

29
154



Universidad Nacional Autónoma de México
FACULTAD DE INGENIERIA

“CAVITACION EN BOMBAS”

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO CIVIL
P R E S E N T A
FRANZ JOSE ROJAS ORTUSTE

ASESOR:
M. I. LAZARO AGUILAR M.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

México, D. F. Enero 1989



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

PROLOGO	5
1. INTRODUCCION	7
2. CAVITACION Y METODOS DE DETECCION	11
2.1 Naturaleza del Fenómeno	11
2.2 Etapas y Tipos de Cavitación	13
2.2.1 Cavitación Viajera	15
2.2.2 Cavitación Fija	16
2.2.3 Cavitación Vorticosa	16
2.2.4 Cavitación Vibratoria	17
2.3 Cavitación en Bombas	18
2.3.1 Cavitación Secundaria	22
2.3.2 Corrosión y Erosión	23
2.3.3 Manifestaciones de Cavitación	25
2.3.4 Cavitación y Daño	29
2.3.5 Efectos de Escala	33
2.3.6 Aspectos Termodinámicos	34
2.4 Métodos de Detección	37
2.4.1 Detección Visual	38
2.4.2 Detección Acústica	39
2.4.3 Resultados Experimentales	43
3. RELACIONES TEORICAS PARA CUANTIFICAR LA CAVITACION	54
3.1 Condiciones en la Succión	55
3.1.1 Presión Mínima en Bombas	55
3.1.2 Carga de Aspiración	57
3.1.3 NPSH Requerida y Disponible	61
3.2 Definición de Parámetros	65
3.2.1 El Coeficiente de Depresión Dinámica K	65
3.2.2 El Coeficiente de Cavitación σ	68
3.2.3 La Velocidad Específica de Succión S	76
3.2.4 El Parámetro General de Cavitación K	81
3.3 Factores que Afectan el Funcionamiento y la Succión	85
3.3.1 Punto de Operación	85
3.3.2 Imprecisiones en el Diseño Mecánico	92
3.3.3 Prerotación	93
3.3.4 Irregularidades en la Línea de Succión	95
3.3.5 Efecto del Tiempo	97
3.4 Relaciones Teórico-Experimentales	97

3.5 Efectos de Escala	106
3.6 Aspectos Termodinámicos	111
3.6.1 Parámetro de Cavitación Térmica B	112
3.6.2 Ajuste de la NPSH	115
3.6.3 Resultados con base al Criterio Térmico	122
4. METODOS DE CONTROL DE LA CAVITACION	125
4.1 Modificaciones en la Línea de Succión	126
4.2 Inclusión de Gases	127
4.3 Recubrimiento con Materiales Resistentes	129
4.3.1 Materiales Metálicos	129
4.3.2 Materiales No-Metálicos	132
4.4 Modificaciones en la Bomba	134
4.5 Utilización del Inducer tipo Bomba	137
4.6 Recomendaciones	139
5. CONCLUSIONES	143
BIBLIOGRAFIA	147
BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA	150
AGRADECIMIENTOS	151

PROLOGO

Salomon saith: **There is no new thing upon the earth. So that as Plato had an imagination, that all knowledge was but remembrance; so Salomon giveth his sentence, that all novelty is but oblivion.**

Francis Bacon: Essays LVIII

A mi juicio, no es errado entender que todo conocimiento no es sino un recuerdo, y cualquier novedad no es sino un olvido, un olvido de la humanidad. Intento de esta manera, explicar y justificar el contenido de la presente tesis, basada en las dispersas y poco difundidas investigaciones sobre cavitación en bombas centrifugas y axiales, con el objetivo principal de presentar un **State-of-the-Art** actualizado y critico, que además, es muy necesario en el idioma hispano.

El origen de este trabajo se debe a una preocupación personal por comprender en mayor medida aquello que a Euler, en 1754, también preocupaba: la existencia de cavidades de vapor en un flujo continuo y a temperatura ambiente. No creo de ninguna manera haber agotado el tema; al contrario, la bibliografía existente parece ser inversamente proporcional a la claridad de éste. En todo caso, mi esfuerzo se ha enfocado en presentar las limitaciones del estudio analítico del fenómeno, así como también, exponer la dificultad de generalizar los resultados obtenidos experimentalmente; de este

modo pretendo no caer en "... crear la ilusión de una ciencia demasiado madura y segura de sí misma; que, algo alejada -a veces- de los fenómenos que pretende dominar, olvida las limitaciones de sus principios y adquisiciones, y hace que parezcan duraderos muchos de los que algún día, tal vez muy cercano, podrían ser puestos en duda o refutados." Por ello, este trabajo refleja mi primer intento por jugar a psicólogo, " a un psicólogo del agua."

Considero que el hombre logra desmitificar muchos fenómenos debido a su gran capacidad de reflexión e imaginación, a su optimismo trágico que le induce al absurdo cíclico de búsqueda y encuentro. Hölderlin decía: " El hombre es un dios cuando sueña, y apenas un mendigo cuando piensa "; por ello, por esa naturaleza dual, por ser dios-mendigo, el hombre pretende entender a la naturaleza con el fin de arrebatarle sus secretos y su misterio.

De esta manera, intento dilucidar algunos mitos que aquejan a la comprensión del fenómeno de la cavitación; estoy consciente que resta mucho por investigar, fundamentalmente, en el campo experimental.

I. INTRODUCCION

La cavitación es un fenómeno que tiene mucha importancia por sus efectos perturbadores y dañinos tanto en estructuras hidráulicas como en turbomaquinaria. Sin embargo, a pesar de haber sido detectada por primera vez en 1754, la cavitación ha sido recién investigada a partir de comienzos de este siglo, y aún más, sólo a partir de los años 50 deja de ser un tema de "exquisitez de laboratorio" y deviene en un problema que es preciso resolver. De este modo, se sabe que la cavitación se produce [12] en zonas donde existen cambios bruscos en la velocidad del líquido, las cuales pueden encontrarse en difusores, codos, orificios, válvulas, bombas, turbinas y en flujos a superficie libre como son la cresta y compuertas de los vertedores.

Además, la cavitación se presenta en cualquier tipo de líquido y desafortunadamente, para el campo de la hidro-

dinámica, sus efectos, con pocas excepciones, son indeseables. La cavitación no sólo modifica sustancialmente las condiciones hidrodinámicas y termodinámicas del líquido, también provoca daños en las paredes que contienen a éste, produciendo además ruido y vibración. Por ello, es vital considerar a la cavitación en el diseño hidráulico, particularmente cuando los costos de reparación y/o restitución resultan elevados.

Curiosamente, la cavitación ha encontrado utilidad en otros campos; según se indica [12], la cavitación inducida sónicamente ha sido la base para aparatos cuya función es limpiar zonas de difícil acceso como son las válvulas de precisión. Por otra parte, la supercavitación es otra prueba. Este fenómeno ha sido utilizado para proveer de energía suficiente para el deslizamiento de máquinas como los **hydrofoils**; en este caso, las burbujas de vapor colapsan dentro del fluido mismo, o en todo caso, lejos de las fronteras sólidas.

Sin embargo, para el caso que interesa, la cavitación es perjudicial. En el campo de la maquinaria hidráulica, la cavitación se presenta en turbinas de baja velocidad específica (turbinas Francis) como en aquellas que poseen alta velocidad específica (turbinas Kaplan). Del mismo modo, la cavitación se presenta en todos los tipos de bombas, causando descenso en el rendimiento de éstas y provocando daños en sus partes componentes.

Por ello, el objetivo de este trabajo es presentar una

revisión crítica de las investigaciones que se han realizado sobre cavitación en bombas, con el fin de extraer conclusiones que permitan comprender mejor el fenómeno.

De este modo, en el Capítulo II se describe ampliamente el fenómeno en bombas, previa descripción general de la cavitación, intentando además, clasificar a ésta. Se destacan las diferencias de la cavitación con relación a la corrosión y la erosión. Asimismo, se presentan las causas del fenómeno, resaltando la denominada Cavitación Secundaria originada por descensos locales de la presión. También se indican las manifestaciones de la cavitación y se mencionan, a manera de introducción, los efectos de escala y los aspectos termodinámicos que intervienen en el proceso de este fenómeno. Posteriormente, se señalan los métodos de detección más utilizados, presentando la factibilidad en su uso. Para finalizar, se describen los resultados experimentales obtenidos por varios investigadores.

El Capítulo III está destinado a la cuantificación teórica del fenómeno de la cavitación, indicando las limitaciones de las relaciones convencionales en las que se basa el análisis. Por ello, se presentan nuevas propuestas, basadas más en pruebas experimentales que en rigurosos análisis matemáticos. Posteriormente, se detallan relaciones que consideran los efectos de escala, así como los aspectos termodinámicos que han servido, en todos los casos, para la mejor comprensión del fenómeno.

En el Capítulo IV se presentan métodos de control para

disminuir o prevenir la cavitación. Se indican las ventajas e inconvenientes de cada método, y se propone una jerarquización que permita la mayor aplicación práctica en el control del problema de la cavitación.

Como corolario, en el Capítulo V se presentan las conclusiones de este trabajo, insistiendo en los conceptos tradicionales acerca del fenómeno; se aclaran además, aspectos hasta ahora oscuros o muy poco tratados.

II. CAVITACION Y METODOS DE DETECCION

2.1 NATURALEZA DEL FENOMENO

La cavitación es un fenómeno complejo y algo confuso; se puede asegurar sin embargo, que es un fenómeno asociado a altas velocidades, lo que limita investigar con certeza el proceso de formación, crecimiento y colapso. El fenómeno se produce tan rápido que es necesario contar con equipo adecuado para poder observarlo, pues el ojo humano es incapaz de ello. Aunado a esto, la cavitación se produce en lugares poco accesibles.

Como resultado, se ha especulado mucho acerca de la naturaleza de la cavitación, basados en efectos de ella, más que en observaciones directas del fenómeno en sí.

Por ello, un intento de definir a la cavitación ha sido el siguiente: es un fenómeno producido cuando la presión absoluta en algún punto o zona de la corriente de un líquido

alcanza valores cercanos al mínimo admisible, conocido éste, como presión de vaporización, dando lugar a la formación de cavidades en el seno del líquido, que son transportadas por la corriente hasta alcanzar una zona de mayor presión, originándose la condensación brusca, implosión e impacto en las fronteras sólidas del sistema hidráulico, tales como tuberías, válvulas y álabes.

La cavitación es un proceso inestable y transitorio, ya que la onda de presión generada en el colapso de la burbuja incrementa la presión local, cesando así la cavitación. Sin embargo, el proceso se repite con frecuencia de hasta 25,000 ciclos/seg (25 kHz). Dicha frecuencia produce compresiones locales que sobrepasan la resistencia del material, causando el picado (**pitting**) de éste. Las burbujas formadas pueden presentarse atrás de cualquier obstáculo, cambio de dirección e incluso por la rugosidad del material. De este modo es válido indicar que la cavitación se origina principalmente por un incremento en la velocidad del flujo que, por balance de energía, propicia un descenso en la presión local. Sin embargo, otras variables que también afectan el carácter de cavitación son: la geometría y tamaño de las fronteras sólidas, la rugosidad del material, la presión de vaporización -que está en función de la temperatura-, las propiedades del líquido (viscosidad, tensión superficial), el efecto de la gravedad y la presencia de burbujas de gas no disuelto.

Respecto a la presencia de gas no disuelto, actualmente se

indica la posibilidad de que la cavitación deba su origen, principalmente, a la existencia de estas burbujas o **nucléidos** más que al descenso de presión hasta alcanzar la tensión de vapor. En el agua a presión, no debería haber burbujas de gas no disuelto; sin embargo, éstas existen en tamaño submicroscópico y crecen cuando aparecen presiones manométricas negativas, dando lugar a burbujas de cavitación aún cuando no se haya alcanzado la presión de vaporización. Pérez Franco [18] indica que, a pesar de que no se tiene una explicación satisfactoria de la existencia de estas burbujas, se puede pensar que éstas se estabilizan al mantenerse dentro de grietas hidrofóbicas de superficies sólidas. Estas superficies pueden ser: los contornos del dispositivo hidráulico o las impurezas que se mantienen en suspensión en el líquido. De esta manera, el enfoque a futuro puede ser relacionar a la cavitación con la resistencia a la tensión (tracción) del líquido más que con la presión de vaporización. Sin embargo, este análisis está todavía en su fase de experimentación y por tanto, no es definitivo.

2.2 ETAPAS Y TIPOS DE CAVITACION

Se distinguen dos etapas: la incipiente y la desarrollada. La definición de cavitación incipiente se ha ido modificando de acuerdo con los avances científicos para la observación del fenómeno. Además, ésta puede variar según el método de detección utilizado. En general la cavitación incipiente puede definirse como aquel estado en el que se observa la

formación de una nubecilla de cavidades ligadas a la aparición de un ruido creciente. La zona de incidencia es limitada y el tamaño de las cavidades es pequeña y difícil de visualizar.

La cavitación desarrollada es la fase superior del fenómeno y por lo tanto está bien establecida; se caracteriza por el crecimiento de las burbujas de vapor. La zona de incidencia es mucho mayor, extendiéndose aguas arriba y abajo de la zona de baja presión. Sin embargo, el ruido disminuye debido a un amortiguamiento de las propias cavidades formadas.

Como la cavitación incipiente es el umbral entre el funcionamiento eficiente e ineficiente de la bomba, acompañada del inicio de daños, ésta ha sido objeto de mucha atención e investigaciones; se puede decir que existen tres factores que influyen en la cavitación incipiente:

1. Las características de las impurezas en el líquido que permiten que el nucléido crezca
2. Las propiedades físicas, químicas y termodinámicas del líquido
3. Las características hidrodinámicas del flujo, es decir, la presión y la velocidad del líquido

La interacción de estos tres factores provocan un retraso del tiempo en la formación y crecimiento de la cavidad.

Cabe mencionar que la forma más común de cuantificar cada uno de los estados de cavitación antes mencionados, es con base a parámetros de cavitación, los cuales serán tratados en

el siguiente capítulo.

En cuanto a los tipos de cavitación, existen muchas maneras de clasificarlos, ya sea siguiendo las condiciones bajo las cuales la cavitación se suscita -cavitación en corrientes que fluyen, cavitación en cuerpos inmersos y en movimiento, cavitación sin flujo considerable- o bien, según sus características físicas principales. Knapp, Daily & Hammit [12] proponen, combinando ambos métodos, la siguiente clasificación:

- a) Cavitación viajera
- b) Cavitación fija
- c) Cavitación vorticosa
- d) Cavitación vibratoria

2.2.1 Cavitación Viajera

Son cavidades transitorias individuales, que se forman en el líquido y se desplazan, 'viajan' con él, conforme éste se expande, se contrae y colapsa; pueden aparecer en puntos de baja presión a lo largo de la frontera sólida o en el interior de un fluido, sea en el núcleo de vórtices en movimiento o en la región de alta turbulencia del flujo. Con base en fotografías de alta resolución, se sabe que estas cavidades adquieren forma casi esférica y viajan, generalmente, muy cerca de las superficies sólidas que guían al flujo, aumentando de tamaño durante el viaje a través de las zonas de muy baja presión y colapsando apenas atraviesan zonas donde la presión es ligeramente mayor a la de vaporización. Este

colapso es continuo, caracterizándose por originar cavidades más pequeñas, las cuales, vuelven a colapsar.

2.2.2 Cavitación Fija

Se refiere a la situación que, a veces, se desarrolla después de la cavitación incipiente, en la cual el líquido se desprende de la frontera rígida de un cuerpo inmerso o durante el paso del flujo entre dos fronteras sólidas, para formar cavidades junto a la frontera.

Se ha observado que el líquido adyacente a la superficie de la cavidad formada contiene varias cavidades pequeñas viajando transitoriamente. Estas últimas, crecen rápidamente aguas arriba de la cavidad principal fija, hasta cubrir casi por completo a ésta, manteniéndose constantes a través del viaje, hasta alcanzar la zona de aguas abajo, en la cual desaparecen.

De esta manera, resulta muy difícil distinguir visualmente la diferencia entre cavitación viajera pura y cavitación fija.

Las cavidades fijas desaparecen cuando el líquido vuelve a unirse a la(s) frontera(s) sólida(s), o cuando el líquido rodea a las cavidades luego de que éstas se han alejado de la frontera sólida. A este último caso, se denomina supercavitación.

2.2.3 Cavitación Vorticosa

En este tipo, las cavidades se hallan en los núcleos de

los vórtices, las cuales se forman en zonas de cortante alto, es decir, donde las fuerzas de fricción y viscosas son altas.

La vorticosa, es uno de los tipos observados con mayor anterioridad, pues frecuentemente ocurre en la punta de las paletas de hélices de los barcos; por lo tanto, a este fenómeno también se denomina "cavitación de punta", aunque éste no es el único caso. Se ha observado que la cavitación vorticosa puede originarse debido a la separación del flujo por la presencia de un obstáculo. Además, este tipo de cavitación puede ser la etapa preliminar de la cavitación fija.

El tiempo de vida de una cavidad vorticosa puede ser muy largo comparado con el de las cavidades viajeras, puesto que, una vez formado el vórtice, el momento angular del líquido en éste, prolonga la duración de las cavidades, aún cuando la masa líquida viaje dentro de regiones de mayor presión.

Con base en lo anterior, puede decirse que este tipo de cavitación causa daño sólo si el colapso ocurre muy cerca de la frontera sólida. Como ejemplo, ésta se produce en la punta de los álabes de turbinas y bombas axiales.

2.2.4 Cavitación Vibratoria

A diferencia de los tres tipos antes mencionados, en los cuales una partícula del líquido atraviesa sólo una vez la(s) zona(s) de baja presión, en este tipo, las cavidades se forman y colapsan debido a que la misma masa de líquido está sujeta a series continuas de pulsaciones de presión de gran amplitud y alta frecuencia producidas por la máquina que la

contiene. De esta manera, el líquido no puede seguir las frecuencias del cuerpo vibrante. Un ejemplo se da en el revestimiento del cilindro de un motor a diesel. En el momento en que éste entra en operación, provoca que el revestimiento vibre, ya sea a su frecuencia natural o a la velocidad del motor. Esta vibración producirá un tren de ondas de presión en el agua. Si la amplitud de vibración es suficientemente grande y la presión es baja, se producirá cavitación vibratoria. Sin embargo, para el caso que interesa, Stepanoff [25] indica que en bombas centrífugas, las evidencias de alteración en el funcionamiento -producidas por la cavitación vibratoria- no son todavía claras.

2.3 CAVITACION EN BOMBAS

Antes de abordar este tema, conviene distinguir entre cavitación y separación del flujo. La segunda consiste en la separación de las líneas de corriente por efecto de la viscosidad del agua. Por ejemplo, cuando un líquido como el agua encuentra un obstáculo -como ser una esfera-, aguas abajo de ésta, se produce separación [fig 2.1], lo que origina turbulencia, pérdidas de energía y formación de una zona de baja presión. Por lo tanto, la separación puede originar cavitación (como se indicó antes) del tipo vorticoso, pero como indican Stepanoff [25] y Maggiolo [16], estos dos fenómenos no necesariamente están asociados. En el flujo de gases, puede haber separación y no tiene sentido hablar de existencia de cavitación. Algunos autores [6]

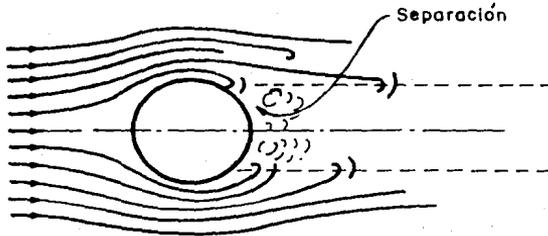


Fig 2.1 Separación de las líneas de corriente debido a un obstáculo, que origina una zona de baja presión

consienten en designar a la separación como "forma de cavitación de carácter transitorio, pero en grado superlativo", pero, como la cavitación ya es muy compleja y amplia, en este trabajo se prefiere designar a la cavitación como un fenómeno con características destructivas y por lo tanto, la separación está exenta de tal denominación.

Ahora bien, la cavitación en bombas puede presentarse en zonas estacionarias (sin movimiento), y en aquellas que sí lo tienen, como ser los álabes del impulsor, preferentemente en las partes sometidas a baja presión.

El nivel de presión que origina la cavitación, puede deberse a una reducción de presión general en el sistema o bien a una reducción local en la presión.

Las causas del descenso general son:

- Si se toma al eje de la bomba como el de referencia, una disminución de la carga estática positiva (también llamada

sumergencia) o un incremento en la carga estática negativa (también llamada carga de aspiración), provocan un descenso general de presión en la rama de succión de la bomba.

- Descenso en la presión atmosférica por debajo del valor considerado en el diseño. En tanques a la atmósfera, la presión absoluta es igual a la presión atmosférica.

- Disminución de presión en depósitos de succión cerrados.

- Aumento de la temperatura del líquido por encima de la de diseño, provocando que la densidad del flujo baje. Además, a mayor temperatura, mayor presión de vaporización.

- Aumento en las pérdidas de carga en la tubería de succión.

