Succión o Aspiración Bilateral.....	46
5.2.6 Velocidad Específica Para Escalonamientos Múltiples	46

CAPITULO 6

Carga de succión positiva neta (CSPN)

6.1 Carga de Succión Positiva Neta.....	47
6.2 Punto mínimo de presión en el interior de una bomba.....	50
6.3 Determinación de la CSPN_r	52

CAPITULO 7

Métodos para la detección de cavitación en bombas centrífugas

7.1 Valorando la CSPN	54
7.2 Métodos para definir la $CSPN_r$	54
7.3 Propiedades del líquido bombeado.....	56
7.4 Los límites de incertidumbres en las mediciones	57
7.5 Requerimientos esenciales para una prueba	57
7.6 Procedimiento de prueba a $CSPN_{3\%}$	57
7.7 Prueba de $CSPN_{3\%}$ con Nivel de calidad C.....	60
7.8 Prueba de $CSPN_{3\%}$ con Nivel de calidad B.....	61
7.9 Procedimiento de prueba a $CSPN_{4mm}$	62
7.10 Prueba de $CSPN_{4mm}$ con Nivel de calidad B.....	63
7.11 Coeficiente de Thoma (Sigma).....	64

CAPITULO 8

Análisis teórico de una bomba centrífuga de 1 hp

8.1	Calculo de la Carga Teórica de Euler a una bomba de 1 hp.....	65
8.2	Medición de Caudal por Tubo Venturi.....	73

CAPITULO 9

Ensayo de susceptibilidad a cavitación de la bomba centrífuga de 1 hp

9.1	Descripción del laboratorio de pruebas	77
9.2	Carga de una bomba centrífuga de 1 hp a caudal nulo.....	79
9.3	Calculo de la $CSPN_d$	84
9.4	Determinación del $CSPN_{3\%}$	86
9.5	Cálculo de la Carga de Succión Positiva Neta Realmente Requerida $CSNR_R$	93

CAPITULO 10

Criterios y recomendaciones para la prevención de erosión por cavitación

10.1	Energía de Succión	95
10.2	Región de operación permitida.....	97
10.3	Operación de una bomba cuando experimenta recirculación en la succión.....	99
10.4	Energía de succión.....	101
10.4.1	Baja energía de succión.....	103
10.4.2	Alta energía de succión	103
10.4.3	Muy alta energía de succión.....	104
10.5	La relación de margen de $CSPN$	106
10.6	El factor de confianza en el margen de $CSPN$	109
10.7	La relación de margen de $CSPN_d$ como función del $CSPN_r$	110
10.9	Inductores	112
10.10	Resistencia a la cavitación de distintos materiales	113

CONCLUSIONES.....	117
-------------------	-----

FIGURAS	118
---------------	-----

TABLAS.....	120
-------------	-----

BIBLIOGRAFIA	121
--------------------	-----

PREFACIO

Marco Teórico

La Cavitación es un fenómeno físico asociado a la formación y colapso de burbujas de vapor de un líquido y puede presentarse en los alabes del impulsor de una bomba centrífuga o en el rodete de una turbina hidráulica. Su presencia resulta inconveniente en el funcionamiento normal de las máquinas hidráulicas debido a que por una parte interfiere con el espacio disponible para la conducción del líquido y por otra provoca daño por erosión en algunos de sus elementos internos.

Dentro de la mecánica de fluidos, el tema asociado a la cavitación tiene gran interés ya que su estudio contribuye a garantizar que las máquinas hidráulicas operen adecuadamente sin su presencia.

En las últimas décadas las mejoras en la tecnología de materiales y en las herramientas que describen la mecánica de fluidos han permitido un avance importante en el diseño hidrodinámico de las máquinas, lo cual, sumado a los esfuerzos por abatir los costos de fabricación, han llevado a desarrollar equipos más pequeños que utilizan mayores velocidades tanto de giro como de propio flujo interno. Lo anterior ha incrementado la susceptibilidad de las máquinas a cavitación, por lo que se debe poner especial atención a este efecto, sobre todo en aquellas máquinas que inevitablemente operen lejos de su condición de diseño.

Cuando una persona se encuentra ante el problema de seleccionar una máquina para una instalación dada, generalmente recurre a aquella que le brinde el mayor rendimiento con la menor inversión inicial. No obstante deberán tomar en cuenta otros aspectos tales como el tipo de líquido que va a utilizar, la forma en que se le planea operar, la topografía donde se piensa colocar dicha instalación y el grado de confiabilidad en el bombeo que va a requerirse. Esto aunado al tema de cavitación, señalará los límites prácticos que deben considerarse al seleccionar el tamaño y la velocidad de giro de la bomba.

Esta tesis se orientó para dar un panorama general sobre el fenómeno de cavitación asociado a las bombas centrífugas, su mecánica y los últimos avances en investigación sobre el tema. Además, pretende servir de guía de diseño, presentando los diferentes coeficientes que caracterizan al fenómeno y que influyen en la selección de una bomba, contribuyendo de esta manera, a la correcta operación de un sistema de bombeo.

CAPÍTULO 1

Orígenes de la formación de cavitación

1.1 Cavitación

La cavitación es un proceso físico que se produce en un líquido y que consiste en la formación de cavidades o bolsas de vapor debido a un descenso en la presión que alcanza a la presión de vaporización. Aunque se asemeja a la ebullición en el hecho de que se produce vapor, conviene señalar que en la cavitación el mecanismo es diferente. Analizando la comparación entre cavitación y ebullición, la formación de vapor en ésta última requiere de la introducción de calor, en cambio la cavitación está asociada a la reducción de presión a temperatura constante. Así en la, mientras que por ebullición se cruza la línea líquido/vapor horizontalmente, aumentando la temperatura, la cavitación se origina por la reducción de presión, originada por la línea vertical que cruza la línea líquido/vapor (1).

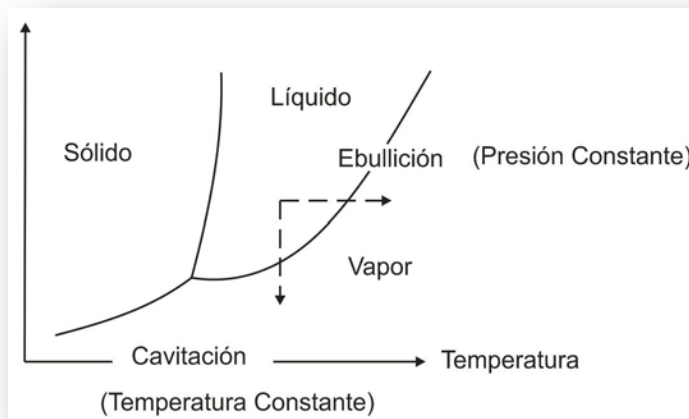


Figura 1.- Diagrama P-T

Por tanto, la condición física fundamental para la aparición de cavitación es la caída de presión hasta la presión de vapor del fluido en cuestión.

Diversos líquidos tienen diferentes presiones de vaporización. La Tabla 1 (1) muestra la presión de vaporización de algunos líquidos a 15.55°C que frecuentemente se utilizan en los procesos industriales.

Presión de Vaporización a 15.55°C en Kg/cm² absolutos	
Amoniaco	7.734
Propano	7.382
Butano	1.828
Pentano	0.492
Keroseno	0.211
Agua	0.0211

Tabla 1.- Presión de vaporización en algunos fluidos.

En nuestro caso nos referiremos particularmente al agua, ya que el comportamiento de las bombas generalmente se describe utilizando a este fluido. La hidráulica es la disciplina que se encarga de estudiarla. Comúnmente la cavitación en las máquinas hidráulicas es producida por caídas de presión que pueden ser originadas por la acción dinámica del movimiento, consecuencia de una alta velocidad relativa de un líquido alrededor de un obstáculo sólido (hélices, submarino...) o en el interior de dispositivos donde ocurra una disminución de sección en un conducto con caudales elevados. Ejemplos de tales dispositivos pueden ser la tobera convergente-divergente (denominado Venturi) las placas orificio para aforo, las válvulas para control de flujo (cuando estas son operadas con aperturas pequeñas), etc.

Otro caso típico de cavitación aparece cuando se provoca una separación del flujo adyacente a una superficie por una perturbación de una superficie convexa. Si la presión sobre el extremo de dicha perturbación tiende a ser menor en proporción al incremento local de velocidad, la cavitación aparecerá si la presión en el punto de separación alcanza valores suficientemente bajos como para formar burbujas de vapor y cuando éstas aparecen serán arrastradas corriente abajo, ingresando a una zona de presión más alta y por tanto el vapor se condensara provocando que las burbujas colapsen. Durante el colapso, las burbujas tienden a rebotar y formarse de nuevo aunque con menor tamaño, repitiendo el proceso hasta desaparecer. Este efecto puede producirse muchas veces cada segundo.

Las burbujas de vapor usualmente colapsan muy rápidamente, cuando avanzan a cualquier región que esté por encima de la presión de vapor, esto se debe a que al aumentar la

presión, el vapor se condensa y la tensión superficial que conforma la burbuja tiende a hacerla desaparecer.

Entre las consecuencias o fenómenos indeseables que produce la cavitación, se encuentra la pérdida de material, este efecto es puramente físico y de naturaleza similar al conocido como erosión. El mecanismo de daño es producido por fatiga del material en las superficies expuestas. Presiones del orden de 10^4 atm (10332.27 Kg/cm^2) han sido estimadas durante el colapso de una burbuja (2). Todo material expuesto al colapso de burbujas puede ser dañado (los metales, el cuarzo, el concreto, etc.) si es sometido a este efecto por un tiempo suficientemente largo. Por ejemplo, en el acero al carbón se requieren miles de horas de este tipo de exposición para experimentar daños apreciables.

Otros efectos que se observan asociados al fenómeno son el ruido y la vibración, las máquinas o dispositivos que se encuentran cavitando, por lo general generan un ruido de amplio espectro con emisión en frecuencias que resultan audibles. Así mismo, ciertos niveles de vibración puede asociarse a un nivel alto de cavitación.

En las turbo-máquinas hidráulicas se estudia la susceptibilidad a cavitación con el fin de garantizar que las condiciones de operación la eviten. De esta forma, para diseñar un sistema de bombeo de acuerdo a ciertos requerimientos, la selección óptima de la bomba definirá los factores que marcarán el límite más bajo para el tamaño a utilizar o bien el límite más alto de velocidad del flujo interior (por ejemplo, la velocidad periférica del impulsor) que deberá emplearse. De común acuerdo, la mayoría de los fabricantes de bombas, utilizan un método indirecto para caracterizar la presencia de cavitación en una instalación, este método consiste en detectar el margen de carga total disponible en la brida de succión de una bomba, por encima de la carga equivalente de la presión de vaporización del líquido bombeado. Dado que esta comparación se realiza respecto a la presión de vaporización, es necesario utilizar una escala de presiones absolutas, de esta manera se define un parámetro conocido como Carga de Succión Positiva Neta (*CSPN*).

Conviene resaltar que la susceptibilidad de una máquina a cavitación aumenta rápidamente con el incremento de la velocidad de la misma, siendo los álabes del impulsor las zonas más

sensibles a este efecto, principalmente en la superficie de baja presión y específicamente en la cercanía del borde de ataque de los mismos.

Operar con niveles de cavitación importantes, por periodos prolongados, dará lugar a daños irreversibles que conviertan al impulsor en un elemento inútil, mucho antes de alcanzar la vida útil de la bomba.

Por tanto, para garantizar un funcionamiento adecuado de la instalación de bombeo, la cavitación debe evitarse o como mínimo mantenerla en niveles que no representen un problema.

1.2 Resistencia a la tracción y la nucleación

La forma en que aparecen las burbujas en el impulsor para producir una cavidad en un líquido puede ser interpretada mediante la analogía de una burbuja que es primeramente estirada y posteriormente desgarrada. Consideremos al líquido como un sólido, al cual se le aplica un esfuerzo de tracción, por tanto la facultad del líquido a soportar el esfuerzo de tracción es llamada resistencia de tracción. La Figura 2 muestra la máxima tensión de tracción teórica que soporta el agua absolutamente pura a diferentes temperaturas (3).

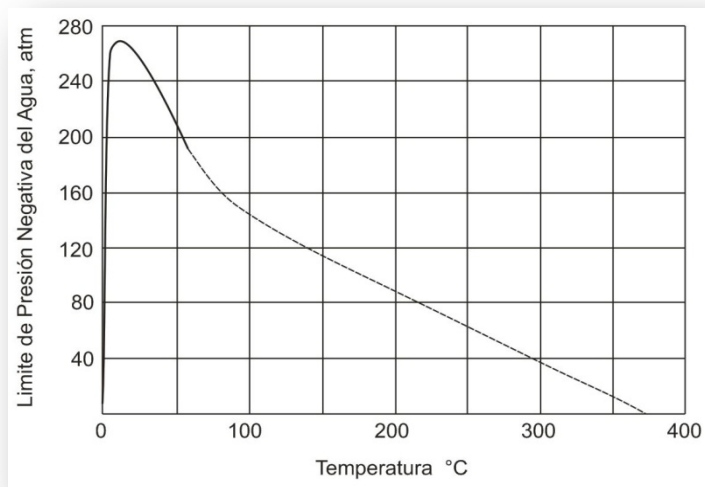


Figura 2.- Límite de presión negativa del agua como función de la Temperatura

Cálculos teóricos de Fisher demuestran que la estructura molecular del agua puede soportar tensiones de hasta 10^3 bares (1019.7 kg/cm^2) a una temperatura de 10°C (agua

absolutamente pura) (4), aunque resultados experimentales, como los de Briggs, mostraron que soportó 277 bares (282.46 kg/cm^2) (3).

Sin embargo, el agua común que es sometida a la presión de vapor generalmente se separa a menor tensión. Por tanto, tomando en cuenta las consideraciones anteriores se llega a la conclusión de que deben existir impurezas presentes en el líquido que inician los puntos de rotura y/o formación de cavidades.

A estos puntos o cavidades se les denomina núcleos de cavitación y son diminutas burbujas adheridas a materiales sólidos en el agua, retenidas en fisuras de la tubería o en gases disueltos en el agua, los cuales han quedado previamente atrapados. Estas impurezas existen normalmente en el agua común y el agua absolutamente pura solo existe en experimentos de laboratorio.

1.3 Regímenes de cavitación en una bomba centrífuga

Si al operar una bomba centrífuga, se redujera el caudal que pasa a través de ella progresivamente, partiendo desde el gasto de diseño (o bien, del Punto de Mejor Eficiencia, *PEM*), hasta el gasto nulo, encontraríamos tres regímenes diferentes posibles de flujo, los cuales se describen como estable, inestable y transitorio (5).

Normalmente las bombas centrífugas deben operar en un régimen estable, sin embargo es conveniente revisar y analizar los regímenes inestable y transitorio para poder diagnosticar algún tipo de cavitación al identificar la posibilidad de que la instalación haya sido diseñada incorrectamente o de que la bomba hubiera estado mal operada.

1.3.1 Régimen Estable

La gran mayoría de los sistemas de bombeo operan bajo un régimen estable, por lo tanto, los casos en que se presenta la cavitación bajo este régimen resultan ser los más frecuentes. En esta condición el flujo a través del impulsor puede considerarse unidireccional, por lo que sí la cavitación existe, ésta se origina a la entrada del álabe, desarrollando progresivamente burbujas de vapor a lo largo del impulsor. La presión a la entrada de la bomba centrífuga en este régimen es prácticamente constante (Figura 3).

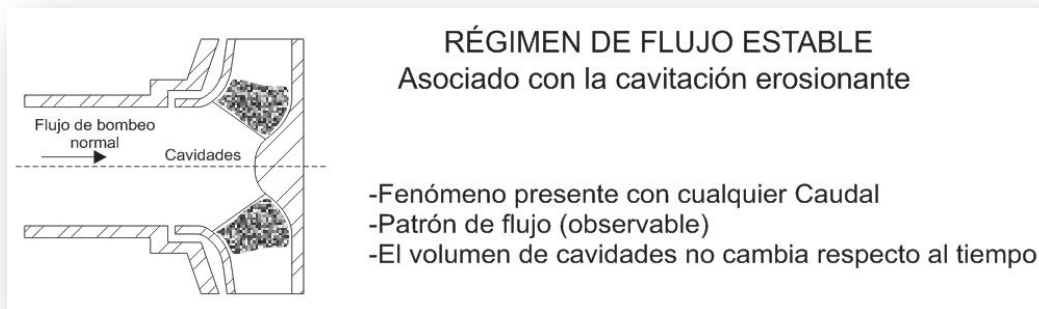


Figura 3.- Caracterización de un régimen estable.

1.3.2 Régimen Inestable

Son pocas las bombas centrífugas que pueden encontrarse operando en esta condición, la cavitación bajo este régimen, usualmente se lleva a cabo por la combinación de poco caudal y una baja carga en la succión. La presencia de cavitación en el régimen inestable está ligada a un fuerte movimiento de recirculación dentro del impulsor y en la tubería de la entrada del mismo, esto induce un movimiento espiral (vórtices) que arrastra las burbujas, las cuales son expulsadas a lo largo de la pared de la tubería antes de volver a entrar al ojo del impulsor. La presión a la entrada de la bomba fluctúa continuamente como consecuencia de la inestabilidad hidráulica del flujo, la cual es muy severa. Esta inestabilidad puede agravarse si la geometría de la tubería de entrada y del impulsor contribuyen a propagar la recirculación del flujo cavitado (Figura 4).

1.3.3 Régimen Transitorio

En el pequeño régimen transitorio no existe flujo intercambiado entre el fluido dentro o cerca del impulsor y el fluido en las cercanías de la tubería. Prácticamente toda la energía puesta en el fluido por el impulsor se convierte en pérdidas por agitación y esto resulta un aumento continuo de temperatura. Cuando la expansión volumétrica es asociada con el aumento de temperatura se ve limitada la presión de entrada. Las recirculaciones periódicas a la entrada del álabe, asociadas con la creciente hidrodinámica inducida ocurren cerca de un caudal nulo. La formación de burbujas y el colapso de las mismas están ligados a la gran cantidad de calor transferido por el impulsor al líquido (Figura 5).

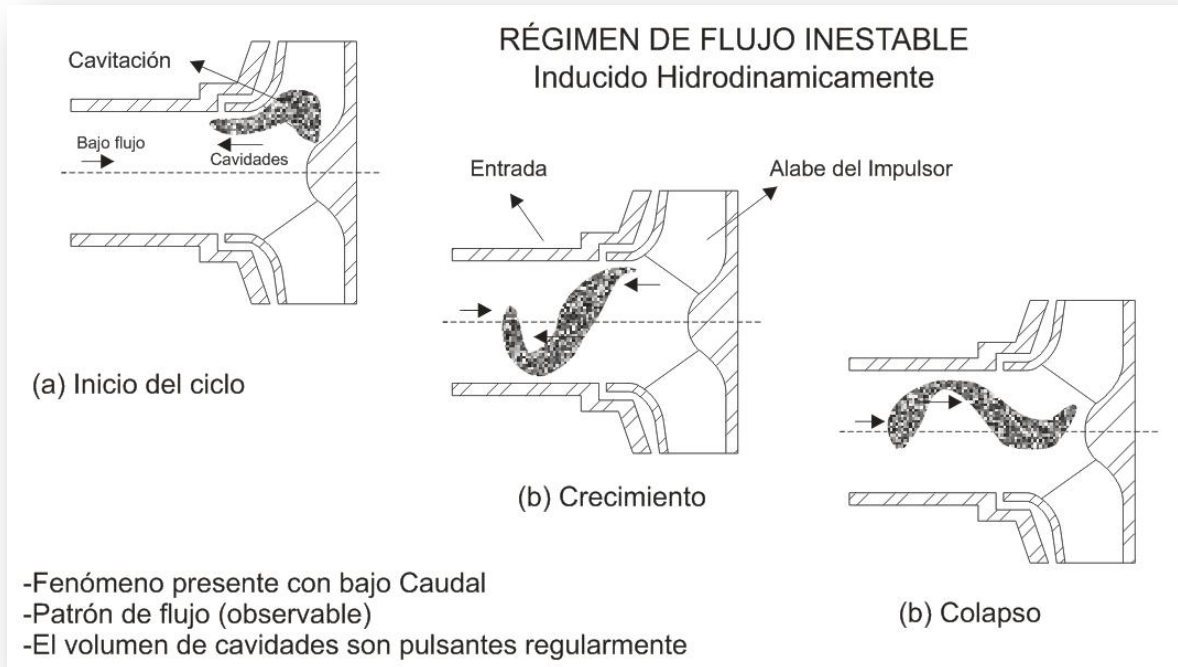


Figura 4.- Caracterización de un régimen inestable.

La disipación de gran cantidad de calor está ligada a la formación de burbujas y al colapso de las mismas, la condensación del vapor se produce al migrar las burbujas a zonas que se encuentran relativamente frías en la tubería de entrada al impulsor.

Este régimen experimenta una presión pulsante que va aumentando en su magnitud con el tiempo, ya que este fenómeno de cavitación está descrito como un efecto termodinámicamente inducido.

La presión de entrada de la bomba que opera en flujo transitorio es creciente y acumulable. Es fácil concluir que la operación a caudales mucho menores al de diseño es inconveniente y deberá evitarse, sin embargo, en algunas ocasiones operar en estas condiciones es inevitable.

Cuando hay cavitación la evidencia que ofrece la región donde ha ocurrido el daño, reflejará si la bomba operó en alguno de los regímenes mencionados.

La erosión por manejo de sólidos abrasivos en suspensión puede presentar un aspecto parecido a la cavitación, sin embargo, las huellas de daño se extienden a lo largo del impulsor en zonas de presión alta, donde las burbujas ya no sobrevivirían.

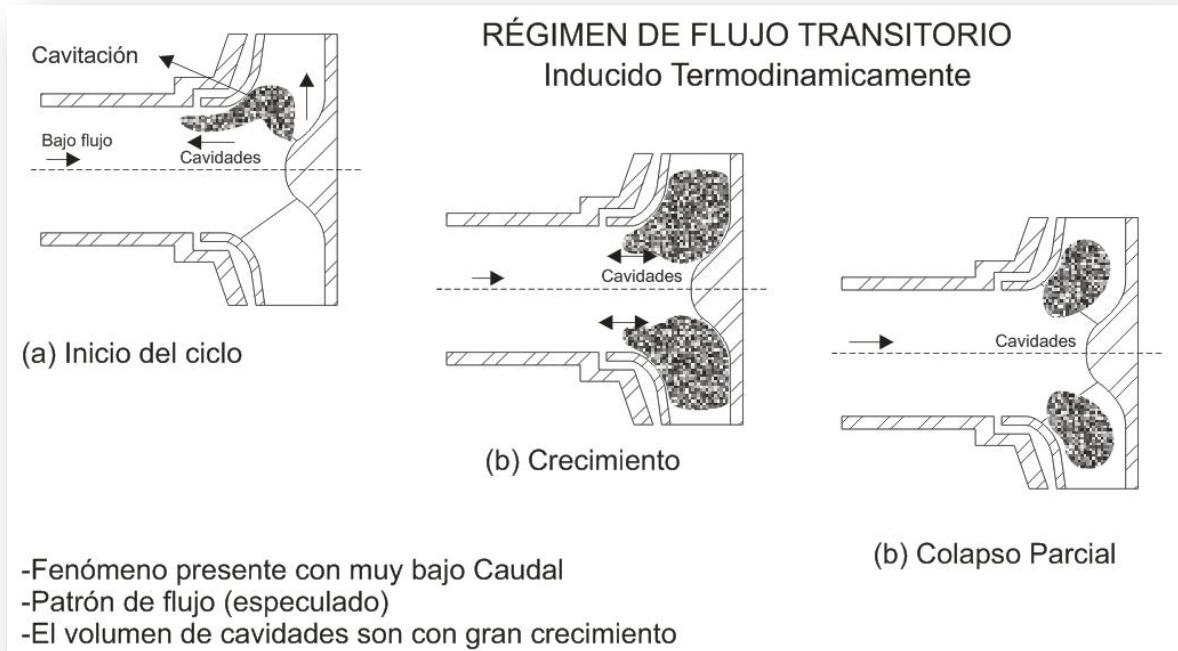


Figura 5.- Caracterización de un régimen transitorio.

CAPITULO 2

Zonas de daño por cavitación en bombas centrífugas

2.1 Localización del daño en el impulsor

Para el caso en que una bomba centrífuga presente daño por cavitación, este daño ocurrirá preferentemente en ciertas zonas. Los siguientes subcapítulos describen su localización para facilitar su diagnóstico. Cuando hablamos del daño ocasionado por cavitación en bombas centrífugas, nos referimos a la erosión o remoción de material en una superficie, debido a fuerzas generadas por el colapso de cavidades de vapor adyacentes a esta (5).

Como ejemplo, la erosión de los elementos internos de la bomba puede llegar a ser tan severa que interfiera con la funcionalidad de la misma, afectando su rendimiento o inclusive poniendo en riesgo su integridad estructural.

Existen varias formas de daño por cavitación encontrados en una bomba centrífuga, entre los que tienen mayor trascendencia, están aquellos que ocurren en el interior del impulsor.

La descripción de estas zonas se muestra en la Figura 6.

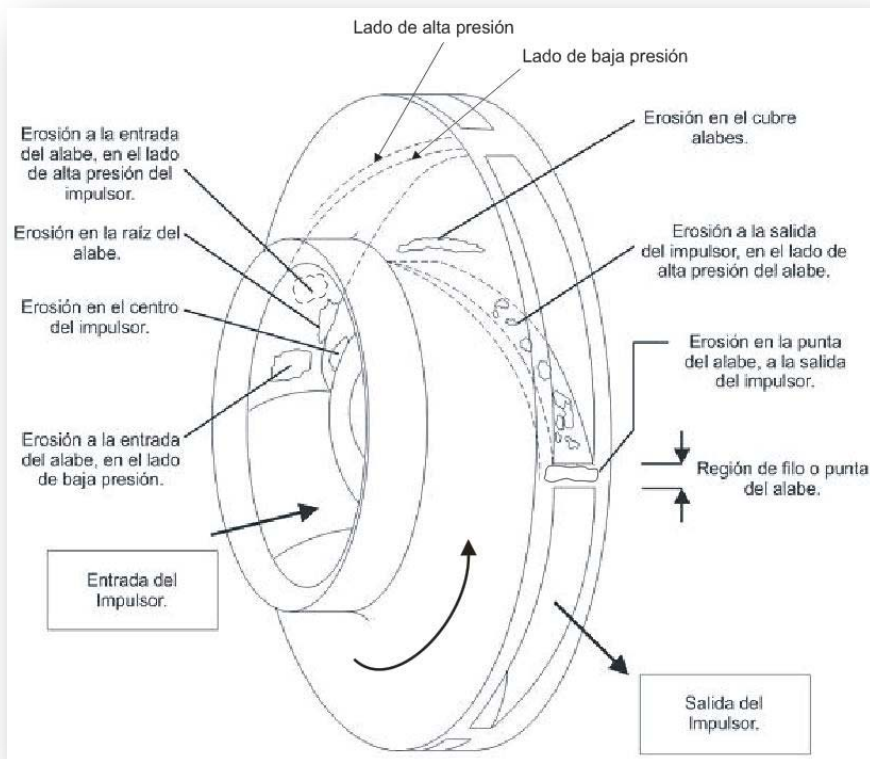


Figura 6.- Zonas de erosión por cavitación

La forma de comprobar si existe daño por cavitación en una bomba centrífuga, consiste en realizar una inspección directa y periódica a su interior. La inspección directa del equipo permite comprobar que la bomba está libre de daño. Si el diseño de la instalación y el modo de operación son adecuados, no debería haber presencia de cavitación, sin embargo, la inspección permitirá hallar cualquier indicio antes de llegar a daños con niveles inaceptables.

Es importante señalar que durante la etapa de pruebas en el laboratorio es posible diseñar un modelo que permita visualizar el interior del impulsor que se encontrara trabajando en condiciones similares a la operación real en la instalación, que consiste en observar en un modelo de forma directa, si bajo las condiciones de operación previstas, existe la formación y colapso de burbujas.

Sin embargo esta es una prueba costosa y además no siempre puede ser implementada. Por esta razón, esta prueba se lleva a cabo solo para aquellas bombas que se requieren garantizar una gran confiabilidad (Ej. Bombas centrífugas en plantas nucleoelectricas).

La Tabla 2 resume las diferentes formas que existen de daños por cavitación asociados a la Figura 6.

EROSIÓN POR CAVITACIÓN		
DAÑOS QUE PRODUCEN DISMINUCIÓN EN EL RENDIMIENTO	CONDICIONES DE OPERACIÓN QUE ES CARACTERISTICA DE LA APARICIÓN DE DAÑO	CARACTERÍSTICAS DE LOS DAÑOS
1. Erosión a la entrada del álabe en el lado de baja presión.	Todas las condiciones.	Daño progresivo por encima del ancho del álabe.
2. Erosión en el cubre álaves del impulsor.	Todas las condiciones.	Daños localizados rápidamente.
3. Erosión en el centro del impulsor y en la raíz del álabe.	Todas las condiciones.	Daños localizados rápidamente.
4. Erosión adelante de la entrada del álabe, en el lado de baja presión del impulsor.	Gastos mucho menores al gasto de eficiencia máxima (% Q_{pem}).	Daño progresivo por encima del ancho del alabe.
5. Erosión adelante de la entrada del álabe, en el lado	Gastos mucho mayores al gasto de eficiencia máxima (% Q_{pem}).	Daño progresivo por encima del ancho del alabe.

de alta presión del impulsor.		
5. Erosión en el lado de alta presión del alabe, a la salida del impulsor.	Muy baja CSPN.	Daños localizados rápidamente en la extensión de la circunferencia.
6. Erosión en la punta del alabe, a la salida del impulsor.	Todas las condiciones.	Daño lento y limitado

$\%Q_{pem}$ es el porcentaje para el cual se cumple Eficiencia Máxima de Caudal en una bomba.