La reducción local de la presión puede originarse por:

- Incremento excesivo de la velocidad del flujo. Dicho incremento puede ser general o local. En el primer caso, la velocidad aumenta por operar con gastos **mayores** al de diseño. Por otra parte, el incremento local de la velocidad del flujo se debe a numerosas variables, algunas de ellas, inherentes al diseño y calidad de la propia bomba y por tanto, difíciles de controlar. Tales variables pueden ser:

a) Presencia de obstáculos, de zonas de interferencia.

b) Discontinuidades entre las partes móviles y fijas de la bomba, por las que circulan pequeñas cantidades del fluido que regresan al ojo del impulsor.

c) Operación lejos de las condiciones de máxima eficiencia, que para el caso, significa operar con

gastos **mucho menores** al de diseño. Este aspecto será detallado en la sección 3.3.1.

d) Imperfecciones en la geometría de la bomba, e incluso el efecto de la rugosidad de ésta.

- Vibración de las partes en contacto con el líquido. Esto provoca que el líquido no pueda seguir con precisión el movimiento del cuerpo vibrante, se produce desviación de sus líneas de corriente (originando separación) y formación de zonas de baja presión que pueden ocasionar el inicio de cavitación, que no es la correspondiente a cavitación del tipo vibratorio (definida antes), pues no se trata de la misma masa líquida.

- En algunos casos, se ha considerado que la cavitación estaría asociada con el **golpe de ariete** pues los cambios repentinos en las condiciones de operación, como ser el corte brusco de corriente, provocan presiones locales bajas. Sin embargo, en el corte brusco de suministro de energía eléctrica, efectivamente se originan presiones bajas pero el gasto también se interrumpe y por lo tanto las velocidades también bajan; además, el corte de energía dura tan poco que se prefiere no considerar al golpe de ariete como factor importante en la formación de cavitación.

La cavitación en bombas puede enmarcarse en tres de los tipos antes mencionados: **viajera, fija y vorticosa**. La primera y la segunda se originan por desviación del flujo de su trayectoria normal. Knapp sostiene que ambas ocurren

simultáneamente, pero si la desviación es gradual, entonces la cavitación viajera se iniciará antes; por el contrario, si la desviación de las líneas de corriente es abrupta, la cavitación fija se desarrollará primero.

Para que se forme la cavitación vorticiosa, además de la desviación, es necesario que exista un gradiente de presiones paralelo a la superficie guía y normal al flujo; por ello, la vorticiosa es frecuente en zonas de interferencia como es la unión de los álabes con el anillo del rodete.

La cavitación, sea del tipo viajera, fija o vorticiosa, altera las trayectorias del flujo, provocando disminución e incluso la caída del rendimiento de la máquina .

2.3.1 Cavitación Secundaria

Según se ha visto [12], este tipo de cavitación no afecta fundamentalmente el funcionamiento general de la bomba -como la principal-, pero sí tiene importancia significativa en cuanto al daño, pudiendo llegar a ser más peligrosa que la principal. El caso se complica pues la cavitación se ha presentado aún en zonas de aparente presión alta. Lo desalentador del problema radica en que tales zonas de depresión existen debido al diseño mismo de la bomba; por tanto, si se deseara evitar la cavitación completamente, sería necesario tomar en cuenta no sólo las condiciones en la línea de succión, sino además, redefinir los criterios de diseño de la bomba. Por lo tanto, en el estado actual de conocimiento, es posible evitar la cavitación principal

-aunque esto implique elevar mucho los costos-, pero no se puede asegurar la ausencia absoluta del fenómeno. Un ejemplo de cavitación secundaria se origina [12], [34] en la lengua de la voluta de la bomba. Esta es zona de aparente presión alta, pero también es zona de velocidades altas; además, puede considerarse a la lengua de la voluta como un álabe directriz al igual que los álabes del impulsor, teniendo la desventaja de que su perfil hidrodinámico es muy deficiente. Para bombas centrífugas que poseen un difusor con varios álabes fijos, hay más posibilidades de que falle uno de estos. La causa de que cavite la voluta se debe a que ésta (así como los álabes del impulsor y del difusor) está diseñada para un cierto gasto, y a variaciones de éste, impone una distribución de presiones circunferencial en la descarga del impulsor. Esto ocasiona que el flujo en el impulsor se convierta en no uniforme y no estacionario.

2.3.2 Corrosión y Erosión

Estos dos efectos dañinos deben ser claramente diferenciados de los producidos por la cavitación. La **corrosión** se origina por reacciones químicas y acciones electrolíticas. Ciertos líquidos pueden reaccionar químicamente con el(los) material(es) de la bomba. Para evitarlo, la bomba debe construirse de materiales especiales que sean compatibles con el líquido. Ahora bien, incluso cuando existe compatibilidad entre el líquido y los materiales, puede suceder que estos últimos [34], al estar inmersos en un líquido que conduce

electricidad (electrolitos), generen una celda voltaica que dañará al material menos "noble". Por ello, se debe tratar de utilizar el mismo material o en su defecto, aquellos con potenciales electroquímicos similares. Sin embargo, el efecto corrosivo se complica aún más para ciertos materiales, como es el caso del acero dulce o suave, pues cuando está sumergido parcialmente en agua, se oxida fácilmente por el contacto simultáneo con el agua y el aire; en cambio, si está sumergido completamente en agua destilada, se mantiene inerte. En particular, el aire y los gases actúan como catalizadores, que originan la denominada "corrosión de rendija" (crevice corrosion). Por otra parte, es necesario destacar que ciertos materiales son compatibles con el líquido siempre y cuando éste se mantenga a temperaturas bajas, de lo contrario el material puede corroerse pues la actividad química aumenta. De esta manera, si se cuidan los aspectos antes señalados, se evitará la presencia de corrosión.

Por su parte, la erosión depende de la cantidad de material grueso y fino que existe en suspensión en el líquido (arenas, limos y coque). La importancia de la cantidad de estos materiales extraños acarreados, no sólo es función del daño que ocasionan por sí mismos, sino que también son núcleos hidrofóbicos que contienen gas no disuelto, el cual puede dar origen a la nucleación para el inicio de cavitación.

Finalmente, si bien los procesos de corrosión, erosión y

cavitación son originados por diferentes variables, al observar una bomba dañada, no siempre es fácil distinguirlos. Se puede afirmar que si la corrosión está presente, afecta de manera uniforme al material (excepto la corrosión de rendija); por su parte, el daño por erosión podrá inferirse sólo después de un análisis químico de la calidad del agua. La cavitación por su parte, muestra daños en forma de "picados" similares a los que podrían ocasionar numerosos roedores; este punto será tratado en la siguiente sección.

2.3.3 Manifestaciones de Cavitación

Las características inequívocas [25] son el ruido y vibración, la caída en las curvas H-Q con la consiguiente baja en la eficiencia y finalmente, el picado o escoriación del material.

a) **Ruido y Vibración.** Son causadas por el colapso de las burbujas de vapor en el momento en que alcanzan zonas de presión alta. Además, a mayor tamaño de la bomba, mayor ruido y vibración. Ahora bien, estos dos factores están presentes siempre, pues se producen en el momento en que la bomba funciona fuera de su punto de máxima eficiencia, porque el ángulo de ataque a la entrada del álabe del impulsor no es el óptimo. Esto puede observarse en el triángulo de vectores de velocidad [fig 2.2], en el cual, a mayor gasto, mayor velocidad absoluta C_1 ; por lo tanto la velocidad relativa W tiende a 'despegarse' del perfil del álabe, es decir, W ya no es paralela al perfil del álabe; por el contrario, a menor

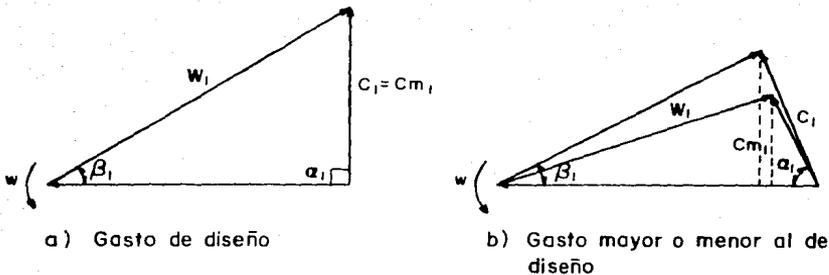


Fig 2.2 Triángulo vectorial de velocidades a la entrada del impulsor

gasto, menor velocidad C_1 , de tal modo que W tiende a 'chocar' con el perfil. Ambas situaciones son desfavorables.

El ruido, como se verá más adelante, ha sido de mucha ayuda para la determinación de la cavitación incipiente.

b) Caída en las curvas H-Q y Eficiencia. Las curvas características descenden en diferentes grados, dependiendo de la velocidad específica a la que están sujetas. Con velocidades específicas bajas (hasta $N_s=35$ en unidades del S.I.), -que corresponde a bombas de flujo radial-, las curvas de carga y capacidad H-Q, eficiencia y potencia al freno H_p caen repentinamente cuando el gasto es aumentado al punto donde la cavitación se produce [fig 2.3.a]. Con velocidades específicas que oscilan entre 35 a 97, las curvas descenden gradualmente antes de alcanzar el punto de caída [fig 2.3.b]. Para bombas con velocidad específica alta (arriba de 116) que son generalmente las bombas de tipo hélice, no existe un punto específico de caída en las curvas características; se

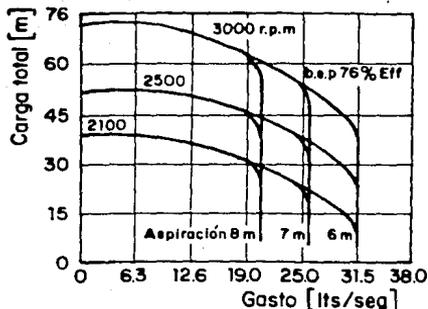


Fig 2.3.a Comportamiento de las curvas características para una bomba radial de simple succión ($N_s = 19$)

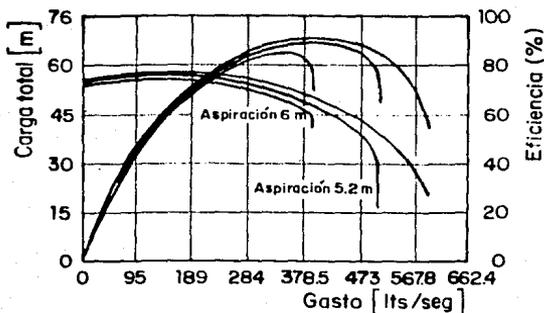


Fig 2.3.b Curvas características de una bomba de doble succión, para $N = 1200$ rpm ($N_s = 41$)

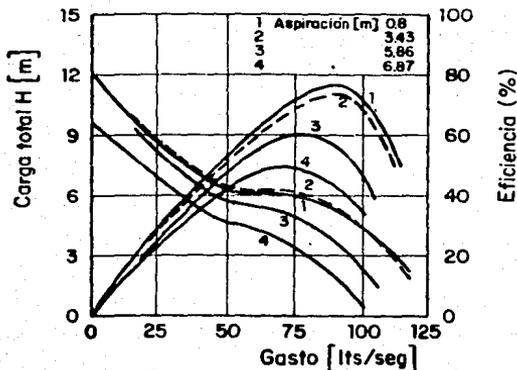


Fig 2.3.c Curvas características para bomba tipo hélice, para $N = 2250$ rpm ($N_s = 188$)

caracterizan por un descenso gradual a través de todo el rango, siendo más rápido este descenso en las curvas de eficiencia que en las curvas de carga-capacidad [fig 2.3.c] .

La diferencia en el comportamiento de estas bombas se debe a la diferencia en el diseño de sus impulsores [fig 2.4], que implica distribución de presiones distinta. En el caso de velocidad específica baja, cuando la presión en el ojo del impulsor alcanza la presión de vapor, usualmente en la parte posterior de los bordes de entrada de los álabes, ésta se extiende muy rápido por todo el canal A-B formado por dos álabes contiguos pues su sección transversal es relativamente pequeña.

En impulsores de mayor velocidad específica, el canal es más ancho y menos largo, de tal modo que se necesita de mayor descenso en la carga y un aumento mayor en el gasto para poder extender la presión de vapor a todo el canal. Finalmente, en el caso de bombas de tipo hélice ($N_s > 116$), aunque la zona de baja presión se extiende al disminuir la carga,

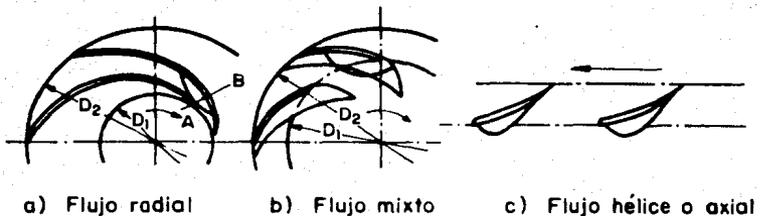


Fig 2.4 Canal de flujo entre dos álabes o paletas dependiendo del tipo de bomba

existen zonas del canal que se mantienen a presiones mayores a la de vaporización. En todo caso, el grado de destrucción del material depende de la duración a la que está sujeto en condiciones de presión baja; del tiempo entre dos ondas de presión sucesivas y del tamaño de la burbuja.

c) **Picado de material.** Si la bomba opera largo tiempo en condiciones de cavitación, se observa claramente el picado de los álabes del impulsor; el desgaste dependerá tanto de la intensidad de cavitación como del tipo de material; además, si el material presenta grietas, fisuras o esquinas muy angulosas, el picado se desarrollará más rápido. Se ha observado que los materiales más resistentes son el acero inoxidable, el cromo y la aleación de bronce y aluminio; sin embargo, estos materiales no son comerciales debido a su alto costo aunque se suelen utilizar -principalmente el primero-en zonas específicas en las que se teme la cavitación. Este aspecto será detallado en en Capítulo IV.

2.3.4 Cavitación y Daño

Con base en experimentos, se afirma que la zona de mayor daño es aquella que se encuentra aguas abajo de la formación de la cavidad; sin embargo, esta zona es vasta y por lo tanto, puede extenderse aguas arriba y abajo del punto de máximo daño. Esto indicaría que se trata de cavitación fija. Por otro lado, en bombas de velocidad específica media y alta, que operan con álabes abiertos o hélices, se pueden formar cavidades del tipo vorticoso en los claros libres de

los álabes y/o paletas.

Numerosos autores [5], [7], [17], [27], [29], basados en métodos acústicos modernos -que se detallarán más adelante-, indican que el máximo ruido es aquel que ocurre poco después del inicio de la cavitación, esto es, de la cavitación incipiente, pues posteriormente, cuando la cavitación es más intensa, existe un "amortiguamiento" de las propias burbujas que disminuye el ruido. Se asevera además [5], [17] que el máximo ruido correspondería al punto en el que el picado es el más severo, aunque esto parece no ser definitivo.

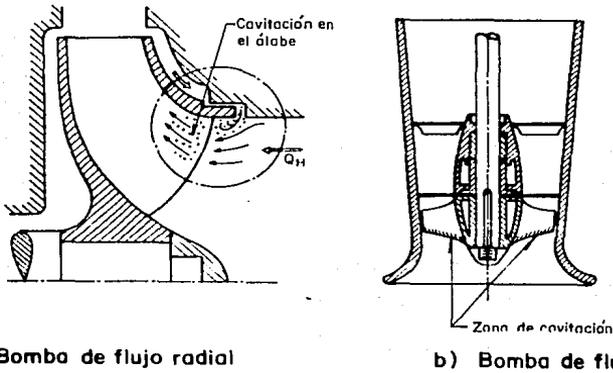
Como el inicio de cavitación es la parte que más preocupa e interesa al hidráulico, conviene ahondar en ella. Stepanoff [25] definió a la cavitación incipiente como el inicio en el descenso de la eficiencia, pues ésta es independiente de la velocidad específica. Empero, indica también que momentos antes, el rendimiento puede mostrar un ligero incremento*.

Sin embargo, en función a los nuevos métodos de detección, se ha preferido definir a la cavitación incipiente como el inicio de la formación de burbujas -detección visual-, que en muchos casos coincide con el incremento de ruido -detección acústica-, pues a través de ellos, se ha comprobado que el fenómeno cavitatorio se presenta antes de que se perciba alguna alteración en las curvas características.

A continuación se detallan las zonas más afectadas por la cavitación:

* Este fenómeno, al parecer contradictorio será explicado detalladamente en la sección 2.4.4

- En bombas de diseño normal, esto es, de amplia comercialidad, la zona de más baja presión se origina en la cara posterior del álabe del impulsor, y el picado aparece aguas abajo de esta zona, es decir, donde la burbuja colapsa [fig 2.5 a-b]. Este picado es el más frecuente y dañino para el funcionamiento de la bomba.



a) Bomba de flujo radial

b) Bomba de flujo axial

Fig 2.5 Zonas de cavitación más frecuente

Un caso similar al comentado se presentó en una de las bombas del acueducto Río Colorado -Tijuana, México. [ver fig 2.6].

- Si la bomba funciona continuamente a condiciones de mayor capacidad, el picado puede aparecer, también, en la parte delantera de la punta de los álabes [fig 2.7]. Esto se debe -para ser congruentes- al fenómeno de cavitación secundaria.

- Del mismo modo, el picado en la lengua de la voluta se

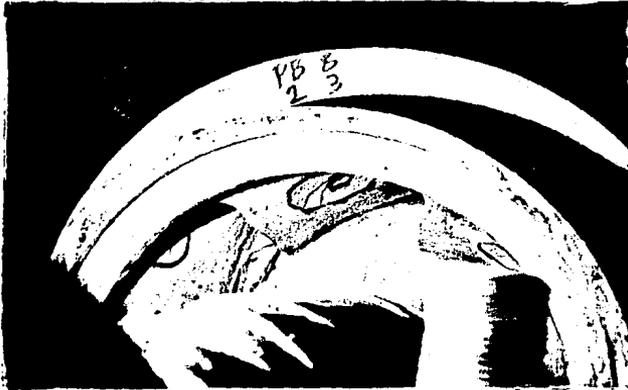


Fig 2.6 Picado en la parte posterior de los álabes. Bomba de flujo radial y doble succión

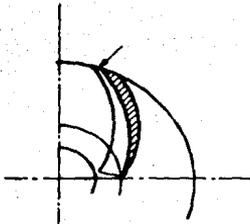


Fig 2.7 Cavitación en la punta del álabes

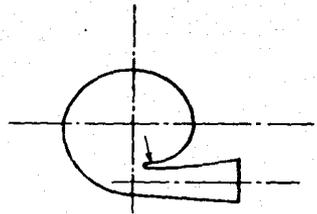


Fig 2.8 Cavitación en la lengua de la voluta

debe a la cavitación secundaria [fig 2.8], producto de operar en condiciones fuera de las de diseño, que trae como consecuencia la formación de flujo inestable y no-uniforme, cambio en la dirección de éste e incremento de pérdidas.

Finalmente, conviene decir que el daño producido al cavitarse podría variar según la época del año [12]; esto se debería al cambio en las propiedades de los líquidos ya que, al incrementarse la temperatura, la presión de vaporización aumenta y en cambio, el calor latente de vaporización es ligeramente inferior. Sin embargo, parece ser que la **calidad** del agua, esto es, el contenido de impurezas, contenido de gas disuelto o no, pueden influir mucho más en las variaciones del grado de daño que los cambios en la presión de vaporización y la densidad.

2.3.5 Efectos de Escala

Los efectos de escala que se producen al estudiar los fenómenos en modelos hidráulicos han ocasionado que el grado de cavitación difiera según la escala en la que se pruebe. En bombas homólogas pero de diferente tamaño, operando con cargas proporcionales y presión de succión idéntica, se ha observado que el grado de cavitación no es proporcional con el tamaño de la bomba. Aunque las velocidades en puntos similares sean las mismas, el efecto de curvatura del perfil del impulsor sobre la distribución de velocidades no es igual en el modelo que en el prototipo debido a que el número de Reynolds es diferente en ambos. Las fuerzas centrífugas -que

son importantes en la distorsión de la distribución de velocidades en la trayectoria curva- son inversamente proporcionales al radio de curvatura ($F.Cent \propto 1/r$). Por lo tanto, a mayor radio de curvatura, menor fuerza centrífuga.

Por otro lado, la trayectoria del flujo a través de la zona de baja presión del impulsor es más larga en el prototipo que en el modelo; a mayor trayectoria, habrá mayor volumen que podrá ser evaporado y por lo tanto existirá mayor vaporización en el prototipo que en el modelo. Sin embargo, el problema de similitud es más complejo aún, puesto que intervienen otras fuerzas y que al despreciarlas, se puede perder fidelidad en el modelaje; estas fuerzas son, entre otras, las de gravedad (valuadas por el número de Froude) y las de tensión superficial (valuadas por el número de Weber).

De esta manera, se han llevado a cabo pruebas [17] que confirman este efecto de escala que incide en la cuantificación de los parámetros de cavitación; surge así la necesidad de elegir de todos ellos, al más confiable. Este problema se abordará en el capítulo siguiente.

2.3.6 Aspectos Termodinámicos

En el momento que las cavidades se forman, producen interrupción en la continuidad del líquido; como el volumen de la cavidad desplaza al líquido, la trayectoria del flujo es modificada y por lo tanto se altera la interacción dinámica entre el líquido y sus fronteras. Este efecto es hidrodinámico.

Ahora bien, el hecho de que la presión disminuya al punto en que se formen cavidades en el líquido, es un proceso **térmico** y es dependiente de las siguientes propiedades del líquido: presión, temperatura, calor latente de vaporización y calor específico.

La cavitación es un fenómeno **metaestable**, por lo que es irreversible; de tal forma, simplificarlo para utilizar los conceptos de la termodinámica clásica, resulta en mera aproximación del fenómeno.

De esta manera, el proceso puede ser politrópico, adiabático ó incluso isotérmico. Sin embargo, si se considera al fenómeno como politrópico, es decir con cambios de temperatura y entropía, este tratamiento provoca grandes dificultades en su análisis; por lo tanto, en general se suele considerar al fenómeno como isotérmico, esto es, que el "salto" de presión se realiza a temperatura constante pero con cambios en la entropía. Con esta simplificación, se puede presentar al cambio de presión como se indica en la figura [fig 2.9].

De ella se infiere que la distancia 1-2 es mayor que la 1'-2', es decir que, a mayor temperatura el decremento o salto de presión es menor, por lo que la presión de saturación aumenta con la temperatura. Si se considera que la presión de saturación es igual a la de vaporización, se puede construir una gráfica [fig 2.10] que relaciona la temperatura con la presión de vaporización. Esta gráfica, para el caso del agua, es actualmente la más difundida.

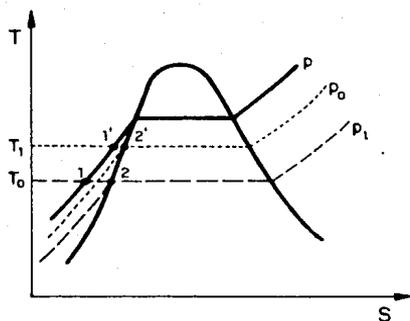


Fig 2.9 Esquema del cambio de presión para estado isotérmico. Nótese que la distancia 1-2 es mayor a 1'-2', esto es, a mayor temperatura, la depresión para alcanzar la curva de saturación, es menor

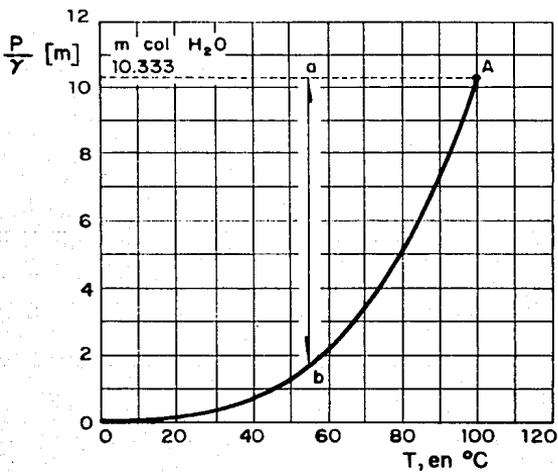


Fig 2.10 Curva de presión de vaporización-Temperatura del agua

Es importante señalar que si la cavitación no se produce, el rendimiento de las bombas centrífugas es independiente de las propiedades del fluido. En cambio, si el fenómeno está presente, se produce un descenso en la carga de succión positiva que genera un descenso de presión, incremento de temperatura en la cavidad y por tanto, aumento en la entalpía. Con tal motivo, se ha llegado a determinar un parámetro de cavitación desde el punto de vista térmico -atribuido a Stahl y Stepanoff- que sirve para cuantificar la intensidad de cavitación en la bomba. El parámetro presenta varias ventajas pues a idéntico valor, refleja iguales condiciones de cavitación, sin importar el líquido de que se trate; puede utilizarse como parámetro confiable en la etapa de cavitación desarrollada ya que es independiente de las condiciones hidrodinámicas. En el caso específico del agua, las propiedades de ésta son bien conocidas, lo que facilita su estudio.

El análisis teórico, relacionado con el criterio termodinámico, se presenta en el Capítulo III.

2.4 METODOS DE DETECCION

Existen fundamentalmente tres métodos. El más común es observar el comportamiento de las curvas características; si se nota un descenso en el rendimiento del equipo, se puede pensar en un fenómeno cavitante. Si además, paralelo al descenso existe un incremento considerable en el ruido y en las vibraciones, se concluye que la máquina está cavitando y

se procede a detener el funcionamiento para observar los daños ocasionados.

De este modo, la detección a través de las curvas características resulta clara aunque algo tardía, pues actualmente se sabe que cuando se presentan alteraciones en dichas curvas, generalmente el fenómeno ya se ha establecido, es decir, la cavitación se ha desarrollado con los consiguientes daños en las zonas antes descritas. Además la detección -que es indirecta-, no brinda información acerca del fenómeno hidrodinámico en sí.

A raíz de ello, se han buscado nuevas formas de detección, que recaen en dos grandes grupos: la detección visual y la detección acústica.

2.4.1 Detección Visual

La detección visual se realiza generalmente en modelos y consiste en disponer de ventanas transparentes -de lucita-, que permiten que equipo fotográfico de alta velocidad capte, en secuencia continua, el proceso. De esta manera la cámara fotográfica cumple el papel de "microscopio del tiempo". El método tiene la ventaja de permitir la visualización, a intervalos específicos, del proceso completo desde su formación hasta el colapso. Por ello se dice que este método es directo. Esto ha permitido establecer la forma general de las cavidades, el tamaño de éstas (en función a la etapa del fenómeno) y, principalmente, demostrar que la cavitación puede presentarse mucho antes de que las curvas caract-

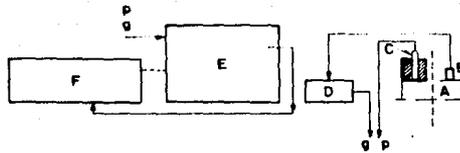
erísticas sean afectadas. Otra ventaja radica en poder definir el intervalo de tiempo entre fotografías, brindando así la posibilidad de estudiar el comportamiento general del fenómeno cavitatorio y, a intervalos más pequeños, poder obtener los detalles de la dinámica de la partícula para ciertas condiciones dadas. En general se indica que [12] se pueden realizar repeticiones de hasta 5000 veces por segundo para observaciones del conjunto. La desventaja de este método es que, como se dijo, está restringido a modelos debido a la necesidad de disponer de "ventanas transparentes".

Cabe mencionar que también se han utilizado microscopios con el fin de observar pequeños desplazamientos en las cavidades y para definir tamaños de burbujas. Gracias a ello se sabe que las burbujas no son esféricas como normalmente se consideran para efectos de simulación.

2.4.2 Detección Acústica

Por otra parte, la detección acústica es quizá, el método más difundido y, en el caso de modelos, se ha optado por conjuntar a éste con el método visual con el fin de auxiliarse, compararlos y establecer conclusiones más confiables.

El método acústico consiste en colocar un sensor en la pared externa de la frontera sólida para captar la presión de sonido o las vibraciones; esta señal se recibe en el analizador de espectros o en un decibelímetro y posteriormente se almacena en un grabador magnético y/o en una computadora, para la impresión del espectro. Un esquema de la disposición



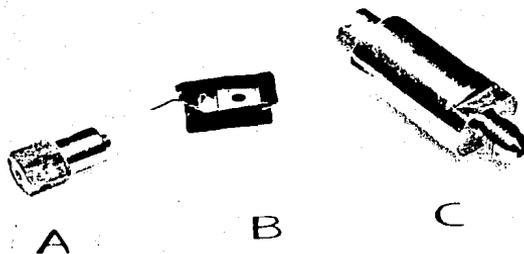
- | | |
|--------------------|----------------------------|
| A: Objeto probado | E: Analizador de espectros |
| B: Acelerómetro | F: Grabador de señales |
| C: Micrófono | g: Cable del acelerómetro |
| D: Preamplificador | p: Cable del micrófono |

Fig 2.11 Esquema del equipo más utilizado para la detección acústica

del equipo se muestra en la fig 2.11.

Es importante señalar que algunos sensores requieren de cierta preamplificación para aumentar su impedancia; en este caso, como se muestra en la figura mencionada, el acelerómetro requiere de preamplificación y no así el micrófono. Ahora bien, los detectores más utilizados son micrófonos electrostáticos, acelerómetros y transductores de presión con rangos que pueden oscilar entre 20 y 50,000 Hz [fig 2.12].

Recibida la señal del sensor para cierta condición de cavitación, el analizador de espectros obtiene la curva frecuencia-voltaje (ver fig 2.13) de cuya gráfica se toma el voltaje correspondiente a una frecuencia elegida (que sea representativa). Resulta luego muy sencillo transformar los voltios a decibeles y utilizar este valor para graficar "Condiciones de cavitación .vs. Intensidad de sonido", como se verá más adelante (fig 2.18).



A: Acelerómetro
 B: Micrófono

C: Transductor de presiones

Fig 2.12 Tipos de sensores más comúnmente utilizados

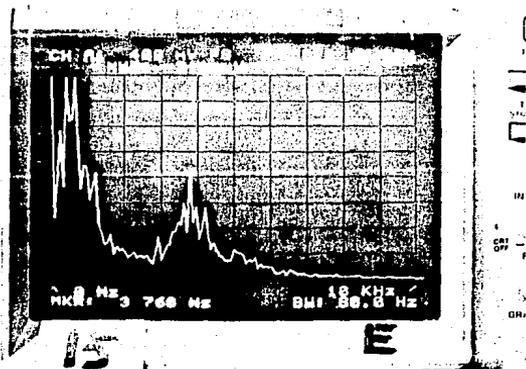


Fig 2.13 Analizador de espectros recibiendo una señal típica de ruido producida por la cavitación

En algunos casos se suelen utilizar filtros de paso alto (high-pass filter), que se colocan en la entrada del amplificador para eliminar las frecuencias bajas, es decir, el ruido propio de la bomba y el motor. Finalmente, el almacenamiento de las señales es variable y dependerá de los objetivos a perseguir.

Sin embargo, este método, al igual que el visual, ofrece ciertas desventajas pues de no utilizarse el filtro, se capta todo el ruido (método del ruido total), lo que genera que a veces las frecuencias bajas superpongan a las altas, esto es, que el ruido inherente al funcionamiento de la bomba llegue a disfrazar el ruido propio de la cavitación. Por ello es necesario definir un nivel de sonido de referencia. Entre las desventajas del método se puede indicar que los espectros varían según la ubicación y tipo del sensor, además del material sobre el que se coloca a éste, también influyen la velocidad y temperatura del flujo.

Sin embargo, este método también ofrece ventajas con respecto al visual, puesto que, al ser externo, no influye en el comportamiento hidrodinámico del fluido; por ello, algunos autores [5],[7] lo han utilizado en prototipos indicando que los resultados son confiables e incluso se insiste en la necesidad de contar con equipo portátil para dicha detección.

Como complemento, conviene indicar que existen otros métodos, tanto directos como indirectos, que han sido utilizados para medir las partículas y burbujas de gas. De ellos se puede citar a la holografía y la dispersión de luz. Ambos

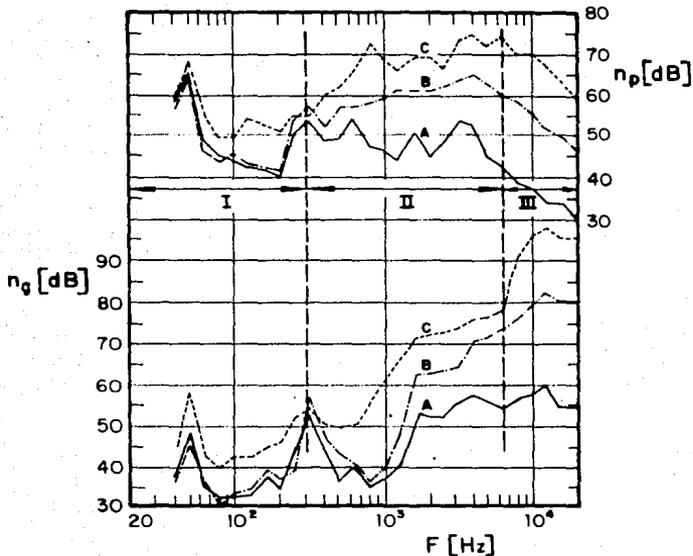
métodos -basados en la utilización de rayo láser- son muy complejos y han resultado [3] poco satisfactorios, por lo que su utilización ha estado limitada.

A continuación, se presentan las conclusiones obtenidas por varios autores, que sirven para diagnosticar mejor la cavitación y complementar las observaciones hechas en esta sección.

2.4.3 Resultados Experimentales

Varga y Sebestyen [29], [30] indican que el ruido propio del motor y de la bomba se presenta en frecuencias bajas, por lo tanto, para evitar que este ruido pueda disfrazar el producido por el colapso de las burbujas contra la frontera sólida, se debe buscar un rango de frecuencias tal, que el fenómeno pueda detectarse independientemente de la frecuencia; será necesario entonces, determinar la frecuencia representativa de operación normal de cada bomba como el parámetro de referencia. En un ejemplo típico se presentan curvas espectrales para diferentes condiciones de cavitación (A, B y C) [fig 2.14]; en ésta puede verse que a partir de $f=6,500$ Hz, las curvas tienden a comportarse en forma paralela, por lo que se puede pensar que la variación en la intensidad de sonido depende exclusivamente de las condiciones de cavitación.

Los autores señalan además que pueden fijarse dos frecuencias de operación -en el rango adecuado- sin perder sensibilidad en el análisis. Ciaravino y Pulci Doria [5] confirman



- Rango I : Ruido del funcionamiento propio de la bomba
 Rango II : Ruido por efecto de la cavitación (función de la frecuencia y la cavitación)
 Rango III : Ruido por efecto de la cavitación (al comportarse en forma paralela, se puede pensar en que sólo es función de la cavitación)

Fig 2.14 Vibración (curvas inferiores) y espectro de ruido (curvas superiores) de una bomba centrífuga, en función de la frecuencia, para diferentes condiciones (A, B, C) de cavitación

esta aseveración, proponiendo con ello la simplificación del método.

Otra conclusión importante, de los primeros autores, es que, para una determinada frecuencia (en este caso $f=15,000$ Hz), la velocidad -medida en zona no perturbada- influye exclusivamente en la amplitud de la curva representativa más no en la forma de ésta [fig 2.15]. Por lo tanto, de la figura se puede inferir que a mayor velocidad existe mayor ruido, y que el máximo ruido, para todos los casos, corresponde a una cierta condición de cavitación, valuada por el parámetro σ , cuyo significado se indicará en el siguiente capítulo.

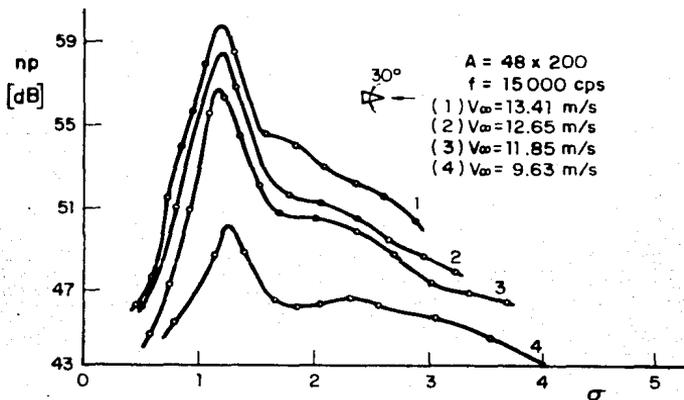


Fig 2.15 Nivel de presión de sonido (np) en un modelo de cuña, para diferentes condiciones de cavitación (σ) y para diferentes velocidades

Del mismo modo, el tipo de material sobre el que se coloca el detector (sea acero o lucita), influye exclusivamente en

la amplitud de la curva [fig 2.16], siendo la lucita el material que capta mayor ruido. Esta conclusión tiene importancia práctica pues sugiere no olvidar que los modelos hidráulicos son, por lo general, contruidos en lucita -y no así el prototipo-, por lo que los resultados, obtenidos por el método acústico, pueden diferir en ambos casos.

Otro resultado, supuestamente adecuado, fue relacionar las condiciones de cavitación con el tamaño de la nube de cavidades expresado en forma adimensional, o sea

$$h = l_z/d \quad (2.1)$$

donde

h = tamaño adimensional
 l_z = longitud de la nube de cavidades, medida en zonas transparentes i.e. lucita
 d = longitud representativa (en este caso "d" es el diámetro)

Si bien en todas sus pruebas se encontró que el máximo ruido y el máximo daño se hallan para $h=1.5$, indican sin embargo que Shalnev realizó pruebas similares obteniendo otro tamaño representativo. La divergencia radica en que el número de Reynolds es diferente en ambos casos, por lo que asociar dicho tamaño adimensional con el máximo ruido y daño, para así generalizarlo, no es correcto.

Buscando nuevas formas de correlación, se encontró que puede existir buen ajuste entre la intensidad de sonido y el grado de daño para diferentes condiciones de cavitación, valuadas a través del tamaño de la nube de cavidades h [fig 2.17]. Tal resultado ha dado lugar a que numerosos investigadores retomen esta idea para sustentar que el máximo ruido está asociado al máximo daño, y éste se presenta en condi-

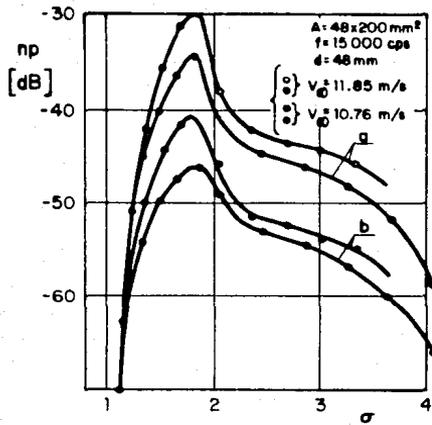


Fig 2.16 Nivel de aceleraciones (ng) en un modelo cilíndrico, para dos velocidades diferentes y dos tipos de material

{ a : lucita
 { b : acero

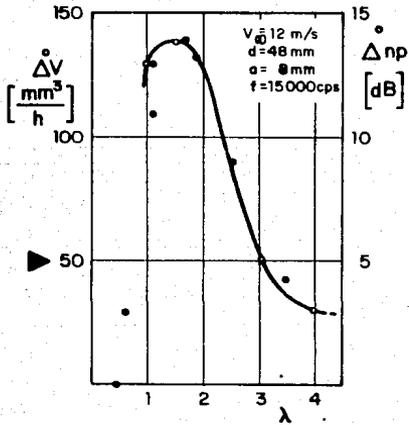


Fig 2.17 Correlación. Intensidad de sonido-grado de daño, para diferente tamaño (λ) de nube de cavidades

ciones de cavitación ligeramente desfavorables a las correspondientes a cavitación incipiente -detectada por los métodos visual y/o acústico-. Por ello, si se toma en cuenta que muchas bombas son diseñadas, por economizar costos, a niveles de cavitación incipiente, entonces la probabilidad de que se presente la cavitación es mayor en estos casos.

Empero, Lush & Angell [15] presentan un análisis basado en numerosas pruebas con cilindros circulares y cuñas simétricas de diferente tamaño, con objeto de encontrar una correlación válida y general entre la intensidad de sonido y el grado de daño. En todos los casos se eligió al aluminio como material a probar, pues éste es fácilmente erosionable; de este modo, las pruebas resultan rápidas y se evita el efecto de la corrosión. Los autores aseveran que la intensidad de sonido (SPL) es esencialmente el logaritmo de la presión media (Pm) elevada al cuadrado, la cual a su vez, es proporcional a la pérdida de peso (WLR) del espécimen, es decir:

$$WLR \propto (P_m)^2 \quad (2.2)$$

por lo tanto se puede escribir

$$\log_{10} WLR = (n/K) \cdot SPL \quad (2.3)$$

Si bien la presente expresión ha resultado buena, los resultados que arrojan los **inducers** (cilindro y cuña) muestran que WLR varía abundantemente según el espécimen, desde WLR = 2.8 mg/hr hasta valores tan altos como 330 (!). Por otro lado "n" resultó estar cercana a la unidad, pero la desviación estándar es aún considerable.

Por todo ello, se concluye que los resultados de Varga

et.al. son particulares y no existe todavía, correlación precisa y general entre SPL y WLR.

McNulty y Pearsall [17], a través de métodos de detección visuales y acústicos, indican que si la bomba opera en condiciones que no son las de diseño, sea $Q < Q_d$ ó $Q > Q_d$, es posible que la cavitación incipiente se presente más rápidamente. Lo anterior ya fue comentado por Yedidiah [32], pero sin indicar ninguna prueba experimental. Ahora bien, esta conclusión está relacionada con ciertas bombas comerciales que tienen álabes con ángulos mayores al óptimo y que, al operar con Q_d se comportan como si funcionaran con $Q < Q_d$; de esta manera, se facilita la inepción de cavitación, presentándose ésta para valores que se suponían seguros. Esto genera problemas pues las bombas son diseñadas y revisadas en función a curvas teóricas y, en el mejor de los casos, con ayuda de modelos. Sin embargo, ya se comentaron brevemente los efectos de escala que existen entre modelo y prototipo; por lo tanto, un diseño que puede ser teóricamente seguro, puede presentar problemas de cavitación.

Courbière et. al.[7] basados en pruebas acústicas en modelo y prototipo obtienen la curva típica de "Intensidad de ruido .vs. Condiciones de cavitación" para una frecuencia elegida [fig 2.18], y confirman una vez más, que el ruido se amortigua conforme la cavitación se desarrolla, aunque no mencionan nada respecto a la intensidad del picado.