Tabla 2.- Zonas de erosión por cavitación

2.2 Erosión a la entrada del álabe en el lado de baja presión.

La forma de daño más frecuente es la que se observa a simple vista en el lado de succión de los álabes del impulsor (lado de baja presión).

Durante la exposición a la cavitación, si el material es dúctil (por ejemplo, el acero al carbón o bronce) la superficie dañada tiende a presentar picaduras que al poco tiempo se transformaran en una textura áspera que tiende a tomar la apariencia de una lija (6). En materiales como el fierro, que es frágil, aparecen hoyos por el material removido, donde eventualmente el área de ataque parece una cortina de encaje o bien, se pierden grandes porciones del impulsor (Figura 7).

A menudo, en bombas con diseño similar, que operan en las mismas condiciones de caudal Q_{pem} y de Carga de Succión Positiva Neta $CSPN$, podemos observar patrones de daño por cavitación también similares.



Figura 7.- Erosión superficial a la entrada del alabe el impulsor

Se ha observado que el cambio de rugosidad producido por la cavitación no tiene un efecto significativo en el rendimiento hidráulico, sin embargo al incrementarse el daño estructural del impulsor, éste puede convertirse en un riesgo para su integridad y dejar de operar al romperse. Las fuerzas que actúan en el cubre álabes y en las juntas del impulsor, combinadas con la diferencia de presiones en los álabes dañan aún más estos últimos, ocasionando el desprendimiento de una parte del mismo. Algunas veces, al desprenderse la

pieza dañada sale del impulsor debido a que es pequeña o los pasajes del álabe muy grandes, pero a menudo se atasca en el filo del álabe que se encuentra a la salida junto con la cubierta del impulsor, ocasionando daños parecidos a las Figura 8 y Figura 9, afectando fuertemente su funcionamiento.

En los impulsores que trabajan a grandes diferencias de presión, su reparación y mantenimiento es prácticamente imposible, por tanto lo único restante es monitorear el daño hasta llegar a un nivel inaceptable y posteriormente reemplazar la pieza; el criterio de inaceptabilidad es cuando una pieza se daña en un área mayor a 1 cm^2 (5).

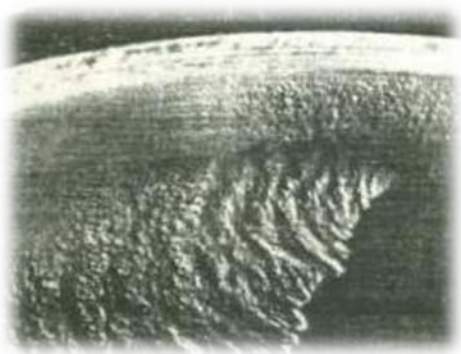


Figura 8.- Daño grave de cavitación



Figura 9.- Desprendimiento de una parte del álabe

2.3 Erosión en el cubre álabes del impulsor

Este daño es frecuente pero no exclusivo de los impulsores estrechos, la Figura 10 muestra el daño de una corriente estrecha donde la cavitación llega a alcanzar esta región y colapsa, esto se puede observar en el frente interior del impulsor o en la parte posterior a la camisa del impulsor.

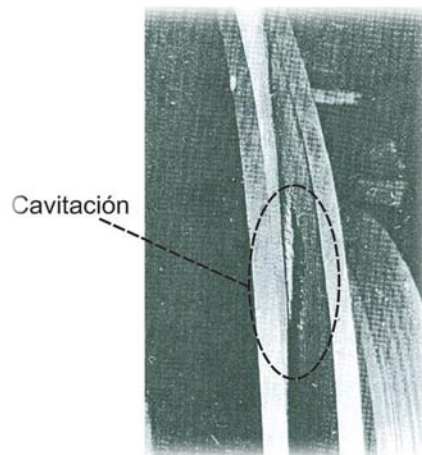


Figura 10.- Erosión en la camisa del impulsor

2.4 Erosión en el eje del impulsor y en la raíz del álabe

Este tipo de daño es característico en altas velocidades del impulsor y se localiza en geometrías estrechas con intensos vórtices en contacto con la superficie del impulsor. Este daño podemos observarlo en el lado interior del centro del impulsor, pegado al eje de la bomba (Figura 11).

La erosión en la raíz del álabe se encuentra localizado entre el ojo del impulsor y el cubre álaves (Figura 6), este daño por lo regular se inicia por la presencia de vórtices que generan cavitación al operar la bomba a caudales más bajos que el Q_{pem} y por debajo de la $CSPN$ realmente requerida (5). Un buen diseño de impulsor permitiría que aún cuando exista cierto nivel de cavitación, las burbujas colapsen alejadas de la pared del mismo. Aunque este efecto es difícil de lograr, algunos fabricantes han desarrollado diseños hidrodinámicos en este sentido.



Figura 11.- Erosión en el centro del impulsor

2.5 Erosión a la entrada del alabe del lado de alta presión del impulsor.

Cuando una bomba centrífuga opera a un caudal más alto que el Q_{pem} , se puede provocar la separación del flujo sobre el álabe y junto a una $CSPN$ disponible más baja que la realmente requerida, se puede traducir a una formación de daño en el lado de alta presión del alabe (el lado que no se ve desde el ojo del impulsor). En estas condiciones se induce una fuerza de flujo recirculatorio en el lado de presión del álabe y por lo regular la primera evidencia de este daño se observa hasta que se perfora el álabe por el centro, para este momento la erosión ya cubrió el espesor del álabe desde el lado de presión, ejemplos de este daño se observan en la Figura 12 en un impulsor de flujo mixto y la Figura 13 para un impulsor de flujo radial.

Este daño progresivo puede ser igualmente tolerado (como se planteó en el caso de “Erosión superficial en el álabe del impulsor”), debido a que los agujeros producidos se encuentran lejos del filo del inicio del alabe y no representan un riesgo estructural catastrófico por falla mecánica (5), aunque dependiendo de su magnitud, pueden afectar

considerablemente el rendimiento de la bomba. Este tipo de erosión es difícil de reparar o darle mantenimiento con técnicas de soldadura debido a su localización, por tanto lo único restante es cambiar la pieza.

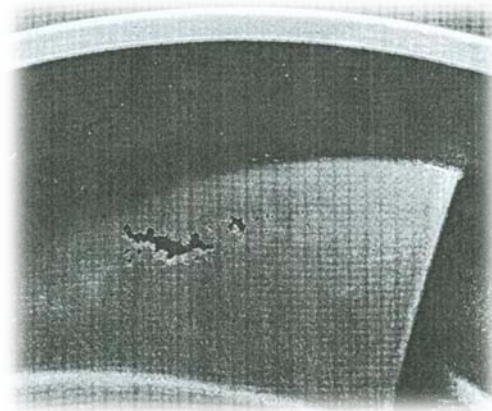


Figura 12.- Alabe perforado desde la parte posterior a la fotografía

Cabe aclarar que estos agujeros pueden disminuir la región de baja presión que causó la cavitación y por tanto disminuir considerablemente la intensidad de la erosión, aumentando el tiempo de servicio pero disminuyendo la eficiencia de la bomba. No siempre es factible esta posibilidad, sobre todo en aquellas plantas que requieren cambiar las condiciones de servicio, por tanto a este efecto no se le debe considerar como benéfico.

2.6 Erosión en el lado de alta presión del álabe a la salida del impulsor.

Este daño se presenta cuando la bomba opera a una *CSPN* muy baja por tiempo prolongado y se puede explicar como consecuencia de una perturbación del flujo que se mueve a través del impulsor (impulsor/difusor ó impulsor/voluta-lengua), atacando y colapsando a lo largo de cada álabe hasta la salida del mismo; este daño se puede extender hasta los difusores, disminuyendo la carga generada por la bomba (5). La Figura 14 muestra la erosión provocada en una bomba en un tiempo aproximado de 5000 hrs.

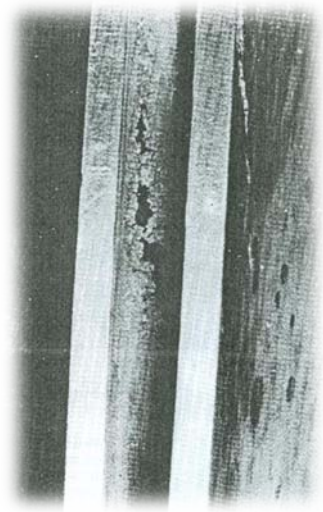


Figura 13.- Erosión del lado de presión en un impulsor radial de una bomba pequeña

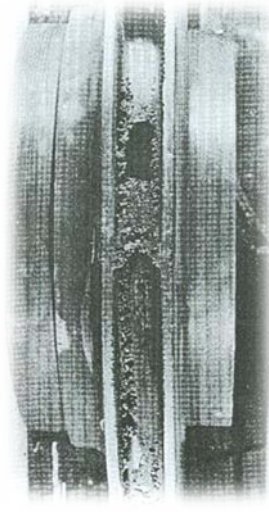


Figura 14.- Erosión a lo largo del álabe y carcasa

2.7 Erosión en la punta del álabe a la salida del impulsor.

Los impulsores que tienen altas velocidades y además sus álabes pasan con mucha proximidad con un componente estacionario, como son los álabes del difusor, ocasionan un pulso de baja presión que puede ocasionar la reducción local de presión hasta alcanzar la presión de vaporización (5). Dado que este efecto solo ocurre al pasar los álabes por el punto próximo las burbujas engendradas, tienden a colapsar durante los instantes posteriores al que fueron formadas.

Esta cavitación ocurre inmediatamente en el filo de cada álabe a su salida, siguiendo un patrón de daño en su espesor, como se observa en la Figura 15 (en ocasiones también se dañan los álabes del difusor). Este problema de erosión se puede corregir abriendo ligeramente el espacio entre el filo de los álabes del impulsor y los del difusor. Por lo regular no afecta el rendimiento de la bomba.

Este daño carece de importancia desde el punto de vista como daño acumulativo, ya que rápidamente se puede evitar, la razón es que la erosión retira material de la circunferencia del impulsor entre el espacio de los alabes y el difusor, ocasionando que el espacio entre estas aumente y por tanto desaparezca la cavitación.

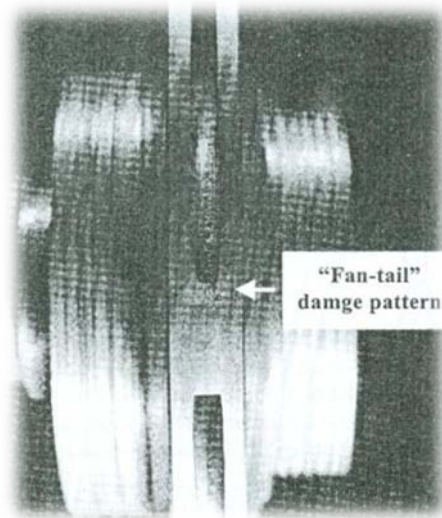


Figura 15.- Erosión a la punta del alabe en la salida del impulsor

2.8 La proporción de daño por cavitación

Es importante conocer la proporción de daño por erosión ocasionado por la cavitación. Muchas veces los usuarios de bombas quisieran idealmente evitar la cavitación, sin embargo una vez que el sistema de bombeo ya está construido las medidas requeridas para modificarlo pueden ser muy costosas o en ocasiones imposibles de realizar (5). Bajo esta situación la única posibilidad racional es convivir con cierto grado de cavitación tal que minimice los daños y que las bombas puedan repararse de manera programada, estableciendo una expectativa de vida útil del equipo de bombeo razonable. También existe la posibilidad de cambiar la metalurgia de los elementos afectados, esto permite obtener la extensión de la vida útil de la bomba sin cambiar su diseño geométrico.

Existen investigaciones y trabajos que Cesar Dopazo (1), que demuestran que la dinámica de la cavitación es extremadamente rápida. Durante los colapsos de una gran cantidad de burbujas, las fuerzas de impacto afectan por fatiga a la superficie expuesta, ya que se trata de un proceso repetitivo. Existen materiales no metálicos como los hules que resisten exitosamente el ataque de cavitación por periodos de tiempo por encima de 45,000 hrs, sin embargo tienen una mala resistencia estructural, por lo que su uso en los equipos de bombeo es muy limitado, una posibilidad es recubrir con hule los elementos expuestos a la cavitación pero aun hay problemas de adhesión y al engrosar los alabes con dicho hule puede resultar en un descenso significativo de la eficiencia. Los daños en los materiales

metálicos utilizados en la industria son inevitables, pero aquellos grupos de materiales de mayor resistencia se deben a que tienen un poco de ductilidad.

En el capítulo 11 se mencionan diversos materiales que pueden prolongar la vida útil de los impulsores de las bombas.

CAPITULO 3

Fundamentos de la dinámica de los fluidos incompresibles

3.1 Conservación de la masa

Consideremos un sistema formado por el conjunto de partículas de fluido contenidas en un volumen de control, a través del cual existe un flujo permanente. Si la masa dentro del sistema permanece constante (es decir no hay almacenamiento) y existe un flujo que entra por la sección A_1 y sale por la A_2 , entonces tenemos:

$$\rho_1 A_1 \bar{v}_1 = \rho_2 A_2 \bar{v}_2 \dots \dots \dots (3.1)$$

Donde \bar{v}_1 y \bar{v}_2 representan los valores promedios de los vectores de velocidad, normales a las áreas de las secciones 1 y 2, respectivamente. Esta expresión representa la Conservación de la Masa del sistema y se le conoce como Ecuación de Continuidad (7).

Si las velocidades se representaran únicamente por la magnitud de los vectores de velocidad, entonces esta expresión se puede reescribir como

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \dots \dots \dots (3.2)$$

Y si además la densidad se mantiene constante. Entonces la Ecuación de Continuidad se reduce a

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots \dots \dots (3.3)$$

La Ecuación de Continuidad se utiliza con mucha frecuencia para describir flujos de líquidos (flujos incompresibles) y puede extenderse su uso a gases (flujos compresibles) cuando se manejan a baja velocidad, donde la densidad es aproximadamente constante (densidad uniforme).

Al producto del área por la velocidad media, corresponde un flujo volumétrico, al cual denominamos gasto o caudal (Ec. 3.4).

$$Q = v A \dots \dots \dots (3.4)$$

De la misma forma el flujo de masa o gasto másico puede calcularse como el producto del gasto por la densidad, por tanto:

$$\dot{m} = \rho Q \dots \dots \dots (3.5)$$

El gasto volumétrico puede manejarse con las unidades [m^3/seg] y el gasto másico [Kg/seg], cuidando la congruencia entre las unidades que son empleadas.

3.2 Ecuación de impulso y cantidad de movimiento o ecuación de momentum

La cantidad de movimiento o impulso resulta del balance dinámico del flujo másico y se define en unidades de fuerza. Se puede interpretar como la resultante de todas las fuerzas exteriores aplicadas a un fluido aislado; tratando de aclarar esta idea consideraremos un tubo de corriente seccionado (Figura 16), a la entrada del tubo ocupara el punto número 1 y a la salida 2, con velocidades promedio \bar{v}_1, \bar{v}_2 respectivamente, estas velocidades se consideran normales a la corriente y la corriente se considera aislada de la superficie (8).

Como se observa la cantidad de movimiento variará al variar la sección del tubo y la dirección del fluido; además de ser sometida a varias fuerzas, tales como:

F_{pe} : Las fuerza normales de presión ejercida por el fluido en la sección 1 y 2 sobre la masa aislada.

F_t : Las fuerzas tangenciales en las secciones 1 y 2 debido a la viscosidad, las cuales se han despreciado.

R : La resultante de todas las fuerzas normales y tangenciales ejercidas por las paredes laterales del tubo.

F_W : La fuerza de atracción que la tierra ejerce sobre el fluido aislado.

La forma simplificada de la cantidad de movimiento se obtiene a partir de la integración de cada una de las fuerzas exteriores y es el producto del gasto másico por la diferencia de velocidades dentro de cada sección (Segunda Ley de Newton).

$$\bar{F} = \dot{m}(v_2 - v_1) \dots \dots \dots (3.6)$$

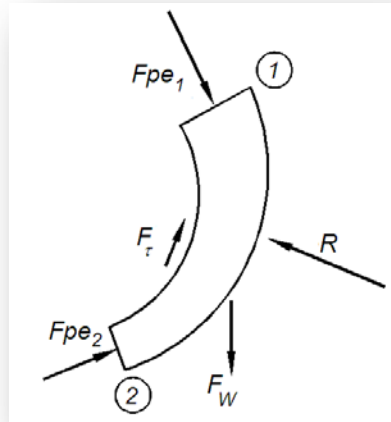


Figura 16.- Fuerzas en un volumen de control

Planteando el efecto de forma unidimensional la expresión se reduce a:

$$F = \rho Q v \dots \dots \dots (3.7)$$

3.3 Ecuación de la energía

Muchos problemas implican el movimiento de un fluido, donde el análisis puede abordarse empleando el uso de la Primera Ley de la Termodinámica, también conocida como la Ecuación de la Energía.

Si se desea calcular el trabajo que es necesario introducir a un dispositivo (por ejemplo una bomba) para generar el movimiento de un fluido, se necesitara relacionar presiones, velocidades, así como también considerar los efectos viscosos que experimenta el mismo.

En muchos flujos líquidos, las formas útiles de energía se convierten en formas de energía inútiles que representan pérdidas no recuperables. Estas pérdidas se deben a dos efectos:

1. Los cambios bruscos de geometría pueden provocar flujos separados que requieren energía útil para mantener los movimientos secundarios resultantes en los que ocurre la disipación.

2. La viscosidad provoca fricción que incrementa la energía interna (incremento de temperatura) o transferencia de calor.

Por ejemplo, en una tubería al suministrar energía para compensar las pérdidas provocadas por los efectos viscosos (distribuidos a lo largo de la misma), podemos observar que la temperatura del fluido permanece constante, por tanto la energía interna no cambia y entonces se concluye que las pérdidas deben estar equilibradas debido a la transferencia de calor a través de la superficie de control. Así mismo, las pérdidas provocadas por un cambio geométrico (una válvula, un codo, un ensanchamiento) consumen cierta cantidad de energía que también se disipa como calor.

Considere la situación de un flujo continuo que es introducido desde una bomba (máquina hidráulica) (7) a una conducción. La entrada y la salida del flujo tienen perfiles uniformes, velocidades uniformes y las líneas de corriente son paralelas en cada sección. Entonces el flujo de energía que se introduce se simplifica como:

$$\dot{W}_s = \rho_2 v_2 A_2 \left(\frac{v_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho_2} + g z_2 \right) - \rho_1 v_1 A_1 \left(\frac{v_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho_1} + g z_1 \right) + \text{pérdidas} \dots \dots \dots (3.8)$$

Donde los subíndices 1 y 2 indican la entrada y la salida, respectivamente y las pérdidas la energía que se pierde por disipación. Si el flujo de masa esta dado como $\dot{m} = \rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$ y lo sustituimos. Dividiendo además, ambos miembros de la ecuación entre $\dot{m}g$, se obtiene:

$$-\frac{\dot{W}_s}{\dot{m}g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} + z_2 - z_1 + h_f \dots \dots \dots (3.9)$$

En donde se ha introducido el término h_f que representa a la energía que es perdida.

Al término $\dot{W}_s/\dot{m}g$ se le define como la energía específica o carga y a menudo se asocia a la altura de bombeo H_b . Por tanto, la Ecuación de la Energía en una bomba para un flujo incompresible toma la forma:

$$H_b + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + z_2 + h_f \dots \dots \dots (3.10)$$

3.4 Energía y potencia

La potencia se define como la rapidez con la cual es transferida la energía. A su vez, la potencia puede interpretarse igualmente como, el flujo de energía que es transferido por una máquina. Existen diversas manifestaciones de flujos de energía en una máquina, pero en particular interesa identificar a aquella que entrega trabajo que vamos a emplear, la cual llamaremos, potencia útil.

Las potencias relacionadas a un sistema de bombeo son las siguientes:

Potencia Eléctrica P_E

Es el flujo de energía que se obtiene de una fuente de energía eléctrica y que alimenta a un motor para obtener energía mecánica. La Potencia eléctrica se puede obtener a través de suministro con:

1. Corriente Continua
2. Corriente Alterna (comúnmente llamada Red eléctrica)

En la corriente continua (9), la potencia es el producto de la intensidad de corriente por el voltaje (tensión). En cambio, para el caso de la corriente alterna, su cálculo es más complicado debido a que el circuito puede ser inductivo o capacitivo, por tanto existirá un desfaseamiento entre la intensidad de corriente y el voltaje. Para tomar en cuenta este efecto se añade un factor conocido como Factor de Potencia F_c , que es igual a $F_c = \cos(\varphi)$, donde φ es el ángulo de desfase entre el voltaje y la corriente. Este factor es común en el suministro de energía eléctrica mediante líneas de conducción trifásica.

Por lo anterior, la potencia que nos interesa determinar es la que se puede convertir en

potencia mecánica útil y se denomina Potencia Real P_E . Al producto del voltaje V por la corriente i se le llama potencia aparente P_{AP} , por lo que la potencia real se obtiene al multiplicar la potencia aparente por el factor de potencia F_C .

$$P_{AP}[W] = V[V] * i [A] \dots \dots \dots (3.11)$$

$$P_E[W] = F_C * P_{AP}[W] \dots \dots \dots (3.12)$$

Ampliando esta expresión al caso en que la energía eléctrica se transmite en circuitos trifásicos de corriente alterna, la potencia es:

$$P_E[W] = \sqrt{3} * V_{ff}[V] * i_f[A] * F_c \dots \dots \dots (3.13)$$

donde V_{ff} es el voltaje fase a fase, i_f es la corriente de fase y F_c el factor de potencia

Los motores eléctricos entregan una potencia mecánica que suele llamarse potencia al freno y que es igual a la potencia eléctrica de entrada por la eficiencia del motor.

Potencia de accionamiento o potencia al freno P_a

La potencia de accionamiento P_a es la potencia mecánica que entrega el motor y se transmite a través de la flecha a la bomba. Se calcula como el producto del par de torsión por la velocidad angular a la que gira:

$$P_a[W] = M\omega = \frac{2\pi}{60}nM \dots \dots \dots (3.14)$$

donde $n [rpm]$ son las revoluciones por minuto de la flecha y se mide con un tacómetro, $\omega[rad/s]$ es la velocidad angular de la flecha y $M [N * m]$ el torque del motor y se mide con un torsiómetro o midiendo el par de reacción con un motor de accionamiento basculante (8).

Potencia Interna P_i

Es la potencia suministrada al impulsor e igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas:

$$P_i[W] = P_a - P_m^r \dots \dots \dots (3.15)$$

donde las pérdidas mecánicas son producto de la disipación de energía por:

1. Rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina
2. Rozamiento del eje con los cojinetes
3. Accionamiento de auxiliares (bombas de engranajes para lubricación, tacómetro, etc.)

Potencia útil P

Es el incremento de potencia que experimenta el fluido, equivalente a la potencia interna menos las pérdidas hidráulicas y volumétricas.

$$P[W] = P_i - P_v^r - P_h^r \dots \dots \dots (3.16)$$

Donde las pérdidas hidráulicas son:

1. Rozamiento del fluido con las paredes de la bomba
2. Cambios de dirección del fluido

Y las pérdidas volumétricas son:

1. Fuga del fluido al exterior de la bomba, que escapa entre la carcasa y el eje de la bomba (a través del sello en la flecha)
2. Pérdidas por recirculación del flujo que entrega el impulsor. La recirculación se produce por la cantidad de fluido que retorna a la succión del impulsor al fugarse entre la descarga del impulsor y la carcasa

La potencia útil entregada por una bomba se manifiesta como la potencia hidráulica y se define como:

$$P = \rho g Q H \dots \dots \dots (3.17)$$

3.5 Eficiencia

En toda máquina, durante el proceso de transformación de energía siempre habrá pérdidas ó disipación, por lo que habrá un cierto valor que no pueda ser aprovechado. La eficiencia es un parámetro que sirve para cuantificar esta característica y se define como el cociente entre la energía obtenida (salida) y la energía empleada (entrada). La eficiencia es un parámetro adimensionado y se acostumbra manejarla en valores por unidad o porcentaje (8).

En un sistema motor-bomba la transformación de energía, puede ser mejor esclarecida calculando las eficiencias.

La eficiencia eléctrica:

$$\eta_E = \frac{P_a (\text{Potencia de Accionamiento})}{P_E (\text{Potencia Real})} \dots \dots \dots (3.17)$$

La eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{P_i (\text{Potencia Interna})}{P_a (\text{Potencia de Accionamiento})} \dots \dots \dots (3.18)$$

La eficiencia interna de la bomba, la cual, en algunos casos puede ser despreciada debido a sus pequeños valores:

$$\eta_i = \frac{P (\text{Potencia Util})}{P_i (\text{Potencia Interna})} \dots \dots \dots (3.19)$$

Por tanto la eficiencia total o global es:

$$\eta_{tot} = \eta_E \eta_m \eta_i = \frac{P}{P_e} \dots \dots \dots (3.20)$$

3.6 Tubo Venturi

El tubo Venturi es un tubo seccionado en 3 partes Figura 17. La función de un Tubo Venturi (8) es provocar una diferencia de presiones visible en un manómetro diferencial para conocer el caudal dentro de la tubería en función de dicha diferencia:

1. Sección convergente
2. Sección mínima o garganta
3. Sección divergente

Utilizando como referencia el manómetro diferencial de la Figura 17, conectado a la sección (1) y (2) del tubo Venturi, se procede a realizar el análisis.

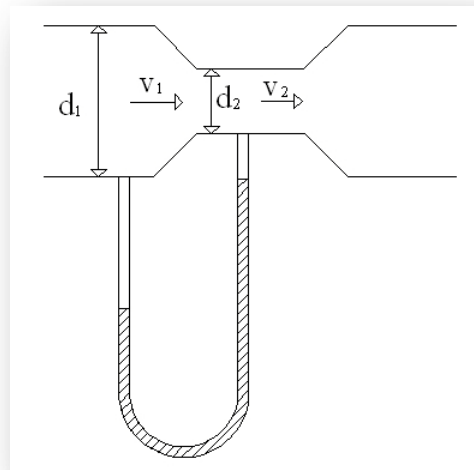


Figura 17.- Tubo Venturi con Manómetro Diferencial

Para el análisis despreciaremos las pérdidas y partiremos de la Ecuación de Continuidad (Ec. 3.2) para las secciones (1) y (2), obteniendo:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots \dots \dots (3.21)$$

Despejando v_1 , tenemos:

$$v_1 = v_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \dots \dots \dots (3.22)$$

Aplicando también la Ecuación de la Energía entre las secciones (1) y (2)

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2}{2g} \dots \dots \dots (3.23)$$

En donde, para la Ec. 3.23 $z_1 = z_2$. Sustituyendo la Ec. 3.21 en 3.22 y despejando v_2 , tenemos:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} \right)}{1 - (d_2/d_1)^4}} \dots \dots \dots (3.24)$$

En base a la Figura 18, se calcula la diferencia de carga de presión del manómetro diferencial de mercurio, obteniendo:

$$P_1 + \rho_{H_2O} g h_1 = C_1 \dots \dots \dots (3.25)$$

$$P_2 + \rho_{Hg} g h_2 = C_2 \dots \dots \dots (3.26)$$

Siendo que $C_1 = C_2$ a partir de la Figura 18.

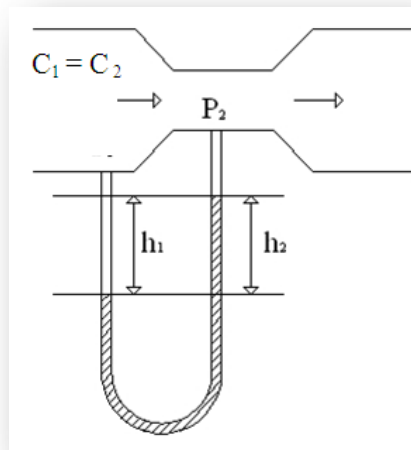


Figura 18.- Manómetro Diferencial

Obtenemos:

$$P_1 + \rho_{H_2O} g h_1 = P_2 + \rho_{Hg} g h_2 \dots \dots \dots (3.27)$$

Dividiendo los dos miembros entre $\rho_{H_2O} g$

$$\frac{P_1}{\rho_{H2O} g} + h_1 = \frac{P_2}{\rho_{H2O} g} + \delta_{Hg} h_2 \dots \dots \dots (3.28)$$

Donde $\delta_{Hg} = \rho_{Hg} / \rho_{H2O}$

Considerando que h_1 y h_2 tienen la misma magnitud $h_1 = h_2 = \Delta h_{Hg}$ tenemos:

$$\frac{P_1}{\rho_{H2O} g} - \frac{P_2}{\rho_{H2O} g} = \Delta h_{Hg} (\delta_{Hg} - 1) \dots \dots \dots (3.29)$$

Por último, sustituyendo la Ec. 3.29 en 3.24, tenemos:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 g \Delta h_{Hg} (\delta_{Hg} - 1)}{1 - (d_2/d_1)^4}} \dots \dots \dots (3.30)$$

Entonces, el Caudal Teórico Q [m^3/s] definido a partir de la Ec. 3.5 y 3.30, es:

$$Q_t = A_2 * \sqrt{\frac{2 g \Delta h_{Hg} (\delta_{Hg} - 1)}{1 - (d_2/d_1)^4}} \dots \dots \dots (3.31)$$

CAPITULO 4

Análisis de la dinámica de una partícula dentro de un impulsor

4.1 Ecuación de Euler

La Ecuación de Euler (ó Teorema del Momentum) es una herramienta fundamental para el estudio de las bombas centrífugas, ya que describe el proceso de intercambio de energía ó transferencia de la misma entre el impulsor (energía mecánica) y el fluido (energía hidráulica). El planteamiento se realiza con base en un balance entre la energía mecánica aplicada al impulsor y la energía transferida al fluido. Bajo la consideración de varias hipótesis es posible hacer simplificaciones importantes, que permiten expresarlo como un proceso unidimensional. Las hipótesis que se plantean son:

1. El flujo que ingresa al impulsor tiene simetría respecto a su eje de giro.
2. Se considera despreciable la fricción del flujo con los álabes, de tal manera que la velocidad es constante en una sección dada.
3. La dirección de la velocidad relativa del flujo respecto al impulsor está impuesta por la inclinación de los álabes suponiendo que no hay separación de flujo en estos.