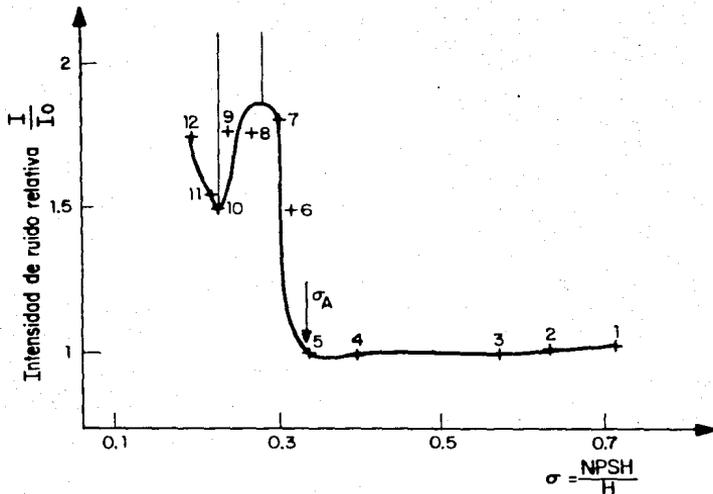


Fig 2.18 Curva típica de intensidad de sonido - condiciones de succión en una bomba

Por otra parte se afirma que la temperatura del agua afecta la inyección de cavitación sólo para ciertas velocidades de rotación "N". Esto tiene relación con los aspectos termodinámicos comentados antes y que se tratarán en el siguiente capítulo.

Ciaravino & Pulci Doria [5], en la primera parte de su trabajo, confirman mediante comparaciones entre la carga experimental y la carga teórica característica, que la cavitación se presenta sin que se observen descensos en el rendimiento. Aún más, se observa que la carga puede

incrementarse ligera y transitoriamente en el momento en que la cavitación se produce. Esta aseveración fue apenas comentada por Stepanoff [25] y Knapp et.al.[12]; la razón de tan curioso efecto sería que: cuando el agua pasa por los álabes del impulsor, inevitablemente se forman vórtices que disipan energía y, cuando se origina la cavitación, las burbujas formadas desplazan y/o eliminan los vórtices, mejorando de este modo las condiciones del flujo a través del impulsor e incrementando la eficiencia y la carga.

Guarga et. al. [8] presentan un estudio comparativo de dos detectores: un acelerómetro y un micrófono (denominado como pastilla de cristal y basado en la Sal Rochelle), y dos formas de tratamiento de la señal: con analizador de espectros y con decibelímetro, los cuales se probaron en un orificio para diferentes condiciones de cavitación. Los resultados demuestran que el acelerómetro es mucho más sensible que el micrófono, pues este último solo registró los picos de amplitud más significativa. En cuanto al tratamiento de la señal, el decibelímetro mostró ser lo suficientemente preciso; de este modo se concluye que conjuntar el micrófono y el decibelímetro es una opción como equipo de detección a costos bajos pero sacrificando precisión en los resultados.

Leducq et Wegner [13] realizan una recopilación de pruebas experimentales por el método acústico y visual, mencionando algunos trabajos ya citados [17], [30]. Presentan además,

otros resultados que permiten diagnosticar mejor el fenómeno. De esta manera, confirman los Efectos de Escala que evitan cualquier extrapolación de resultados, al menos, utilizando la detección acústica [fig 2.19]. En dicha figura se observa que, para perfiles de diferente tamaño e idéntica condición de cavitación, las curvas de Frecuencia-Intensidad de sonido se entrecruzan, mostrando comportamientos arbitrarios.

Por otra parte, basados en pruebas de Deeprise et. al., indican la importancia de seleccionar la frecuencia para la obtención de curvas como la presentada anteriormente (ver fig. 2.18), pues éstas curvas varían en amplitud, siendo la intensidad de sonido SPL inversamente proporcional a la frecuencia f . Esta conclusión está en oposición directa con los resultados de Varga et. al [30] que sostienen que para una determinada condición de cavitación, a mayor frecuencia se suscita mayor ruido. Por su importancia se reproducen ambas figuras [fig. 2.20 a-b].

De este modo, si bien la detección acústica ha permitido aclarar ciertos aspectos antes confusos, los resultados son todavía dispersos y nada definitivos.

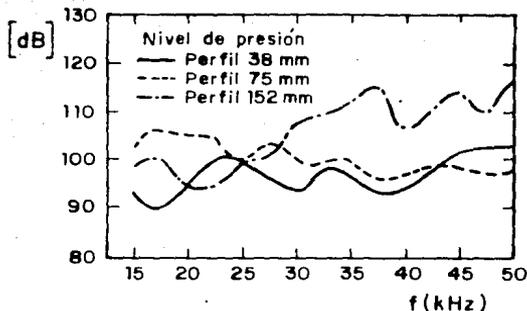
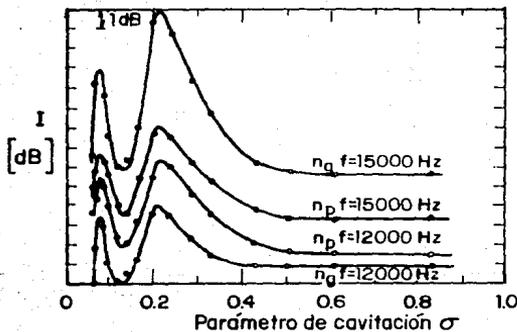
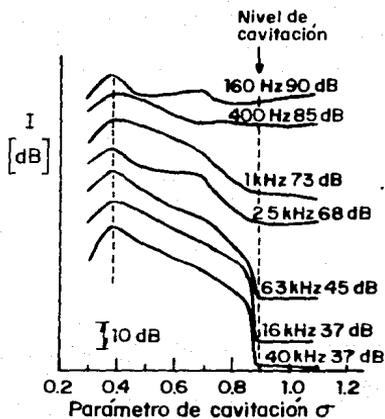


Fig 2.19 Curvas frecuencia - intensidad de sonido para perfiles de diferente tamaño



a) Varga et. al. (1969)



b) Deeprise et. al. (1974)

Fig 2.20 Resultados experimentales σ -I para diferentes frecuencias. Ambos resultados están en oposición directa

III. RELACIONES TEORICAS PARA CUANTIFICAR

LA CAVITACION

Las relaciones teóricas surgieron como necesidad para cuantificar los efectos del fenómeno de cavitación. Si bien hasta mediados de los años veinte se consideraba al estudio de la cavitación como un lujo de la técnica, las perturbaciones ocasionadas por la presencia de cavitación en turbomáquinas, comenzaron a preocupar; por ello se buscaron parámetros que pudieran estimar el fenómeno dentro de rangos de seguridad y de daño. Inicialmente, los estudios se enfocaron al problema en las turbinas, pero posteriormente se buscó extrapolar los resultados a la turbomaquinaria en general. A continuación se presentan las relaciones teóricas convencionales, basadas en un estudio a través de la Mecánica del Medio Continuo; posteriormente se establecen relaciones que consideran los efectos de escala y finalmente, se tratan los aspectos termodinámicos del proceso cavitatorio, para así

permitir su mejor cuantificación.

3.1 CONDICIONES EN LA SUCCION

3.1.1 Presión Mínima en Bombas

El flujo a través del impulsor está determinado por la diferencia de presiones que existe en la succión y aquella establecida en el ojo del impulsor inmediatamente antes de que el líquido entre a éste. Sin embargo, cuando el líquido ingresa al impulsor mismo, no se distribuye uniformemente en toda la masa, por lo que las relaciones teóricas convencionales -basadas en considerar al flujo, uniforme- sólo resultan en una aproximación del fenómeno.

En el ojo del impulsor, el flujo incrementa su velocidad localmente, lo que origina un descenso de presión. Sin embargo, análisis más detallados indican que la presión mínima no se alcanza en el ojo del impulsor, sino en la cara posterior de los álabes a la entrada del flujo. En efecto, en dicho punto, la transferencia energética es despreciable; de este modo, se origina una diferencia de presiones entre la cara delantera y posterior del álabe. La presión será muy alta en la cara delantera y será mínima en la posterior. Como ha indicado M. Sedille [23], la única forma de evitar tal depresión se obtendría si el espesor de los álabes fuese nulo, lo cual es obviamente imposible. Por lo tanto, aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada del flujo al impulsor (punto 1) y la parte posterior del álabe se tiene

$$\frac{P_1}{\delta} + \frac{C_1^2}{2g} = \frac{P_{\min}}{\delta} + \frac{C_{\max}^2}{2g} \quad (3.1)$$

donde

- P_1 = presión absoluta a la entrada del álabe.
 C_1 = velocidad absoluta a la entrada del álabe.
 P_{\min} = presión absoluta en la parte posterior del álabe.
 C_{\max} = velocidad absoluta en la parte posterior del álabe.
 δ = peso específico del agua ($\delta = 1 \text{ T/m}^3$)
 g = gravedad ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$)

Del análisis vectorial del triángulo de velocidades a la entrada del álabe (ver fig 2.2) se tiene, en caso general

$$w_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1 \quad (3.2)$$

Para la condición de transferencia energética máxima, es decir que la velocidad absoluta C_1 y la velocidad periférica o tangencial U_1 sean perpendiculares y además no haya presencia de prerotación, resulta

$$w_1^2 = C_1^2 + U_1^2 \quad (3.2.a)$$

considerando además que la velocidad de rotación es constante parados puntos tan cercanos ($U_1 = U$), la ec.(3.1) puede ser escrita como

$$\frac{P_1}{\delta} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_{\min}}{\delta} + \frac{w_{\max}^2}{2g} \quad (3.3)$$

$$\frac{(P_1 - P_{\min})}{\delta} = \frac{(w_{\max}^2 - w_1^2)}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} \left[\left(\frac{w_{\max}}{w_1} \right)^2 - 1 \right] \quad (3.4)$$

si se toma $dP = P_1 - P_{\min}$

$$y \quad h = (w_{\max}/w_1)^2 - 1 \quad (3.5)$$

la ec.(3.4) puede escribirse como

$$dP/\delta = h \cdot w_1^2/2g \quad (3.6)$$

que es conocida como depresión dinámica.

El parámetro h , introducido por los años treinta, varía con la capacidad, siendo mínimo para el punto de máxima eficiencia **b.e.p.** (best efficiency point). Stepanoff presenta con un ejemplo la curva típica de h obtenida por Krisam [fig 3.1]. Por ello se puede decir que h varía con el ángulo de ataque del flujo.

Jaumotte (1967), según indica Pérez Franco [18], ha propuesto los valores mínimos de h (para el gasto de diseño) de acuerdo al tipo de bomba; así se tiene

$$\text{Bombas radiales} \quad 0.16 < h < 0.20$$

$$\text{Bombas axiales} \quad 0.25 < h < 0.30$$

3.1.2 Carga de Aspiración

La cavitación limita la carga de aspiración de las bombas, por lo que es necesario encontrar su valor máximo posible para evitar el fenómeno, al menos en el flujo principal. Tomando como referencia el eje de la bomba [fig 3.2] y aplicando Bernoulli entre la superficie del agua (punto a) y la entrada del flujo al impulsor (punto 1), se tiene

$$-hs + \frac{P_a}{\delta} = \frac{P_1}{\delta} + \frac{C_1^2}{2g} + hf_{a-b} + hf_{b-1} \quad (3.7)$$

o sea

$$\frac{P_1}{\delta} = \frac{P_a}{\delta} - \left(hs + \frac{C_1^2}{2g} + hf_{a-b} + hf_{b-1} \right) \quad (3.7.a)$$

P_a/δ = presión absoluta. Si el tanque se encuentra a la atmósfera su valor será el de la presión atmosférica. (Al nivel del mar ésta es igual a 10.33m, variando 30 cm por cada 300 m de altura)

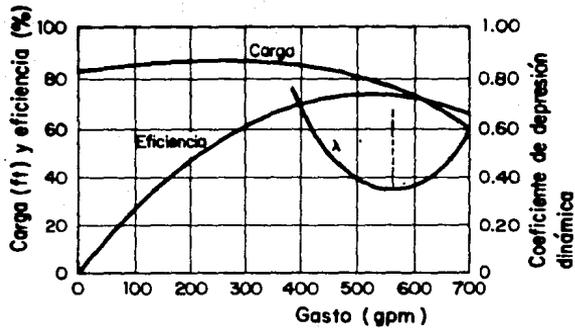


Fig 3.1 Coeficiente de depresión dinámica λ para una bomba. Obsérvese que λ es mínima para el punto de diseño

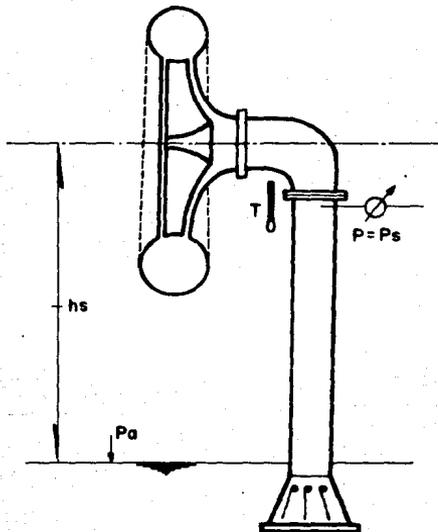


Fig 3.2 Bomba horizontal con carga de aspiración

-hs = carga estática de aspiración (medida desde la superficie del depósito al eje de la bomba si ésta es horizontal o a la parte superior del impulsor si ésta es vertical). Si el nivel del agua está arriba del eje de la bomba, se denomina sumergencia y hs es positivo.

hf_{a-b} = pérdidas de carga en el tramo a-b (desde el depósito hasta la brida de succión).

hf_{b-1} = pérdidas de carga en el tramo b-1 (desde la brida hasta la entrada al impulsor).

Como se sabe que $dP = P_1 - P_{\min}$ y considerando la ec. (3.6).

se tiene

$$\frac{P_1}{\delta} = \frac{dP}{\delta} + \frac{P_{\min}}{\delta} = h \frac{w_1^2}{2g} + \frac{P_{\min}}{\delta}$$

sustituyendo el valor de P_1 en la ec. (3.7.a) y reordenando

$$\frac{P_m}{\delta} = \frac{P_a}{\delta} - (hs + \frac{C_1^2}{2g} + h \frac{w_1^2}{2g} + hf_{a-b} + hf_{b-1}) \quad (3.8)$$

Fijando un gasto de operación, que bien puede ser el gasto de diseño, las componentes que pueden variar son h_s y hf_{a-b} y si éstas aumentan, la presión mínima será cada vez más baja hasta alcanzar la presión de vaporización ($P_{\min} = P_v$). En este momento, se originará la cavitación incipiente; por lo tanto, si $H_B = h_s + hf_{a-b}$ y despejando se tiene

$$H_{s\max} = H_a - \left(hv + \frac{C_1^2}{2g} + h \frac{w_1^2}{2g} + hf_{b-1} \right) \quad (3.9)$$

donde

$H_{s\max}$ = carga de aspiración máxima, medida a partir del eje del impulsor de la bomba hacia abajo.

$H_a = P_a/\delta$; presión atmosférica en columna del líquido bombeado.

$hv = P_v/\delta$ presión de vaporización en columna del líquido bombeado.

La ec. (3.9) da la carga de aspiración máxima o limite, por

lo que si $H_s < H_{s\text{m}\acute{a}\text{x}}$, se garantiza la no existencia de cavitación en el flujo principal. Es preciso hacer notar que, si la presión atmosférica desciende por la altura, o la temperatura es mayor a la considerada, o si se opera en condiciones mayores a las de diseño (aumentando el gasto y/o aumentando la velocidad de rotación N), la $H_{s\text{m}\acute{a}\text{x}}$ es menor a la considerada y se presentan problemas de cavitación.

Según Pérez Franco [19], en los años cuarenta, la imposibilidad de obtener valores confiables de C_1 y W_1 obligó a que se tomaran valores de $H_{s\text{m}\acute{a}\text{x}}$ demasiado conservadores. Es así que la práctica ingenieril recomendaba que la carga de aspiración $H_{s\text{m}\acute{a}\text{x}}$ no excediera de 6.70m (22 ft) y mejor aún, de 4.57m (15 ft).

Ahora bien, el valor obtenido a través de la ec. (3.9) es meramente estimativo y en casos de bombas con velocidad específica alta no es confiable; es decir que, para el caso de bombas axiales, como el canal formado por las paletas es extenso (ver apartado 2.3.3), las cavidades no ocupan todo el canal, por lo que la presión de vaporización sólo se alcanza localmente; por lo tanto, la ec. (3.9) no es aplicable puesto que la ecuación de Bernoulli no es válida. En general, apenas comienza a producirse la cavitación, el fluido deja de ser homogéneo ($\delta \neq \text{cte}$) y por lo tanto, la ecuación de Bernoulli deja de ser rigurosamente válida. Sin embargo, la aplicación de ésta puede realizarse sin inconvenientes en un tiempo infinitesimalmente anterior al inicio del fenómeno.

En el caso de disponer de un tanque de succión cuyo nivel

de agua está arriba del eje del impulsor de la bomba, la carga de succión, denominada sumergencia, se obtiene de manera similar, considerando que h_s tiene signo opuesto al considerado en el análisis seguido. De esta manera se tiene

$$H_{s\min} = H_a - \left(hv + \frac{C_1^2}{2g} + h \frac{W_1^2}{2g} + hf_{p-1} \right) \quad (3.10)$$

donde

$H_{s\min} = h_s - hf_{a-b}$; carga de sumergencia mínima, medida del eje del impulsor hacia arriba

Sin embargo, el caso más desfavorable es disponer de carga de aspiración (que el nivel del agua esté por debajo del eje del impulsor); por ello, el estudio se centrará en este caso.

3.1.3 NPSH Requerida y Disponible

De la ec.(3.9) se puede decir que, para que la carga de aspiración sea máxima, el término encerrado entre paréntesis debe ser mínimo. Por lo tanto si se designa

$$h_{\min} = hv + C_1^2/2g + hW_1^2/2g + hf_{p-1} \quad (3.11)$$

entonces la ec.(3.9) puede escribirse como

$$H_{s\max} = H_a - h_{\min} \quad (3.12)$$

Para que no exista cavitación se debe cumplir que $H_s < H_{s\max}$, o sea que $h_e > h_{\min}$. Ahora bien, la ec.(3.11) puede escribirse

$$h_{\min} - hv = C_1^2/2g + hW_1^2/2g + hf_{p-1} \quad (3.13)$$

El término de la izquierda de la ec.(3.13) es la carga mínima requerida en la brida de succión de la bomba para que no se alcance la tensión de vapor. Este término se ha generalizado

con la denominación **NPSHreq**

$$\mathbf{NPSHreq} = C_1^2/2g + k_w W_1^2/2g + hf_{b-1} \quad (3.14)$$

La ec.(3.14) ofrece ventajas sobre la ec.(3.9) pues es independiente de H_a y h_v ; al ser independiente de éstas, se evita considerar los cambios por efecto de la altura y la temperatura. Además la **NPSHreq** será siempre positiva y jamás negativa como puede ser el caso de la ec.(3.9). Asimismo esta carga, expresada en metros de columna del líquido bombeado, es independiente de éste (el líquido), o sea, que su valor es válido tanto para el agua como para cualquier otro líquido. A partir del valor obtenido para el agua, en la práctica se ha estandarizado este valor para los demás fluidos debido principalmente a la incertidumbre de conocer sus respectivas propiedades físicas, químicas y termodinámicas.

El valor de la **NPSHreq** -como puede observarse de la ec.(3.14)- varía según el gasto y la carga (la carga está en función de la velocidad de rotación) y por tanto es un valor característico de cada bomba actuando bajo ciertas condiciones.

Ahora bien, si se relaciona la ec.(3.14) con la (3.9) se obtiene la relación que existe entre la **NPSHreq** y la carga de aspiración máxima, así

$$\mathbf{NPSHreq} = H_a - h_v - H_{sm\acute{a}x} \quad (3.15)$$

Como el cálculo de la **NPSHreq** y de la $H_{sm\acute{a}x}$ puede ser impreciso si no se cuenta con equipo de medición adecuado, el

Hydraulic Institute [11] ha publicado unas gráficas [fig 3.3 a-d] que sirven para determinar la $H_{sm\acute{a}x}$ y la $NPSH_{req}$, medidas al nivel del mar.

Los datos necesarios para su utilización son el gasto (lps), área del ojo del impulsor (cm^2), velocidad de rotación (rpm) y definir si se trata de simple o doble succión.

Ahora, como H_a y h_v son constantes para determinada altitud y temperatura, se asegura la inexistencia de cavitación en el flujo principal siempre y cuando H_s sea menor a $H_{sm\acute{a}x}$ ($H_s < H_{sm\acute{a}x}$), o sea $NPSH > NPSH_{req}$. De este modo, se define la carga absoluta de succión disponible como

$$NPSH_{disp} = H_a - h_v - H_s \quad (3.16)$$

De este modo, el Hydraulic Institute ha definido a la $NPSH_{disp}$ como "la carga de succión absoluta y disponible por encima de la tensión de vapor, correspondiente a la temperatura del líquido bombeado, determinada en la brida de succión de la bomba y referida a un nivel determinado de ésta."

Es importante señalar que para la instalación de una planta de bombeo, se determina la $NPSH_{disp}$ la cual se debe comparar con la $NPSH_{req}$ que se obtiene de pruebas experimentales realizadas en laboratorio y por parte del fabricante. El valor de esta última servirá como límite, pero no se debe olvidar que la hipótesis de partida supone flujo continuo y, además, los efectos de escala son más grandes mientras mayor es la escala elegida y por lo tanto, mayor incertidumbre existe en su cuantificación. De esta manera, es necesario considerar un factor de seguridad ($NPSH_{disp}/NPSH_{req}$) bastante

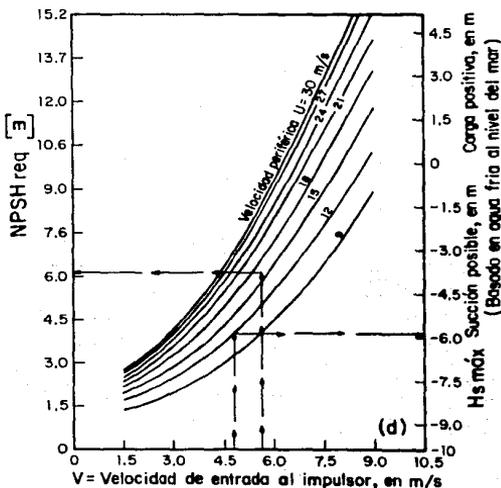
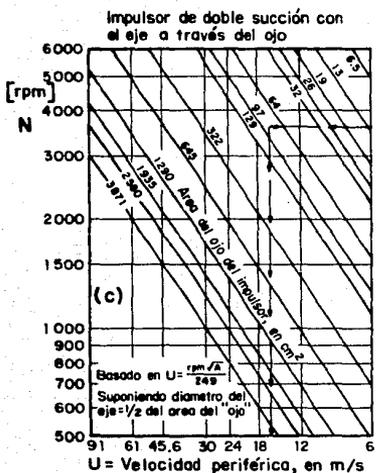
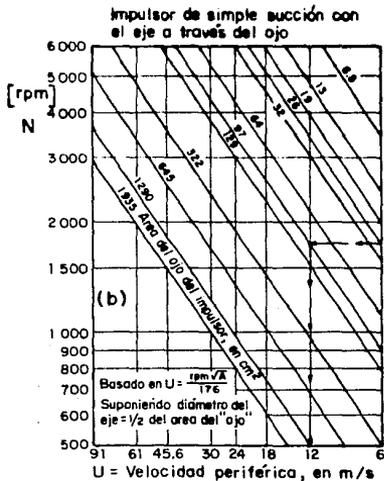
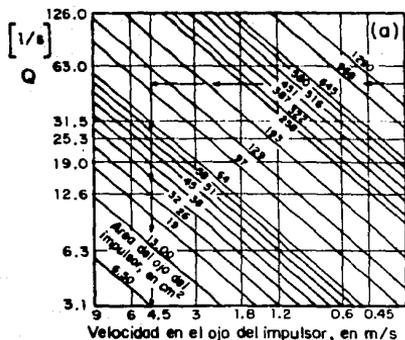


Fig 3.3 Curvas para la obtención de la carga de aspiración, publicados por el Hydraulic Institute (adaptadas al sistema métrico)

conservador, pudiendo ser $F.S = 2$ ó 3 , dependiendo de los riesgos y costos.

3.2 DEFINICION DE PARAMETROS

Con el fin de cuantificar el grado de cavitación para la misma bomba funcionando a diferentes velocidades de rotación N , y para aplicar criterios similares entre modelo y prototipo, se han establecido parámetros que intentan generalizar la utilización de las relaciones antes desarrolladas.

La caprichosa nomenclatura utilizada por varios autores da la impresión de la existencia de numerosos parámetros que en general, sólo confunden al usuario. En el presente trabajo, se ha elegido la nomenclatura más aceptada por los autores consultados, en un intento más de generalizarlos y establecerlos definitivamente.

3.2.1 El Coeficiente de Depresión Dinámica (k)

Este parámetro ha sido definido en la ec.(3.5) y no es más que la relación de velocidades relativas W , medidas en los álabes de la bomba y en la entrada al impulsor. Este parámetro tuvo su auge en los años treinta, denominado en ese entonces como parámetro de cavitación. El parámetro presentaba la ventaja de que se podía identificar plenamente con el coeficiente de presión C_p de los trabajos de aerodinámica. En efecto, el coeficiente C_p puede definirse [2] como

$$C_p = 1 - U^2 / U\omega^2$$

donde U^2 es la velocidad en la zona de baja presión y $U\omega^2$ es

la velocidad en zona no perturbada.

Maggiolo [16] sostiene que el factor fundamental que determina la variación de λ , es la diferencia entre el ángulo del perfil del álabe y la velocidad relativa del fluido, denominado $D\beta_1$ [fig 3.4], o sea

$$D\beta_1 = \beta_1 - \beta^*$$

donde

β_1 = ángulo del perfil del álabe a la entrada
 β^* = ángulo de entrada del flujo.

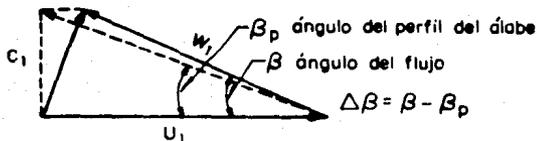


Fig 3.4 Triángulo vectorial de velocidades en el álabe

siendo λ mínima para el caso en que $D\beta_1$ sea nula e incrementando a medida que el valor de $D\beta_1$ se aleje más de cero (negativa o positivamente).

Otra forma de corroborar lo dicho por Maggiolo se puede deducir de la ec.(3.2) y del análisis cualitativo que presenta Yedidiah [32]. Para el caso en que el gasto sea mayor que el de diseño $Q > Q_d$, C_1 se incrementa y el ángulo α_1 cambia, pero como el "sobrecaudal" no puede ser muy grande debido al tamaño de la bomba, α_1 no es tan susceptible al cambio como C_1 . Por lo tanto la velocidad relativa W se incrementa en la zona del álabe. Si además se aumenta la

velocidad de rotación N , U_1 aumenta y por lo tanto W también aumenta.

Para el caso en que $Q < Q_d$ (ver fig 3.4), C_1 y α_1 disminuyen y por lo tanto, la velocidad relativa W disminuye aparentemente. Sin embargo, Yedidiah muestra esquemáticamente, para $Q < Q_d$ [fig 3.5] que, como el flujo no es paralelo al perfil de los álabes, se crea una zona muerta "S" y por lo tanto, se reduce el área del flujo y la velocidad relativa en los álabes se incrementa localmente.

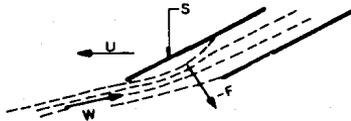


Fig 3.5 Esquema del flujo entre dos álabes para gastos mucho menores al de diseño

La principal desventaja que presenta la utilización de este parámetro es la dificultad de medir apropiadamente las velocidades relativas en los puntos de interés.

Finalmente, como K no es más que una relación de velocidades y que éstas varían en magnitud según varíen la velocidad de rotación N y el gasto Q de la bomba, es de esperarse que para la misma bomba o bombas semejantes funcionando a una N , K se mantenga constante para una misma relación de gastos Q/Q_d , siendo Q un gasto superior o inferior al de diseño Q_d .

3.2.2 El Coeficiente de Cavitación σ

Según se sabe, el parámetro σ y su utilización como índice para la cuantificación de la cavitación en turbinas, fue propuesto por Thoma en su libro *Hydraulische Probleme* en 1924 y por Moody en 1925 en la III Conferencia Anual sobre Hidroeléctricas celebrada en Filadelfia, EEUU. A partir de esta propuesta, la utilización de σ en bombas aparece doce o trece años después, y aunque las definiciones que se han utilizado han resultado diversas -especialmente para el caso crítico- σ se ha definido como

$$\sigma = \frac{\text{NPSHdisp}}{H} \quad (3.17)$$

donde

NPSHdisp = carga absoluta de succión (definida en la ec.3.16)
 H = carga producida (bombas) o absorbida (turbinas)

Evidentemente, σ tiene su valor crítico en el momento en que el numerador es tal que $\text{NPSHdisp} = \text{NPSHreq}$, designándose entonces como σ_c . Este valor es el más importante en turbomaquinaria y debe entenderse como un valor adimensional que indica la NPSHreq ; por tanto, mientras más bajo sea σ_c , será más ventajoso. Es claro que, para valores de σ menores al σ_c , se está trabajando en condiciones de cavitación puesto que indica que la NPSHdisp es inferior a la NPSHreq .

Ahora bien, para el parámetro σ , resultaría tentador hacer las siguientes afirmaciones:

a) Para la misma bomba, σ_c es independiente de la velocidad de rotación. Esto resulta de considerar que ν es

constante y que al aumentar la velocidad de rotación, se aumenta la carga bombeada H ($H \propto N^2$); por otro lado, también se incrementan las velocidades en el impulsor y por tanto la $NPSH_{req}$ aumenta ($NPSH_{req} \propto N^2$), de tal modo que la relación se mantiene constante. Para el caso opuesto sucede precisamente lo contrario.

b) Para bombas de diferente tamaño (modelo y prototipo) funcionando en puntos homólogos, es decir con velocidad específica N_s idéntica, se cumple que σ es constante.

c) El análisis realizado es válido para cavitación incipiente, pues para cavitación desarrollada las leyes de similitud ya no se cumplen y por tanto σ ya no es constante.

Sin embargo, las condiciones a) y b) **no se cumplen** en la realidad y por tanto c) tampoco, por las siguientes razones:

- Considérese una bomba funcionando a dos velocidades de rotación N_1 y N_2 tal que $N_2 > N_1$. Ahora bien, si la bomba opera a mayor velocidad (N_2), el tiempo por el cual las partículas atraviesan las zonas de baja presión es **menor** que en el caso de funcionar con N_1 . Por lo tanto, el volumen relativo de vaporización es menor y los efectos perturbadores, debidos a la cavitación, son también inferiores. De este modo, las leyes de similitud no se cumplen rigurosamente incluso para la cavitación incipiente, por lo tanto $\sigma \neq$ constante.

- Para el caso de bombas homólogas (pudiendo ser modelo y prototipo), si bien ambas pueden trabajar a la misma velocidad de rotación, resulta que la trayectoria de flujo es dis-

tinta en ambas. La trayectoria del prototipo es mayor y por lo tanto, existe mayor volumen que puede vaporizarse. Esto por supuesto, indicaría que la zona de baja presión es proporcional al tamaño de la bomba. En contraposición, a mayor radio de curvatura, menor fuerza centrífuga, por tanto, menor distorsión de velocidades. De este modo, parecería que ambos efectos se compensaran; empero, resulta que, para una serie de bombas similares y trabajando en puntos homólogos, las más grandes tienen mayor eficiencia debido a que la rugosidad afecta menos y además, en realidad, las bombas más grandes son más costosas e implican mayor control de calidad en su construcción; de esta manera, la carga bombeada H será mayor mientras más eficiente sea la bomba; por lo tanto, σ no se mantiene constante. En general, se puede establecer que para bombas de la misma velocidad específica, el valor de σ es una función de la eficiencia; a mayor eficiencia de la bomba, el valor crítico σ_c será menor. Esto se confirma con la gráfica de Rûtschi [fig 3.6] presentada por Stepanoff [25] que muestra el efecto definitivo de la eficiencia en el comportamiento de la bomba ante la cavitación.

A pesar de lo expuesto, en la práctica se suele considerar que la relación que define a σ se mantiene constante, pues se estará trabajando en el lado de la seguridad. Efectivamente, si se opera una misma bomba con un gasto constante y existe un σ_{1c} asociado a una velocidad de rotación N_1 (que es la N de diseño), y un σ_{2c} asociado a una N_2 , siendo $N_2 > N_1$. Ahora bien, para N_2 se cumple que al existir menor vaporiza-

ción, rigurosamente se requiere menor NPSHreq, o sea que el σ_{2c} es menor que σ_{1c} (aunque la fórmula permanezca constante), y por lo tanto la bomba puede aceptar mayor descenso de presión en la succión. Por lo tanto, asumir que $\sigma_{2c} = \sigma_{1c} = \text{constante}$, es trabajar en condiciones más conservadoras. Sin

embargo, si N_2 es la velocidad de diseño y se trabaja con N_1 y se supone que σ es constante, se estará trabajando en condiciones poco seguras, por lo que asumir que σ_c permanece constante en una bomba que opera a diferentes velocidades de rotación N , representa posiciones favorables y/o desfavorables.

Para el caso de bombas homólogas, los factores que afectan tanto al modelo como al prototipo son varios; por lo tanto, se prefiere no emitir ningún juicio definitivo, a pesar de que existan relaciones que consideren a σ_c constante, como la ecuación presentada por Tènot.

El análisis anterior fue para la cavitación incipiente, por tanto, resta establecer la relación que se utiliza comúnmente para cavitación desarrollada, aunque ésta se basa

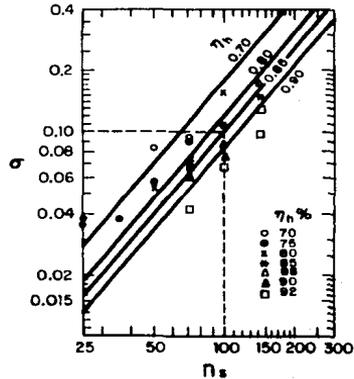


Fig 3.6 Efecto de la eficiencia para diferentes N_s y σ

en observaciones experimentales más que en el análisis teórico. Tènot propuso en 1934 utilizar la fórmula siguiente:

$$\frac{\sigma_m - \sigma_c}{\sigma_p - \sigma_c} = \frac{H_p}{H_m} \quad (3.18)$$

donde

σ_m : coeficiente de cavitación para el modelo
 σ_p : coeficiente de cavitación para el prototipo
 σ_c : coeficiente de cavitación para el estado crítico. (Se asume $\sigma_{cp} = \sigma_{cm} = \sigma_c$)
 H_p : carga en el prototipo
 H_m : carga en el modelo

La presente fórmula ha sido difundida por Stepanoff [25], y Pérez Franco la destaca en sus dos trabajos recientes [18], [19]. De ella se infiere que si las cargas son distintas $H_p \neq H_m$, necesariamente los valores de σ son diferentes para el modelo y para el prototipo. Sin embargo Maggiolo [16] indica, en un llamativo trabajo, que la ec.(3.18) no es más que la ley de semejanza que establece $\sigma = \text{cte}$, expresada en forma confusa y que además ha dado lugar a que numerosos autores obtengan -a partir de ella- conclusiones erróneas (!). La discrepancia parece estar en que Tènot desprecia la carga de vapor h_v para definir σ_m ó σ_p y en cambio, considera esta carga para definir σ_c . De este modo, las sumas algebraicas establecidas en la ec.(3.18) no serian compatibles. Sin embargo, si se considera la carga de vapor h_v , se llega exactamente al mismo resultado. Veamos el procedimiento.

Tènot define σ (que se denominará σ^*) de la siguiente manera

$$\sigma^* = \frac{H_a - H_s}{H}$$

y en general, se ha definido a σ como

$$\sigma = \frac{\text{NPSHdisp}}{H} = \frac{H_a - H_s - h_v}{H}$$

por lo tanto resulta que

$$\sigma^* = \sigma + h_v/H$$

pero Tènot define a $\sigma_C^* = \sigma_C = \text{NPSHreq}/H$

De este modo, la ec.(3.18) que para la notación utilizada resulta en

$$\frac{\sigma_m^* - \sigma_C}{\sigma_p^* - \sigma_C} = \frac{H_p}{H_m} \quad (3.18.a)$$

debe escribirse

$$\frac{\sigma_m - \sigma_C + h_v/H_m}{\sigma_p - \sigma_C + h_v/H_p} = \frac{H_p}{H_m} \quad (3.18.b)$$

Luego de un breve desarrollo matemático, se llega a que la ec.(3.18.b) es idéntica a la ec.(3.18), por lo tanto no hay tal contradicción. Se cumple entonces la relación propuesta por Tènot. Además, sin ser rigurosamente matemáticos, para el caso que atañe al hidráulico (agua con temperatura que oscila entre 15° a 30°C), h_v tiene valores muy pequeños (ver fig 2.10) y por lo tanto poco influyentes en la cuantificación de la NPSH. En todo caso, si se quiere dudar de la fórmula presentada, sería más aconsejable cuestionar la validez de asumir que σ_C tenga el mismo valor para el modelo y el prototipo.

Ahora, conviene relacionar al coeficiente de cavitación σ

con la velocidad específica N_s .

La $NPSH_{req}$ está en función de las velocidades en el impulsor y éstas a su vez, pueden expresarse como función de la velocidad periférica U_1 que se define como $U_1 = (\pi ND_1)/60$, por lo que se puede decir que

$$NPSH_{req} \propto U_1^2 \propto N^2 \cdot D_1^2$$

el gasto a través de la bomba resulta

$$Q \propto C_1 D_1^2$$

pero $C_1 \propto U_1 \propto ND_1$, por lo tanto

$$Q \propto ND_1 D_1^2 \propto ND_1^3$$

o sea $D_1 \propto (Q/N)^{1/3}$

Si se sustituye el valor de D_1 en la primera proporción, se tiene que el $NPSH_{req}$ es proporcional a

$$NPSH_{req} \propto N^2 (Q/N)^{2/3} \propto N^{4/3} (\sqrt{Q})^{4/3}$$

$$NPSH_{req} \propto (N \sqrt{Q})^{4/3}$$

recordando la definición de $\sigma_c = NPSH_{req}/H$, se tiene que

$$\sigma_c \propto (N \sqrt{Q} / H^{3/4})^{4/3} \propto N_s^{4/3}$$

o bien

$$\sigma_c = K \cdot (N_s^{4/3}) \quad (3.19)$$

donde K depende del tipo y eficiencia máxima de cada bomba.

Para el punto de diseño (b.e.p.), Stepanoff, basado en gráficas presentadas por el Hydraulic Institute, obtiene las siguientes ecuaciones que, adaptadas al S.I. de unidades quedan

$$\sigma_c = 1.2116 \cdot 10^{-3} N_s^{4/3} \quad \text{simple succión} \quad (3.19.a)$$

$$\sigma_c = 0.7633 \cdot 10^{-3} N_s^{4/3} \quad \text{doble succión} \quad (3.19.b)$$

Evidentemente, la ec. (3.19.b) surge de la ec. (3.19.a) a

través de la relación existente entre la velocidad específica de la bomba de succión simple y la doble.

Sin embargo, las ecuaciones presentadas sólo son válidas, como se mencionó antes, para el punto de máxima eficiencia; por lo tanto, Lazarkiewicz y Troskolanski presentan una relación obtenida experimentalmente para bombas de simple succión, que es

$$\sigma_{s.c} = (0.887 \cdot 10^{-3} Ns^{4/3}) / e_h^2 \quad (3.20)$$

Como dato, para una eficiencia e_h del 85%, las ec.(3.19.a) y (3.20) son iguales.

Finalmente, se pueden relacionar los coeficientes de cavitación de dos bombas de diferente velocidad específica, siempre y cuando K tenga el mismo valor en ambas. Así, se tiene

$$\frac{\sigma_{1c}}{\sigma_{2c}} = \left(\frac{Ns_1}{Ns_2} \right)^{4/3} \quad (3.21)$$

Stepanoff indica que esta relación teórica ha mostrado ser muy confiable respecto a las pruebas obtenidas experimentalmente.

Para finalizar lo referente a σ , resulta curioso que este coeficiente sea el más utilizado en la práctica y sin embargo tenga las restricciones antes señaladas que, junto con las que se mencionan a continuación, conforman una buena cantidad de inconvenientes.

- Es posible que dos bombas con diferente comportamiento frente a la cavitación, tengan el mismo valor σ_c .

- Si se recorta el diámetro del impulsor a la salida se reduce la carga entregada H ; sin embargo, las condiciones de succión (valuadas por la $NPSH_{req}$) no cambian; de este modo σ_c varía a pesar de que no se alteren las condiciones en la succión; esto por supuesto, provoca confusiones. Este caso cobra importancia pues demuestra que no es adecuado utilizar a σ para el caso de bombas, ya que relaciona dos variables que corresponden tanto a la succión como a la descarga, lo cual no sucede en el caso de turbinas, en que ambas están relacionadas con la succión.

- Por el contrario, si se rediseña la bomba para entregar mayor carga, sucede precisamente lo contrario.

- Además, ya se comentó que σ_c varía y no se mantiene constante ante cambios en la velocidad de rotación N .

- Como indica Hammit [10], un incremento de aire provoca un aumento en el valor de σ_c . Si existen diferencias en la calidad del agua con relación al contenido de núclidos en el modelo y en el prototipo, éstas pueden afectar importantemente la predicción del σ_{cp} a partir del σ_{cm} .

3.2.3 La Velocidad Específica de Succión S

Como desafortunadamente σ varía no sólo con las condiciones propias de la cavitación sino también con la velocidad de rotación y la escala, se buscó un parámetro que sólo reflejara las condiciones del fenómeno. Es así que por 1934, Bergeron propuso el parámetro S (en alguna literatura aparece como N_{ss}), denominado velocidad específica de succión, que se

obtiene aplicando las leyes de semejanza cinemática y dinámica a los pasajes del impulsor en la región de succión y en condiciones cercanas a la cavitación. De este modo se tiene

$$S = \frac{N \cdot (Q)^{1/2}}{NPSH_{req}^{3/4}} \quad (3.22)$$

Sin embargo, se puede relacionar fácilmente a S con σ y de esta manera, concluir que las restricciones mencionadas para σ son igualmente válidas para este coeficiente. Se tiene entonces que de la ec. (3.17) se puede escribir

$$NPSH_C = \sigma_C \cdot H$$

y sustituyendo en la ec. (3.22) se tiene

$$S = N_s / \sigma_C^{3/4} \quad (3.23)$$

ahora bien, si se compara la ec. (3.23) con la ec. (3.19) se observa claramente que

$$S = K^{-3/4} \quad (3.24)$$

y por lo tanto, S depende también del tipo de bomba y de la máxima eficiencia de ésta. Para el punto de máxima eficiencia (b.e.p.) y considerando la ec. (3.23) se obtiene el valor de S para simple y doble succión a partir de las ec. (3.19.a) y (3.19.b).

$$S = 154.14 \approx 154 \quad \text{simple succión} \quad (3.25)$$

$$S = 216.76 \approx 217 \quad \text{doble succión} \quad (3.26)$$

y para cualquier punto de operación, de la ec. (3.20) resulta

$$S = 195.7212 (e_h)^{3/2} \quad \text{simple succión} \quad (3.27)$$

Mientras mayor sea el valor de S , mayor se considera la resistencia a la cavitación de la bomba; por lo tanto, el criterio es opuesto al del coeficiente σ_c .