Para facilitar su deducción haremos el planteamiento para un impulsor con flujo radial. Se dice que este diseño corresponde a aquel en el cual el proceso de transferencia de energía se realiza en el plano radial. Sin embargo, la ecuación es igualmente válida para otros diseños tales como los impulsores de flujo mixto y axial.

El impulsor de una bomba recibe energía mecánica a través de la flecha mediante la aplicación de un torque a una velocidad angular dada y éste a su vez transfiere energía al fluido mediante los álabes, generándole un cambio en la cantidad de movimiento Figura 19.

Al girar el impulsor se genera, por efecto centrífugo, una mayor presión en la periferia y una depresión en el centro del mismo. Esto provoca que el fluido se desplace y sea expulsado por la periferia y por tanto el fluido desplazado es sustituido por otro nuevo que se introduce a través de la parte central.

Cortando al impulsor transversalmente y analizando el movimiento relativo del flujo respecto a éste (8), se construyen los triángulos de velocidades que resultan los elementos fundamentales en el planteamiento de dicha ecuación.

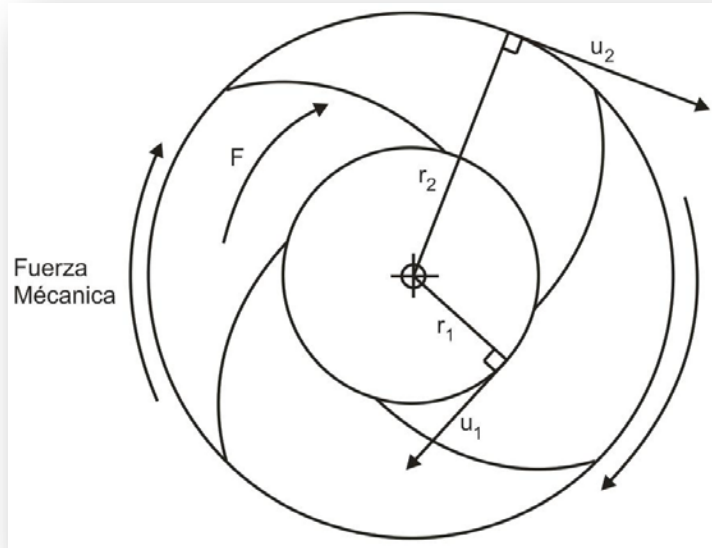


Figura 19.- Impulsor radial de una bomba centrífuga (corte transversal)

Aceptando que el flujo se mueve simétricamente respecto al eje de giro del impulsor, es posible describir su movimiento mediante los vectores c y w . La literal “ c ” representa la velocidad absoluta del flujo respecto a un observador fijo, y “ w ” la velocidad relativa del flujo respecto al impulsor en movimiento. Si u es la velocidad tangencial del impulsor, definida como el producto del radio por la velocidad angular del mismo, por tanto $c = u + w$. De esta forma es posible describir las condiciones de movimiento del flujo a cualquier radio dentro del impulsor.

Para la entrada del impulsor observemos la Figura 20, donde:

\bar{c}_1 = la velocidad absoluta de una partícula del fluido a la entrada del alabe [m/s]

n = la velocidad con la que gira el impulsor [rpm]

\bar{u}_1 = la velocidad periférica del impulsor [m/s], equivalente a

$$\bar{u}_1 = \frac{\pi n D_1}{60} \dots \dots \dots (4.1)$$

\bar{w}_1 = la velocidad con la que se mueve el fluido con relación al alabe [m/s]

Relacionando las tres velocidades por medio de la mecánica del movimiento relativo se deduce la siguiente ecuación vectorial:

$$\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1 \dots \dots \dots (4.2)$$

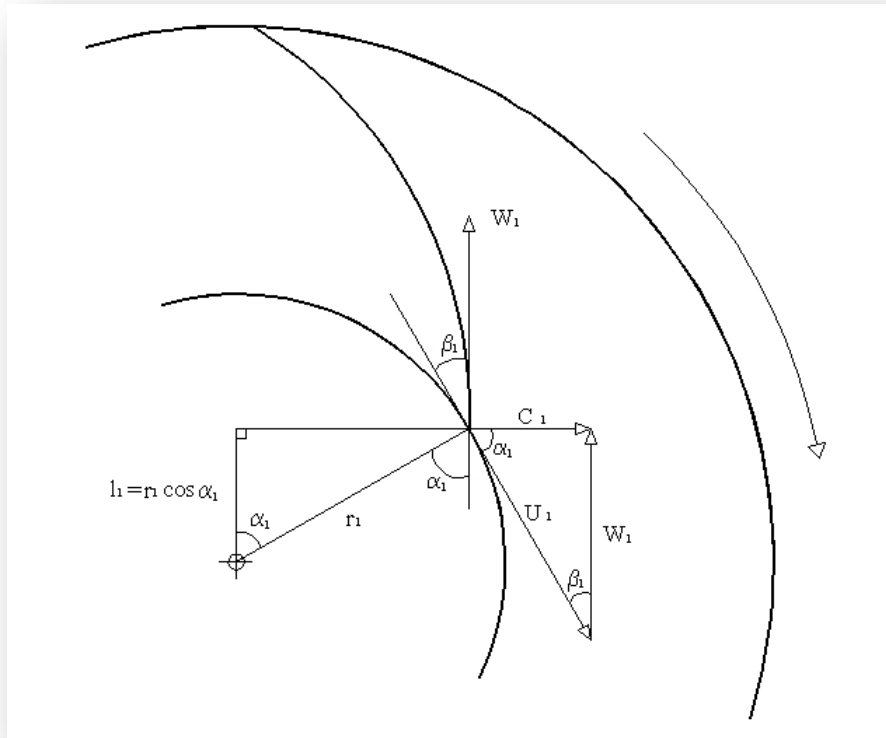


Figura 20.- Flujo a la entrada del alabe.

Para la salida, los vectores de velocidad están definidos con la misma estructura que a la entrada Figura 21:

$$\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2 \dots \dots \dots (4.3)$$

Por tanto observamos que una partícula del flujo que entra y sale del impulsor cambia de una velocidad c_1 a una velocidad c_2 .

Ahora es posible analizar la interacción de cada alabe al flujo de partículas contenido entre dos alabes consecutivos. Aplicando la ecuación de impulso o cantidad de movimiento, resulta:

$$dF = \rho dQ (\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \dots \dots \dots (4.4)$$

Obteniendo la expresión escalar correspondiente al momento aplicado al eje de la bomba y asociándolo al balance de componentes de los vectores de velocidad normales a dicho eje (Teorema del Momento Cinético) obtenemos:

$$dF = \rho dQ (l_2 \bar{c}_2 - l_1 \bar{c}_1) \dots \dots \dots (4.5)$$

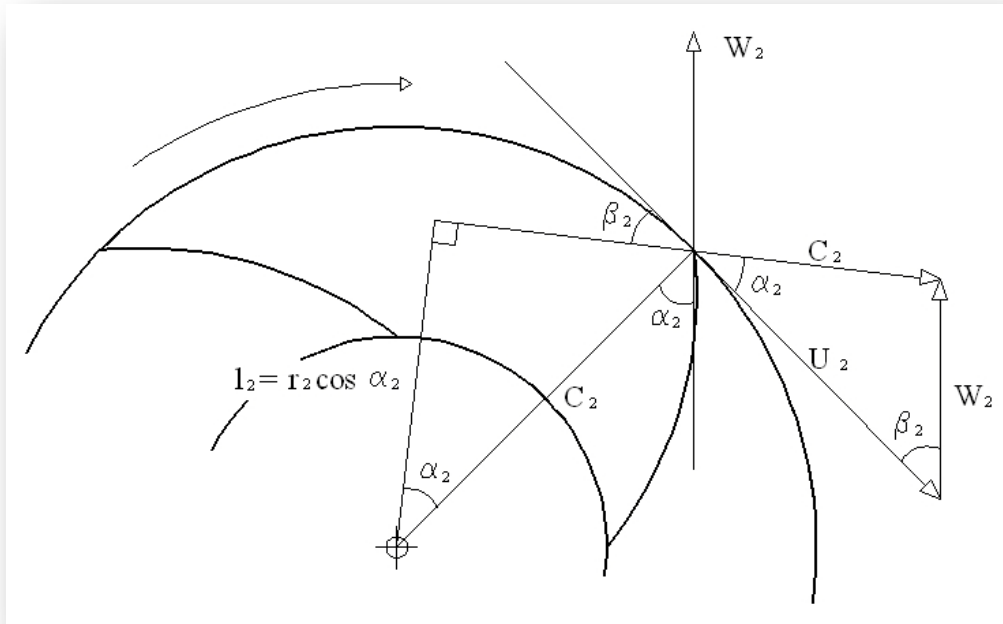


Figura 21.- Flujo a la salida del alabe.

En donde l_2 y l_1 son los brazos de momento de los vectores c_2 y c_1 :

$$l_2 = r_2 \cos \alpha_2 \qquad l_1 = r_1 \cos \alpha_1$$

Ya que los radios (r_1 y r_2) y las velocidades periféricas (u_1 y u_2) son constantes, el caudal que pasa entre dos alabes consecutivos es igual al total dividido entre el número de alabes, por tanto integrando la ecuación de momento para el volumen definido, encontramos que el momento ejercido por cada alabe del impulsor es:

$$M_o = \frac{\rho Q (l_2 \bar{c}_2 - l_1 \bar{c}_1)}{n_o} \text{ Momento por cada alabe } \dots \dots \dots (4.6)$$

Donde n_o es el numero de alabes.

$$M = Q \rho (r_2 \cos \alpha_2 \bar{c}_2 - r_1 \cos \alpha_1 \bar{c}_1) \text{ Momento total } \dots \dots \dots (4.7)$$

El momento multiplicado por la velocidad angular “ ω ”, da como resultado la Potencia Mecánica P_a que es absorbida por el impulsor, por tanto:

$$P_a = M \omega = Q \rho \omega (r_2 \cos \alpha_2 \bar{c}_2 - r_1 \cos \alpha_1 \bar{c}_1) \dots \dots \dots (4.8)$$

Dado que

$$u_1 = \omega r_1 \qquad u_2 = \omega r_2$$

Podemos reescribir la Ec. 4.8 como:

$$P_a = Q \rho (u_2 \cos \alpha_2 \bar{c}_2 - u_1 \cos \alpha_1 \bar{c}_1) \dots \dots \dots (4.9)$$

Si consideramos idealmente que la eficiencia es del 100%, tenemos que la Potencia Mecánica P_a es igual a la Potencia hidráulica P (bajo las hipótesis planteadas inicialmente). Dado que la potencia hidráulica P es el flujo de la energía producida por la bomba y debido a que la carga es constante y además el gasto es el flujo de volumen entregado por la bomba, entonces la potencia hidráulica se determina como:

$$P = \rho g Q H_{Teor} \quad \text{Potencia Hidráulica } \dots \dots \dots (4.10)$$

Entonces $P_a = P$ (10):

$$Q \rho (u_2 \cos \alpha_2 \bar{c}_2 - u_1 \cos \alpha_1 \bar{c}_1) = \rho g Q H_{Teor} \dots \dots \dots (4.11)$$

Así que, despejando la carga teórica obtenemos la carga teórica de bombeo:

$$H_{Teor} = \frac{1}{g (u_2 \cos \alpha_2 \bar{c}_2 - u_1 \cos \alpha_1 \bar{c}_1)} \dots \dots \dots (4.12)$$

Esta expresión se conoce como la Ecuación de Euler y a la carga teórica así calculada se le acostumbra llamar carga de Euler.

Dado que el flujo de aproximación al impulsor ingresa a la bomba sin rotación, la condición de entrada al impulsor más favorable ocurre cuando $\alpha_1 = 90^\circ$. Bajo esta condición el flujo dentro de la bomba se acerca más a las hipótesis con las que fue planteada la Ecuación de Euler y por tanto representa la condición más eficiente. La condición de máxima eficiencia siempre se asocia a la condición de diseño de una bomba. La Figura 22 muestra el triángulo de velocidad correspondiente y la carga teórica se reduce a:

$$H_{Teor} = \frac{1}{g} (\bar{c}_2 \cos \alpha_2 u_2) \dots \dots \dots (4.13)$$

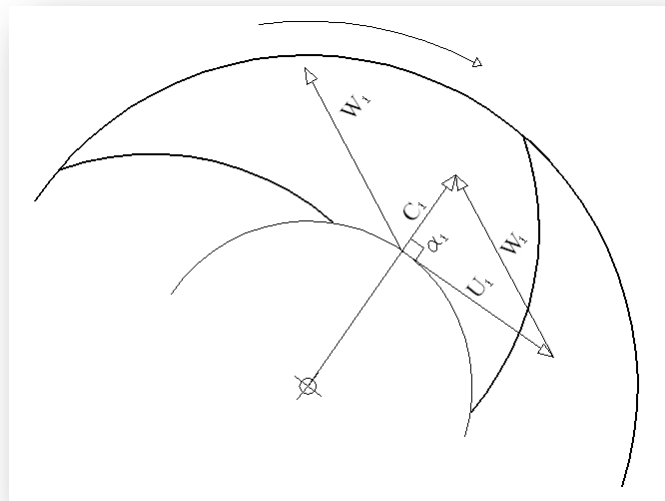


Figura 22.- Velocidad radial de la partícula.

Como se muestra en la Figura 23, la velocidad absoluta del vector velocidad c puede ser resuelta a partir de la velocidad meridional c_m , y la velocidad periférica c_u .

Aceptando que la operación de una bomba ocurre para valores de α_1 cercanos a 90° y partiendo de la geometría de la Figura 23, entonces la Carga Teórica de la bomba H_{Teor} puede aproximarse como:

$$H_{Teor} \cong \frac{c_2 \cos \alpha_2 u_2}{g} = \frac{c_{u2} u_2}{g} \dots \dots \dots (4.14)$$

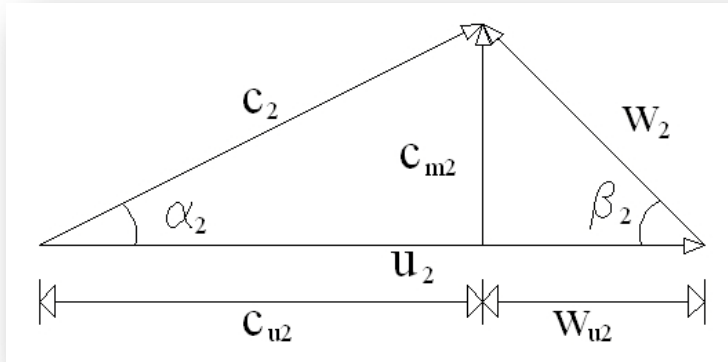


Figura 23.- Diagrama de velocidades a la salida del impulsor

Expresando a c_{u2} en función de β_2 y c_{m2} :

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \dots \dots \dots (4.15)$$

Sustituyendo la Ec. 4.15 en la Ec. 4.14 tenemos:

$$H_{Teor} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{m2}}{\tan \beta_2} \dots \dots \dots (4.16)$$

Dado que la velocidad meridional c_m es normal a la sección de salida del impulsor, la magnitud de ésta, es proporcional al gasto Q bombeado (Figura 24). Entonces puede observarse que la carga de bombeo disminuye al crecer el gasto. El valor máximo de la carga teórica de bombeo se tendrá cuando el gasto sea nulo.

El caudal de diseño de una bomba queda impuesto por la geometría del impulsor y por su velocidad de operación. Éste se puede determinar mediante la Ecuación de Continuidad (Ec. 3.5), por tanto:

$$Q = A_1 c_{m1} \dots \dots \dots (4.17)$$

Donde A_1 es el área perimetral (en la arista) de entrada al impulsor, descontando el espesor de los alabes (Figura 24).

$$A = (2 \pi r_1 - e n_a) b_1 \dots \dots \dots (4.18)$$

- r_1 = radio de entrada al impulsor
- e = espesor del alabe
- n_o = numero de alabes
- b_1 = arista a la entrada de los alabes

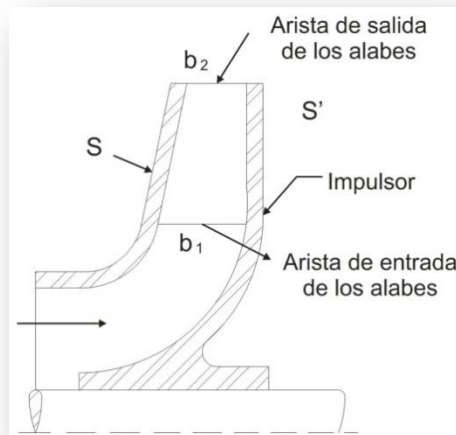


Figura 24.- Corte meridional del rodete.

Para la condición de diseño, la magnitud de c_{m1} es igual a la de c_1 debido a que $\alpha_1 = 90^\circ$ (11).

La magnitud de c_{m1} está ligada al ángulo β_1 impuesto por los álabes por tanto:

$$c_{m1} = u_1 \tan \beta_1 \dots \dots \dots (4.19)$$

Por lo que el caudal de diseño será:

$$Q = (2 \pi r_1 - e n_o) b_1 u_1 \tan \beta_1 \dots \dots \dots (4.20)$$

Puede concluirse que el caudal de diseño es directamente proporcional a la velocidad angular de la bomba a través del valor de u_1 .

CAPITULO 5

Parámetros de diseño y selección de las bombas centrífugas

5.1 Velocidad específica en bombas

La velocidad específica n_s , es un parámetro que se emplea para clasificar a las bombas y se obtiene a partir de las características de diseño de estas. Este parámetro se obtiene a partir de las ecuaciones de similitud, de manera que para dos máquinas hidráulicas cualesquiera, con funcionamiento y proporciones homólogas, tendrán el mismo valor. El término homólogo se refiere a que existe una proporción geométrica de sus elementos y que su funcionamiento conduce a los mismos ángulos de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del impulsor (12).

Por lo tanto, este parámetro resulta independiente del tamaño y/o de la velocidad de operación de la bomba, siendo únicamente función de su diseño geométrico. El n_s se define como:

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

En donde:

n : La velocidad con la que gira el impulsor [rpm]

Q : El gasto de la bomba [lps]

H : La carga de la bomba [m]

Cabe aclarar, que para que este parámetro se utilice como característico del diseño, debe estar asociado a las variables que producen eficiencia máxima. Vale la pena resaltar que no es un parámetro adimensional por lo que es muy importante indicar que unidades fueron empleadas en su evaluación. En el sistema internacional n_s se determina con rpm , m y m^3/s , pero algunas referencias prefieren utilizar otras unidades. Para este texto las unidades son rpm , gpm , ft .

La velocidad específica se incrementa al aumentar el caudal, la velocidad de funcionamiento y/o disminuir la altura de bombeo.

Al clasificar las bombas de acuerdo al n_s se ha observado que distintos diseños de impulsor, conducen a eficiencias máximas distintas, esto se debe a que parte de la carga producida, se pierde por la fricción contra los álabes, dependiendo de la longitud de los mismos. Por ejemplo, impulsores con n_s pequeños implican cargas altas y gastos bajos, que corresponden a impulsores con gran diámetro de descarga y dimensiones pequeñas de los canales de flujo entre álabes. Esto produce que el área de fricción sea grande y la disminución de la carga de bombeo sea significativa. Por el contrario, los n_s grandes corresponden a cargas bajas y gastos altos, siendo menor el área de fricción y por tanto las pérdidas de carga, sin embargo la longitud de los álabes al ser menor, ofrece una guía del flujo menos adecuada. Esto se resume en el hecho de que la eficiencia tiende a ser máxima para valores de n_s intermedios, como se observa en la Figura 25 del Instituto de Hidráulica (13). Esto explica porque en la mayoría de las bombas de gran carga, se busca que el diseño de sus impulsores sea de máxima eficiencia y por ello es común encontrar que se utilicen dos o más etapas en vez de una sola. Para estos casos, un solo impulsor resultaría ser de tipo radial y es de esperarse que tenga menor eficiencia que varios de tipo mixto.

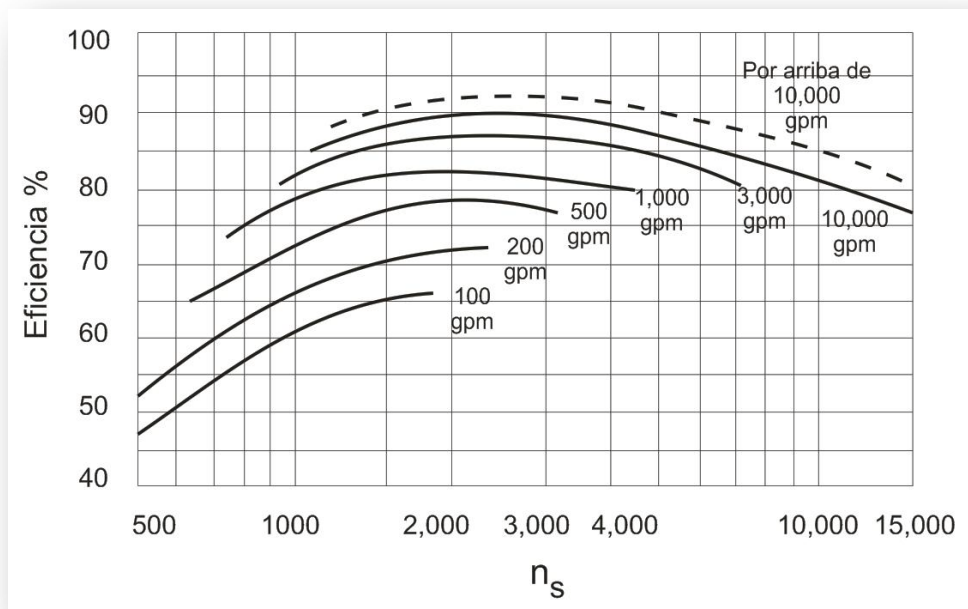


Figura 25.- Eficiencia vs Velocidad Específica

5.2 Clasificación de la velocidad específica por el tipo de bomba

Una de las ventajas de la velocidad específica es que permite clasificar a los diferentes tipos de bombas, facilitando su selección. Las bombas se clasifican dentro de un rango de velocidades específicas, dependiendo de las proporciones y forma del impulsor. No existe un valor estrictamente definido para cada diseño, pero se definen rangos de valores que comparten características similares, de esta manera la clasificación solo resulta en la aproximación del tipo de funcionamiento (13).

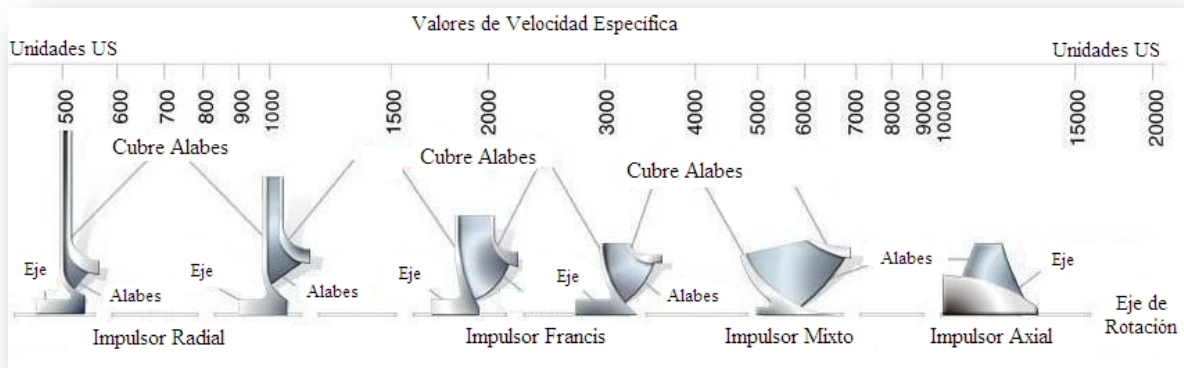


Figura 26.- Diagrama de Velocidad Específica

5.2.1 Impulsor tipo Radial

La presión ó altura es generada por la acción de la fuerza centrífuga, para alturas mayores o iguales a aproximadamente 164 ft (50m), el rango de velocidad específica se encuentra entre 500 y 3000 (rpm, gpm y ft) (Figura 25), la relación entre el diámetro de salida y el diámetro de entrada es aproximadamente del doble (Figura 27).

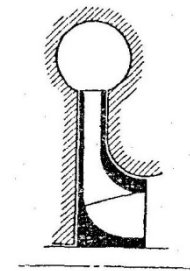


Figura 27.- Impulsor tipo Radial

5.2.2 Impulsor tipo Francis

Este tipo de impulsor se emplea frecuentemente para alturas y caudales medios, cuenta con una entrada del flujo axial y salida radial, con una relación de diámetros de salida y entrada aproximadamente menor al doble, debido a estas características es considerado como impulsor de flujo mixto. Para un caudal y altura dados, este impulsor funciona a mayor velocidad específica que un

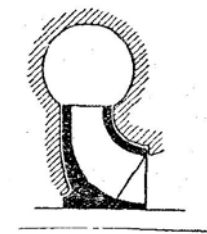


Figura 28.- Impulsor tipo Francis

impulsor radial. Una cualidad muy importante es que el diseño presenta las eficiencias de operación altas. La velocidad específica se encuentra entre 2000 a 4500(rpm, gpm y ft) Figura 25, que corresponden a los valores de eficiencia más altos.

Estos impulsores, al manejar flujo mixto tienen un borde de ataque que se extiende a distintos radios respecto al eje del impulsor. Esto obliga a que β_1 no sea constante para llevar a α_1 a 90° , asegurando una entrada uniforme del fluido (Figura 28).

5.2.3 Impulsor tipo Flujo Mixto

Para este tipo de impulsores la altura generada es menor al tipo Francis pero mayor al de flujo axial. Se explica como resultado de dos efectos, uno será debido a la fuerza centrífuga engendrada por el impulsor y el otro por el empuje directo de los alabes, de manera parecida al impulsor tipo hélice. La razón por la cual al impulsor se le nombra de flujo mixto es debido a que por una parte el fluido abandona al impulsor axialmente y por otra parte radialmente (Figura 29).

El diámetro medio del impulsor a la salida es por lo general aproximadamente igual al diámetro del ojo del impulsor y en algunos casos puede que sea un poco menor. La construcción de los alabes para este tipo de impulsor es de forma helicoidal (de doble curvatura) para tomar en cuenta el cambio de la velocidad periférica en función del radio y con ello asegurar una entrada y salida uniforme del fluido. El rango de velocidades específicas de este tipo de impulsor es de 4500 a 8000(rpm, gpm y ft) Figura 26.

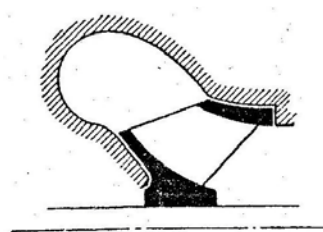


Figura 29.- Impulsor tipo flujo mixto

5.2.4 Impulsor tipo Hélice

En este tipo de impulsores la altura generada es muy baja y prácticamente no existe efecto centrífugo, debido a que el flujo casi es completamente axial (Figura 30). Puede manejar grandes caudales, tiene una velocidad específica superior a 8000 (rpm, gpm y ft) Figura 26, empleándose para alturas reducidas de 1 a 12 metros con 200 a 1800 rpm.

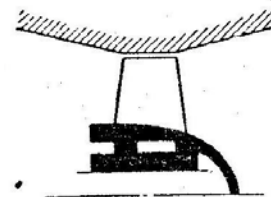


Figura 30.- Impulsor tipo hélice

5.2.5 Impulsor de Doble Succión o Aspiración Bilateral

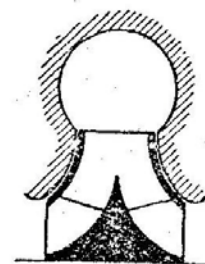


Figura 31.- Impulsor de aspiración bilateral

Cuando se necesitan conducir grandes volúmenes se utilizan impulsores de doble succión, (también llamados de aspiración bilateral) (Figura 31). El diseño de estas bombas es equivalente a tener dos impulsores en paralelo, espalda con espalda, compartiendo la misma flecha. Este impulsor tiene la ventaja de estar equilibrado hidráulicamente, debido a que sus empujes axiales son opuestos y se cancelan uno contra el otro. Este arreglo puede aplicarse a diseños tipo Radial o Mixto. La velocidad específica debe caracterizarse solo a la mitad del impulsor de doble succión.