Ahora bien, si se observa la ec. (3.27) se podría afirmar que el valor máximo de S se encuentra en el punto en que la eficiencia e_h es máxima, disminuyendo para gastos mayores o menores al de diseño; sin embargo Pérez Franco [18], [19] indica que para gastos menores al de diseño el valor de S aumenta y para gastos mayores, S disminuye. Como ambas conclusiones parecen, si no contradictorias al menos diferentes, se propone el siguiente análisis.

El gasto en la entrada al impulsor y para cualquier condición es $Q = \pi \cdot D_1^2 / 4 \cdot C_m$, donde C_m es la velocidad meridiana. Por otro lado, si se considera a la NPSHreq como se estableció en la ec. (3.14), que además, las pérdidas desde la brida de succión hasta la entrada del impulsor ($h_{f_{b-1}}$) se pueden expresar como función de la velocidad absoluta C_1 y por igualdades trigonométricas de los vectores velocidad (ver fig 2.2), se puede escribir

y entonces
$$W_1 = C_m / \sin(\beta_1^*) ; \quad \beta_1^* = \text{ángulo del flujo}$$

$$W_1 \cos \beta_1^* = C_m / \tan \beta_1^*$$

y como
$$C_1^2 = C_m^2 + [U_1 - C_m / \tan(\beta_1^*)]^2$$

$$U_1 = \pi \cdot N \cdot D_1 / 60$$

resulta

$$S = \frac{g \cdot N \cdot D_1 \cdot (C_m \cdot \pi)^{1/2}}{[(1+k) [C_m^2 + (U_1 - C_m / \tan(\beta_1^*))^2] + k \cdot C_m^2 / \sin^2(\beta_1^*)]^{3/4}}$$

Evidentemente se puede tabular para diferentes condiciones. Se propone tomar el valor del coeficiente de pérdidas como $k=0.2$; N puede variar desde $N=720$ a $N=3600$ (considerando velocidades comerciales) donde los valores altos son para bombas radiales y los bajos para axiales; D_1 puede oscilar entre $D_1=2\frac{1}{2}"$ hasta $D_1=24"$; para el valor de k_v se puede tomar la media de los propuestos por Jaumotte, es decir $k_v=0.18$ para bombas radiales y $k_v=0.28$ para bombas axiales. Ahora bien, basado en experimentos, Yedidiah [33] indica que para las condiciones óptimas de operación, C_m debe variar entre 3 a 5m/s. En cuanto al ángulo de ataque β_1^* , éste puede oscilar entre 40° a 50° . De esta manera, se pueden proponer C_m y β_1^* mayores o menores a los acotados para observar el comportamiento de S . Realizando este trabajo -que por simplificación se omite- se encontró que S varía sin seguir una regla fija; por lo tanto, no se puede asegurar el comportamiento de S para gastos mayores o menores al de diseño pues depende del punto de operación y además del tipo y tamaño de la bomba. Así pues, Yedidiah [31] probó varias bombas encontrando la $S_{m\acute{a}x}$ a partir del ángulo del flujo incidente en los álabes y con ello calcula la $NPSH_{req\ min}$; de dichas pruebas se observa que al incrementar gradualmente el gasto en las bombas, S aumenta rápidamente, alcanzando un máximo, para posteriormente, disminuir gradualmente. En todos los casos, la $S_{m\acute{a}x}$ correspondió a gastos menores al de diseño, que incluso llegaban al orden de la tercera parte de éste. De esta manera, se puede pensar -más no generalizar- que

la $S_{m\acute{a}x}$ se encuentra a gastos muy bajos con relación al de diseño.

Resulta evidente en cambio, que S si varía con la velocidad de rotación pues se observa de la ec. (3.23) que S es función de σ_c , que como se indicó no se mantiene constante; por lo tanto, para una misma bomba funcionando a dos velocidades de rotación diferentes, como σ_c es menor para la N mayor, S será mayor y de este modo, tampoco se mantiene constante.

Por otro lado, tampoco es correcto pensar que S es constante para bombas homólogas, es decir $S_p \neq S_m$. Este aspecto será comentado más adelante, cuando se traten las relaciones teórico -experimentales y los efectos de escala.

Así, la propuesta de Bergeron en el sentido de hallar un parámetro más sensible a la cavitación, resultó poco exitosa.

Para concluir con este parámetro, es necesario considerar que si dos bombas poseen $S_{m\acute{a}x}$ distintas, no es confiable adquirir o considerar que la que tiene $S_{m\acute{a}x}$ mayor es más segura ante la cavitación, pues este valor puede corresponder a un gasto que nunca será el operable en dicha bomba y posiblemente, la $S_{m\acute{a}x}$ (que es menor), corresponda a un gasto operable. De este modo, es indispensable no sólo saber la $S_{m\acute{a}x}$ de las bombas, sino también, el gasto correspondiente. En todo caso, se recomienda comparar los valores de S para los gastos de diseño y/u operación.

3.2.4 El Parámetro General de Cavitación K

Este parámetro surge de la necesidad de buscar un índice que brinde medidas cuantitativas de las condiciones dinámicas del flujo, desde dos puntos de vista:

a) Un parámetro que asuma un valor único para condiciones dinámicas similares con presencia de cavitación.

b) Que describa las condiciones relativas de cavitación incipiente o desarrollada, fases de esta última o ausencia del fenómeno.

A continuación se presenta el desarrollo seguido por Knapp, Daily y Hammitt [12]. Considérese un líquido que tiene propiedades termodinámicas y químicas bien establecidas y constantes. Si el flujo atraviesa por una zona con frontera sólida diferente, se presenta una diferencia de presiones entre aquella medida en flujo no perturbado y esta última; ahora bien, considerando el balance de energía se puede decir que esta diferencia de presiones es proporcional a la carga de velocidad y puede expresarse como

$$C_p = \frac{(P_o - P)_a / \delta}{V_o^2 / 2g} \quad (3.28)$$

donde

P_o : presión del flujo en zona no perturbada.

P : presión del flujo en la zona de interés.

δ : peso específico del líquido

V_o : velocidad del flujo en zona no perturbada.

$(P_o - P)$: diferencia de presiones debido a efectos dinámicos del flujo en movimiento.

Resulta obvio que la presente relación no considera el efecto de la gravedad, es decir que, desprecia los cambios de presión debido a cambios de altura conforme el flujo se

mueve. De otro modo, si se considera el efecto de la gravedad, el numerador queda:

$$(P_o - P)_a = (P_o - P)_b + \delta \cdot (h_o - h)$$

Sin embargo, como se busca un parámetro que refleje las condiciones dinámicas, no se considera el efecto de la gravedad. Ahora, en algún punto de la frontera, la presión puede ser mínima y por tanto se tiene

$$C_{P_{\min}} = \frac{(P_o - P_{\min}) / \delta}{V_o^2 / 2g} \quad (3.29)$$

este parámetro, en ausencia de cavitación y despreciando los efectos del número de Reynolds (viscosidad), dependerá exclusivamente de la forma y geometría de la frontera sólida en ese punto. Si además se desprecia la tensión superficial, es decir, las fuerzas que tienden a cerrar las cavidades formadas, la presión mínima será la correspondiente a la existente en la cavidad o burbuja. Finalmente, si se asume que la cavitación ocurre cuando los esfuerzos normales en un punto del flujo se reducen a cero, la presión en la cavidad será igual a la presión de vaporización y se puede escribir entonces

$$K = \frac{(P_o - P_v) / \delta}{V_o^2 / 2g} \quad (3.30)$$

el valor que indica la presencia de cavitación incipiente se denota como K_i y es el correspondiente a la ec.(3.29). En realidad, para que la cavitación se produzca es necesario que los esfuerzos normales sean negativos debido a que la tensión superficial se opone a la formación de cavidades. Sin embargo, tales fuerzas (al igual que la presencia de

partículas de gas no disuelto y la turbulencia) pueden confundir la cuantificación; por ello no se las considera. Así, la ec. (3.30) se ha universalizado como el parámetro que mide la cavitación siguiendo exclusivamente sus efectos dinámicos.

El parámetro en su punto crítico K_i será más ventajoso mientras menor sea su valor; es decir que al igual que σ_c , mientras más bajo sea, más bajo puede caer la presión del sistema sin que se presente el fenómeno cavitatorio.

Por otro lado, K puede utilizarse para indicar las condiciones de flujo con ausencia, inyección y fases del desarrollo de la cavitación para cualquier velocidad V_0 y presión de referencia P_0 .

En cuanto al significado físico de este parámetro, como la velocidad es una medida de la reducción de presión, K puede definirse como: la relación existente entre la presión disponible que tiende a colapsar la burbuja y aquella que induce la formación y crecimiento de la cavidad.

Para el caso que interesa (bombas), como las presiones y velocidades locales son muy difíciles de medir, los autores citados proponen medirlos en la entrada del impulsor. Basado en ello, Pérez Franco [18] propone:

De las ec. (3.13) y (3.14) se tiene que

$$NPSH_{req} = h_{e_{min}} - h_v = P_{e_{min}}/\delta + Ue^2/2g - P_v/\delta$$

o sea

$$(P_{e_{min}} - P_v)/\delta = NPSH_{req} - Ue^2/2g$$

por lo que K queda

$$K_i = \frac{NPSH_{req}}{U_e^2/2g} - 1 \quad (3.31)$$

Ahora bien, es necesario indicar que para el caso de bombas, la definición de K_i todavía no está bien establecida. Lo usual ha sido relacionar la $NPSH_{req}$ con una velocidad representativa, pudiendo ser W , C_m o U . Por ello, Yedidiah [34] define a K como

$$K_i = \frac{NPSH_{req}}{W^2/2g} \quad (3.32)$$

En casos generales, puede resultar también importante considerar el valor correspondiente a la denominada cavitación desinente o limitada K_d , definida como el estado crítico de no cavitación, después de presentarse ésta. Este suceso tiene importancia práctica en los denominados hydrofoils y en general, en aplicaciones aeronáuticas, nucleares y químicas. Además, K_d sirve como indicador de los efectos de escala y aspectos termodinámicos, pues K_d adquiere un valor mayor al obtenido con K_i . La explicación se debe a que, en todo proceso termodinámico, el tiempo juega un papel preponderante y por lo tanto, el retorno a la fase no cavitatoria es más lento, originando que la presión en el punto específico deba ser mayor que aquella que dió origen a la inceptión; esto indica que, necesariamente, K_d deba ser mayor que K_i . En efecto, Hammitt [10], basado en recopilaciones experimentales, denomina histéresis a la diferencia $(K_d - K_i)$ que dependerá, además, del contenido de gas no disuelto del

líquido.

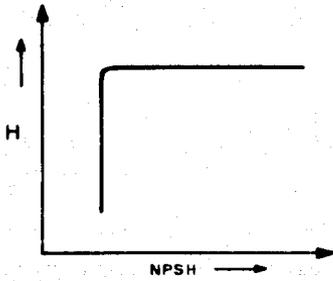
Como corolario, es necesario indicar que el parámetro K es de uso limitado; las suposiciones hechas y por tanto las restricciones, pueden inferirse del desarrollo seguido para la obtención de este parámetro, o sea, se asume que las propiedades termodinámicas y químicas son idénticas a lo largo del flujo; se desprecia la presencia de contaminantes, de gas no disuelto y no se consideran los efectos de la viscosidad, gravedad y tensión superficial. Para el caso de bombas, las restricciones son aún mayores, pues el comportamiento del flujo dependerá de la velocidad de rotación N y por tanto, no existe un valor único de K_1 . Al contrario, K_1 tendrá un valor para cada posible combinación de la carga bombeada H , de la velocidad N , del diámetro del impulsor D y del gasto Q .

3.3 FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO Y LA SUCCION

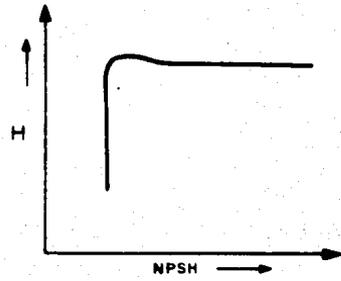
Una vez desarrolladas las relaciones convencionales para la cuantificación de la cavitación -que han demostrado estar muy limitadas e inciertas-, se presentan factores adicionales que inciden aún más, en el cálculo de la $NPSH_{req}$ para la misma bomba en diferentes puntos de operación.

3.3.1 Punto de Operación

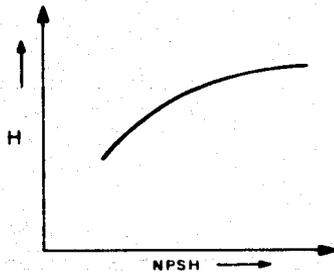
El primer factor, y quizá el más importante, es el punto de operación de la bomba. Yedidiah [32] presenta en esquemas el comportamiento de las curvas $H-NPSH$ para el gasto de diseño, mayores al de diseño y menores a éste [fig 3.7 a-c];



a) Curva H-NPSH para Q_d



c) Curva H-NPSH para $Q < Q_d$



b) Curva H-NPSH para $Q > Q_d$

Fig 3.7 Curvas H-NPSH para diferentes condiciones de operación

la dependencia en la forma de las curvas según el gasto, puede explicarse a través de esquemas del flujo a través de dos álabes consecutivos para las condiciones antes señaladas [fig 3.8 a-c].

En la fig 3.8.a, que corresponde a la operación con el gasto de diseño, se observa que al reducir la NPSH, se crean las condiciones de cavitación, dando lugar a la reducción del ancho I-I' y por consiguiente, hay un incremento local en la velocidad relativa W; al incrementarse ésta, la presión baja más todavía, la zona de cavitación aumenta, por lo tanto la velocidad relativa aumenta, etc. El proceso continúa hasta que el rendimiento de la bomba desciende abruptamente como se observa en la fig 3.7.a.

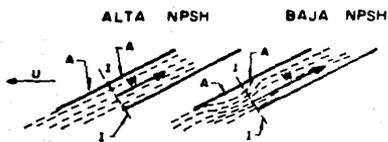
En el caso de operar con gastos mayores al de diseño, el flujo a través de los álabes puede comportarse como se muestra en la fig 3.8.b. En este caso, la presión a través de los álabes será ligeramente mayor al caso anterior, debido a que el flujo, al incidir en uno de los álabes, cambia de dirección y parte de su energía cinética se torna en energía de presión. Este cambio de dirección ocasiona una fuerza F, que por definición es

$$F = \rho \cdot Q_1 \cdot W_1 \sin \theta \quad (3.33)$$

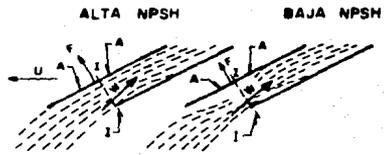
donde

- ρ : densidad del líquido
- Q_1 : gasto entre dos álabes consecutivos
- W_1 : velocidad relativa del flujo
- θ : ángulo de ataque respecto al perfil del álabe

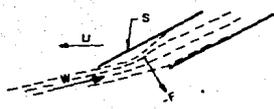
Ahora, si se reduce la NPSH se alcanza un punto en el cual



a) Gasto de diseño



b) Gasto mayor al de diseño



c) Gasto mucho menor al de diseño

Fig 3.8 Esquema del flujo entre dos álabes consecutivos de un impulsor cuando la bomba opera en diferentes condiciones

la presión desciende más allá de la crítica; comienza la cavitación con la subsecuente reducción del ancho I-I'; de este modo, la velocidad relativa W_1 aumenta, causando una reducción aún mayor de la presión; pero, al mismo tiempo, como F es función de W_1 , F aumenta y, aunado con los efectos termodinámicos (que retardan el desarrollo de la cavitación) se crea un estado de equilibrio que provoca que la cavidad crezca gradualmente y no exista una caída brusca en el rendimiento de la bomba (ver fig 3.7.b). Este caso resulta menos desfavorable desde el punto de vista de la detección, pues el descenso gradual ayuda a tomar medidas respecto al fenómeno, antes de que sea demasiado tarde.

Es necesario mencionar que el comportamiento de la curva H-NPSH presentada para gastos mayores al de diseño, puede presentarse en bombas que operan con el gasto de diseño, e incluso con gastos menores a éste, siempre y cuando:

- a) Las bombas sean de alta velocidad específica
- b) Exista admisión de aire o gas en la línea de succión (pudiendo ingresar por los anillos de desgaste cuando estos estén -valga la repetición-, desgastados)

Ahora bien, en caso de operar con gastos bastante mayores al de diseño, se ha visto que la NPSHreq aumenta en forma llamativa. Este suceso puede explicarse por dos razones:

- A la entrada al impulsor, la bomba puede operar como turbina
- La diferencia de presiones entre la cara delantera y

posterior del álabe es función del gasto, a mayor gasto, mayor diferencia de presiones; por tanto la NPSHreq es mucho mayor.

En efecto, es bien sabido que para que la transferencia energética sea máxima, la ecuación de Euler debe ser

$$g \cdot H = U_2 \cdot Cu_2 - U_1 \cdot Cu_1 = U_2 \cdot Cu_2$$

es decir $Cu_1 = 0$. Por otra parte, se puede demostrar que para un radio cualquiera, operando a la misma N , la siguiente relación es válida:

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \frac{Cm_b}{Cm_a} = \frac{(U - Cu)_b \cdot \text{tg} \beta_b}{(U - Cu)_a \cdot \text{tg} \beta_a} \quad (3.34)$$

donde

- Q: gasto
- Cm : velocidad meridiana
- U: velocidad tangencial
- Cu : componente de la velocidad en dirección de U
- β : ángulo entre U y la velocidad relativa W
- b, a : subíndices que denotan dos puntos de operación distintos

asumiendo $Q_b > Q_a$, que $Q_a = Q_d$ (gasto de diseño) y que $\beta_b \approx \beta_a$ resulta lógico que

$$(U - Cu)_b > (U - Cu)_a$$

como $N = \text{cte}$ y para un radio dado, $U = \text{cte}$; por lo tanto

$$Cu_b < Cu_a \quad (3.35)$$

A la entrada al impulsor $Cu_1 = Cu_a = 0$, de donde queda que Cu_b debe ser negativo, es decir la bomba actúa como turbina, o sea capta energía en vez de cederla.

Por otro lado, al operar con gastos menores al de diseño (ver fig 3.8.c), el ángulo de ataque es muy malo, generando

una zona muerta "S". Al reducir la NPSH hasta llegar a la inyección, las burbujas formadas se desprenden del líquido y se sitúan en dicha zona "S", sin interferir por tanto, en el flujo; de este modo, no se percibe ningún descenso en el rendimiento. Sin embargo, conforme la cavitación se desarrolla las cavidades formadas pueden exceder la zona "S" y entonces afectar el comportamiento de la bomba. Este caso resulta de mucha importancia por dos razones básicas:

a) La cavitación puede producirse mucho antes de que se vean afectadas las curvas características. Esto complementa las conclusiones vertidas en la sección 2.4 (Métodos de Detección), especialmente con las observaciones dadas por McNulty y Pearsall [17] con respecto al punto de funcionamiento.

b) Resulta muy peligroso operar con gastos menores al de diseño, pues contrariamente a la idea atávica de que trabajar con gastos menores al de diseño es estar del lado de la seguridad, resulta que la bomba hipotética puede presentar cavitación sin que las curvas indiquen baja en el rendimiento y, cuando éstas muestren alteración, será demasiado tarde.

Se puede concluir entonces que, el descenso en la carga puede ocurrir bajo condiciones de cavitación completamente diferentes, dependiendo del gasto; por lo tanto, resulta muy relativo clasificar a la cavitación en función del descenso de la carga, sea del 1% para bombas grandes ó 3% para bombas pequeñas.

3.3.2 Imprecisiones en el diseño mecánico

Otro factor que afecta la NPSH es la debida a diferencias en la forma individual de los álabes del impulsor, o a la distribución asimétrica de velocidades a la entrada de la bomba. Ambas causas provocan la presencia de cavitación y que la curva H-NPSH se comporte como se muestra esquemáticamente en la fig 3.9. Este proceso ha recibido el nombre de cavitación alternada en los álabes. El primer caso se presenta debido a inexactitudes en el diseño uniforme del impulsor. El segundo caso puede presentarse debido a la existencia de codos en la línea de succión muy cercanas al impulsor. Al respecto, se han diseñado los denominados inducers cuya función es corregir el flujo; esta propuesta será descrita en el siguiente capítulo.