5.2.6 Velocidad Específica Para Escalonamientos Múltiples

Cuando una altura a vencer es muy elevada, se dispone de la alternativa de montar varios impulsores en serie. Por lo regular resulta ventajoso utilizar impulsores idénticos montados sobre una misma flecha (Figura 32). Los impulsores pueden ser de tipo radial para disminuir el número de pasos o también de flujo mixto, si la aplicación requiere mejor eficiencia. Las bombas de pozo profundo constituyen un buen ejemplo de este arreglo y comúnmente se implementan con impulsores tipo Francis.

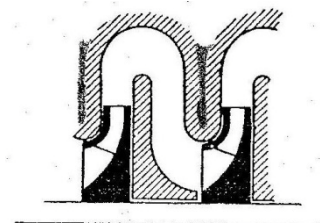


Figura 32.- Impulsor de aspiración bilateral

La velocidad específica debe utilizarse para caracterizar el diseño de cada impulsor.

CAPITULO 6

Carga de succión positiva neta (CSPN)

6.1 Carga de Succión Positiva Neta

La Carga de Succión Positiva Neta (CSPN), también conocido por su nombre original en ingles Net Positive Suction Head (NPSH), es un parámetro que se creó para determinar la susceptibilidad de una bomba a cavitatar. Las zonas que potencialmente pueden cavitatar se encuentran en el interior de una bomba, particularmente al inicio de los álabes del impulsor. Dado que esta zona es por lo regular de difícil acceso, se hace la hipótesis de que la susceptibilidad a cavitatar se puede inferir indirectamente a partir de la medición de la carga en la brida de succión.

La CSPN cuantifica la carga hidráulica (energía por unidad de peso) que llega a la brida de succión de la bomba (en términos de presión absoluta) menos la carga requerida para la vaporización del líquido.

La Figura 33 muestra la instalación de una bomba en carga, debido a que es alimentada por un tanque de almacenamiento cuya elevación es mayor que la que se tiene a la entrada de la bomba. La sección 1 corresponde a la superficie libre de almacenamiento, donde la presión es la presión atmosférica local P_{atm} y la sección 2 se considera justo a la entrada de la bomba, es decir en la succión de la misma (14).

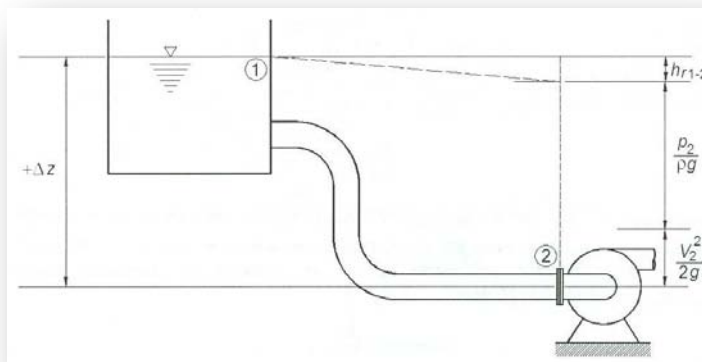


Figura 33.- Instalación de una bomba en carga

La Figura 34 muestra otro tipo de instalación, cuando la bomba se encuentra en elevación o aspiración, ya que el nivel del tanque de almacenamiento es menor que el de la sección de succión de la bomba.

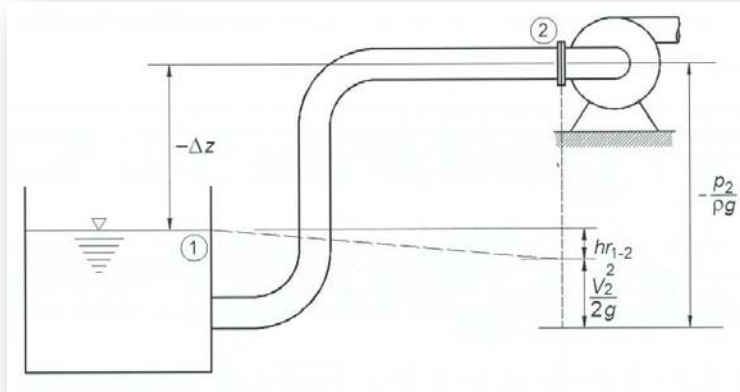


Figura 34.- Instalación de una bomba en elevación

En cualquiera de las dos instalaciones, al plantear la Ecuación de la Energía entre la sección 1 (de almacenamiento) y la sección 2 (de entrada a la bomba), tenemos:

$$z_1 = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{r1-2} \dots \dots \dots (6.1)$$

Reacomodando términos

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \Delta z - h_{r1-2} \dots \dots \dots (6.2)$$

Donde $\Delta z = z_1 - z_2$

Si la bomba se encuentra en “carga” Δz es positivo, ya que $z_1 > z_2$. En cambio si se encuentra en “elevación”, Δz será negativo, ya que $z_2 > z_1$.

Si la Ec. 6.2 la reescribimos en términos de presiones absolutas ($P_{abs} = P_{atm} + P$), expresará la carga disponible que llega a la succión de la bomba:

$$\frac{P_2 + P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \Delta z + \frac{P_{atm}}{\rho g} - h_{r1-2} \dots \dots \dots (6.3)$$

Para completar la definición de Carga de Succión Positiva Neta ($CSPN_d$) es necesario restar la carga de presión de vaporización $\frac{P_{vap}}{\rho g}$ en ambos miembros de la Ec. 6.3. El valor calculado de esta manera, representa el margen de carga que existe a la entrada de la bomba antes de que se inicie la formación de burbujas de vapor. Para referirlo a la carga de succión propia de una instalación le agregaremos el subíndice d que significa disponible ($CSPN_d$). Por tanto la expresión se reescribe como:

$$CSPN_d = \left[\frac{P_{2abs} - P_{vap}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right] \dots \dots \dots (6.4)$$

O en términos de instalación:

$$CSPN_d = \left[\Delta z + \frac{P_{atm} - P_{vap}}{\rho g} - h_{r_{1-2}} \right] \dots \dots \dots (6.5)$$

Normalmente el comportamiento de las bombas centrífugas se determina empleando agua como fluido de trabajo, por la facilidad que esto implica. El comportamiento con otro fluido suele ser extrapolado.

Por esta razón, se adjunta la Tabla 3 para agua, donde se muestran los valores que nos indican el comportamiento de la presión de vaporización para diferentes temperaturas (15). El manejo de otros líquidos podría modificar los valores, sin embargo, el procedimiento del análisis es el mismo.

Temperatura [°C]	Peso Especifico [N/m ³]	Densidad [Kg/m ³]	Viscosidad Cinética [m ² /s] x10 ⁻⁶ (centistokes)	Presión de Vaporización [Kg/cm ²]
0	9805	999.9	1.792	0.00623
5	9806	1000.0	1.519	0.008891
10	9803	999.7	1.308	0.01252
15	9798	999.1	1.141	0.0174
20	9789	998.2	1.007	0.0238
25	9779	997.1	0.897	0.0322

30	9767	995.7	0.804	0.0429
35	9752	994.1	0.727	0.0572
40	9737	992.2	0.661	0.0750
45	9720	990.2	0.605	0.0974
50	9697	988.7	0.556	0.1255
55	9679	985.7	0.513	0.1602
60	9658	983.2	0.477	0.2028
65	9635	980.6	0.444	0.2547
70	9600	977.8	0.415	0.3175
75	9589	974.9	0.390	0.3929
80	9557	971.8	0.367	0.4828
85	9529	968.6	0.347	0.5894
90	9499	965.3	0.328	0.7149
95	9469	961.9	0.311	0.8620
100	9438	958.4	0.296	1.0333

Tabla 3.- Propiedades del agua a diferentes temperaturas

6.2 Punto mínimo de presión en el interior de una bomba

Como se explicó al inicio de este capítulo, en una bomba centrífuga la cavitación puede presentarse al inicio de los álabes del impulsor. Para evaluar la presión en dicho punto (dentro del impulsor) como función de las condiciones en la brida de succión de la bomba supondremos que el flujo entra libremente al álabe (Figura 35).

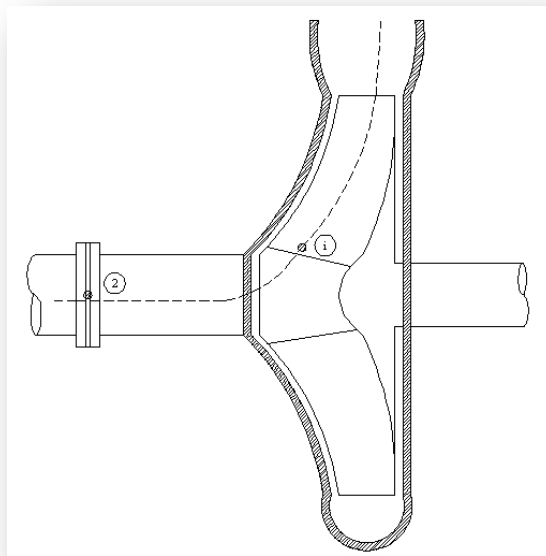


Figura 35.- Punto de mínima de presión "i"

Aplicando la Ecuación de la Energía entre los puntos “2” e “i” de la Figura 35, tenemos:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} \dots \dots \dots (6.6)$$

Agrupando términos

$$\frac{P_i}{\rho g} = \frac{P_2}{\rho g} - \left[\frac{v_i^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right]$$

Obtenemos

$$\frac{P_i}{\rho g} = \frac{P_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} \left[\frac{v_i^2}{v_2^2} - 1 \right] \dots \dots \dots (6.7)$$

Donde el parámetro λ se define como:

$$\lambda = \left[\frac{v_i^2}{v_2^2} - 1 \right] \dots \dots \dots (6.8)$$

Siendo que la velocidad está relacionada en la Ecuación de Continuidad por la Ec. 3.5, tenemos:

$$v = \frac{Q}{A} \dots \dots \dots (6.9)$$

De manera que el parámetro λ puede expresarse en función del área de la sección a través de la cual pasa el flujo. Por tanto λ dependerá únicamente del diseño geométrico del impulsor, representado por la Ec. 6.10.

$$\lambda = \left[\frac{A_2^2}{A_i^2} - 1 \right] \dots \dots \dots (6.10)$$

Entonces puede expresarse la Ec. 6.7 como:

$$\frac{P_i}{\rho g} = \frac{P_2}{\rho g} - \lambda \frac{v_2^2}{2g} \dots \dots \dots (6.11)$$

De manera que empleando la Ec. 6.11 puede inferirse el comportamiento aproximado de la presión mínima real en el interior del impulsor.

Es importante observar que P_i es proporcional al valor de P_2 e inversamente proporcional al valor de la carga de velocidad $v_2^2/2g$ y por tanto, al gasto de operación. Una vez conocido λ podría determinarse bajo qué condiciones de flujo en la brida de succión se alcanza la P_{vap} . Como λ en una bomba puede variar de diseño a diseño, esta forma de determinar la presencia de cavitación no puede ser general y no resulta práctica. Debido a lo anterior se recurre a realizar una estimación indirecta, basada en el comportamiento de la bomba y que se caracteriza con base en el valor de la $CSPN$ existente en la brida de succión. Este procedimiento se describió al inicio del capítulo y más adelante se detallará su uso como un elemento indicador de la presencia de actividad de cavitación.

6.3 Determinación de la $CSPN_r$.

Las bombas centrífugas que son operadas con un valor de $CSPN_d$ extremadamente bajo, por lo regular provocar una disminución de la carga de bombeo y por tanto de su rendimiento. Si esto ocurre, se dice que la $CSPN_d$ es insuficiente para una operación adecuada de la bomba. Este hecho se debe a que la bomba está operando en condiciones donde ocurre el crecimiento de burbujas de vapor de agua (cavitación) que interfieren y distorsionan el funcionamiento normal del impulsor.

Por el contrario, si la bomba opera con una $CSPN_d$ apropiada, evitara la formación de cavitación.

Además se busca que una $CSPN_d$ apropiada, no solo prevenga el que la bomba opere sin pérdida de rendimiento hidráulico, sino que también evite la posible erosión de sus elementos internos.

Por este motivo se define la Carga de Succión Positiva Neta Requerida ($CSPN_r$), como el valor mínimo de Carga de Succión Positiva Neta Disponible ($CSPN_d$) para el cual la bomba no altere su rendimiento. Dado que la presión mínima depende del caudal de operación, la $CSPN_r$ deberá determinarse a un caudal dado, es decir, como una función del caudal de operación. Los fabricantes de bombas realizan esta prueba y los resultados los entregan a través de la curva Q vs $CSPN_r$.

En la mayoría de las bombas, al disminuir la $CSPN_d$ la disminución de presión del bombeo puede presentarse bruscamente. Para facilitar la determinación de este parámetro y normalizar su definición, se ha desarrollado un criterio en el cual la $CSPN_r$ debe corresponder a la caída del 3% de la carga normal de bombeo (5). Esto permite determinar el valor por interpolación. Por acuerdo entre fabricantes, aún cuando no se indique la $CSPN_r$, ésta corresponderá a una caída de carga del 3% (a menos que se indique otra condición).

Cada fabricante realiza el ensayo de su bomba y debe entregar la curva de Q vs $CSPN_r$ correspondiente.

Entonces el usuario de la bomba podrá determinar la susceptibilidad de la misma, examinando el valor reportado en las curvas de funcionamiento.

Es importante resaltar que la manifestación de la pérdida de carga en la bomba ocurre para un nivel de cavitación avanzado. En gran mayoría de los casos, se puede tener daño por cavitación sin que la bomba experimente una pérdida de carga apreciable. La manifestación de la disminución de carga de bombeo y por tanto de la eficiencia, no debe interpretarse como el umbral que marca valor límite que se requiere para prevenir el daño por cavitación. Por lo tanto, se ha visto que es necesario guardar un margen para prevenir dicho daño, dependiendo del tamaño y tipo de bomba. La determinación de este margen es necesaria para realizar una correcta instalación del equipo y se detallará en el CAPITULO 10.

CAPITULO 7

Métodos para la detección de cavitación en bombas centrífugas

7.1 Valorando la CSPN

Como se describió en el capítulo anterior, la *CSPN* está definida como el exceso de la carga total a la entrada de la bomba por encima de la carga equivalente de la presión de vapor del líquido bombeado. La $CSPN_d$ representa la Carga de Succión Positiva Neta *Disponible* en una instalación dada y la $CSPN_r$ representa Carga Succión Positiva Neta *Requerida* por el equipo de bombeo a utilizar.

En algunos casos, el riesgo de ocurrencia de daño por cavitación es inaceptable. Estos usuarios demandan al fabricante la realización de pruebas rigurosas que demuestren con mayor certidumbre el comportamiento de la cavitación en el equipo de bombeo. En este capítulo revisaremos con más detalle, los métodos de prueba ingenieriles disponibles que permiten caracterizar la susceptibilidad de una bomba a cavitación.

7.2 Métodos para definir la $CSPN_r$

El ingeniero proyectista al diseñar un sistema de bombeo, debe garantizar que no presente problemas por cavitación bajo régimen estable y prever condiciones indeseables bajo operaciones extremas, como pueden ser regímenes inestables y/o transitorios (CAPÍTULO 2).

Por acuerdo general, el método que han adoptado los fabricantes de bombas centrífugas para caracterizar su susceptibilidad a cavitación bajo un régimen estable, corresponde a la pérdida de carga del 3% a un caudal dado. Esta información la presenta el fabricante mediante la curva $CSPN_{3\%} - Q$, que forma una de las curvas fundamentales a entregar al ofertar su bomba.

Para aplicaciones de gran tamaño y por tanto de gran costo, está ampliamente justificado el estudio que garantice el funcionamiento adecuado de las bombas. Es por ello que la mayoría de los usuarios recurren a alguna normatividad que marque la especificación que

proponga una prueba estándar o código de prueba pertinente. En México, por lo regular se ha adoptado como referencia a las normas del Instituto de Hidráulica de EUA (16). En este trabajo haremos referencia solo a las pruebas de $CSPN_{3\%}$ recomendadas. Sin embargo normatividades similares manejan el problema de forma similar.

Es evidente que una buena prueba estándar es una que:

- a) Tenga una apropiada calidad
- b) Fácil de entender
- c) Fácilmente aplicable

Nivel de calidad	Descripción del Requerimiento	Características	Prueba
C	Exigencia Mínima (barato y simple)	Se utiliza equipo uso común (rudimentario) – es adecuado para muchas aplicaciones industriales donde no se corre riesgo por una operación anormal de la bomba. Esta prueba se caracteriza por tener baja certidumbre.	$CSPN_{3\%}$
B	Exigencia Media	Buena Ingeniería – cuando los datos requeridos responden a mayores exigencias en la especificación, la validez de la prueba ofrece una mayor certidumbre respecto al nivel C.	$CSPN_{3\%}$ $CSPN_{4mm}^*$
A	Exigencia Superior	Investigación y desarrollo – cuando la gran calidad y repetitividad son esenciales, se realiza solo para situaciones de especificación exigente donde medir el comportamiento con gran certidumbre es indispensable.	Cav. Incip.** $CSPN_{0\%}^{***}$ (No se aplica en este trabajo)

* Esta es una prueba visual que requiere observar al impulsor a través de una ventana transparente. Se caracteriza al nivel de cavitación con base en la longitud de la nube cavitante.

**La cavitación incipiente se refiere al umbral en el cual se inicia la formación de cavitación.

***Es $CSPN_{0\%}$ definido como el punto donde inicia la caída de carga por cavitación.

Tabla 4.- Niveles de calidad para detectar la cavitación

En la industria de fabricación de bombas centrífugas, se realizan pruebas en planta para un muestreo de la producción, que a menudo demuestran que los equipos cumplen con las características señaladas en su especificación. Si se requiere que la totalidad de los equipos

se prueben y que dichas pruebas debieran ser presenciadas, su costo se incluye en el costo total del equipo.

Es conveniente señalar que existen diversos niveles de calidad de pruebas, la especificación de las mismas depende de la situación particular de cada usuario. La Tabla 4 muestra, de forma ascendente, los niveles de calidad (A, B y C), considerándolas como complejas, de gran costo y precisión. La determinación estándar del $CSPN_{3\%}$ puede cambiar dependiendo de la forma en que se realice y de la calidad de los instrumentos que se utilicen (5).

La determinación de una especificación adecuada de prueba depende del uso final del equipo seleccionado y es esencial para minimizar el riesgo de problemas por cavitación.

7.3 Propiedades del líquido bombeado

La prueba de cavitación dicta que previo a las pruebas se tiene que llevar a cabo una limpieza del agua a utilizar. Normalmente si el agua se extrae de un suministro público, por lo regular tiene una calidad aceptable. Es decir no debe emplearse agua con desechos, moho, etc. que puedan acumularse en el tanque y las tuberías.

La Tabla 5 muestra las características necesarias consideradas para la prueba (5):

Propiedades del líquido bombeado	Límites aceptables
Temperatura	10 °C a 40 °C
Densidad	990 Kg/m ³ a 1050 Kg/m ³
Viscosidad cinemática	Arriba de 1.75 x 10 ⁻⁶ m ² /s
Contenido de sólidos libres	Arriba de 2.5 Kg/m ³

Tabla 5.- Características del agua para pruebas

La densidad que se muestra en la Tabla 5 puede aumentar debido a la cantidad de partículas disueltas lo que resulta admisible dentro de los márgenes propuestos.

En las mediciones del $CSPN_{3\%}$, prácticamente no afectan las propiedades termodinámicas del agua, si la temperatura de la prueba ocurre entre 0°C a 40°C.

7.4 Los límites de incertidumbres en las mediciones

Es apropiado manejar límites de tolerancia en las mediciones que se llevan a cabo durante la prueba, utilizando una incertidumbre pertinente en aquellos parámetros de la cavitación definidos en las pruebas de calidad C y B .

La combinación de los parámetros de incertidumbre mostrados en la Tabla 6 sube el valor a un valor menor del +/- 10% de un límite total (5).

Mediciones del caudal para una placa orificio	+/- 2 %
Mediciones de carga por manómetros estándar	+/- 0.5 %
Temperatura del agua por termómetro	+/- 0.5 %
Velocidad de la bomba por tacómetro	+/- 0.5 %
Longitud de la cavitación	+/- 1 mm

*Nota: estos límites de incertidumbre dependerán en mucho del proceso de medición y la escala del instrumento

Tabla 6.- Tolerancias en las mediciones

7.5 Requerimientos esenciales para una prueba

Otros requerimientos son asociados a la instalación, como son:

1. Una válvula para control del caudal.
2. Un dispositivo para medir caudal, como puede ser una placa orificio o un Tubo Vénturi.

Cuando hay pruebas que son llevadas a cabo por un periodo largo de tiempo con caudales pequeños, es bueno tener un medio que controle la temperatura del agua.

7.6 Procedimiento de prueba a $CSPN_{3\%}$

La prueba de cavitación consiste en caracterizar una curva de $CSPN_{3\%}$ vs Q , que corresponde al manejo de un determinado caudal $Q = cte$ y que experimenta una disminución de la carga H en un 3%, provocada por la cavitación presente dentro de los impulsores de la bomba. Estas pruebas se llevan a cabo variando la $CSPN_d$, manteniendo constante:

1. El caudal
2. La velocidad de la bomba
3. La temperatura del agua

La prueba comienza en condiciones sin cavitación, progresivamente se va reduciendo la $CSPN_d$, generando una curva A, como se muestra en la Figura 36. La reducción de la $CSPN_d$ se produce cerrando poco a poco la válvula reguladora a la entrada de la bomba, por tanto el caudal caerá ligeramente y debe abrirse la válvula de control para compensar dicha variación (5).

Para contrarrestar el cierre de la válvula de entrada se efectúa la abertura de la válvula de control a la salida de la bomba. Usando este método será notable como la carga se desploma y en el punto donde esto ocurre se le denomina la “rodilla” de la curva (Figura 36). A medida que nos acerquemos a la “rodilla” se desarrollará una mayor actividad de cavitación dentro del impulsor, hasta hacer disminuir la carga.

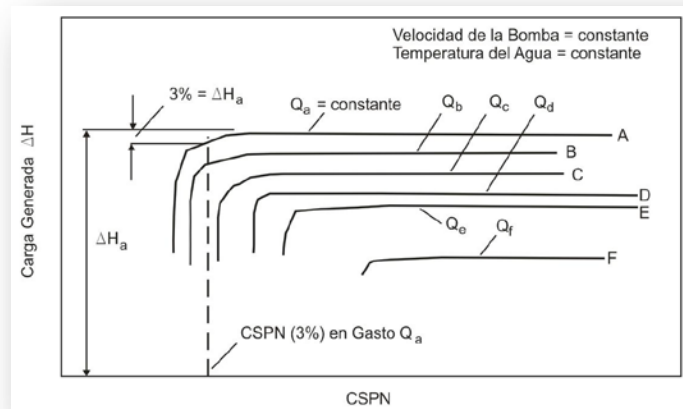


Figura 36.- Curva ΔH vs $CSPN$

Repitiendo el procedimiento para los caudales mayores Q_b, Q_c hasta Q_f , se pueden obtener las curvas A, B... F. Del análisis de estas curvas se ubica la $CSPN_{3\%}$ para el 3% de caída de carga y este valor se asocia al caudal que le corresponda. La mayoría de las veces es muy difícil determinar el valor del 3% de caída por lo que se usa la interpolación de las lecturas.

Debe advertirse que existe aire o gas que puede penetrar dentro de la bomba centrífuga, ya sea debido a vórtices en la succión, deficiencia en los sellos de las válvulas a lo largo de la tubería de entrada (o en la bomba misma) o también por causa de procesos químicos, la determinación de la $CSPN_{3\%}$ se puede alterar y en dado caso hasta invalidar la prueba (10). La existencia de gas o aire ocasiona que disminución de la carga de manera semejante al efecto que produce la cavitación.

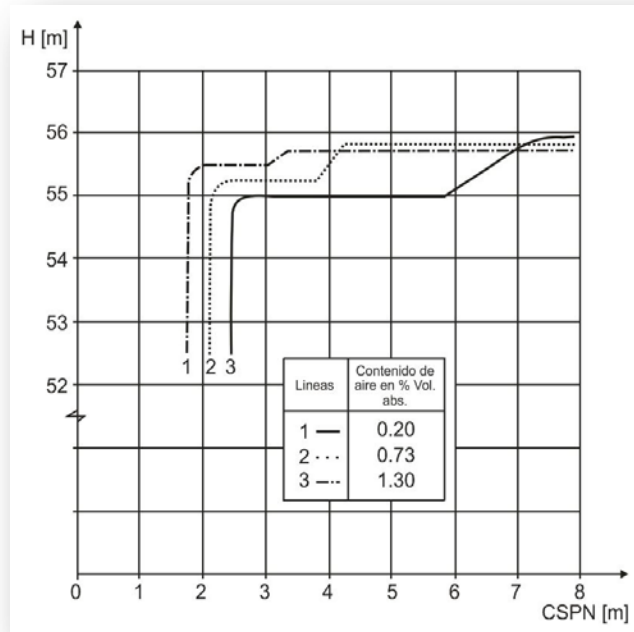


Figura 37.- Influencia de aire contenido en la CSPN ($Q = \text{constante}$, $n \text{ (rpm)} = \text{constante}$)

El aumento del contenido de aire o gas, advierte que la variable anteriormente mencionada tendera a declinarse más. Para el caso de la $CSPN_{3\%}$ la rodilla de la curva en la Fig. 8.1 pueda tomar la forma escalonada que se muestra en la Figura 37, sin embargo la caída más significativa sigue caracterizando al valor de $CSPN_{3\%}$.

Tomando los datos obtenidos a partir de la Figura 36 se transfieren a una nueva curva de, $CSPN_{3\%}$ vs Q como se muestra en la Figura 38 (5).

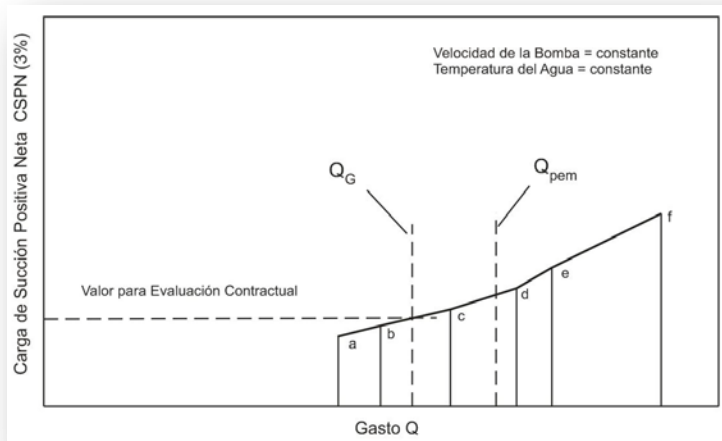


Figura 38.- Curva CSPN vs Q

Esta prueba requiere un fuerte control de la $CSPN_d$ a la entrada, teniendo un especial cuidado en la selección de válvulas, las cuales deben tener buenas características del control en presión.

Por ejemplo, cuando la bomba es menor que 50 KW pueden obtenerse resultados razonables utilizando una válvula de compuerta.

7.7 Prueba de $CSPN_{3\%}$ con Nivel de calidad C

Para pruebas con bombas centrífugas pequeñas, esta prueba ofrece valores adecuados en los resultados obtenidos.

Edward Grist (5) comenta que el nivel de calidad C puede llevar a errores en mediciones cuando la bomba opera por debajo del punto de eficiencia máxima (Q_{pem}), sin embargo, para valores cercanos al Q_{pem} las pruebas en los niveles de calidad B y C conducen a resultados similares y son aceptables (Figura 39).

Los valores de $CSPN_{3\%}$ para caudales alrededor del Q_{pem} resultan de gran interés general, ya que una gran cantidad de bombas operaran en dicha región. Por este motivo, el nivel C es adecuado para un uso general (5).

Para la prueba de nivel de calidad C, la instalación puede implementarse como se muestra en la Figura 40.

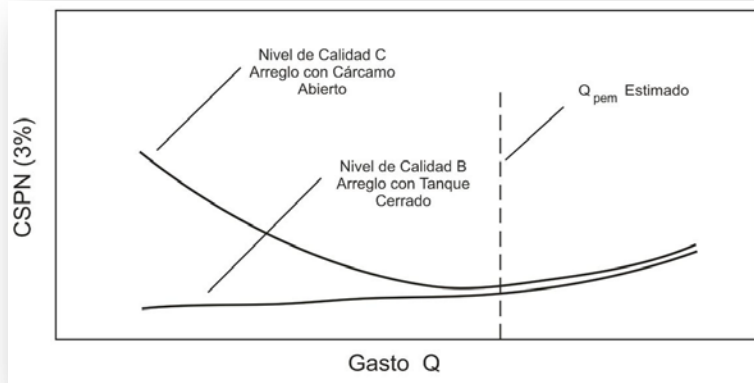


Figura 39.- Valores afectados por pruebas de CSPN

Este circuito produce muy buenos resultados cuando se evalúa el comportamiento de la bomba con una cavitación muy bien desarrollada, tal como es el caso para la prueba de $CSPN_{3\%}$.

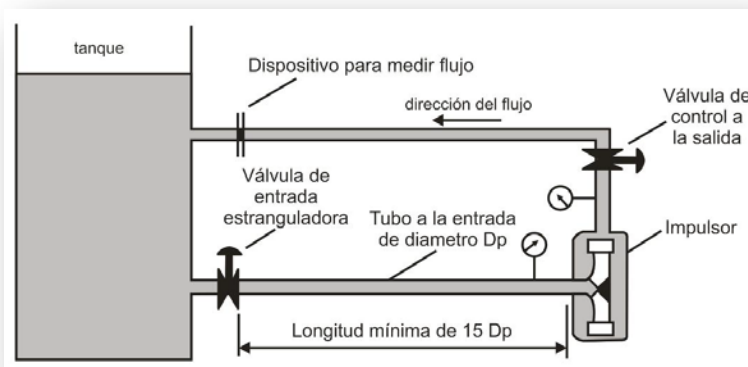


Figura 40.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad C

7.8 Prueba de $CSPN_{3\%}$ con Nivel de calidad B

Para tener un mejor control de la $CSPN$, evitando el disturbio del flujo debido a las válvulas de control, se tiene que modificar la instalación realizando un arreglo como el que se muestra en la Figura 41, donde la $CSPN$ puede ser controlada por cambios en la presión de un gas, el cual se encuentra por encima del líquido (usualmente aire), dentro de un tanque presurizado; estas pruebas pueden ser llevadas a cabo inclusive a baja presión dentro del tanque (5).

Además, dado que se agrega un intercambiador de calor, las pruebas pueden llevarse a cabo a diferentes temperaturas.

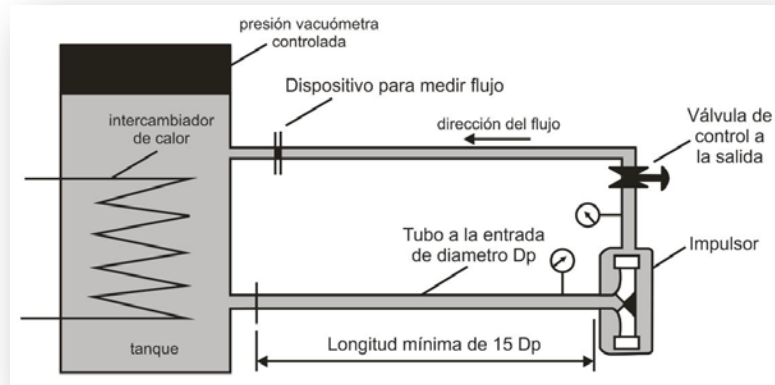


Figura 41.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad B

7.9 Procedimiento de prueba a $CSPN_{4mm}$

Esta prueba consiste en caracterizar una curva de $CSPN_{4mm}$ vs Q como se muestra en la Figura 42, el procedimiento de esta prueba es similar a la prueba de $CSPN_{3\%}$ y es común llevar las dos pruebas a cabo al mismo tiempo, comenzando con un caudal constante, disminuyendo progresivamente la $CSPN_d$.

La visualización de la actividad de cavitación se realiza sobre una ventana que permite ver a los álabes del impulsor utilizando la ayuda de un estroboscopio con frecuencia de destellos igual a la frecuencia de giro de la bomba. Es posible disminuir la $CSPN_d$ hasta alcanzar la formación de nubes de vapor de 4 mm de longitud. Dibujando sobre los álabes escalas geométricas, esta nube será fácilmente detectable (5).

El procedimiento será repetido para cada uno de los caudales de la prueba. Es necesario evaluar la prueba visual siguiendo una estabilidad y repetitividad de la misma, debido a cambios en el caudal, $CSPN_d$ y en el flujo de cavidades que ocasionara perturbaciones, la Figura 42 muestra una comparación de los procedimientos.

En la Figura 42 también se puede observar la prueba por inspección acústica, la cual consiste en medir el ruido ocasionado por la cavitación generada, la cual, será detectada por un acelerómetro.

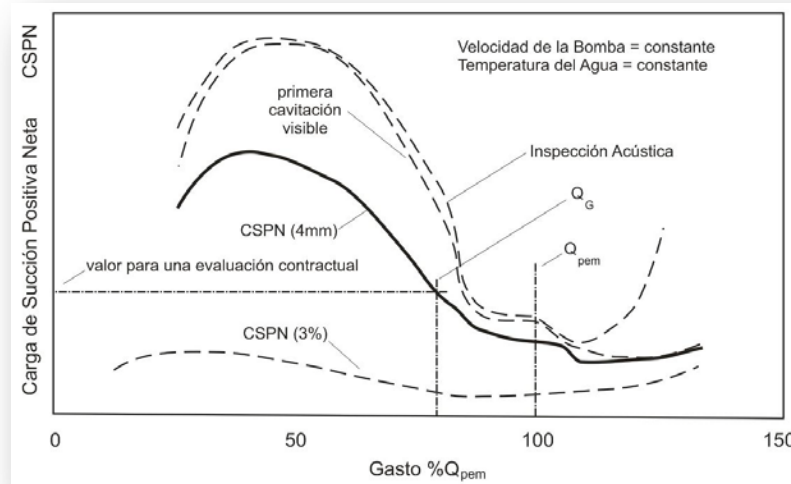


Figura 42.- Curva CSPN_{4mm} vs Q

7.10 Prueba de CSPN_{4mm} con Nivel de calidad B

Esta es una prueba visual y ofrece la capacidad de observar por una ventana el impulsor y entender directamente la aparición de cavitación, como se muestra en la Figura 43. Este procedimiento tiene sus desventajas, ya que solo se puede implementar en el laboratorio, requiere de sellos hidráulicos muy costosos y no es fácil manejar altas presiones y altas temperaturas a la entrada de la bomba.

La construcción del circuito de prueba conviene realizarla con la bomba en eje vertical, mejorando así, la visualización del impulsor. En la Figura 44 se muestra un corte transversal de un esquema recomendado (5).

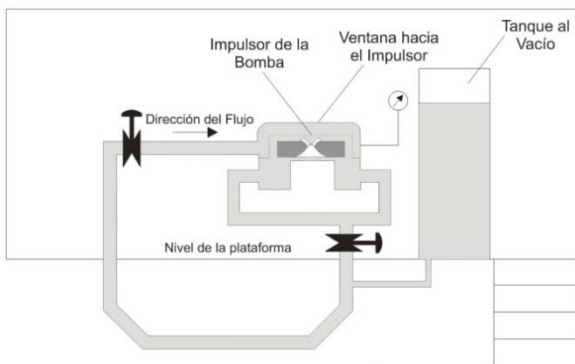


Figura 43.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad B

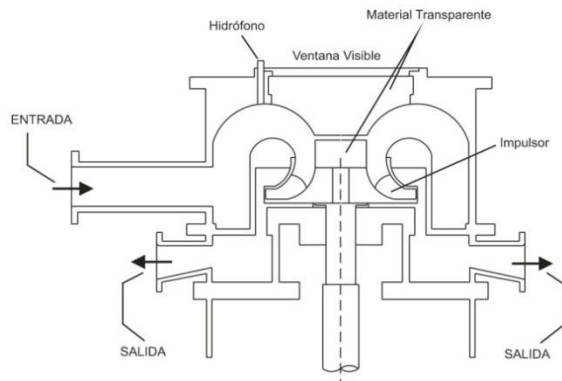


Figura 44.- Corte transversal de la bomba

7.11 Coeficiente de Thoma (Sigma)

En el coeficiente de Thoma es un parámetro adimensional, que indica la $CSPN_R$ como una fracción de la carga de la bomba, y aplica en todas aquellas bombas geoméricamente semejantes. Este parámetro ayuda a identificar las zonas libres de cavitación y el coeficiente de cavitación permitido por el Instituto de Hidráulica en base a la velocidad específica de las bombas, como se muestra en la Figura 45; estos resultados fueron obtenidos por el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos en 50 bombas diferentes y 60 pruebas, con las siguientes características:

1. Diámetro del impulsor: 7 in a 37 in.
2. Numero de etapas: una
3. Entrada del impulsor: succión en cantiléver: 26 bombas, doble succión: 24 bombas.
4. Rango de velocidad específica: 500 a 4750

En altas velocidades, las diferencias entre zonas libre de cavitación y lo permitido por el Instituto de Hidráulica fueron más evidentes (17).

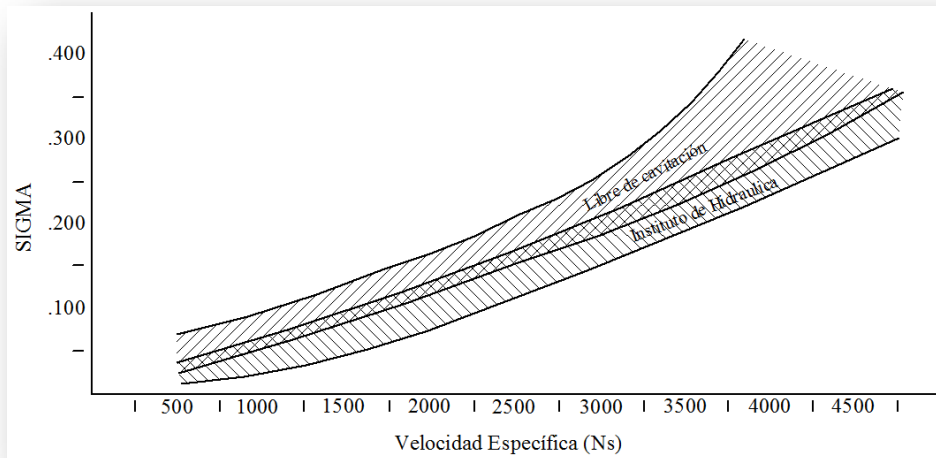


Figura 45.- Coeficiente de cavitación vs Velocidad específica (1)

CAPITULO 8

Análisis teórico de una bomba centrífuga de 1 hp

8.1 Calculo de la Carga Teórica de Euler a una bomba de 1 hp

En este capítulo se describe la caracterización teórica de una bomba de 1 hp que se utilizó como medio de ensayo de las técnicas descritas en los capítulos anteriores.

La bomba es de tipo radial, con impulsor en cantiléver, está directamente acoplada a un motor monofásico C.A. por lo que comúnmente recibe el nombre de motobomba. El motor es de tipo abierto, a prueba de goteo, con arranque por capacitor y opera a 3,515 rpm.

Los datos de placa de la motobomba son:

Marca	SIEMENS	Potencia	1 hp
Tensión	115/230 V	Corriente	13.4/6.7 A
Velocidad del Rotor	3515 rpm	Temperatura Ambiente	40°C
Eficiencia Nominal	70% (115 V)	F.S.	1.3
Flujo Máximo	2.41 L/s a 16 m de altura	Altura Máxima	27 m a 0 L/s de flujo
Diámetro de Succión	1 ¼"	Diámetro de Descarga	1"

Tabla 7.- Características de la bomba empleada

La Figura 46 muestra la curva $Q[l/s] - H[m]$ proporcionada por el diseñador (distribuidor) y que caracteriza el funcionamiento de la bomba.



Figura 46.- Grafica Q-H del distribuidor

En esta bomba se realizó el ensayo típico de laboratorio que se practica a una bomba de la cual se quiere determinar su susceptibilidad a cavitación, en el capítulo siguiente se describen dichos resultados y en el presente se realiza su caracterización teórica.

El impulsor de la bomba está elaborado con lámina troquelada de acero al carbono. La figura siguiente muestra una fotografía donde se señalan algunos de sus principales componentes:



Figura 47.- Terminología del impulsor

Determinando las dimensiones geométricas y los principales ángulos de los álabes del impulsor y suponiendo que operará al gasto de diseño, es posible calcular el valor de la carga teórica correspondiente.



Figura 48.- Medición con flexómetro



Figura 49.- Medición con calibre Vernier

Obteniendo los siguientes resultados:

Nombre	Símbolo	Valor	Valor
Ángulo de entrada entre el vector de Velocidad Relativa (w_1) y Velocidad Periférica (u_1).	$\hat{\alpha}_1$	14°	0.244 rad
Diámetro de entrada	D_1	0.0541 m	
Ancho de los alabes a la entrada	b_1	0.0086 m	
Ángulo de entrada entre el vector de Velocidad Relativa (w_2) y velocidad periférica (u_2).	$\hat{\alpha}_2$	19°	0.332 rad
Diámetro de salida	D_2	0.1245m	
Ancho de los alabes a la salida	b_2	0.0042 m	
Esesor del alabe	e	0.0114 m	
Numero de alabes	n	4	
Revoluciones por minuto	N	3515	
Gravedad	g	9.81	
Densidad del agua	\tilde{n}	1000	
Eficiencia Mecánica	ζ_m	70	

Figura 50.- Características del impulsor

La Ecuación de Euler está definida a partir de los triángulos de velocidades y los ángulos entre sus componentes para su entrada y salida del flujo que se muestran en la Figura 51.

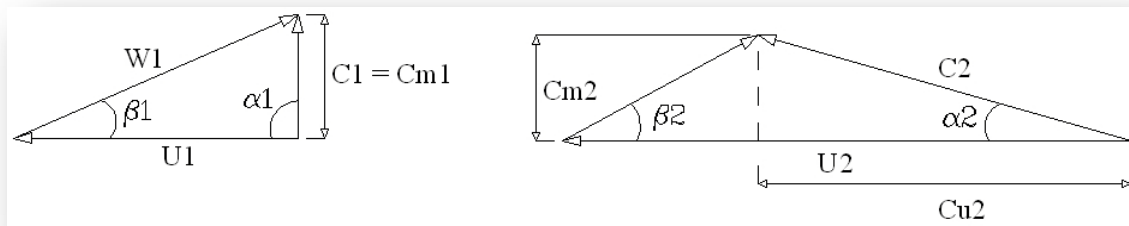


Figura 51.- Triángulos de velocidades a la entrada y salida del impulsor

Aplicando el procedimiento de cálculo de Euler a la entrada del impulsor, a partir de la Figura 52, tenemos:

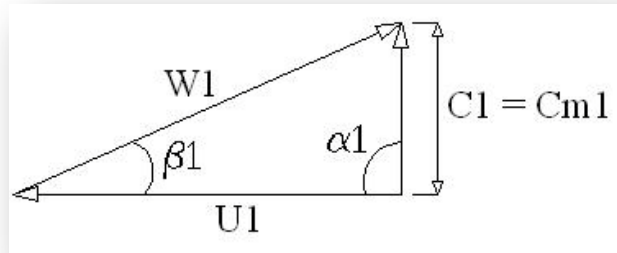


Figura 52.- Velocidades a la entrada del alabe

Calculo de la velocidad angular w del impulsor:

$$w = \frac{2 \pi N}{60} \dots \dots \dots (8.1)$$

$$w = \frac{2 \pi (3,515 \text{ rpm})}{60} = 368.09 \text{ rad/s}$$

Velocidad periférica del alabe a la entrada u_1 :

$$u_1 = \frac{D_1}{2} w \dots \dots \dots (8.2)$$

$$u_1 = \frac{0.0541}{2} 368.09 \text{ rad/s} = 9.957 \text{ m/s}$$

Suponiendo que la bomba se encuentra funcionando en el punto de eficiencia máxima, la Velocidad Absoluta de la partícula del fluido a la entrada del impulsor c_1 , debe ser igual que a la componente meridional c_{m1} (Ec. 8.3). Esto implica que $\alpha_1 = 90^\circ$. Durante ésta condición se tiene la máxima eficiencia de operación de la bomba por lo que ésta condición siempre se asocia al gasto de diseño.

La componente meridional de la velocidad absoluta de la partícula es entonces:

$$c_1 = c_{m1} \dots \dots \dots (8.3)$$

$$c_{m1} = \tan \beta_1 u_1 \dots \dots \dots (8.4)$$

$$c_{m1} = \tan 14^\circ 9.957 \text{ m/s} = 2.483 \text{ m/s}$$

El Caudal de diseño de la bomba Q es:

$$Q = (D_1 \pi - n e) b_1 c_{m1} \dots \dots \dots (8.5)$$

$$Q = (0.541 [m] * \pi - 4 * 0.0114 [m])(0.0086[m])(2.483[m/s])$$

$$Q = 0.0025 \text{ m}^3/\text{s} = 2.458 \text{ l/s}$$

Como el triángulo de velocidades a la entrada es un triángulo rectángulo, la velocidad relativa del fluido respecto del álabe w_1 puede calcularse como:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \dots \dots \dots (8.6)$$

$$w_1 = \sqrt{(2.483 \text{ m/s})^2 + (9.957 \text{ m/s})^2} = 10.26 \text{ m/s}$$

De la misma forma, se aplica el procedimiento de cálculo a la salida del impulsor, a partir de la Figura 53:

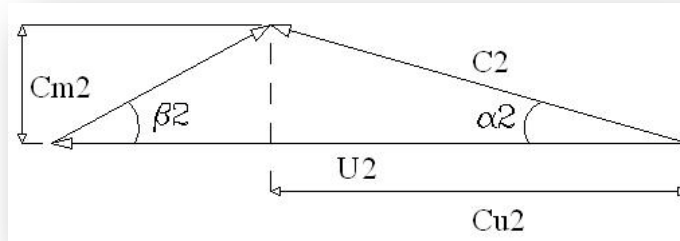


Figura 53.- Velocidades a la salida del alabe

La Velocidad periférica a la salida u_2 es:

$$u_2 = \frac{D_2}{2} \omega \dots \dots \dots (8.7)$$

$$u_2 = \frac{0.1245 [m]}{2} 368.09 [rad/s] = 22.914 \text{ m/s}$$

Dado que ya determinamos el gasto la componente meridional de la velocidad absoluta de salida de la Partícula c_{m2} es:

$$c_{m2} = \frac{Q}{(D_2 \pi - 4 e)(b_2)} \dots \dots \dots (8.8)$$

$$c_{m2} = \frac{0.0025 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{(0.1245 [m] * \pi - 4 * 0.0114 [m]) (.0042 [m])}$$

$$c_{m2} = 1.694 [m/s]$$

Determinando la componente periférica de la velocidad periférica del alabe c_{u2} tenemos que:

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \dots \dots \dots (8.9)$$

$$c_{u2} = 22.914 \text{ m/s} - \frac{1.694 \text{ m/s}}{\tan 19^\circ}$$

$$c_{u2} = 17.994 \text{ m/s}$$

Por lo que el ángulo de salida α_2 , definido entre la velocidad absoluta de la partícula c_2 y la velocidad periférica u_2 resulta:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m2}}{c_{u2}} \right) \dots \dots \dots (8.10)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{1.694 \text{ m/s}}{17.994 \text{ m/s}} \right) = 0.094 \text{ rad} = 5.378^\circ$$

Entonces la velocidad absoluta de la partícula del fluido a la salida c_2 debe ser de:

$$c_2 = \frac{c_{u2}}{\cos \alpha_2} \dots \dots \dots (8.11)$$

$$c_2 = \frac{17.994 \text{ m/s}}{\cos 5.378^\circ} = 18.073 \text{ m/s}$$

Y la velocidad relativa del fluido respecto del alabe w_2 a la salida será:

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\cos \beta_2} \dots \dots \dots (8.12)$$

$$w_2 = \frac{1.694 \text{ m/s}}{\cos 19^\circ} = 5.203 \text{ m/s}$$

Por lo tanto la carga teórica correspondiente a esta bomba es:

$$H_u = \frac{1}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) \dots \dots \dots (8.13)$$

Pero si $\alpha_1 = 90^\circ$ (como se explicó anteriormente), el segundo sustraendo tiene un valor igual a cero y la carga teórica será:

$$H_u = \frac{1}{g} (c_{u2} u_2) \dots \dots \dots (8.14)$$

$$H_u = \frac{1}{9.81} (17.994 \text{ m/s} * 22.914 \text{ m/s}) = 42.03 \text{ m}$$

La carga teórica real, dependerá de la eficiencia de la bomba, por tanto:

$$H_b = \frac{\eta}{100} H_u \dots \dots \dots (8.15)$$

$$H_b = 0.7 * 42.03 \text{ m} = 29.421$$

La potencia teórica útil es:

$$P = \rho g Q H_b \dots \dots \dots (8.16)$$

$$P = 1000 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.0025 \text{ m}^3/\text{s} * 29.421 \text{ m}$$

$$P = 721.55 \text{ W} = 0.967 \text{ hp}$$

Cabe aclarar que estos cálculos se realizaron mediante expresiones que resultan mayores a los datos de placa de la bomba, sin embargo se aprecia que son consistentes con el funcionamiento esperado lo que indica que la caracterización es correcta.

8.2 Medición de Caudal por Tubo Venturi

Como medio de medición de caudal, se utilizó un Tubo Venturi (Figura 54) implementado en el laboratorio con reducciones de conexión tipo campana, conectado a un manómetro diferencial de mercurio con las siguientes características de diseño y flujo:

Densidad Agua ρ_{H_2O}	1000 Kg/m ³	Diámetro 1 d_1	0.03175 m
Densidad Mercurio ρ_{Hg}	13600 Kg/m ³	Diámetro 2 d_2	0.0278 m
Gravedad g	9.781 Kg/m ³		

Tabla 8.- Características de diseño y fluido



Figura 54.- Tubo Venturi utilizado en las pruebas de laboratorio

El Caudal Teórico se calcula a partir de la Ec. 3.31, obteniendo:

$$Q_t = A_2 * \frac{2 g \Delta h_{Hg} (\delta_{Hg} - 1)}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4}} \dots \dots \dots (8.17)$$

$$Q \left[\frac{m^3}{s} \right] = 6.51 * 10^{-3} * \sqrt{\Delta h_{Hg}} \dots \dots \dots (8.18)$$

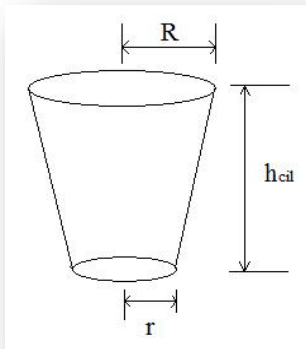
Donde Δh_{Hg} es la diferencia de altura en los tubos del manómetro de mercurio.

Esta ecuación arroja como resultado un cálculo teórico del caudal, pero es necesario definir el caudal real que atraviesa la tubería, el cual dependerá de un factor de corrección F_c , que

depende de la geometría real de la reducción y del número de Reynolds. El valor de F_c se calibró experimentalmente comparando el aforo con un aforo volumétrico para en diferentes caudales (Ec. 8.19).

$$F_c = \frac{Q}{Q_t} \dots \dots \dots (8.19)$$

El aforo se lleva a cabo mediante el bombeo y llenado de cierta capacidad de un cilindro cónico (cubeta), con las siguientes características (Figura 55):



Donde $R = 13.4 \text{ cm}$, $r = 12.75 \text{ cm}$ y h_{cil} es variable. El volumen del cilindro cónico será:

$$V_{cil} [l] = \frac{1000}{3} \pi h_{cil} (R^2 + r^2 + R * r) \dots \dots \dots (8.20)$$

Por tanto el Caudal aforado se define a partir de:

$$Q [l/s] = \frac{V_{cil}}{t} \dots \dots \dots (8.21)$$

Figura 55.- Cilindro cónico (cubeta)

Para un primer caudal aforado a 6 ensayos con un $\Delta h_{Hg} = 0.05 \text{ m}$ constante, obtenemos a partir de la Ecs. 8.20 y 8.21, los resultados de la Tabla 9.

Ensayo	Tiempo [s]	h_{cil} [m]	V_{cil} [l]	Caudal Real [l/s]
1	13.21	0.298	16.008	1.212
2	12.84	0.296	15.901	1.238
3	13.53	0.306	16.438	1.215
4	13.5	0.30	16.116	1.194
5	13.19	0.296	15.901	1.206
6	13.59	0.304	16.330	1.202

Tabla 9.- Aforo de la prueba

Posteriormente se calcula la relación de caudales reales y teóricos o Factor de Corrección a partir de la Ec. 8.19, obteniendo los resultados de la Tabla 10.

Ensayo	Caudal Real	Caudal Teórico	Factor de Corrección
--------	-------------	----------------	----------------------

	Q (L/s)	Q _t (L/s)	F _c = Q/Q _t
1	1.212	1.462	0.829
2	1.238	1.462	0.847
3	1.215	1.462	0.831
4	1.194	1.462	0.816
5	1.206	1.462	0.825
6	1.202	1.462	0.822

Tabla 10.- Relación de Caudales

De esta manera para determinar el Factor de Corrección por Caudal se promediaron los valores de F_c de la Tabla 10, obteniendo un $F_c=0.828$ para un $\Delta h_{Hg} = 0.05$ m. Haciendo la hipótesis de que el coeficiente F_c tiene un valor constante para el intervalo de gastos medidos, se promediaron posteriormente los resultados obtenidos de F_c a diferentes $\Delta h'_{Hg}$ s.

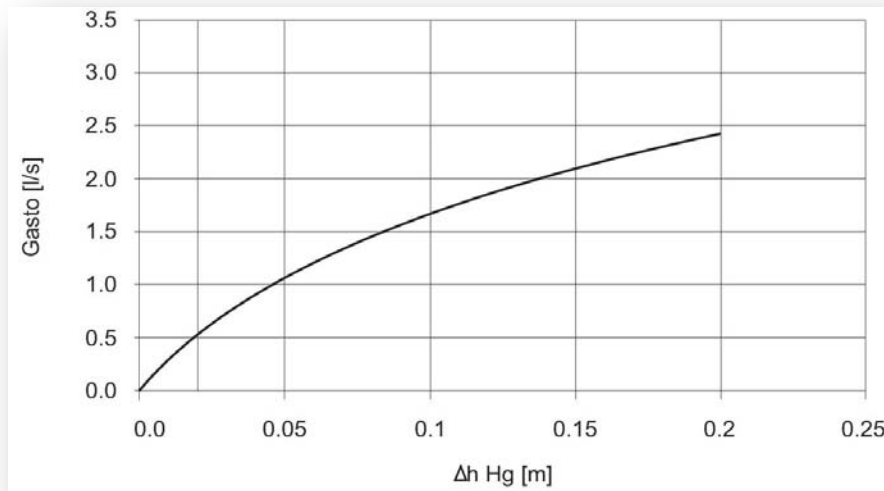


Figura 56.- Curva Δh_{Hg} vs Q

Por tanto, el factor total de corrección es $F_{ct} = 0.8334$, generando curva de la Figura 56.

$$Q \left[\frac{m^3}{s} \right] = 5.43 * 10^{-3} * \sqrt{\Delta h_{Hg}}$$

Las siguientes figuras muestran el desarrollo de la prueba.

Prevención de cavitación en bombas centrífugas



Figura 57.- Tomando mediciones en el Manómetro Diferencial de Hg



Figura 58.- Tubo Venturi y Manómetro Diferencial de Hg

CAPITULO 9

Ensayo de susceptibilidad a cavitación de la bomba centrífuga de 1 hp

9.1 Descripción del laboratorio de pruebas

Para ensayar el procedimiento de prueba de Carga de Succión Positiva Neta al 3% ($CSPN_{3\%}$) se diseñó e implementó una instalación experimental cuyo esquema se muestra en la Figura 59.

El procedimiento de prueba de Carga de Succión Positiva Neta al 3% ($CSPN_{3\%}$) corresponde a uno con nivel de calidad C, debido a las limitantes en precisión del equipo empleado.

En la Figura 59 se observa el diagrama de diseño para la prueba de $NPSH_{3\%}$ y la Figura 60 muestra la Instalación real que fue realizada en el laboratorio del Instituto de Ingeniería de la UNAM, el cual consta de un cárcamo al lado izquierdo, conectado a una tubería de fierro galvanizado de 1 1/4 in (0.03175 m) de diámetro con dos válvulas esféricas (V1, V2) que servirán para el control de caudal en la succión de la bomba (Figura 61). Estas válvulas, se encuentran alejadas 18 diámetros de la toma de lectura del vacuómetro (P1), localizado justamente antes de la brida de succión (Figura 62), esto servirá para disminuir las estelas producidas por las mismas y que pudieran alterar tanto a la lectura como al propio comportamiento del impulsor.

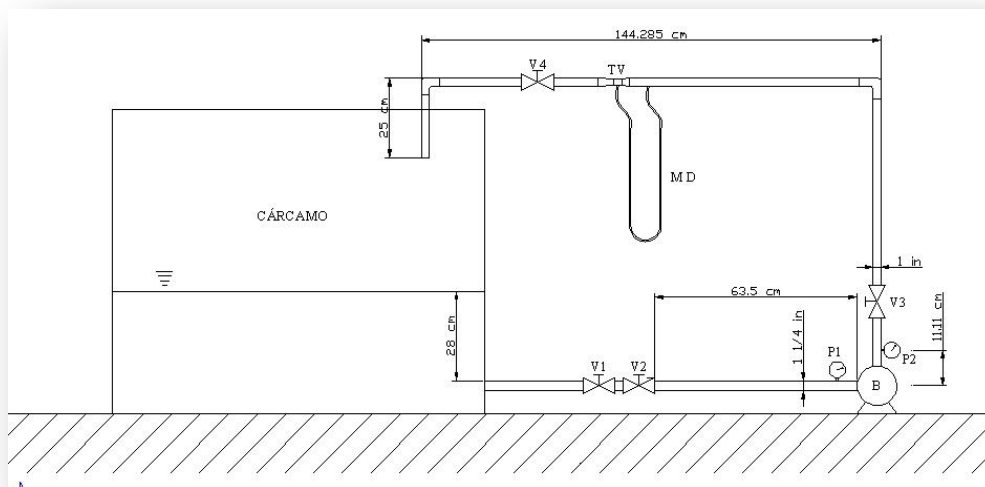


Figura 59.- Diagrama de Instalación para prueba de $CSPN_{3\%}$



Figura 60.- Instalación para prueba de CSPN3%



Figura 61.- Válvulas Esféricas



Figura 62.- Manómetro y Vacuómetro de Bourdon

Siguiendo la trayectoria de descarga en la bomba (B) a una tubería de 1.094 in (0.0278 m) de diámetro, se localiza un manómetro de Bourdon (P2), una segunda válvula esférica de control de caudal V3, un tubo Vénturi (TV) con manómetro diferencial de mercurio (MD) y por último, una tercera válvula (V4), en donde las válvulas servirán igualmente para controlar el caudal y las presiones a las que opero el tubo venturi.