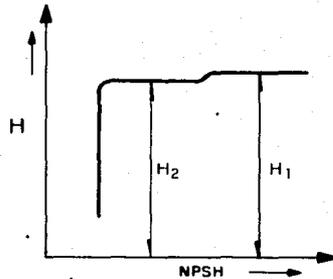
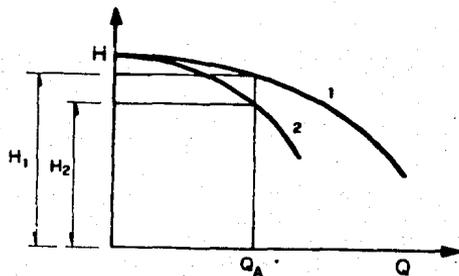


Fig 3.9 Curva H-NPSH con presencia de cavitación alternada en los álabes



- 1) Todos los canales de flujo entre álabes sin existencia de cavidades
- 2) Algunos canales de flujo entre álabes bloqueados por existencia de cavidades

Fig 3.10 Curvas H-Q

Ahora bien, el término de cavitación alternada se refiere, estrictamente, al caso en que ciertos pasajes del impulsor son los que cavitan. Sin embargo ante la presencia de prerotación o recirculación a la entrada del impulsor y al producirse la cavitación, pueden bloquearse algunos pasajes del impulsor; este bloqueo "rotará" de un pasaje a otro. Este bloqueo "móvil" afectará las curvas H-Q [fig 3.10] de la misma manera que la cavitación originada por imprecisiones en el diseño del impulsor; en la figura mencionada se observa que para un mismo gasto Q_a , la carga desarrollada por la bomba sin presencia de cavitación será igual a H_1 ; en el caso de existir la cavitación alternada, la carga desarrollada será igual a H_2 , permaneciendo constante hasta que también, la cavitación se produzca en los pasajes no bloqueados y entonces, el rendimiento descenderá abruptamente.

3.3.3 Prerotación

La prerotación afecta el comportamiento general de la bomba e incluso incrementa la $NPSH_{req}$, originada en la línea de succión, por operar con gastos mucho menores al de diseño. Cuando la prerotación se presenta, altera completamente la distribución de presiones en la línea de succión y se presenta independientemente del valor de la $NPSH_{disp}$, siempre y cuando ésta sea mayor a la $NPSH_{req}$. La intensidad de este fenómeno es función de dos variables: la geometría del impulsor y la velocidad de rotación N . Por ello, a cierta velocidad constante es de esperarse que la intensidad dependa

exclusivamente de la geometría. Para bombas con N_s baja ($N_s < 29^+$), como los pasajes de entrada por el impulsor son estrechos, la prerotación es mucho menos intensa que en aquellas con N_s alta; esto se puede explicar de otro modo, como las bombas de N_s alta trabajan con gastos muy grandes, son mucho más sensibles a una reducción de éste, y por lo tanto, más susceptibles a la prerotación.

En general, se puede establecer que cuando el ángulo de entrada del flujo (β_1^*) es mucho menor al ángulo β_1 del perfil del álabe, la prerotación se presenta; también resulta válido indicar que β_1^* varía con respecto al gasto, concretamente, con la velocidad meridiana C_{m1} .

Sin embargo, si la cavitación está presente ($NPSH \leq NPSH_{req}$), la prerotación cesa. Este proceso, algo confuso, requiere de cierto análisis.

A $NPSH_{disp}$ alta y operando con gastos parciales muy bajos, el ángulo β_1^* es pequeño y la prerotación se presenta; conforme se disminuye la $NPSH_{disp}$ (adquiriendo valores cercanos a la $NPSH_{req}$) se observa que este efecto produce una zona de baja presión en el centro de la tubería de succión -cercana al impulsor-, alcanzando incluso la presión de vaporización; se forman cavidades que disminuyen el área del flujo; por tanto, C_{m1} aumenta y β_1^* también. Al aumentar β_1^* , la prerotación cesa y con ella las presiones bajas en la zona central; así aumenta la presión, lo que origina el colapso de

⁺ N_s está dada en el S.I.

las cavidades centrales; al colapsar éstas, el área del flujo aumenta, C_{m1} disminuye, β_1^* también, por lo tanto la prerotación se restablece, se crean nuevas cavidades; esto reduce el área del flujo, y así ad infinitum.

Por otro lado, si se reduce aún más la NPSH ($NPSH < NPSH_{req}$), la cavitación se establece, los pasajes se llenan de cavidades; C_{m1} y β_1^* aumentan en tal magnitud, que la prerotación desaparece completa y definitivamente.

3.3.4 Irregularidades en la Línea de Succión

Además de los factores antes mencionados, existen otros de gran importancia práctica. Con base en pruebas experimentales, se sabe que, irregularidades en la línea de succión afectan la $NPSH_{req}$, incrementando ésta. Tales irregularidades pueden ser la existencia de codos muy cercanos a la entrada al impulsor y que a veces son inevitables por cuestiones de espacio; su influencia se muestra en un ejemplo típico [fig 3.11]. Este factor cobra importancia en bombas de doble succión pues la entrada del flujo al impulsor está precedida de cierta curvatura que bien puede simular a un codo.

A veces, a pesar de no existir codos, se pueden tener problemas debido a que la línea de succión no está lo suficientemente ajustada para evitar la entrada de aire.

Otra causa del incremento de la carga de succión requerida es el desalineamiento interno de las partes individuales de la línea de succión. En efecto, si las partes componentes tienen diferente espesor, se origina un incremento en la

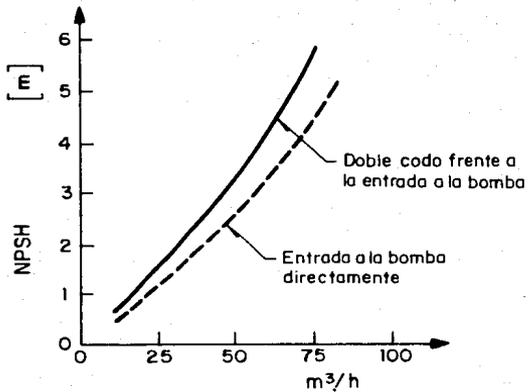


Fig 3.11 Ejemplo típico de la influencia de codos muy cercanos a la entrada al impulsor

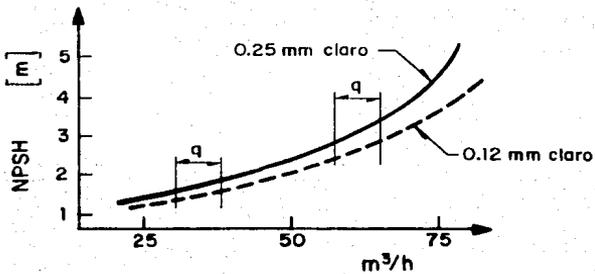


Fig 3.12 Ejemplo típico de la influencia de claros en la bomba

NPSHreq.

3.3.5 Efecto del Tiempo

Se debe entender que las condiciones en la succión cambian con el tiempo y es preciso considerarlo en el diseño, pues si bien pueden no existir problemas en el inicio del funcionamiento, es posible que posteriormente, debido al deterioro de las partes componentes, se tengan problemas; un caso típico se tiene en la pérdida de vida útil de los anillos de desgaste; con el tiempo, éstos permiten fugas del líquido, que afectan no sólo el rendimiento de la bomba, sino también la NPSHreq. Otro ejemplo típico se muestra en la figura correspondiente [fig 3.12].

3.4 RELACIONES TEORICO-EXPERIMENTALES

Las relaciones teóricas convencionales han demostrado, en la práctica, ser poco precisas, por ello, numerosos autores han desarrollado nuevas propuestas con base en estudios experimentales. Algunas de ellas -muy pocas- han sido citadas antes con el fin de obtener, con ayuda de las relaciones teóricas definidas, conclusiones más válidas, además, éstas han sido ampliamente difundidas; en cambio, el objeto de esta sección es presentar nuevas propuestas cuya difusión ha estado muy limitada y, sin embargo, resultan importantes y útiles.

En 1960, Pflleiderer propuso expresar la NPSHreq como

$$\text{NPSHreq} = k_1 \frac{C_{m1}^2}{2g} + k_2 \frac{W_1^2}{2g} \quad (3.36)$$

donde

k_1, k_2 : constantes numéricas que dependen de la forma del impulsor; se puede tomar $k_1=1.2$ $k_2=0.3$

W_1 : velocidad relativa del flujo a la entrada del impulsor

C_{m1} : velocidad meridiana a la entrada del impulsor

Sin embargo, la presente ecuación no tiene grandes novedades, pues si se toma a las pérdidas -de la brida de succión al impulsor- como función de la carga de velocidad, k_1 puede representarse por $k_1=(1+K)$, donde K es el coeficiente de pérdidas; k_2 puede representar al coeficiente de depresión dinámica k y por lo tanto, la ec.(3.32) es similar a la ecuación convencional que define a la NPSHreq.

Por otro lado, en la segunda parte del trabajo de Ciarravino y Pulci Doria [5], los autores presentan una nueva relación adimensional, basada en detecciones acústicas y visuales, para calcular la NPSHreq y que, según indican, surge de las reflexiones de Roudnev. Así presentan la relación

$$\text{NPSHreq}_a = L \cdot Q_a^2 + k_0 \frac{(Q_a - Q_{0a})^2 (Q_a^2 + Q_{0a}^2 / \text{tg}^2 \beta)}{(Q_a \text{tg} \beta + Q_{0a} / \text{tg} \beta)^2} \quad (3.37)$$

donde

NPSHreq_a : $\text{NPSHreq} / (Q_d^2 / 2gA_1^2)$ (adimensional)

A_1 : área neta a la entrada del impulsor

Q_d : gasto de diseño

L : $h+f+xh/R$; pérdidas localizadas y efectos centrífugos a la entrada del impulsor

k : pérdida de carga cinética a la entrada del impulsor

f : coeficiente de pérdida de carga

xh/R : efectos centrífugos

l_0 : coeficiente adimensional
 Q_a : Q/Q_d ; relación de gastos
 Q_{0a} : Q'/Q_d ; relación de gastos
 Q : gasto cualquiera
 Q' : gasto para el cual el flujo entra con velocidad relativa paralela al perfil del álabe
 β : ángulo del perfil del álabe a la entrada

Los autores, basados en pruebas realizadas por Siccardi y por ellos mismos, utilizando el método de mínimos cuadrados, obtienen el valor de los parámetros L , l_0 y Q_{0a} ; así se tiene

$$L=2.4 \qquad l_0=4.2 \qquad Q_{0a}=1$$

Como comentario, resulta lógico que Q_{0a} asuma el valor unitario, pues el flujo que ingresa paralelo al perfil del álabe, por lo general, corresponde al gasto de diseño Q_d .

Yedidiah [34] presenta una relación que permite evaluar la $NPSH_{req}$ prácticamente para todo el rango de operación de una bomba, conocidos dos valores de éste. Así se tiene que

$$NPSH_{req} = \frac{A - B}{a^2 - b^2} Q^2 + \frac{B \cdot a^2 - A \cdot b^2}{a^2 - b^2} \qquad (3.38)$$

donde

a, b : gastos para dos puntos de operación, siendo "a" el gasto mayor y "b" el gasto menor

A, B : $NPSH_{req}$ correspondientes a "a" y "b"

Sin embargo, se recomienda utilizar la presente relación para gastos que estén comprendidos entre los gastos de referencia, pues fuera de ellos la incertidumbre puede ser grande, ya que para gastos mucho mayores o menores al de diseño, la $NPSH_{req}$ aumenta rápidamente.

En otro artículo y quizá uno de los más fundamentados experimentalmente, Yedidiah [33], basado en pruebas realizadas a cerca de 600 bombas de flujo radial, con gastos

de diseño entre 2 lts/seg a 360 lts/seg, presenta nuevas relaciones. Dicho trabajo se enfoca a obtener relaciones más confiables para la operación de bombas en el punto de máxima eficiencia, es decir, para el gasto de diseño. Para dicho gasto, las pérdidas por fricción y separación son despreciables. Entre los factores que afectan la inyección de la cavitación, deben destacarse la velocidad meridiana a la entrada del impulsor C_{m1} , la velocidad periférica o tangencial a la salida del impulsor U_2 , y la diferencia de presiones entre la cara delantera y trasera del álabe P_d . Sin embargo, por cuestiones de operación se ha visto que C_{m1} no puede variar ampliamente y está restringido de 3m/s a 5m/s para el gasto de diseño. El autor mencionado ha definido a la diferencia de presiones P_d como

$$P_d = \frac{\delta}{g} \frac{Q}{Z \cdot B} \left[\frac{dC_u}{dR} + \frac{C_u}{R} \right]$$

donde

- δ : peso específico del agua
- g : gravedad
- Q : gasto
- Z : número de álabes
- B : ancho de los álabes
- C_u : componente de la velocidad absoluta en dirección de la velocidad periférica
- R : radio del impulsor
- dC_u/dR : variación de C_u respecto a R

Considerando

$$C_u = U_1 - C_m/tg\beta$$

y que

$$U_1 = w \cdot R$$

donde

$$w = \text{velocidad angular; } w = \pi \cdot N/30$$

se puede escribir

$$Pd = 2 \cdot w \left[\frac{\delta}{g} \frac{Q}{Z \cdot B} \right] \quad (3.39)$$

Ahora bien, considerando el gasto en el ojo del impulsor (punto 0) y en el diámetro más alejado a la entrada del mismo (punto 1), ver fig [3.13] y suponiendo

$$C_{m0} = C_{m1} \quad A_0 = A_1 \quad \text{y} \quad D_0 \approx D_1$$

se llega a que

$$Q/B \propto (Q)^{1/2}$$

y si se reemplaza en la ec. (3.39) se tiene

$$Pd \propto w \cdot (Q)^{1/2} \quad (3.39.a)$$

Pd puede variar en un rango muy amplio, pues como indica el autor, la velocidad de rotación para bombas centrífugas puede oscilar entre 200 a 20,000 rpm, y el gasto de $2\text{ m}^3/\text{h}$ a $25,000\text{ m}^3/\text{h}$.

Es necesario destacar que la diferencia de presiones entre la cara delantera y la trasera del álabe Pd disminuye si el gasto disminuye

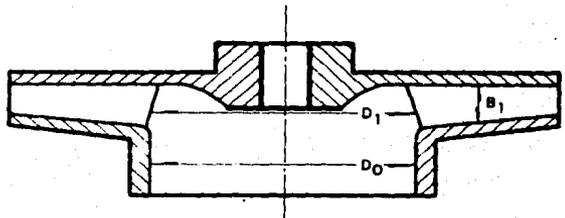


Fig 3.13 Definición de D_0 , D_1 y B_1

(ver ec. 3.39); en cambio, como indican Reddy & Karr [22], la presión en ambas caras augmenta cuando el gasto disminuye. Esta aclaración cobra importancia debido, precisamente, a la confusión de conceptos que originó desacuerdos entre los autores mencionados (Yedidiah y Reddy).

Ahora bien, Yedidiah propone, para bombas radiales, expresar la NPSHreq como función de la diferencia de presiones Pd y por tanto

$$\text{NPSHreq} \propto w \cdot (\text{Qd})^{1/2} \quad (3.40)$$

Para una velocidad de rotación dada, se puede expresar

$$\text{NPSHreq} = k \cdot (\text{Qd})^{1/2} \quad (3.40.a)$$

Sin embargo, las pruebas realizadas con velocidades de rotación de 1750 y 3500 rpm han mostrado una ligera variación con respecto a la ec. (3.40) [fig 3.14 a-b]. Esta desviación de la teoría puede atribuirse a dos factores: a) la rugosidad es mayor en las bombas más pequeñas, y b) generalmente, el control de calidad es mayor en las bombas más grandes. Estos factores provocan que la NPSHreq de las bombas pequeñas sea mayor que la obtenida de la ec. (3.40).

Por lo tanto, el autor propone disminuir ligeramente la pendiente, o sea

$$\text{NPSHreq} = k \cdot (\text{Qd})^{0.424} \quad (3.41)$$

y por regresión lineal, para N=1750 rpm, k=0.34; para N=3550 rpm se tiene k=0.67; de tal modo que

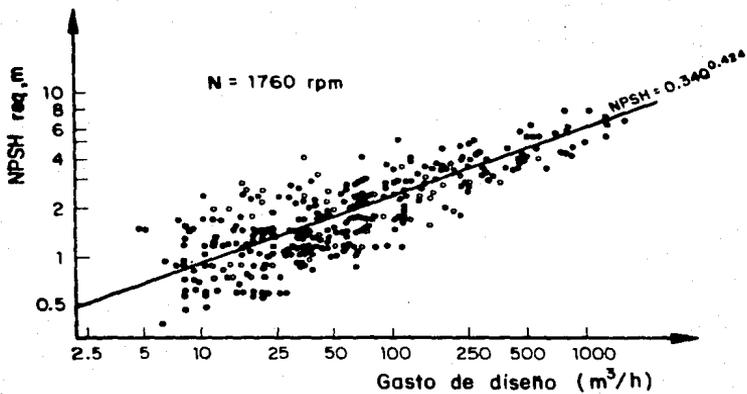
$$\text{NPSH}_{3500} = 2\text{NPSH}_{1750}$$

esta relación le permite obtener la siguiente ecuación:

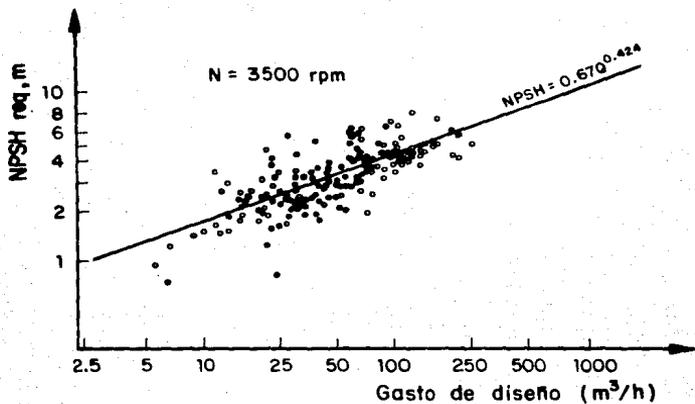
$$\text{NPSHreq} = 0.00019 N (\text{Qd})^{0.424} \quad (3.41.a)$$

donde la NPSHreq está dada en metros, N en rpm y Qd en m³/h.

Extrapolando a bombas de diferente velocidad, se puede presentar una figura como la mostrada [fig 3.15]. Esta figura, presenta una opción atractiva para cuantificar la NPSHreq, fundamentalmente, porque se obtuvo de muestrear con



a)



b)

Fig 3.14 Curva NPSHreq-Qd obtenida de pruebas experimentales con 600 bombas de flujo radial

a) Para $N = 1760 \text{ rpm}$

b) Para $N = 3500 \text{ rpm}$

gran cantidad de bombas.

Como la relación experimental que cuantifica a la NPSHreq muestra un buen ajuste, resulta tentador encontrar la relación que define a S; así se tiene

$$S = \frac{N \cdot (Qd)^{1/2}}{(k \cdot Qd^{0.424})^{3/4}} \quad (3.42)$$

de donde, para N= constante, se tiene

$$S \propto Qd^{0.182} \quad (3.42.a)$$

Por otro lado, si Qd= constante y conforme con la ec.(3.41) se puede escribir

$$S \propto N^{0.25} \quad (3.42.b)$$

por lo tanto S es proporcional a N y Qd; así

$$S = k_1 \cdot N^{0.25} \cdot Qd^{0.182} \quad (3.42.c)$$

Finalmente, ajustando los puntos obtenidos experimentalmente se halla el valor de k_1 , y se tiene que

$$S = 44.5 \cdot N^{0.25} \cdot Qd^{0.182} \quad (3.43)$$

La figura 3.16 presenta los valores de S para diferentes velocidades y gastos de diseño, calculadas según la ec.(3.43). Esta figura permite esclarecer la idea errada de que, en la extrapolación de resultados de modelo a prototipo S se mantiene constante, pues para ambos casos, si bien N puede ser idéntica, Qd es totalmente diferente, por lo que $S_p \neq S_m$.

Como comentario, si bien las relaciones obtenidas por Yedidiah parecen estar muy acertadas, no se deben olvidar las limitaciones inherentes a ellas -que se pueden inferir del desarrollo seguido para su obtención- y que para bombas de

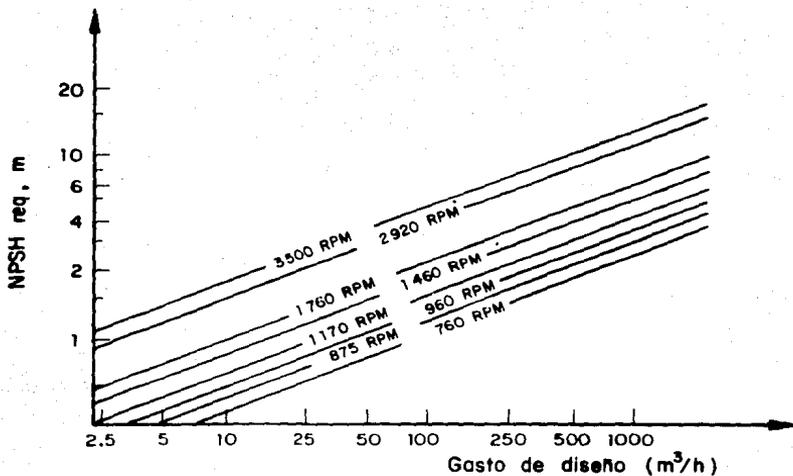


Fig 3.15 Curva NPSH req - Qd para diferentes velocidades de rotación. Válida para bombas de tipo radial ($N_s \leq 55$)

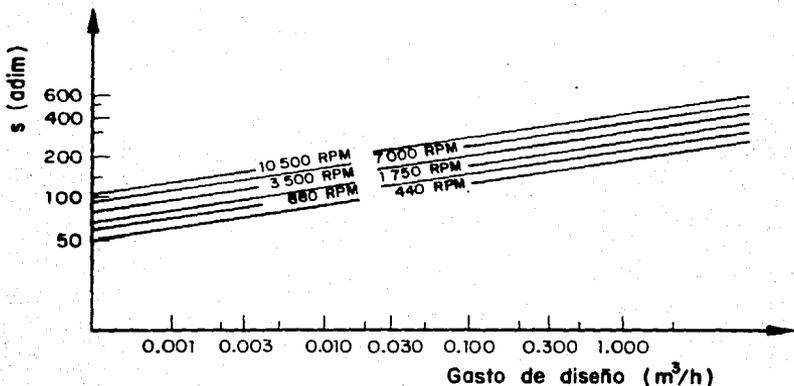


Fig 3.16 Curva S-Qd para diferentes velocidades de rotación

mayor velocidad específica, sean de **flujo mixto o axial** ($N_s > 55$), las consideraciones hechas pierden validez.