Figura 63.- Bomba Centrífuga y Válvula Esférica



Figura 64.- Tubo Venturi y Válvula Esférica

Para los ensayos de laboratorio se utilizo agua con las siguientes características:

Temperatura [°C]	Peso Específico [N/m ³]	Densidad [Kg/m ³]	Viscosidad Cin. (v) [m ² /s] *10 ⁻⁶ (centistokes)	Presión de Vaporización [Kg/cm ²]
20	980	1000	1.007	0.0238

Tabla 11.-Propiedades del agua en las pruebas realizadas

9.2 Carga de una bomba centrífuga de 1 hp a caudal nulo

Como primera parte, se caracterizará la curva $Q [l/s]$ vs $H [m]$ de la bomba.

Para esta parte, los cálculos están definidos para el Ensayo número 1 de la Tabla 11.

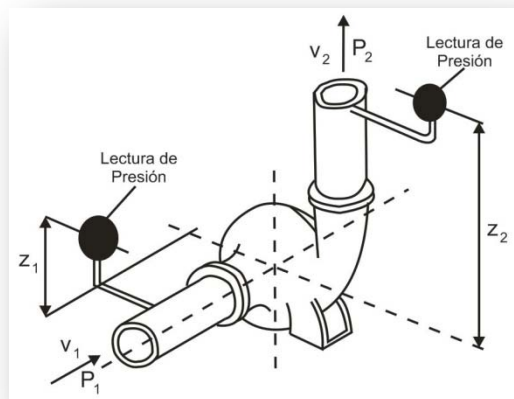


Figura 65.-Bomba de 1 hp

Voltaje [V]		115	
Ensayo	Presión descarga	Diferencial de Hg	I. Corriente
	P_2 [kg/cm ²]	Δh_{Hg} [m]	I [A]
<u>1</u>	<u>2.95</u>	<u>0</u>	<u>13.9</u>

Tabla 12.-Datos de prueba

Tomando como referencia la Figura 65. Calculamos la carga H_1 a la entrada de la misma:

En donde H_1 está definida como:

$$H_1 = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \dots \dots \dots (9.1)$$

Para un Caudal nulo, la Carga será máxima y por tanto la velocidad del flujo será cero, obteniendo:

$$H_1 = \frac{P_1}{\rho g} = 0.28 \text{ m}$$

Entonces para H_1 tendremos únicamente la carga de presión ejercida por el fluido que se encuentra por arriba del eje de la bomba, como se observa en la Figura 59.

La carga generada a la salida de la bomba H_2 es:

$$H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \dots \dots \dots (9.2)$$

Bajo las mismas condiciones de Caudal nulo y Carga máxima, tenemos una lectura del manómetro P_2 , que será igual en términos de carga a:

$$H_2 = \frac{P_2}{\rho g} = 29.5 \text{ m}$$

Por lo tanto, la carga máxima total generada por la bomba será:

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

$$\Delta H = 29.5 \text{ m} - 0.28 \text{ m} = 29.22 \text{ m}$$

Para determinar la carga a caudales diferentes de cero, se utilizaron nuevamente las Ecs. 9.1 y 9.2, para los siguientes datos:

Ensayo	Diferencial de Hg Δh_{Hg} [m]	P_1 [cm de Hg]	P_1 [Kg/cm ²]	P_2 [Kg/cm ²]	I [A]
2	0.075	-1	-0.014	2.38	15.2
3	0.11	-3	-0.041	2.22	15.3
4	0.15	-5	-0.068	2.08	15.8
5	0.175	-6.7	-0.091	1.98	16
6	0.2	-8	-0.109	1.88	16.1

Tabla 13.-Datos de prueba

Para describir el análisis realizado sobre los datos obtenidos durante el ensayo, se detalla el método de solución para un solo gasto, los demás se procesaron de la misma forma. El gasto que se presenta corresponde a la condición de operación No. 6:

$$H_1 = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$H_1 = 0 - 1.09 + \frac{v_1^2}{2g}$$

La velocidad a la entrada de la bomba v_1 se calcula conociendo el caudal de operación. Este caudal se determina con el tubo venturi empleando la medición del Δh_{Hg} [m] con el manómetro diferencial de mercurio y la Ec. 4.31, por tanto el gasto es de:

$$Q \left[\frac{m^3}{s} \right] = 5.43 * 10^{-3} * \sqrt{\Delta h_{Hg}}$$

$$Q = 5.43 * 10^{-3} * \sqrt{0.2 \text{ m}} = 2.439 * 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

$$Q = 2.439 \text{ l/s}$$

Entonces

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{2.431 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi(0.03175)^2}{4} \text{ m}^2} = 3.081 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} = 0.484 \text{ m}$$

Por tanto la carga a la entrada H_1 será igual a:

$$H_1 = -0.603 \text{ m}$$

Para el caso de la carga generada H_2 a la salida, tenemos:

$$H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H_2 = 0.1 \text{ m} + 18.8 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Igualmente con el gasto de operación y el área de la sección, podemos determinar la velocidad del flujo en la descarga v_2 y su correspondiente carga de velocidad.

$$\frac{v_2^2}{2g} = 0.823 \text{ m}$$

Por tanto la carga generada H_2 será igual a:

$$H_2 = 19.72 \text{ m}$$

De esta forma la carga total generada es:

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

$$\Delta H = 19.72 \text{ m} + 0.603 \text{ m} = 20.227 \text{ m}$$

Calculando la carga total para los demás ensayos de la Tabla 13, se obtiene la Tabla 14:

Ensayo	$v_1^2/2g$ [m]	$v_2^2/2g$ [m]	Q [l/s]	H_1 [m]	H [m]
1	0.12023	0.20456	1.21601	0.12023	24.984
2	0.18437	0.31368	1.50582	0.04842	24.065
3	0.26696	0.4542	1.81198	-0.14088	22.795
4	0.35927	0.61124	2.10202	-0.32048	21.732
5	0.41955	0.71381	2.27154	-0.49131	21.005
6	0.48407	0.82358	2.43996	-0.60353	20.227

Tabla 14.-Resultados obtenidos

Obteniendo como resultado la curva $Q[l/s]$ vs $H[m]$ de la Figura 66.

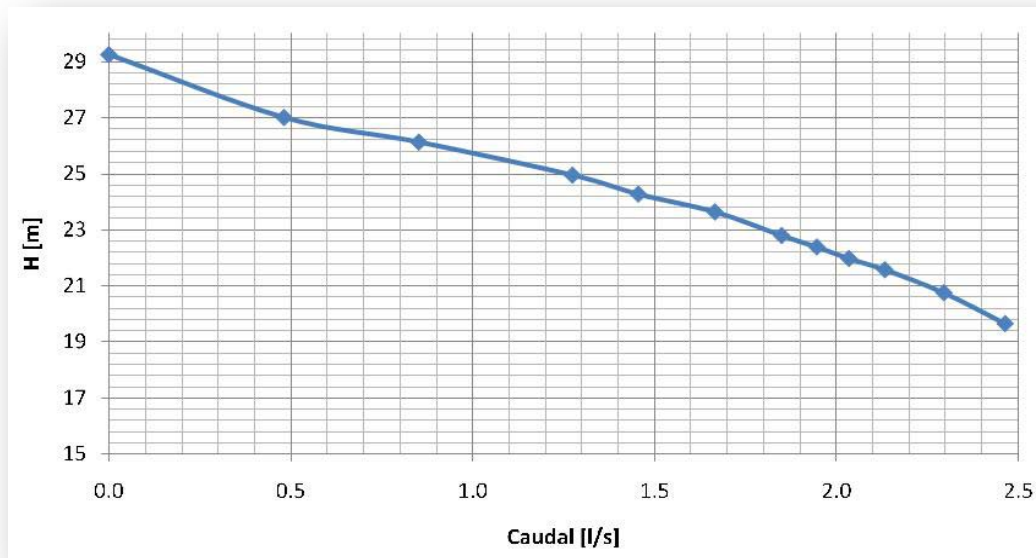


Figura 66.-Curva Q(l/s) vs H (m)

La Figura 67 muestra la curva del distribuidor.



Figura 67.- Grafica Q-H del distribuidor

9.3 Calculo de la CSPN_d

La Carga de Succión Positiva Neta Disponible (CSPN_d) corresponde al valor que impone la instalación. El (CSPN_d) cuando las válvulas V1 y V2 están completamente abiertas, se define como:

$$CSPN_d = H_1 + \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

Utilizando como base del ensayo No. 6, las Tabla 12 y Tabla 13 nuevamente, tenemos:

$$H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$H_1 = -0.603 \text{ m}$$

La presión barométrica real es:

$$\frac{P_b}{\rho g} = \frac{77000[\text{Pa}]}{998.2 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 9.72 \text{ m}/\text{s}^2} = 7.936 \text{ m}$$

La presión de vaporización es:

$$\frac{P_{vap}}{\rho g} = \frac{0.0238 \text{ Kg}/\text{cm}^2 \cdot 9.81 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 10000 \text{ m}^2}{998.2 \text{ Kg}/\text{m}^3 \cdot 9.72 \text{ m}/\text{s}^2} = 0.24063 \text{ m}$$

Por tanto, tenemos una Carga de Succión Positiva Neta Disponible en el punto de eficiencia máxima de:

$$CSPN_d = -0.603 m + 7.936 m - 0.24063 m = 7.09192 m$$

Generalizando los cálculos para los diferentes caudales de la Tabla 13 y Tabla 14, obtenemos:

Ensayo	Q[l/s]	H[m]	CSPN _d [m]
1	1.21601	24.984	7.81569
2	1.50582	24.065	7.74388
3	1.81198	22.795	7.55457
4	2.10202	21.732	7.37497
5	2.27154	21.005	7.20414
6	2.43996	20.227	7.09192

Tabla 15.-Resultados obtenidos

La curva característica de la Tabla 15 relaciona el $Q[l/s]$ vs $H[m]$ vs $CSPN_d$ es:

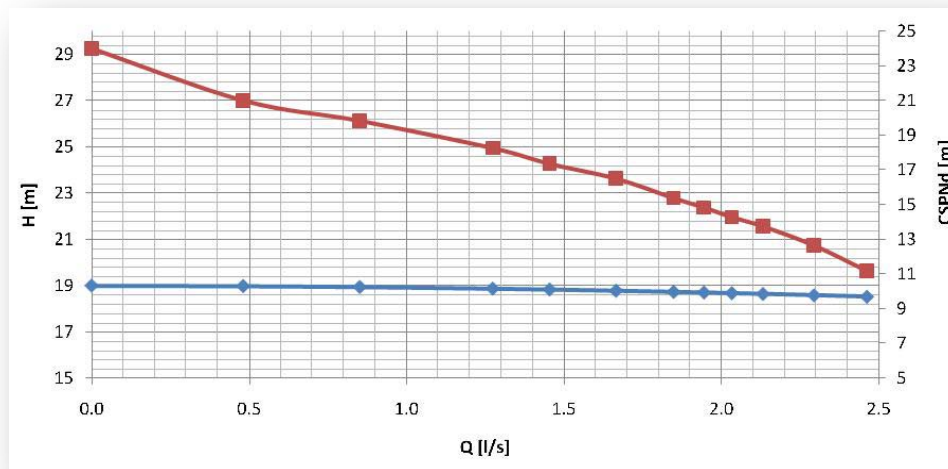


Figura 68.- Curva Q (l/s) vs H (m) vs CSPN_d

Para que la bomba no tenga problemas por cavitación es necesario que el (CSPN_d) sea mayor o igual al (CSPN_{3%}) afectado por el factor de seguridad fc, por tanto el valor de

referencia que debemos determinar es el ($CSPN_{3\%}$) en función del caudal. Como se podrá apreciar posteriormente, en la instalación con las válvulas V1 y V2 abiertas, la bomba está lejos de presentar problemas por cavitación.

9.4 Determinación del $CSPN_{3\%}$

Esta prueba debe caracterizar la curva que define una $CSPN_d$ mínima, para un determinado caudal Q , tal que provoque una disminución de la carga H en un 3%, como consecuencia de actividad de cavitación en el interior de la bomba.

La Figura 69 representa la operación con las válvulas de succión V1 y V2 completamente abiertas y se tomará como referencia suponiendo que no hay cavitación en la bomba.

Para proceder con la prueba se va aumentando la pérdida de carga en la succión (cerrando las válvulas V1 y V2) y por tanto disminuyendo la $CSPN_d$. Dado que al incrementar la pérdida en la succión el gasto del circuito tiende a disminuir, es necesario reajustarlo abriendo las válvulas V3 y V4. La V4 tiene como objetivo mantener siempre una presión positiva en el venturi para facilitar el purgado del mismo y garantizar un aforo del gasto correctamente.

Para la prueba se realizaron 13 ensayos como se observa en la Figura 16. Las válvulas de control de caudal sirvieron para mantener constante el caudal durante la prueba, al realizar el cierre de las válvulas a la entrada o succión de la bomba y compensarlo con la apertura de las válvulas localizadas después de la descarga de la bomba (Figura 69).

La disminución de la $CSPN_d$ se realizó hasta el punto donde el fenómeno de cavitación fue tan excesivo provocando la caída de carga. Dado que la carga se disminuye el caudal bombeado ya no se puede mantener constante en estas condiciones.

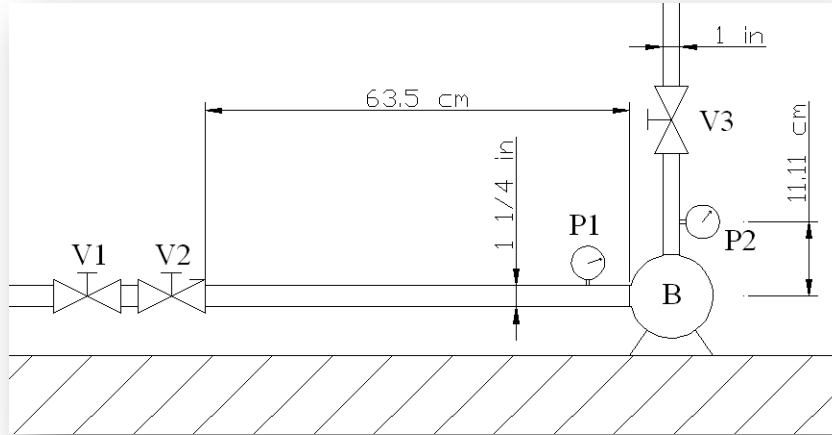


Figura 69.- Válvulas Regulatoras-Controladoras

La siguiente tabla muestra los datos obtenidos durante la primera prueba realizada manteniendo constante un $\Delta h_{Hg} [m] = 0.05 m$ equivalente a 1.216 l/s .

Ensayo	P_1 [cm de Hg]	P_1 [Kg/cm ²]	P_2 [Kg/cm ²]	$I[A]$
1	0	0.000	2.49	15
2	-5	-0.068	2.42	15
3	-10	-0.136	2.33	15
4	-15	-0.204	2.28	15
5	-22	-0.299	2.17	15
6	-25	-0.340	2.12	15
7	-31	-0.421	2.02	15
8	-35	-0.476	1.98	15
9	-40	-0.544	1.9	15
10	-44	-0.598	1.78	15
11	-48.5	-0.659	1.72	15
12	-49.9	-0.678	1.63	15
13	-50	-0.680	0.4	14.5

Tabla 16.- Datos obtenidos de la prueba

Observemos que en el ensayo número 13 se desarrolla una cavitación excesiva, con lo cual es imposible mantener la carga H constante como se comprobará a continuación.

$$H_1 = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$$

$$H_1 = 0 - 6.8 + \frac{v_1^2}{2g}$$

La velocidad a la entrada de la bomba v_1 se calcula a partir del Δh_{Hg} [m] , con la Ec. 4.31.

$$Q \left[\frac{m^3}{s} \right] = 5.43 * 10^{-3} * \sqrt{\Delta h_{Hg}}$$

$$Q = 5.43 * 10^{-3} * \sqrt{0.05 \text{ m}} = 1.216 * 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

$$Q = 1.216 \text{ l/s}$$

Entonces

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{1.216 * 10^{-3} \text{ m}^3/s}{\frac{\pi (0.03175)^2}{4} \text{ m}^2} = 1.535 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_1^2}{2g} = 0.12 \text{ m}$$

La carga a la entrada de la bomba H_1 es:

$$H_1 = 0 - 6.8 \text{ m} + 0.12 \text{ m} = -6.677 \text{ m}$$

La carga generada a la salida de la bomba H_2 es:

$$H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$H_2 = 0.1 \text{ m} + 4 \text{ m} + 0.204 \text{ m}$$

Por tanto

$$H_2 = 4.304 \text{ m}$$

Deduciendo de esta forma la carga total generada para el ensayo 13 es:

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

$$\Delta H = 4.304 \text{ m} + 6.677 \text{ m} = 10.98 \text{ m}$$

Siguiendo esta memoria de cálculo para cada uno de los ensayos de la Tabla 16, generamos la Tabla 17:

Ensayo	H_1 [m]	H_2 [m]	H [m]
1	0.12023384	25.2045608	25.084
2	-0.55952091	24.5045608	25.064
3	-1.23927566	23.6045608	24.844
4	-1.91903041	23.1045608	25.024
5	-2.87068706	22.0045608	24.875
6	-3.27853991	21.5045608	24.783
7	-4.09424561	20.5045608	24.599
8	-4.63804941	20.1045608	24.743
9	-5.31780416	19.3045608	24.622
10	-5.86160796	18.1045608	23.966
11	-6.47338724	17.5045608	23.978
12	-6.66371857	16.6045608	23.268
13	-6.67731366	4.30456081	10.982

Tabla 17.- Resultados obtenidos

Observemos que en la Tabla 17 la carga para el ensayo 1 es de 25.084 m, posteriormente se aumentaran las perdidas en los siguientes ensayos, hasta el punto donde la carga se desploma (ensayo 13), en donde obtenemos un valor de 10.982 m con una caída aproximadamente del 50% de carga.

Completando los cálculos, definimos la Carga de Succión Positiva Neta Disponible para el ensayo número 13:

$$CSPN_d = H_1 + \frac{P_b}{\rho g} + \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

Donde la presión barométrica real es:

$$\frac{P_b}{\rho g} = \frac{77000 [Pa]}{998.2 \text{ Kg}/m^3 \cdot 9.72 \text{ m}/s^2} = 7.936 \text{ m}$$

La presión de vaporización (Tabla 3)

$$\frac{P_{vap}}{\rho g} = \frac{0.0238 \text{ Kg}/cm^2 * 9.81 \text{ m}/s^2 * 10000 \text{ m}^2}{998.2 \text{ Kg}/m^3 * 9.72 \text{ m}/s^2} = 0.24063 \text{ m}$$

Por tanto tenemos una Carga de Succión Positiva Neta Disponible de:

$$CSPN_d = H_1 + \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

$$CSPN_d = -6.677 \text{ m} + 7.936 \text{ m} - 0.24063 \text{ m} = 1.018$$

Procediendo de igual forma y calculando para cada uno de los ensayos obtenemos la Tabla 18, y que en forma gráfica se muestra en la Figura 70.

Al extremo izquierdo de la curva, donde ocurre el desplome de la carga, se le acostumbra llamar “la rodilla”.

La variación de resultados en la carga H no representa un comportamiento típico de la bomba, más bien debe atribuirse a la calidad del tipo de medición que se utilizó, entonces, para definir el punto correspondiente al 3%, se definirá un valor promedio de carga, que ayudará en la determinación de la $CSPN_{3\%}$. Como se explicara a continuación.

Ensayo	CSPN _d [m]
1	7.8156
2	7.1359
3	6.4561
4	5.7764
5	4.8247
6	4.4169
7	3.6012
8	3.0574
9	2.3776
10	1.8338
11	1.2220
12	1.0317
13	1.0181

Tabla 18.- CSPN_d para Q=1.216 l/s

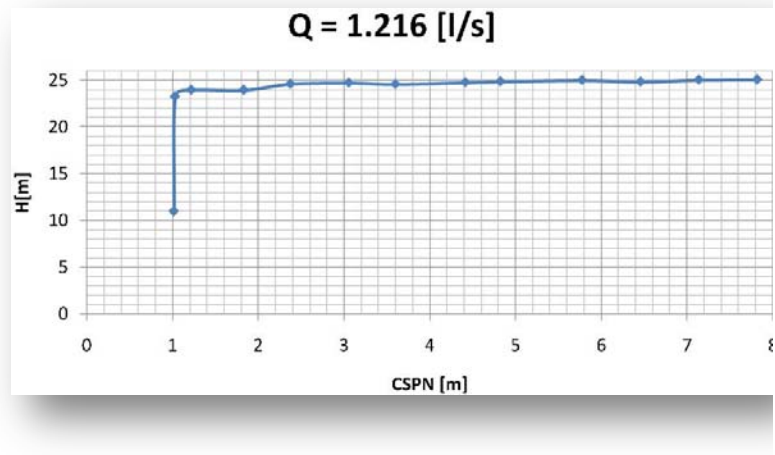


Figura 70.- Curva CSPN_d vs H para Q=1.216 l/s

De la Figura 70 maximizamos el área donde se encuentra localizada la rodilla de la curva y trazamos una línea horizontal-superior (Figura 71), que es el valor promedio de los ensayos realizados antes de llegar a la rodilla de la curva, el cual para este ensayo es igual a 24.189 m. La línea horizontal-inferior muestra el valor equivalente a la caída del 3% del valor anteriormente indicado, es decir 23.949 m. Entonces la intersección con la curva definirá el punto de CSPN_{3%}.

Por tanto el valor observado de CSPN_{3%} es entonces de 1.17 m a un caudal Q de 1.216 l/s. Repitiendo el procedimiento para los distintos caudales ensayados se completó la prueba. Debido a la limitación de la potencia del motor de la bomba el gasto máximo ensayado correspondió al punto de eficiencia máxima Q_{pem} . La Figura 72 muestra las diferentes curvas que fueron obtenidas.

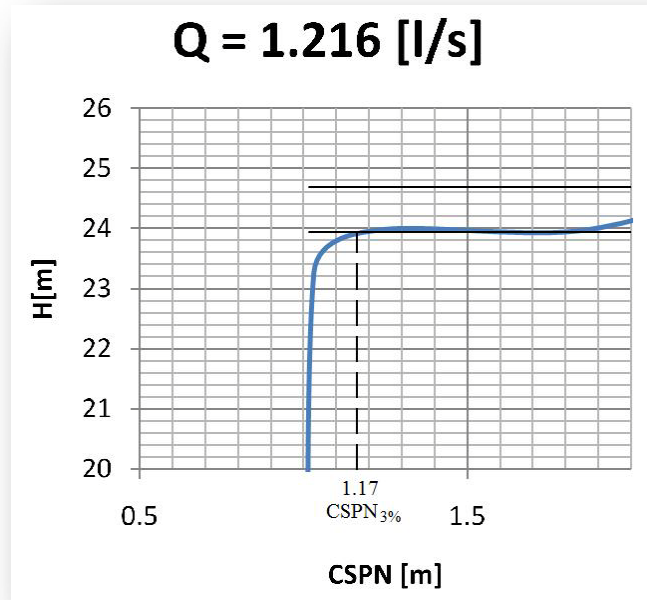


Figura 71.- Localización de la CSPN3%

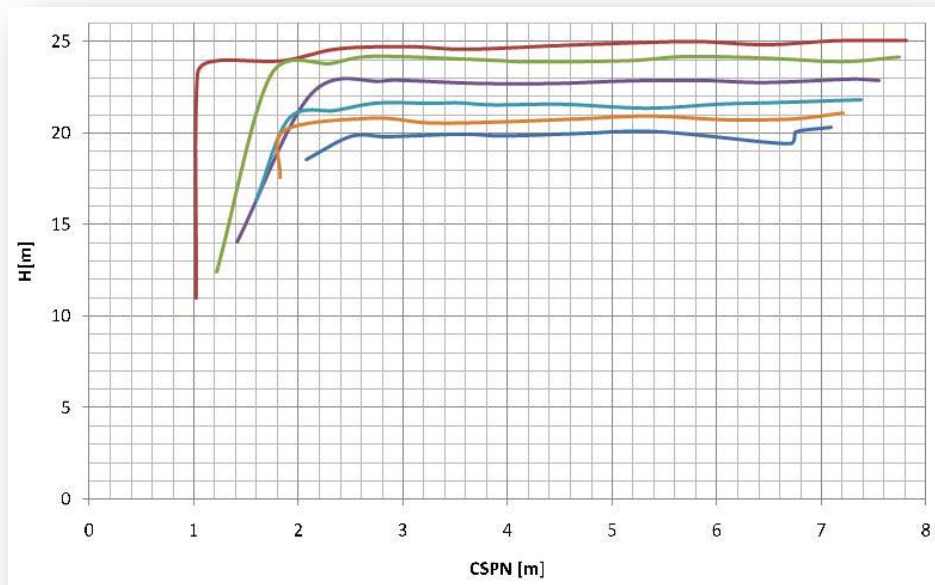


Figura 72.- Curvas a diferentes caudales

Donde para cada una de ellas, se encuentra un solo valor de $CSPN_{3\%}$.

Posteriormente los datos obtenidos permiten generar la curva que relaciona la $CSPN_{3\%}$ vs Q, (Tabla 19 y Figura 73).

Q [l/s]	$CSPN_{3\%}$ [m]
1.2160	1.17
1.5058	1.75
1.8119	2.13
2.1020	2.01
2.2715	2.02
2.4399	2.44

Tabla 19.- CSPN3%

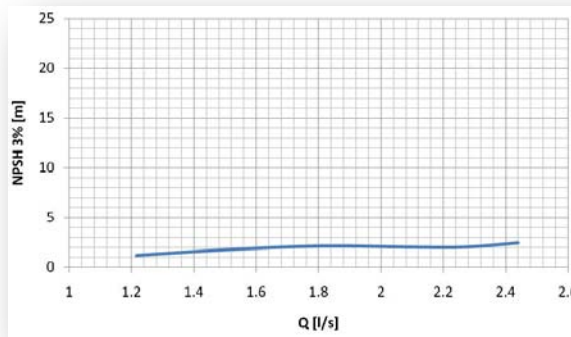


Figura 73.- Curva CSPN_{3%} vs Q

9.5 Cálculo de la Carga de Succión Positiva Neta Realmente Requerida CSNR_R

Definida la curva de CSPN_{3%} obtenemos un factor de seguridad F_c , para determinar un punto confiable de operación sin riesgo a encontrarse en un punto que tenga erosión excesiva, utilizando como base de cálculo la Velocidad Específica de Succión, a partir de la Ec. 10.1.

$$N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{(CSPN_{3\%})^{3/4}}$$

Realizando la memoria de cálculo para el primer punto de la Tabla 10.9, obtenemos:

$$N_{ss} = \frac{3515 \text{ rpm} \sqrt{1.216 * 10^{-3} \left[\frac{m^3}{s} \right]}}{(1.17 \text{ m})^{3/4}} = 108.95$$

Los valores propuestos por el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos (13), nos ubican dentro de un $N_{ss} < 135$, con un factor de seguridad igual a $F_c = 2$.

Para una Carga de Succión Positiva Neta Realmente Requerida entonces tenemos:

$$CSPN_R = F_c * CSPN_{3\%}$$

$$CSPN_R = 2 * 1.17 \text{ m} = 2.34$$

Definiendo para los diferentes caudales de la Tabla 19, obtenemos la Tabla 20.

La curva de la Figura 74 muestra la relación que existe entre la Carga de Succión Positiva Neta Requerida $CSPN_r$ y la Carga de Succión Positiva Neta Realmente Requerida $CSPN_R$ para una bomba de 1hp.

Q [l/s]	CSPN _{3%} [m]	N _{ss}	Fc	CSPN _R [m]
1.2160	1.17	108.9572	2	2.34
1.5058	1.75	89.6467	2	3.5
1.8119	2.13	84.8628	2	4.26
2.1020	2.01	95.4657	2	4.02
2.2715	2.02	98.8717	2	4.04
2.4399	2.44	88.9353	2	4.88

Tabla 20.- CSPNR

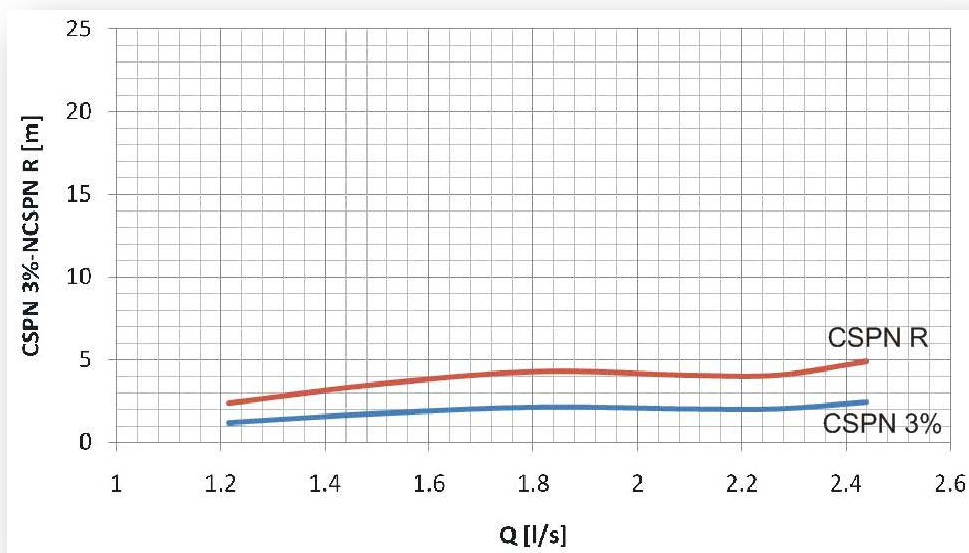


Figura 74.- Curva CSPN3% vs Q

CAPITULO 10

Criterios y recomendaciones para la prevención de erosión por cavitación

10.1 Energía de Succión

Plantear un criterio general que pueda aplicarse para la prevención del daño por cavitación en todo tipo de bombas requeriría eliminar por completo la presencia del fenómeno; esto en principio es posible, pero implicaría diseñar los sistemas de bombeo con presiones de succión suficientemente altas y por tanto obligar a encarecerlos, sobre todo para aquellos equipos de bombeo de gran tamaño.

Por otra parte la tecnología de materiales (metalurgia) ha avanzado, disponiendo de elementos más resistentes al daño. Entonces, es conveniente elaborar un análisis particular para cada bomba a utilizar, donde se determine: el uso al que será sometida, necesidades específicas, confiabilidad y con base en esto, estimar un horizonte de vida útil así como emitir las recomendaciones correspondientes. De esta manera se puede diseñar la instalación que brinde los niveles mínimos de presión de succión tales que, aunque no se evite por completo el daño por cavitación, permitan alcanzar una expectativa aceptable del funcionamiento de la bomba y con ello lograr disminuir los costos. Esta determinación es difícil de generalizar, pero es posible apoyándose en parámetros adicionales asociados al uso y tipo de bomba.

Para proyectar un sistema de bombeo deben tomarse en cuenta tanto los costos que implica la instalación inicial como los costos generados por la operación normal incluyendo el mantenimiento. Al cabo del tiempo y a diferencia del costo inicial, el costo de operación en muchos casos puede tender a incrementarse paulatinamente y llegar a ser el más significativo del sistema de bombeo.

Un caso muy frecuente se presenta cuando una vez que ha entrado en operación el sistema no se le brinda la debida importancia a mantenerlo funcionando eficientemente. Inclusive en muchas ocasiones, el deterioro de la bomba puede presentarse prematuramente como consecuencia de haberla seleccionado inadecuadamente, para el uso al que esta sometida.

Con mucha frecuencia, el daño por cavitación es uno de los aspectos más importantes en el deterioro de los equipos de bombeo y a éste nos vamos a referir a continuación.

Para establecer un criterio de prevención se ha seleccionado un trabajo realizado por Allan R. Budris (6), quien ha sido colaborador en la edición de las normas publicadas por el Instituto de Hidráulica (HI) en EUA, el cual se encuentra muy relacionado con el problema planteado y ofrece un enfoque extrapolable y válido para cualquier sistema de bombeo.

Este criterio ha sido bautizado como “Energía de Succión”, el cual representa el grado de susceptibilidad de una bomba para experimentar daños por cavitación. Tomando en cuenta los distintos diseños, se clasifican dentro de algún nivel de energía de succión, como:

1. Baja Energía de Succión
2. Alta Energía de Succión
3. Muy Alta Energía de Succión

El criterio propone calificar la situación de un sistema de bombeo mediante la definición del parámetro “Tiempo Promedio Entre Fallas” (*TPEF*), el cual si se maximiza, reflejará el mejor ajuste hidráulico de la bomba y a su vez permitirá obtener un incremento en la confiabilidad de operación.

Se señala que para que un sistema de bombeo incremente su confiabilidad es necesario que los equipos cumplan con cuatro factores de selección hidráulica básicos, que son:

- La velocidad de la bomba debe ser la adecuada para el tipo de fluido que se va a bombear, así como para el tipo de instalación.
- Cuidar que la eficiencia se mantenga en valores razonablemente altos dentro del rango de gasto en el que se vaya a operar.
- Tratar en lo posible de seleccionar el equipo de bombeo que implique el menor valor de energía de succión siempre y cuando éste cumpla con el funcionamiento previsto.
- La adecuada relación de margen existente entre la *CSPN* disponible y la *CSPN* requerida.

De manera que si en el proyecto original se consideraron los factores anteriores, el *TPEF* podrá mantenerse en un valor aceptable (normal) y estar dentro de la expectativa de vida del equipo de bombeo.

Por otro lado, también se define otro parámetro llamado “Tiempo Promedio Entre Reparaciones” (*TPER*), el cual está relacionado con el “costo de mantenimiento”. Como ejemplo, para el caso de las bombas centrífugas, el costo por mantenimiento se minimiza radicalmente al utilizar velocidades de giro menores y/o operar las bombas en rangos preferidos (70% - 120% del *PEM* del caudal).

Ambos términos *TPEF* y *TPER* constituyen indicadores de la confiabilidad que puede esperarse para el funcionamiento de un equipo de bombeo.

En la Ref. 8, se describe como estos dos indicadores fueron empleados en la evaluación de un lote de bombas en cantiléver y bombas de carcasa dividida, con especificación API (American Petroleum Institute), así como para datos de mantenimiento reportados por la norma ANSI 119.

Ahora procederemos a explicar los factores de selección hidráulica básicos que permitirán el buen funcionamiento del sistema de bombeo.

10.2 Región de operación permitida

Las características de funcionamiento general de los impulsores de bombas centrífugas, son óptimos alrededor del caudal de diseño, el cual coincide con el “Punto de Eficiencia Máxima” (*PEM*).

En el *PEM*, la eficiencia hidráulica es máxima debido a que el fluido entra al impulsor sin pérdidas por choques con álabes ($\alpha_1=90^\circ$) y bajo esta condición se produce un flujo libre de separación en el interior de la bomba. En un entorno cercano al caudal óptimo, la eficiencia se mantiene a un nivel relativamente alto, que si bien es menor que el máximo, no refleja un problema de operación interno en la bomba. El caudal en el *PEM* lo asociaremos indistintamente al caudal de diseño.

El flujo en la bomba puede ser forzado a estar dentro de un rango de operación llamado “Región de Operación Preferida” (*ROP*). Dentro de ésta región, el servicio de la bomba no debe estar significativamente afectado, por lo que su eficiencia debe ser relativamente buena. El *ROP* para las bombas centrífugas normalmente se encuentra referido al caudal de diseño o eficiencia máxima (*PEM*) y se ubica entre el 70% y el 120% de este caudal.

Existe un rango de operación más amplio que el *ROP* y por lo regular corresponde al rango posible recomendado por la distribuidora de la bomba. Este rango es conocido como “Región de Operación Permitida” (*ROPE*), en la cual el servicio de la bomba no está

seriamente comprometido, sin embargo una bomba que opere en este rango amplio reduce su vida útil en comparación con aquella que solo se mantenga operando en la *ROP*.

Los siguientes factores determinan el *ROPE*, en donde su grado de importancia en cada punto dependerá del tipo de bomba y del diseño específico:

1. Aumento de la temperatura
2. Vida de los rodamientos
3. Vida de los sellos del eje
4. La vibración y ruido
5. Contacto mecánico interno
6. Fallas por fatiga del eje
7. Límite de potencia
8. Velocidad del líquido
9. Empuje inverso en el impulsor
10. Margen de la *CSPN*
11. Pendiente de la curva carga-gasto
12. Recirculación en la succión

La Recirculación en la succión es un comportamiento adverso típico. Cualquier equipo de bombeo que sea operado a un caudal mucho menor al de diseño experimenta la formación de un flujo de recirculación a la entrada del impulsor. La Figura 76 muestra en forma esquemática como se crea ésta recirculación, ligando esta condición a la gráfica de la Figura 76 se observa como el porcentaje del caudal de operación respecto al caudal de diseño afecta al factor de confianza en el funcionamiento de la bomba.

Particularmente, en bombas de alta energía de succión la operación a caudales reducidos (respecto del *PEM*), provoca una fuerte recirculación. A su vez esta suele desencadenar daños por cavitación.

Según Budris, en la Figura 75, se observa que en sus análisis de los datos de campo y de laboratorio, estos reflejan un factor de confianza alrededor del 90% para un rango cercano al *PEM*, lo que resulta congruente con la región *ROP*.

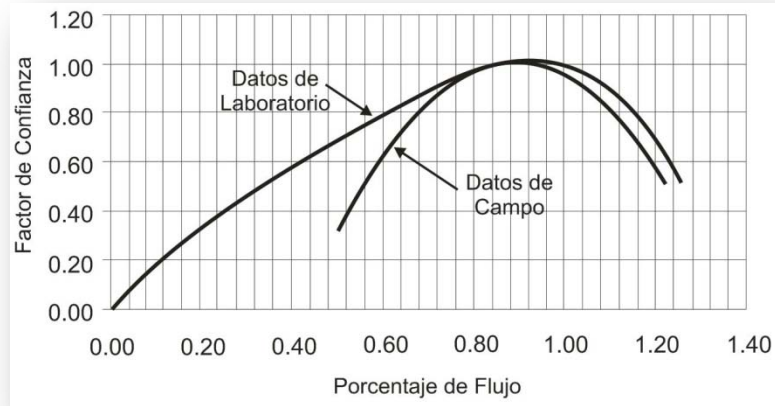


Figura 75.- Factor del porcentaje de caudal

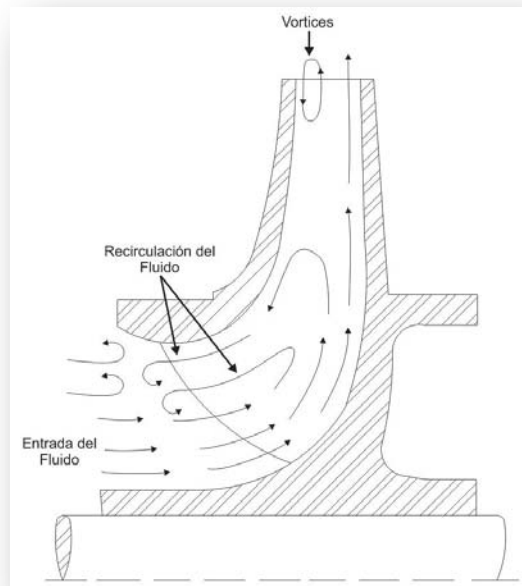


Figura 76.- Recirculación en la succión

10.3 Operación de una bomba cuando experimenta recirculación en la succión

Pocos o casi nulos son los casos en los que se presenta recirculación en la succión que esquemáticamente es la condición de regresión de flujo a la entrada de un impulsor para caudales menores al de diseño. Para esta configuración de flujo se forman gradientes de presión opuestos que obligan al fluido a separarse de las trayectorias impuestas por los álabes e inclusive avanzar hacia aguas arriba. Bajo esta condición de recirculación, se forman remolinos que impiden una operación estable de la bomba.

Esta condición de flujo se puede presentar en todas las bombas centrífugas, provocando vibraciones que se asocian a una disminución de la vida útil, principalmente en los sellos del eje y los rodamientos.

La importancia y magnitud de los daños por cavitación del impulsor que puedan provocarse, dependerán primordialmente del diseño y tipo de la bomba. Sin embargo este efecto se refleja en mayor proporción para un valor de la velocidad específica (por encima de 3500 [rpm, gpm^{1/2}, ft^{4/3}]). Por este motivo se debe incrementar el margen de *CSPN* disponible respecto al requerido.

La velocidad específica de succión N_{ss} es un parámetro que se relaciona a menudo con el caudal de recirculación.

El N_{ss} es un parámetro que se define de manera similar a la Velocidad Específica n_s , a diferencia que en este caso se reemplaza la H por la $CSPN_{3\%}$. Así la velocidad específica de succión se define como:

$$N_{ss} = \frac{N[\text{rpm}] \sqrt{Q \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]}}{(CSPN_{3\%}[\text{m}])^{3/4}} \dots \dots \dots (10.1)$$

Las bombas con alta velocidad específica de succión y/o alta velocidad específica, manejan caudales altos y por tanto la magnitud del flujo de recirculación tiende a ser mayor que en aquellas con valores pequeños. Edward Grist (5) habla de que se confirmó este hecho mediante una investigación experimental de Lobanoff, donde observó que los problemas de recirculación se acentúan en diseños de impulsores de alta velocidad específica de succión con una baja *CSPN* requerida. En la grafica de la Figura 77, se puede observar esta tendencia.

Budris describe un experimento interesante que altera este comportamiento. El experimento consistió en colocar un “estabilizador” en el trayecto del flujo que ingresa al impulsor de la bomba. El estabilizador se implementó como un tubo de sección circular, de diámetro reducido, de 4 a 12 in de largo, soportado por apoyos equidistantes y que fue colocado concéntricamente dentro de la línea de succión de la bomba (ver inserto superior derecho de la Figura 77). Su función fue impedir el enfrentamiento del flujo de recirculación con el

flujo principal. En los experimentos realizados se observó que en bombas con flujo mixto o axial (o de alta velocidad específica de succión), la presencia del estabilizador modifica la forma en que se manifiesta la curva N_{ss} a caudales menores al PEM , manteniendo un valor menor para dicho rango, en cambio en ausencia del estabilizador, la $CSPN_{3\%}$ crece fuertemente. Por tanto, esto demuestra que el flujo de recirculación interviene en el comportamiento de la curva de $CSPN_{3\%}$ y por tanto aumenta la posibilidad de daño por cavitación.

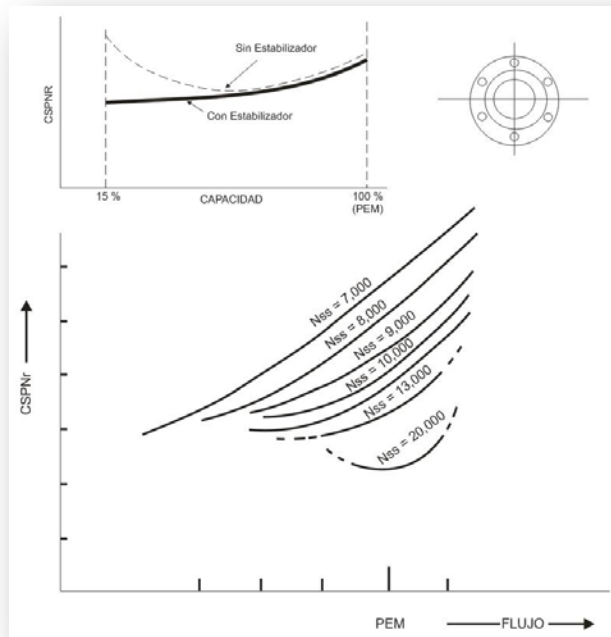


Figura 77.- La cavitación y la recirculación interna

(el cálculo del N_{ss} se realizó empleando unidades inglesas)

10.4 Energía de succión

En la experiencia empírica del uso de bombas centrífugas se ha observado que para suprimir en su totalidad la presencia de cavitación, puede requerirse manejar márgenes de $CSPN$ realmente requerida muy altos (6). Esta situación puede demandar hasta 5 veces la $CSPN_{3\%}$ de la bomba y como ya se había comentado esto puede resultar muy costoso o inclusive en algunos casos difícil de llevar a la práctica. Por otro lado, también se conocen casos en los que a pesar de que la cavitación exista, la agresión a las partes internas de la bomba no resulta tan importante como para acortar sensiblemente su vida útil.

Entonces, en un equipo de bombeo para poder generalizar una recomendación que prevea una vida útil aceptable, es necesario estimar el nivel o grado de cavitación que pueda causarle daños significativos.

Es por esto que se ha definido el parámetro denominado “Energía de Succión” (*ES*) que cuantifica el grado de daño potencial que puede esperarse por efecto de la cavitación en una bomba.

El *ES* se encuentra asociado al diseño geométrico de la succión de una bomba, la velocidad de rotación de la misma y del tamaño del ojo del impulsor.

La energía de succión se define por el Instituto de Hidráulica como (6).

$$\text{Energía de Succión (E.S.)} = D_0 n N_{ss} \gamma \dots \dots \dots (10.2)$$

Donde:

D_0 = Diámetro del ojo del impulsor (in)

n = Velocidad de la bomba (rpm)

N_{ss} = Velocidad específica de succión (rpm* $\text{gpm}^{0.5}/\text{CSPN}_{3\%}^{0.75}$)

γ = Gravedad específica del líquido bombeado

Cuando no se tiene acceso al impulsor de la bomba, el diámetro del ojo del impulsor se puede estimar a partir de las siguientes aproximaciones:

- Bombas de succión en cantiléver (ver Figura 78)

$$D_0 = \text{Diámetro de la brida de succión} * 0.9$$

- Carcasa partida horizontalmente y/o bombas de entrada radial (ver Figura 79)

$$D_0 = \text{Diámetro de la brida de succión} * 0.75$$

Con base en la experiencia en el uso de bombas, con distinto tipo y diseño, analizando su susceptibilidad a dañarse por cavitación, se han clasificado valores de *ES* asociados a éstas agrupándose en: baja, alta y muy alta. Por este motivo, la recomendación del margen adecuado de *CSPN* realmente requerida, podrá ser más certera si está acompañada de una evaluación de la energía de succión correspondiente.

Para facilitar el manejo de los números de la energía de succión, utilizando las unidades anteriormente citadas, se acostumbra escribirlos como un factor de 10^6 ($ES * 10^6$).



Figura 78.- Bomba con succión en cantiléver

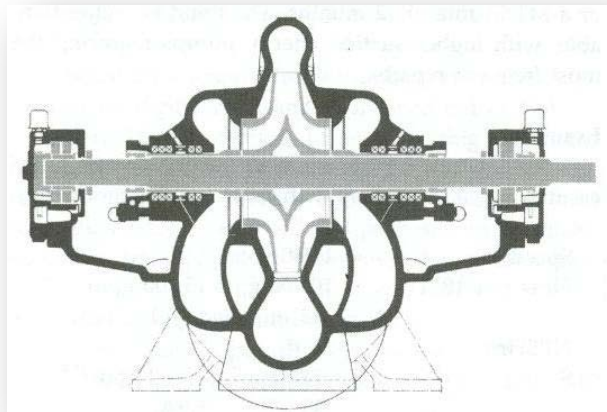


Figura 79.- Bomba de eje horizontal de carcasa dividida y doble succión.

Un margen de *CSPN* disponible considerable ha demostrado ser imprescindible para aquellas bombas que operan con una alta energía de succión, por lo que aplicar este criterio ha contribuido directamente a alcanzar una buena confiabilidad en su funcionamiento.

10.4.1 Baja energía de succión

En contraste con el párrafo anterior, las bombas consideradas como de baja energía de succión son las que pueden operarse con márgenes de *CSPN* disponible bajos sin experimentar problemas severos por cavitación. El tamaño de la bomba influye fuertemente en el cálculo del valor de *ES* por lo que las bombas pequeñas por lo general tienden a tener valores bajos de *ES*.

Aunque en estas bombas no se presenten daños severos por cavitación, se recomienda que se operen por arriba de 1.1-1.3 de la relación del margen de *CSPN* recomendado (ver Figura 83 y Figura 84). Esto resulta a consecuencia de que los equipos podrían experimentar daños adicionales en los sellos mecánicos, debidos al aire o vapores liberados por el líquido durante la formación de burbujas de cavitación, que pueden limitar su confiabilidad de operación.

10.4.2 Alta energía de succión

Este nivel de *ES* se asocia a bombas que fácilmente se encuentren operando en el modo de recirculación en la succión que experimenten ruidos apreciables y/o vibración, por tanto experimenten daños por cavitación apreciables. En esta clasificación interviene la metalurgia del impulsor de la bomba, ya que un material de baja resistencia a la cavitación,

como es el caso del acero al carbón, aumenta la susceptibilidad al daño. Por lo general, para la mayoría de los diseños de las bombas en cantiléver, que operan a 3560 rpm, la alta energía de succión comienza con diámetros de succión mayores o iguales a 6 in (15.24 cm), así como para bombas de carcasa dividida con diámetros mayores o iguales a 8 in (20.32 cm). Con una velocidad de 1780 rpm, la alta energía de succión para bombas de succión en cantiléver comienza con diámetros de succión de 10 in (25.4 cm) y en bombas de carcasa dividida con 12 in (30.48 cm).

Budris propone asociar los siguientes valores de comienzo de alta energía de succión para diseños de bombas de eje horizontal en cantiléver y para carcasa dividida o doble succión.

- Comienzo de la alta energía de succión:

Bombas de succión en cantiléver: $ES=160*10^6$

Carcasa dividida y bombas de entrada radial: $ES = 120*10^6$

10.4.3 Muy alta energía de succión

Este nivel de ES se asocia con las bombas que operan en condiciones similares a las anteriores y que a pesar de contar impulsores con materiales de alta resistencia a la cavitación, como es el caso del acero inoxidable, experimenten daño. Esta condición representa 1.5 veces el valor de la alta energía de succión.

Budris también asocia valores de comienzo de muy alta energía de succión en diseños de bombas de eje horizontal en cantiléver y para carcasa dividida o doble succión.

- Comienzo de la muy alta energía de succión:

Bombas de succión en cantiléver: $ES=240*10^6$

Carcasa dividida y bombas de entrada radial: $ES = 180*10^6$

Existen además otras clasificaciones para el comienzo de la energía de succión, basadas a partir de experiencias durante el uso de equipos de bombeo en diversas situaciones, tal y como se describe más adelante en la Tabla 21.

Para bombas de tipo vertical, con impulsores de dos alabes (con 15° sin traslape entre álabes) que se utilizan frecuentemente para agua residual, los valores de comienzo de la energía de succión en bombas de turbina se han señalado también en la Tabla 21.

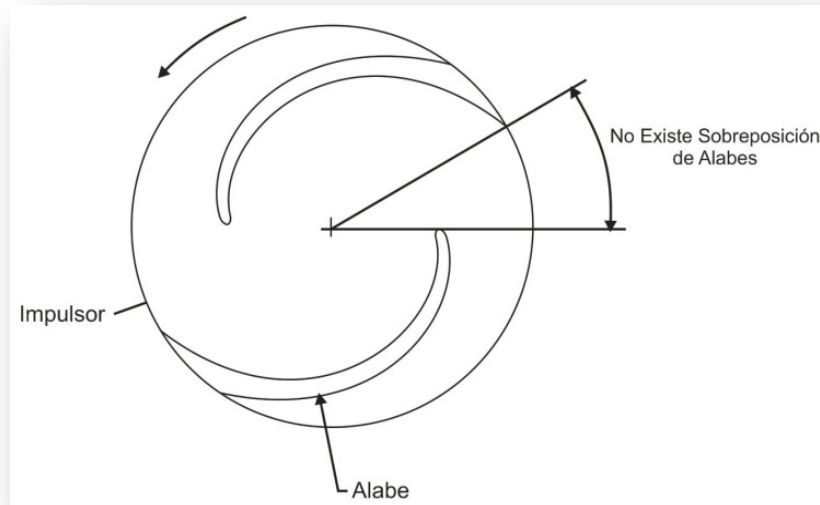


Figura 80.- Impulsor de dos alabes

Tipo de Bomba	Comienzo de la “Alta Energía de Succión”	Comienzo de la “Muy Alta Energía de Succión”
Bombas de 2 alabes para aguas residuales	$100 * 10^6$	$150 * 10^6$
Bombas de doble succión	$120 * 10^6$	$180 * 10^6$
Bombas de succión en cantiléver	$160 * 10^6$	$240 * 10^6$
Bombas de turbina vertical	$200 * 10^6$	$300 * 10^6$
Inductores ¹	$320 * 10^6$	$480 * 10^6$

¹Nota: el inductor es un impulsor de tipo axial que se le superpone al impulsor de tipo cantiléver y que produce una disminución importante en los requerimientos de CSPN.

Tabla 21.- Tipos de bombas y categorías iniciales de energía de succión

En la Figura 81 se obtuvo del análisis de datos de campo correspondientes a cien bombas de especificación ANSI de carcasa dividida, donde se muestra el impacto del factor de confianza cuando se reduce la energía de succión (6). El factor de confianza corresponde a la proporción de evitar fallas durante un periodo de 72 meses del TPER. Como se observa en la curva, el factor de confianza aumenta cuando se disminuye la energía de succión.

Vale la pena resaltar que esta clasificación ha sido realizada para bombas que estuvieron alimentadas por una tubería de succión libre de perturbaciones. Las perturbaciones en la línea de succión previas al equipo de bombeo incrementan la posibilidad de daño e impiden hacer cualquier estimación.

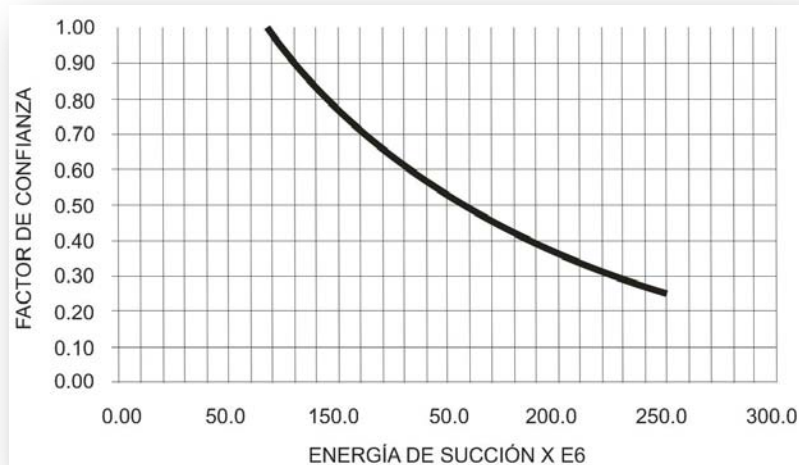


Figura 81.-Factor de energía de succión

10.5 La relación de margen de *CSPN*

Por convención, los fabricantes de bombas han definido el punto de Carga de Succión Positiva Neta Requerida de la bomba (*CSPNr*) como la *CSPN* que causa una reducción del 3% en la carga total de bombeo debido a la interferencia del flujo por la presencia de las burbujas de vapor en el interior del impulsor.

Sin embargo, debe quedar claro que la *CSPNr* no representa el punto donde la actividad de cavitación comienza.

El inicio de la cavitación no produce afectación a la carga de bombeo y por tanto, la posibilidad de daño existe antes de afectar la carga. Por esta razón es importante, sobre todo en bombas con alta energía de succión, determinar el inicio de la formación de núcleos de cavitación. A la condición anterior se le conoce como cavitación incipiente, este punto de operación solo puede ser determinado por medio de técnicas acústicas, debido a que el colapso de burbujas produce un sonido audible o mediante técnicas de visualización directa en pruebas de laboratorio.

Ahora bien, se debe señalar que un valor de *CSPN* disponible mayor al requerido solo garantiza que no exista caída de carga del 3%, por tanto si queremos garantizar una operación libre de daño por cavitación, se necesitará contar con un margen adicional de

$CSPN$ disponible respecto al requerido. Entonces para mejorar la certeza de la determinación, el margen recomendado deberá estar ligado a la magnitud de la ES y a la forma prevista de operación de la bomba.

Cabe aclarar que la discusión anterior se manifiesta en mayor medida en las bombas de alta y muy alta ES . Para manejar este parámetro se utiliza la “Relación de Margen de $CSPN$ ” como la $CSPN$ disponible de la bomba dividida entre la $CSPN$ requerida de la bomba.

En la Tabla 22 el Instituto de Hidráulica (16) indica un margen mínimo guía ($CSPN_d/CSPN_r$) que se recomienda aplicar dentro de la región de operación permitida ($ROPe$).

Las bombas de baja, alta y de muy alta energía de succión, que operan con los mínimos valores recomendados de la Tabla 22, podrán experimentar una vida en sus sellos y rodamientos aceptables, sin embargo puede existir daño interno en los impulsores que requerirán su reemplazo antes del término de la vida útil de la bomba. Si no se acepta esta condición debido a que la aplicación dificulta su mantenimiento o requiere de una gran confiabilidad en la operación de la bomba, el margen ($CSPN_d/CSPN_r$) deberá incrementarse hasta llevar la actividad de cavitación a valores que incrementen su vida útil. Por ejemplo esta situación se presenta en las instalaciones de bombeo en centrales nucleares donde se dificulta dar mantenimiento a las bombas y una buena confiabilidad de operación es imprescindible.

Como referencia, estas bombas frecuentemente pueden diseñarse con un $CSPN_d$ de 4 a 5 veces la $CSPN_r$, para minimizar los efectos que pueda producir la presencia de cavitación. (16). Se estima que un alto porcentaje de las bombas que se encuentran en funcionamiento normal son operadas con un cierto grado de cavitación el cual produce daños tolerables.

En muchas ocasiones conviene cubrirse ante las incertidumbres posibles que se tengan en la determinación real del $CSPN_d$ de una instalación o prevenir que el verdadero punto de operación de la bomba se presente a un mayor gasto de lo previsto. Esta situación se ejemplifica en la Figura 82, si la bomba se encuentra operando fuera de la expectativa, en el

lado derecho de la intersección de las curvas (ocurrencia que es muy común), la $CSPN_d$ en ese caso será más baja que lo esperado o con un margen menor (o inclusive negativo) que a todas luces resulta insuficiente.

Guía para Relaciones del Margen de CSPN Mínimo			
Aplicación	Nivel de Energía de Succión		
	Bajo	Alto	Muy Alto
Petróleo	1.1 ^a	1.3 ^c	
Química	1.1 ^a	1.3 ^c	
Plantas Eléctricas	1.1 ^a	1.5 ^c	2.0 ^c
Plantas Nucleares	1.5 ^b	2.0 ^c	2.5 ^c
Torres de enfriamiento	1.3 ^b	1.5 ^c	2.0 ^c
Agua de desagüe	1.1 ^a	1.3 ^c	2.0 ^c
Industria general	1.1 ^a	1.2 ^b	
Pulpa y papel	1.1 ^a	1.3 ^c	
Servicio de edificios	1.1 ^a	1.3 ^c	
Pasta aguada	1.1 ^a		
Acueducto	1.3 ^b	1.7 ^c	2.0 ^c
Agua de crecida	1.2 ^b	1.5 ^c	2.0 ^c

- a) Ó 0.6 m (2 ft), cualquiera que sea más grande.
- b) Ó 0.9 m (3 ft), cualquiera que sea más grande.
- c) Ó 1.5 m (5 ft), cualquiera que sea más grande.

Tabla 22 Relaciones de margen mínimos recomendados por el Instituto de Hidráulica (Ref. 17)

Por tanto, siempre deberá considerarse que cualquier sistema de bombeo debe ser diseñado teniendo siempre un margen positivo y adecuado en toda la región de operación de las bombas.

Por lo regular márgenes adicionales del orden de 2 a 5 ft son suficientes si la bomba opera en el ($ROPe$). Cabe señalar que esta medida depende de la severidad prevista para las condiciones de operación (por ejemplo si la bomba se sabe que será operada en el modo recirculación en la succión este margen resultaría insuficiente).

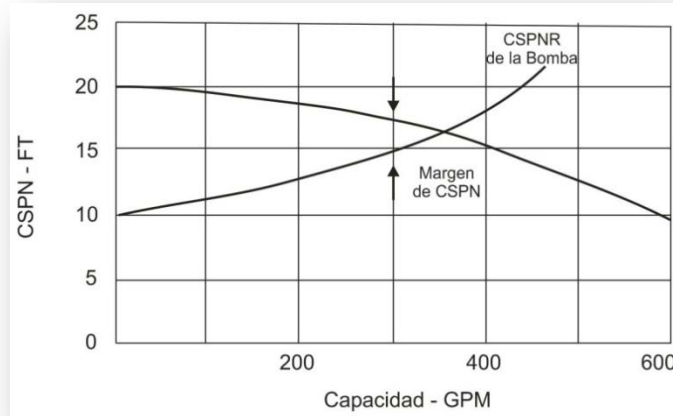


Figura 82.- Margen de CSPN vs Caudal

En la Figura 83 se observa como la relación de margen de *CSPN* en las bombas tiene un significativo efecto en los factores de confiabilidad. Cabe aclarar que esta tendencia es aplicable solo para bombas con muy alta energía de succión, donde cierta actividad de cavitación exista por debajo de una relación de margen de *CSPN* de 4.0.

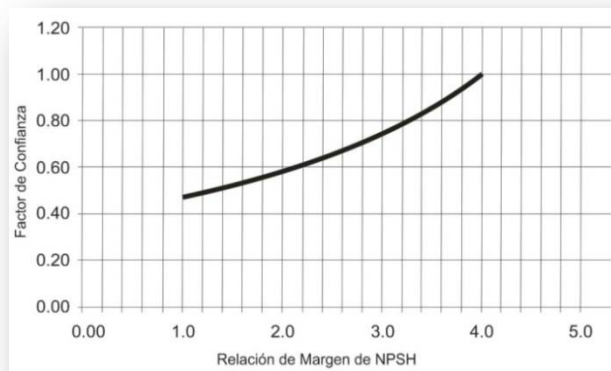


Figura 83.- Relación de margen de CSPN

10.6 El factor de confianza en el margen de *CSPN*

En la Figura 84 se indican los niveles de confianza que son resultado de las operaciones en equipos de bombeo, guardando el margen de *CSPN* disponible respecto al requerido, que son basados en valores por encima de los valores de comienzo de la alta energía de succión (ver Tabla 21). Estos niveles de confianza son únicamente aplicables dentro de la región de operación permitida I (*ROPe*), la cual se encuentra antes del inicio de la recirculación de

flujo en la succión en bombas para diseños que operen con altas y muy altas energías de succión.

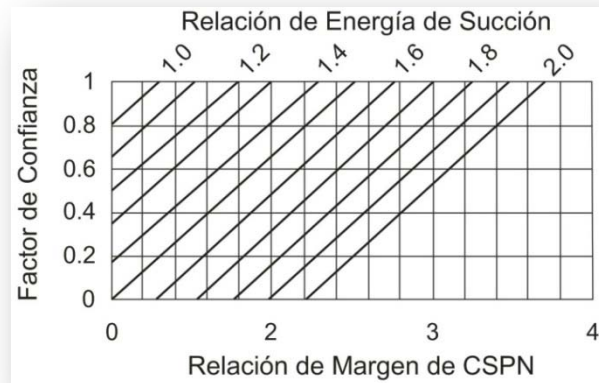


Figura 84.- Factor de confianza en el margen de CSPN

Cada línea diagonal que se encuentra en la Figura 84 representa la razón de *ES* (Energía de Succión) a la cual se someterá el equipo de bombeo que se quiere analizar y corresponden a valores de *ES* relativamente constantes. La razón de *ES* se obtiene a partir del cálculo empleando la Ec. 11.2 y el valor que indica el umbral de comienzo de la alta energía de succión (Tabla 21) en función del tipo de bomba a utilizar, es decir:

$$RazónES = \frac{E.S.}{ComienzoEnergíadeSuccion(Tabla8.1)}$$

La Figura 84 puede reemplazar e inclusive mejorar la estimación del margen adecuado que se indicó en la Tabla 22 para bombas con alta energía de succión, permitiendo determinar el margen de CSPN y agregando la información del grado de confiabilidad con la que la bomba operará tomando en cuenta los problemas por presencia de cavitación.

Por ejemplo, para un valor de la razón de *ES* de 1.5, se señala que para operar con una confiabilidad de 1.0 se necesita contar con un margen de 2.5 veces el $CSPN_{3\%}$. En cambio si se decide optar con un nivel de confiabilidad de 0.8 entonces el margen se reduce a 2.2.

10.7 La relación de margen de $CSPN_d$ como función del $CSPN_r$

Otro enfoque disponible al problema de cómo garantizar el correcto funcionamiento de la bomba sin afectaciones por cavitación lo señala el manual de bombas de la marca Sulzer (10). En éste se propone un criterio que resulta más sencillo que lo anteriormente expuesto y consiste en generar una curva que asocia un valor del margen (definido como el cociente $CSPN_{disponible}/CSPN_{3\%}$) en proporción al valor del $CSPN_{3\%}$. Si bien este no es un criterio

que toma en cuenta tantos detalles como lo vimos para la *ES*, brinda una aproximación muy simple e interesante. Esta curva está basada en observaciones directas de la actividad de cavitación en equipos de bombeo ensayados por Sulzer en laboratorio y hace parte de la hipótesis de que todas las bombas que tienen un determinado $CSPN_{3\%}$ tienen un diseño en la succión similar. De esta forma se recomienda emplear un margen creciente a medida que la bomba exija un mayor $CSPN_{3\%}$ (Figura 85). La forma de esta curva es consistente con las recomendaciones realizadas con base en la *ES*, ya que las bombas que requieren una mayor $CSPN_{3\%}$ tienden a tener una mayor *ES*, sin embargo no contempla la diferencia que puede existir entre distintos diseños o distintas formas en que la bomba será operada, por lo que este criterio no debe considerarse como alternativo al análisis de la *ES*.

Sin embargo, es necesario aclarar que el uso del criterio de Sulzer es una aproximación al criterio proporcionado por Budris, el cual es más preciso y exacto; la decisión de utilizar alguno de los dos criterios dependerá de la necesidad del usuario, ya que para el criterio de Budris es necesario contar con mayor número de datos que describan a nuestro equipo de bombeo.

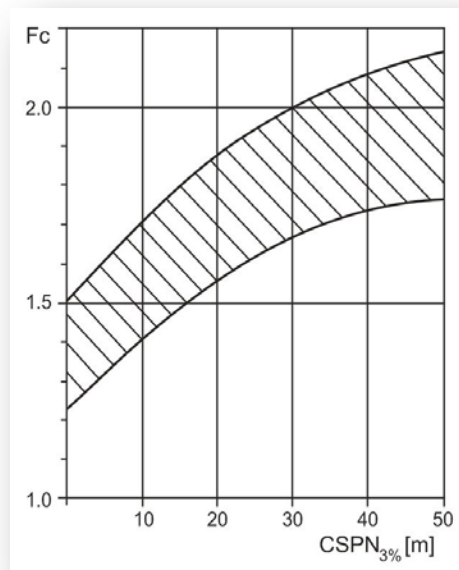


Figura 85.- $CSPN_{3\%}$ vs *Fc*

10.9 Inductores

Un inductor es un dispositivo caracterizado por pocos alabes y sofisticado diseño hidráulico, el cual se ubica antes de un impulsor radial de una bomba de alta velocidad (Figura 86) y se utiliza para perfeccionar el rendimiento en la succión.

La dificultad con los inductores es que el rango de caudal es limitado a menos que la energía de succión sea bastante baja. En particular, para un caudal más bajo que el rango de la bomba necesita, se desarrollan nubes de vapor creciente, recirculaciones y cargas fluctuantes, junto con la erosión excesiva. Debido al desgaste resultante sería necesario sustituir el inductor, que puede ser preferible reemplazar que un impulsor, el cual resultaría más caro. Algunas otras características que podemos ubicar son (17).

1. Los alabes de los inductores están diseñados para operar a baja CSPN y proveer la suficiente carga para mantener los requerimientos de NPSH en la primera etapa del impulsor.
2. Los inductores pueden operar con distintos grados de cavitación, ya que el colapso de las burbujas de vapor se distribuye a lo largo del área sus alabes.
3. La adecuada combinación entre un impulsor y un inductor es muy benéfica para las operaciones en capacidad reducida. Tal arreglo, permite operar cerca de un 50% de la CSPN requerida, lo que equivaldría a un impulsor que trabaja a capacidades no excedidas del valor normal.

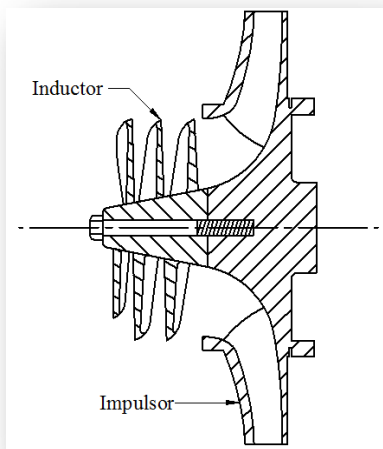


Figura 86.- Inductor

10.10 Resistencia a la cavitación de distintos materiales

Además de contar con cálculos que ayuden a prevenir la cavitación en los equipos de bombeo, la tecnología de materiales ha ayudado a extender la vida útil de los impulsores que trabajan con cierto grado de cavitación. Las investigaciones proveen factores relativos de vida para los materiales más comunes en impulsores por debajo de las condiciones de erosión por cavitación, el acero y el bronce llegan a ser los más frecuentes, pero mejorando los materiales del impulsor en distintas aplicaciones de bombeo se puede incrementar la vida del impulsor y con ello la confiabilidad, así como también el tiempo de operación de la bomba. Los impulsores con mejor calidad en sus materiales son más costosos, pero esto puede resultar rentable si a cambio se reducen los costos de reparación y tiempos muertos.

Mediante ensayos de laboratorio, los fabricantes de bombas han determinado la proporción de daños por erosión para diferentes materiales. En dichos ensayos se genera cavitación mediante vibración ultrasónica y se hacen colapsar pequeñas cavidades de vapor en la vecindad del material. Su metodología, así como el equipo utilizado para las pruebas define en mucho los resultados del rendimiento de la cavitación.

Los usuarios de bombas requieren conocer la oferta de materiales comerciales que existen para la fabricación de impulsores, que puedan contribuir a minimizar los problemas de daño por cavitación. Claro está que los materiales más resistentes son también más caros y difíciles de manejar y por tanto representan mayores costos del equipo de bombeo.

Los materiales más comunes pueden encontrarse en uno de los cuatro grupos siguientes:

1. Hierro fundido
2. Metales de armas y bronce
3. Aceros suaves
4. Acero inoxidable

Estos grupos tienen variedad de aleaciones, tratamientos térmicos, condiciones de operación hidráulica y diferentes diseños del impulsor que generan innumerables variaciones, logrando diferentes resistencias a la erosión por cavitación.

Las Tabla 23 y Tabla 24 ejemplifican la proporción de daño por erosión en diferentes materiales por dos diferentes grupos de investigación.

La Tabla 25 provee factores de vida relativos para los materiales más comunes en impulsores por abajo de las condiciones de erosión por cavitación.

En la Figura 87 se muestran los resultados obtenidos en un dispositivo de prueba para tres diferentes materiales.

Material	Composición	Rango de proporción por erosión [mg/hrs]	Proporción Relativa (a 316SS)
Acero En58J (316SS)	Cr18, Ni9, Mo3, C 0.007	11.3	1.0
Acero En58B (314SS)	Cr 18, Ni 9, C 0.08	11.7	1.1
Acero En57	Cr 17, Ni 2, C 0.25	3.0 a7.0	0.3 a 0.6
Acero Bs1603B	Cr 13, C 0.2	11.3	1.0
Acero Suave	Al 8.5/10.5, Ni 4.5/6.5 Fe 3.5/5.5, Cu el resto	50	4.4
Aluminio bronce	Sn 10, Zn 2, Pb 1.5	5.6	0.5
Metal de armas	Ni 1.0, Cu el resto	34	3.0

Tabla 23.- Hobbs, [Ref. 2]

Material	Composición	Rango de proporción por erosión [mg/hrs]	Proporción Relativa (a 316SS)
Acero En58J (316SS)	Cr18, Ni9, Mo3, C 0.007	11.3	1.0
Acero En58B (314SS)	Cr 18, Ni 9, C 0.08	11.7	1.1
Acero Suave	Al 8.5/10.5, Ni 4.5/6.5 Fe 3.5/5.5, Cu el resto	50	4.4
Acrílico		6.6	2.4
Aluminio 1100-0		28.9	10.2

Tabla 24.- García, Hammit y Nystrom, [Ref. 2]

Material	Factor de Vida
Bronce – aluminio	8.0
Titanio	6.0
Bronce	4.0
Acero inoxidable	4.0
Monel	2.0
Hierro fundido	1.5
Latón	1.2
Acero suave	1.0

Tabla 25.- Vida relativa de diferentes materiales de impulsor por debajo de las condiciones de cavitación-erosión

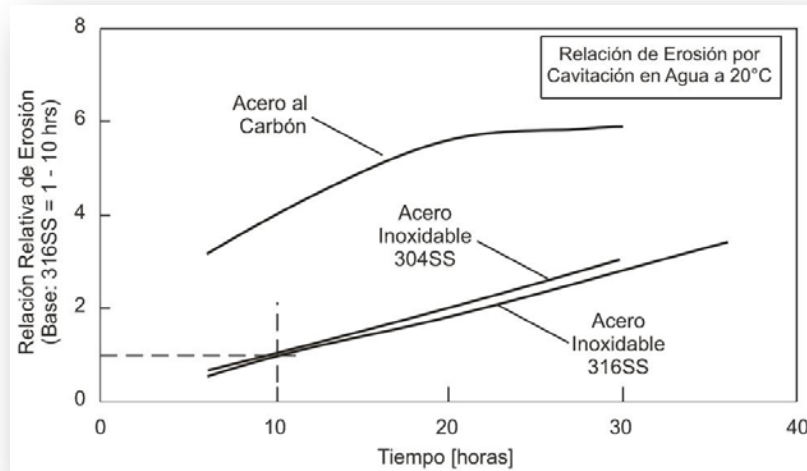


Figura 87.- Medición de un dispositivo de prueba

Hay otros factores que aunque generalmente no afectan la energía de succión de la bomba, que afectaran el grado de daño por erosión debido a la cavitación (y algunas veces el ruido) dentro de la bomba, cuando el margen suficiente de $CSPN$, no sea por encima de la $CSPNr$ de la bomba. Estos factores de energía de no-succión son:

1. El gas contenido y las propiedades termodinámicas del líquido.

Existen pequeñas cantidades de gas que pueden entrar a la bomba (0.5% a 1%) las cuales no perjudican el rendimiento, por el contrario amortiguan las fuerzas de colapso de las burbujas de vapor, reduciendo el ruido, la vibración y daños por erosión. Debido a esto, las bombas con alta energía de succión, incluso con baja $CSPN$ manejan grandes cantidades de aire a la entrada de la bomba y rara vez experimenta daños por cavitación, razón por la cual pequeñas cantidades de gas o nitrógeno (0.5% a 2.0 % por volumen) se introducen a propósito para suprimir la cavitación.

Los fluidos calientes que son bombeados tienden a contener bajos niveles de gas disuelto en comparación a los fluidos fríos y por tanto tienen una baja amortiguación, por lo que se relacionan con altos niveles de ruido. No obstante, cuando aumenta la temperatura, el volumen de vapor creado a partir de una masa de líquido disminuye, creando pequeñas burbujas de vapor y la disminución de la energía de succión, lo que

ayudara algunas veces a incrementar la vida de la bomba. El máximo daño por erosión ocurre alrededor de los 49°C (120°F) para el agua.

2. La corrosion.

Este fenómeno puede acelerar el daño neto provocado por la cavitación. Los materiales que normalmente forman una capa de óxido se les domina materiales pasivos, los cuales pierden la capa de oxido formada por efecto de la implosión de burbujas, por lo que se activa la formación de una nueva capa corroída, este efecto se le conoce como erosión-corrosión.

CONCLUSIONES

1. Este trabajo contribuye a mostrar un panorama adecuado para evaluar una instalación hidráulica de bombeo y ayuda a garantizar que las bombas operen adecuadamente sin presencia de cavitación.
2. Se comentó que un buen proyecto, además de considerar los aspectos asociados al costo del equipo de bombeo, debe tomar en cuenta factores como son: la forma en que se va a operar, la topografía de la instalación, el grado de confiabilidad requerido por la instalación.
3. También se señalaron diferentes ubicaciones típicas de daño por cavitación, que comúnmente puede sufrir el impulsor.
4. Se presentó la definición del parámetro Carga de Succión Positiva Neta (CSPN), que de manera estandarizada utilizan los fabricantes de bombas para advertir la presencia de cavitación. Se plantearon diferentes métodos experimentales para obtenerlo y se explicó que existen distintos niveles de certidumbre en función de la precisión de los instrumentos utilizados.
5. Mediante el ensayo de una bomba de 1 hp se caracterizó su funcionamiento y se constató los principales indicios que presenta al operar con cavitación. Además se generó para ésta, la curva CSPN – GASTO. Esto permitió presentar la información de susceptibilidad a cavitación en la forma en que comúnmente la entregan los fabricantes.
6. Se presentó la introducción del concepto Energía de Succión (E.S), propuesta en las investigaciones de Budris, la cual contribuye ampliamente a una selección más adecuada del equipo incrementando la posibilidad de evitar problemas de daño por cavitación.
7. Actualmente se dispone de nuevas tecnologías de materiales que han permitido mejorar el diseño hidrodinámico e inclusive tolerar ciertos niveles de cavitación logrando una vida útil aceptable. Esto se traduce en equipos de menor tamaño y por tanto menor costo, por lo que esta alternativa debe incluirse al realizar la selección del equipo de bombeo para prevenir los daños por cavitación.

FIGURAS

Figura 1.- Diagrama P-T.....	5
Figura 2.- Limite de presión negativa del agua como función de la Temperatura.....	8
Figura 3.- Caracterización de un régimen estable.	10
Figura 4.- Caracterización de un régimen inestable.	11
Figura 5.- Caracterización de un régimen transitorio.	12
Figura 6.- Zonas de erosión por cavitación	13
Figura 7.- Erosión superficial a la entrada del alabe el impulsor	15
Figura 8.- Daño grave de cavitación.....	16
Figura 9.- Desprendimiento de una parte del alabe	16
Figura 10.- Erosión en la camisa del impulsor	16
Figura 11.- Erosión en el centro del impulsor	17
Figura 12.- Alabe perforado desde la parte posterior a la fotografía.....	18
Figura 13.- Erosión del lado de presión en un impulsor radial de una bomba pequeña.....	19
Figura 14.- Erosión a lo largo del álabe y carcasa.....	19
Figura 15.- Erosión a la punta del alabe en la salida del impulsor	20
Figura 16.- Fuerzas en un volumen de control	24
Figura 17.- Tubo Venturi con Manómetro Diferencial	30
Figura 18.- Manómetro Diferencial.....	31
Figura 19.- Impulsor radial de una bomba centrifuga (corte transversal)	34
Figura 20.- Flujo a la entrada del alabe.	35
Figura 21.- Flujo a la salida del alabe.....	36
Figura 22.- Velocidad radial de la partícula.	38
Figura 23.- Diagrama de velocidades a la salida del impulsor.....	39
Figura 24.- Corte meridional del rodete.	40
Figura 25.- Eficiencia vs Velocidad Específica.....	43
Figura 26.- Diagrama de Velocidad Específica.....	44
Figura 27.- Impulsor tipo Radial	44
Figura 28.- Impulsor tipo Francis	44
Figura 29.- Impulsor tipo flujo mixto.....	45
Figura 30.- Impulsor tipo hélice	46
Figura 31.- Impulsor de aspiración bilateral.....	46
Figura 32.- Impulsor de aspiración bilateral.....	46
Figura 33.- Instalación de una bomba en carga.....	47
Figura 34.- Instalación de una bomba en elevación	48
Figura 35.- Punto de mínima de presión “i”	50
Figura 36.- Curva ΔH vs CSPN.....	58
Figura 37.- Influencia de aire contenido en la CSPN ($Q = \text{constante}$, n (rpm) = constante).....	59
Figura 38.- Curva CSPN vs Q	60
Figura 39.- Valores afectados por pruebas de CSPN	61
Figura 40.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad C	61
Figura 41.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad B	62
Figura 42.- Curva $CSPN_{4mm}$ vs Q	63
Figura 43.- Prueba de cavitación para un nivel de calidad B	63
Figura 44.- Corte transversal de la bomba.....	63

Figura 45.- Coeficiente de cavitación vs Velocidad específica (1)	64
Figura 46.- Grafica Q-H del distribuidor.....	65
Figura 47.- Terminología del impulsor	66
Figura 48.- Medición con flexómetro.....	66
Figura 49.- Medición con calibrador Vernier.....	66
Figura 50.- Características del impulsor.....	67
Figura 51.- Triángulos de velocidades a la entrada y salida del impulsor.....	67
Figura 52.- Velocidades a la entrada del alabe.....	68
Figura 53.- Velocidades a la salida del alabe	70
Figura 54.- Tubo Venturi utilizado en las pruebas de laboratorio.....	73
Figura 55.- Cilindro cónico (cubeta)	74
Figura 56.- Curva Δh_{Hg} vs Q.....	75
Figura 57.- Tomando mediciones en el Manómetro Diferencial de Hg.....	76
Figura 58.- Tubo Venturi y Manómetro Diferencial de Hg	76
Figura 59.- Diagrama de Instalación para prueba de CSPN _{3%}	77
Figura 60.- Instalación para prueba de CSPN _{3%}	78
Figura 61.- Válvulas Esféricas.....	78
Figura 62.- Manómetro y Vacuómetro de Bourdon	78
Figura 63.- Bomba Centrífuga y Válvula Esférica.....	79
Figura 64.- Tubo Venturi y Válvula Esférica.....	79
Figura 65.-Bomba de 1 hp.....	79
Figura 66.-Curva Q(l/s) vs H (m)	83
Figura 67.- Grafica Q-H del distribuidor.....	84
Figura 68.- Curva Q (l/s) vs H (m) vs CSPN _d	85
Figura 69.- Válvulas Reguladoras-Controladoras	87
Figura 70.- Curva CSPN _d vs H para Q=1.216 l/s.....	91
Figura 71.- Localización de la CSPN _{3%}	92
Figura 72.- Curvas a diferentes caudales.....	92
Figura 73.- Curva CSPN _{3%} vs Q.....	93
Figura 74.- Curva CSPN _{3%} vs Q.....	94
Figura 75.- Factor del porcentaje de caudal	99
Figura 76.- Recirculación en la succión	99
Figura 77.- La cavitación y la recirculación interna.....	101
Figura 78.- Bomba con succión en cantiléver	103
Figura 79.- Bomba de eje horizontal de carcasa dividida y doble succión.	103
Figura 80.- Impulsor de dos alabes.....	105
Figura 82.-Factor de energía de succión.....	106
Figura 83.- Margen de CSPN vs Caudal	109
Figura 84.- Relación de margen de CSPN.....	109
Figura 85.- Factor de confianza en el margen de CSPN	110
Figura 86.- CSPN _{3%} vs Fc	111
Figura 87.- Inductor.....	112
Figura 88.- Medición de un dispositivo de prueba	115

TABLAS

Tabla 1.- Presión de vaporización en algunos fluidos.....	6
Tabla 2.- Zonas de erosión por cavitación.....	15
Tabla 3.- Propiedades del agua a diferentes temperaturas.....	50
Tabla 4.- Niveles de calidad para detectar la cavitación	55
Tabla 5.- Características del agua para pruebas	56
Tabla 6.- Tolerancias en las mediciones.....	57
Tabla 7.- Características de la bomba empleada	65
Tabla 8.- Características de diseño y fluido	73
Tabla 9.- Aforo de la prueba.....	74
Tabla 10.- Relación de Caudales	75
Tabla 11.-Propiedades del agua en las pruebas realizadas	79
Tabla 12.-Datos de prueba.....	80
Tabla 13.-Datos de prueba.....	81
Tabla 14.-Resultados obtenidos.....	83
Tabla 15.-Resultados obtenidos.....	85
Tabla 16.- Datos obtenidos de la prueba	87
Tabla 17.- Resultados obtenidos.....	89
Tabla 18.- CSPN _d para Q=1.216 l/s.....	91
Tabla 19.- CSPN3%	93
Tabla 20.- CSPNR	94
Tabla 21.- Tipos de bombas y categorías iniciales de energía de succión	105
Tabla 22 Relaciones de margen mínimos recomendados por el Instituto de Hidráulica (Ref. 17).....	108
Tabla 23.- Hobbs, [Ref. 2].....	114
Tabla 24.- García, Hammit y Nystrom, [Ref. 2].....	114
Tabla 25.- Vida relativa de diferentes materiales de impulsor por debajo de las condiciones de cavitación-erosión	114

BIBLIOGRAFIA

1. **Garcia, Cesar Dopazo.** *Cavitar o no cavitar ? La inevitable ubicuidad de las burbujas.* España : Real Academia de Ingenieria, 2008. págs. 7-17, 19-2, 86-87.
2. **Knapp, Robert T. y James W. Daily, Frederick G. Hammit.** *Cavitation.* USA : Mc Graw Hill, 1970. págs. 58-60.
3. *Maximum Superheating of water as measure of negative pressure.* **Briggs, Lyman J. 8,** Washington, D.C. : Jr. Appl. Phys., 1955, Vol. 26, págs. 1001-1003.
4. *The Fracture of the Liquids.* **Fisher, J.C. 11,** New York : Journal of Applied Physics, 1948, Vol. 19, págs. 1062-1067.
5. **Grist, Edward.** *Cavitation and the Centrifugal Pump.* Philadelphia : Taylor & Francis, 1999. págs. 34-37, 51-54, 149-179, 209-226, 167, 169-171, 149-179.
6. **Heinz P. Bloch, Allan Budris.** *Pump User's Hand Book.* 2da edicion. Lilburn GA : The Fairmont Press Inc., CRC Press Taylor & Francis Group, 2006. págs. 99-107, 106-107.
7. **Merle C. Potter, Davis C. Wiggert.** *Mecánica de Fluidos.* 3ra Edición. México : Ed. Thomson, 2002. págs. 122-124, 128-135.
8. **Mataix, Claudio.** *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas.* 2da Edición. México : Ed. Oxford University Press, Alfaomega, 1982. págs. 329-332, 390-397, 142-144, 359-366.
9. **Bonafous, E.** *Motores Eléctricos.* 3ra Edición. Mexico : Ed. Gustavo Gili, S.A. págs. 32-35.
10. **Sulzer Pumps.** *Sulzer Centrifugal Pump Handbook.* England : Ed. Elsevier Applied Science, 1995. págs. 15-16, 25-26, 73-75.
11. **Debler, Walter R.** *Fluid Mechanics Fundamentals.* New Jersey : Ed. Prentice Hall, 1990. págs. 2, 5, 6, 62-64.
12. **Church, A.H.** *Bombas y Máquinas Soplantes Centrífugas.* Mexico : Ed. Reverte, 1954. págs. 48-64.
13. *ANSI/HI 9.6.1, Centrifugal Pumps for NPSH, Curse of Centrifugal pumps: Fundamentals, Design and Applications.* Parsippany, New Jersey : s.n.
14. **Igor J. Karassik, William C. Krutzsch, Warren H. Fraser, Joseph P. Messina.** *Pump Handbook.* 2da Edicion. USA : Mc Graw Hill, 1986. págs. 2.213-2.216.
15. **Tullis, J. Paul.** *Hydraulics of Pipelines, pumps, valves, cavitation, transients.* USA : Ed. John Wiley & Sons, 1989. págs. 4-5, 8.

16. **Hydraulic Institute.** *American National Standard for Centrifugal and Vertical Pumps for NPSH Margin, ANSI/H19.9.6.1.* Parsippany, New Jersey : Hydarulic Institute, 1998. págs. 1-6, 9.6.1.4.

17. **Val S. Lobanoff, Robert R. Ross.** *Centrifugal Pumps, Design & Application.* USA : Ed. Gulf Profesional Publishing, 1985. págs. 187-191.