3.5 EFECTOS DE ESCALA

Resulta indudable que las leyes de similitud sólo se cumplen cuando el modelo es exactamente del tamaño del prototipo. En el capítulo anterior se mencionan algunos factores que afectan dicha similitud, sin embargo, las causas son numerosas y van más allá de la igualdad de los números de Euler, Reynolds, Froude, Weber y Mach; como ejemplo se tiene el efecto de la rugosidad que, decididamente, afecta en mayor medida al modelo que al prototipo.

McNulty y Pearsall [17] probaron tres bombas geoméricamente similares, a $1/12$, $1/8$ y $1/5$ del prototipo, equivalentes a diámetros de 20, 30 y 50 cm. Cada una de las bombas fue probada a 60, 75, 100 y 112% de la velocidad de rotación de diseño y al 50, 75, 100 y 125% del gasto de diseño; la bomba de $1/5$ no pudo ser operada al 125% del Qd, debido a NPSHdisp insuficiente. Las bombas fueron probadas desde la inyección -detectada visual y/o acústicamente-, hasta el punto de caída de las curvas características (correspondiente a una baja del 3% de la carga bombeada). Por su importancia, se reproduce la tabla [tabla 3.1].

De ella se pueden extraer algunas conclusiones:

TABLA 3.1 Comportamiento de Bombas Homólogas

TIPO BOMBA	Ns [S.I.]	GASTO respecto B.0.p.	S indep.	S caída 2%	S 3% C. inc.	NPSHreq NPSH 3%
BOMBA 1/5	65	100	39.772	161.960	4.07	6.50
		75	29.759	176.811	6.16	11.30
		50	31.146	162.928	5.24	9.10
BOMBA 1/8	65	125	51.371	117.397	2.28	3.00
		100	47.438	195.831	4.12	6.00
		75	37.375	164.825	4.40	7.20
		50	26.354	126.022	4.78	8.00
BOMBA 1/12	65	125	34.500	76.668	2.22	2.90
		100	35.937	155.731	4.30	7.00
		75	47.438	233.224	4.71	7.90
		50	41.975	182.564	4.35	7.10

Por un lado, para una misma bomba, operando a diferentes gastos, se observa que S no guarda una relación fija, es decir, no es monótonamente ascendente o descendente con relación al gasto, ni para el punto de inyección ni para el punto de caída, lo cual de alguna manera, complementa la aseveración hecha anteriormente, cuando se trató este parámetro. En la columna 7 se muestra la relación de NPSH; dicha relación, y por ende, los respectivos valores de las NPSHs, tampoco guardan una ley fija de crecimiento o decrecimiento. Asimismo, si la relación resulta en un valor alto, esto indica que una vez iniciada la cavitación, la NPSH puede descender bastante antes que se vislumbre alguna afectación en las curvas características; se observa entonces que esta relación es máxima para la bomba 1/5 si opera al 75% del Qd; en cambio, para la bomba 1/8, el valor máximo se obtiene si opera al 50% del Qd; y para la bomba 1/12, el máximo corresponde a

una operación del 75% del Qd. Finalmente, comparando las tres bombas, el parámetro S -en la inyección como en la caída- y asimismo la relación adimensional de éstas, tienen valores diferentes para los mismos puntos de operación, lo cual es una prueba visible de los efectos de escala y que, por cierto, no sólo dependen del tamaño del modelo, sino también del punto de operación.

Con el fin de obtener mejores resultados, se proponen nuevas relaciones de NPSH, S y K, que se originan de pruebas experimentales.

El infatigable Yedidiah [33], siguiendo el desarrollo descrito en la sección anterior, indica que, convencionalmente, la relación entre gastos y diámetros obtenida de las leyes de semejanza, para $N_p = N_m$ es

$$Q_d_p / Q_d_m = (D_p / D_m)^3 \quad (3.44)$$

y como, teóricamente, para $N = \text{constante}$

$$NPSH_{req} = k \cdot Q_d^{1/2}$$

pero en realidad

$$NPSH_{req} = k \cdot Q_d^{0.424}$$

de la ec.(3.44), se puede escribir

$$NPSH_p / NPSH_m = (D_p / D_m)^{1.272} \quad (3.45)$$

La ec.(3.45) presenta la relación existente entre las NPSH con respecto a los diámetros, para bombas similares operando con la misma velocidad de rotación. En el caso de operar a diferente N , por las leyes de semejanza se sabe que

$$Q_d_p / Q_d_m = N_p / N_m \cdot (D_p / D_m)^3 \quad (3.46)$$

y para el caso de N diferente, de la ec.(3.41.a) que expresa

$$NPSH_{req} = a \cdot N \cdot Qd^{0.424}$$

se combinan las ec.(3.41), (3.45) y (3.46), y se tiene

$$\frac{NPSH_P}{NPSH_m} = \frac{N_P}{N_m} \left[\frac{D_P}{D_m} \right]^{1.272} \cdot \left[\frac{N_P}{N_m} \right]^{0.424}$$

o sea

$$\frac{NPSH_P}{NPSH_m} = \left[\frac{N_P}{N_m} \right]^{1.424} \cdot \left[\frac{D_P}{D_m} \right]^{1.272} \quad (3.47)$$

Del mismo modo, se obtiene la relación de S , sabiendo que

$$\frac{S_P}{S_m} = \frac{N_P/N_m \cdot (Q_P/Q_m)^{1/2}}{(NPSH_P/NPSH_m)^{3/4}} \quad (3.48)$$

y sustituyendo las ecs.(3.45) y (3.46) en la ec. (3.48), finalmente se tiene

$$\frac{S_P}{S_m} = \left[\frac{D_P}{D_m} \right]^{0.546} \cdot \left[\frac{N_P}{N_m} \right]^{0.432} \quad (3.49)$$

De esta manera, la ec.(3.49) presenta una novedosa relación de S que puede utilizarse con mayor seguridad que la obtenida convencionalmente y se asegura, una vez más, que $S_P \neq S_m$, siendo idénticas sólo cuando el modelo sea del tamaño del prototipo y funcionen a idéntica N .

Y. Liu [14] presenta un análisis de las fuerzas que actúan en el fenómeno cavitatorio, tanto actuantes como resistentes, y propone una nueva relación del parámetro general de cavitación K . El concepto fundamental del trabajo está basado

en la consideración de que la cavitación incipiente y la desinente, son procesos de transformación de fases. De tal suerte, debe entenderse a la cavitación como un problema de equilibrio de esfuerzos; este equilibrio puede representarse por

$$P_a - P_v = P' + P'' - R \quad (3.50)$$

donde

P_a : presión estática del líquido y significa un esfuerzo a compresión o reacción que se opone a la cavitación

P_v : presión de vaporización del líquido y significa la tendencia de las moléculas a pasar de una fase a otra; por lo tanto, es una acción que favorece la inepción de cavitación

P' : esfuerzo ocasionado por el gradiente de velocidades o por la perturbación de las líneas de corriente; es una acción, e implica el número de Re

P'' : esfuerzo debido a la turbulencia del flujo; acción, e implica al parámetro de turbulencia del flujo N_x

R : esfuerzo que tiende a mantener la fase original y se opone a la formación de cavidades; reacción; implica el número de Weber, We .

Evidentemente, se asume arbitrariamente una convención en la cual las acciones son positivas (+) y las reacciones son negativas (-).

Sustituyendo las variables enunciadas por sus definiciones hidrodinámicas, y considerando la similitud geométrica y cinemática, el autor llega a la siguiente relación

$$K_{pi} \approx 1/M \cdot K_{mi} + (1-1/M) \cdot K_{md} \quad (3.51)$$

donde

K_{pi} : coeficiente de cavitación incipiente del prototipo
 K_{mi} : coeficiente de cavitación incipiente del modelo
 K_{md} : coeficiente de cavitación desinente del modelo
 M : escala geométrica

La presente relación debe entenderse como un posible método de predicción, basado en el empleo del concepto de transformación de fases y equilibrio de esfuerzos, considerando la extrapolación de éstos. Sin embargo, para que la ecuación sea satisfecha, es preciso que la temperatura, los componentes químicos y las sustancias solubles en el prototipo, sean idénticas a las del modelo; en caso contrario, se deben considerar los efectos naturales del líquido. Finalmente, el autor no menciona nada acerca del punto de operación, pero es de esperarse que para que la ec.(3.51) sea válida, es preciso que las bombas homólogas funcionen en el mismo punto de operación.

3.6 ASPECTOS TERMODINAMICOS

Durante las condiciones de cavitación, el descenso en el rendimiento de la bomba se debe a la aparición y desaparición de cavidades de vapor en las zonas de baja presión, que interrumpen las condiciones dinámicas. Desde el punto de vista termodinámico, para que la cavidad se forme es necesario que cierta cantidad de calor provenga del líquido mismo. En el caso de la cavitación, este flujo de calor se produce sólo si la presión en la región de cavitación es inferior a la presión de saturación a la temperatura correspondiente.

Es necesario destacar que el análisis seguido en la presente sección está basado en las leyes de la termodinámica clásica. Sin embargo, la cavitación es un proceso irrever-

sible y según el análisis seguido por la termodinámica, cuantificar el cambio de entropía en un proceso irreversible sólo es posible simplificando el estudio como si éste fuera reversible; es decir, se asume que la entropía al igual que la presión y temperatura, son variables de estado, esto es, adquieren cierta cantidad para determinado estado, sin considerar el proceso de cambio hacia éste. Por ello, sólo interesan los valores iniciales y finales, independientemente del proceso, sea este reversible o irreversible.

Evidentemente, este análisis es restringido y por lo tanto, sólo estimativo.

3.6.1 Parámetro de Cavitación Térmica B

Stepanoff [25] propone el siguiente análisis:

Supóngase que las condiciones iniciales corresponden a operar con la $NPSH_{req}$, o sea, en el límite de la cavitación; si se reduce la $NPSH_{req}$ en un dh_t , se produce un descenso en la presión igual a

$$dP = dh_t / v_L$$

donde

- dP : reducción de la presión [lb/ft²]
- dh_t : descenso en la succión por debajo de la $NPSH_{req}$ [ft]
- v_L : volumen específico del líquido [ft³/lb]

La temperatura de saturación, correspondiente a la reducción de presión en la zona de baja presión del impulsor, será menor que la temperatura original por una diferencia dT [fig 3.17]. Si se permite un tiempo considerable, se origina un incremento en la entalpía dH_f , el cual está disponible para

que el líquido se vaporize. El valor de dH_f es la diferencia entre la entalpía del líquido en condiciones iniciales de equilibrio térmico y las nuevas condiciones. Este incremento se expresa como

$$dH_f = C_L \cdot dT \quad (3.52)$$

donde

dH_f : incremento de entalpía [BTU/lb]
 C_L : calor específico del agua [BTU/lb °F]
 dT : incremento de temperatura [°F]

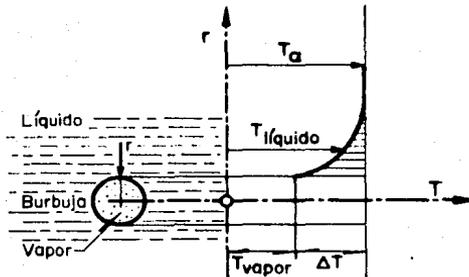


Fig 3.17 Formación de la burbuja de vapor y descenso de la temperatura del entorno

Si se asume que el equilibrio térmico se restablece*, la ecuación de balance calorífico puede expresarse, para el líquido que atraviesa por la zona de baja presión, como

$$1 \cdot dH_f = r_v \cdot L \quad (3.53)$$

donde

- 1: una libra del líquido que atraviesa la zona de baja presión
- r_v : fracción de una libra del líquido en ebullición, por cada libra del líquido ($r_v < 1$)
- L: calor latente de vaporización (a veces denominado h_{fg})

* Suponer que el equilibrio se restablece, es considerar que se trata de un proceso reversible y, como se indicó, la cavitación es irreversible.

Si se introducen volúmenes específicos del líquido y del vapor en vez de considerar sus pesos, la ec.(3.53) puede escribirse

$$B = \frac{V_V}{V_L} = \frac{v_V \cdot dH_f}{v_L \cdot L} \quad (3.54)$$

donde

B: parámetro térmico de cavitación [adim]
 V_V : volumen de vapor ($V_V = r_V \cdot v_V$) [ft³]
 V_L : volumen de líquido ($V_L = l \cdot v_L$) [ft³]

El presente parámetro cuantifica la cavitación en su etapa desarrollada en términos de las propiedades del líquido, para una determinada reducción dH_f de la carga de succión NPSH_{req}. La ventaja que ofrece B radica en que, si este valor es idéntico, indica las mismas condiciones de cavitación para diferentes fluidos, considerando las propiedades termodinámicas de cada uno de ellos; sin embargo, el parámetro B considera que el descenso en la presión se debe exclusivamente a aspectos térmicos, es decir, que no toma en cuenta la tensión superficial, tampoco las fuerzas de inercia ni el efecto de los núclidos.

Ahora bien, B no debe entenderse como una relación de volúmenes vapor/líquido para todo el flujo, puesto que sólo una fracción del líquido atraviesa la(s) zona(s) de baja presión; por lo tanto, este parámetro debe utilizarse como un índice de la tendencia a que el líquido se vaporize o, como indican Knapp et.al.[12], debe considerarse a B como la "susceptibilidad" del líquido a formar cavidades; a menor valor de B, se tendrá menor grado de cavitación. Por otra

parte, si el valor es excesivamente alto, simplemente la reducción elegida dh_t de la $NPSH_{req}$ no es real.

A partir de la propuesta de Stepanoff, se han realizado estudios más detallados y complejos del parámetro B; sin embargo, el objetivo principal ha sido obtener un parámetro útil para fluidos diferentes del agua, o en el caso de éste, para temperaturas mayores a la ambiental, con el fin de economizar costos de diseño y, como se indicó, disponer de un parámetro que refleje idénticas condiciones de cavitación considerando las propiedades del líquido. Con tal fin, se presenta el ajuste o reducción de NPSH para diferentes líquidos a partir del parámetro B.

3.6.2 Ajuste de la NPSH

Es preciso indicar que la reducción de la carga de succión, denominada "ajuste de NPSH", corresponde a un cierto grado de cavitación ($NPSH < NPSH_{req}$), por lo que si se desea mantener a la bomba en condiciones reales de no cavitación o cavitación incipiente, ningún "ajuste" es posible.

Stepanoff [26] propone el ajuste a partir de B y con ayuda de la ecuación de Clapeyron; veamos el proceso.

Supóngase un ciclo infinitesimal de p-v y T-s que comprenden a dos procesos isotérmicos que se extienden entre los estados de saturación de dos fases coexistentes -líquido y vapor-[fig 3.18]. Se puede establecer que

$$(s_L - s_V) \cdot dT = (v_L - v_V) \cdot dP \quad (3.55)$$

por otro lado, se sabe que

$$(s_L - s_V) \cdot T = H_L - H_V \quad (3.56)$$

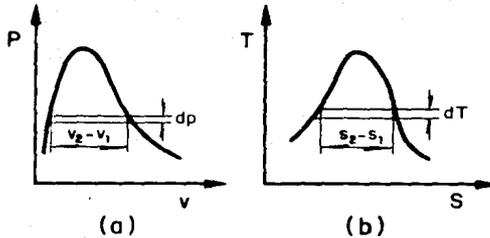


Fig 3.18 Ciclo infinitesimal de fases coexistentes para la obtención de la ecuación de Clapeyron

donde

s: entropía
 T: temperatura
 H: entalpia
 v: volumen específico
 L, v : indican propiedades del líquido y gas respectivamente

Sustituyendo la ec.(3.56) en la ec.(3.55) se puede escribir

$$\frac{H_L - H_V}{v_L - v_V} = T \frac{dP}{dT} \quad (3.57)$$

que es conocida como la **ecuación de Clapeyron**.

Resulta que $H_L - H_V = -L$

despreciando v_L : $v_L - v_V \approx -v_V$

y como $dP = dh_t / v_L$

De la ec.(3.57) se puede obtener la dT correspondiente a una reducción de NPSH, o sea

$$dT = (T \cdot dh_t \cdot v_V) / (778 \cdot v_L \cdot L) \quad (3.58)$$

cuyas variables se deben expresar en

dT, T : °F
 dh_t : ft
 v_V, v_L : ft^3/lb
 L : BTU/lb
 778: factor de conversión para que L tenga las mismas unidades que dh_t (1 BTU/lb = 778 ft·lb/lb)

y como la diferencia de entalpia dh_f es función de dT (ver ec.3.52), el parámetro B se puede escribir

$$B = \frac{dh_t \cdot T \cdot C_L}{778 (v_v/v_L \cdot L)^2} \quad (3.59)$$

Las variables se expresan en las mismas unidades que las dadas en la definición inicial de B (ver ec.3.54). La presente ecuación permite evaluar B para una determinada disminución de NPSH dh_t para cualquier líquido o bien, si de alguna manera experimental se determina el valor de B, se puede obtener el decremento o ajuste de la NPSH para ciertas condiciones de cavitación. El autor presenta una gráfica [fig 3.19] que relaciona h_v , $dh_t=dNPSH$ y B_1 , donde este último no es sino la relación $B_1=B/dh_t$ para $dh_t=1$ ft correspondiente al cálculo con agua fría. Como ejemplo de utilización puede tomarse el agua caliente a $T=250$ °F ($T=121$ °C), que corresponde a $B=B_1=0.62$; el ajuste de NPSH que puede obtenerse es $dh_t=dNPSH=1.5$ ft. Lo anterior debe entenderse de la siguiente manera: si se baja la NPSH en $dh_t=1$ ft para agua fría, las condiciones de cavitación son idénticas a bajar la NPSH en $dh_t=1.5$ ft para el agua a temperatura $T=250$ °F.

Sin embargo, la fig 3.19 está muy restringida pues se obtuvo de pruebas experimentales con bombas operando a $N=3500$ rpm; por otro lado, sólo es válida para $dh_t=1$ ft. Empero, el autor asevera que para $N > 3500$ rpm, la figura puede utilizarse con cierto grado -incluso- de seguridad; en cambio, para $N < 3500$ rpm, los ajustes deben reducirse proporcionalmente a las cargas H. Lo que resulta indudable es que para

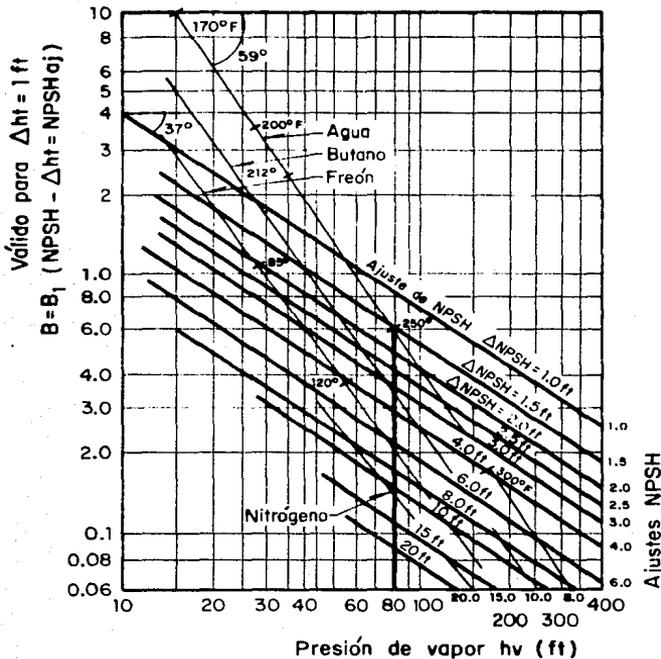


Fig 3.19 Gráfica que relaciona B_1 , h_v y el ajuste de NPSH para determinada condición de cavitación (valuada por B_1) considerando únicamente las propiedades de los líquidos

otra condición de decremento dh_t , la gráfica pierde validez.

Ahora, como la NPSH para cavitación incipiente (o sea NPSHreq) representa la diferencia de presiones entre la brida de succión y la zona de baja presión del impulsor (ver ec 3.13), ésta debe ser la misma para todos los líquidos.

A partir de la propuesta de Stepanoff, varios autores han desarrollado nuevos experimentos e incluso, proposición de parámetros térmicos más generales. Spraker [24] muestra en un desarrollo teórico exhaustivo las hipótesis -y por tanto las limitaciones- del análisis de balance de calor seguido por Stahl y Stepanoff para la obtención de B; una de ellas es que la relación v_v/v_L debe ser mucho mayor a 1, $(v_v/v_L) \gg 1$ * para que la definición de B sea válida. El autor concluye que el ajuste de NPSH es inversamente proporcional al parámetro B, esto es

$$dh_t = dNPSH = f(1/B) \quad (3.60)$$

Con base en ello, presenta una gráfica [fig 3.20] que resulta más general que la fig 3.19, pues surge de pruebas experimentales con 6 bombas operando con diferentes líquidos, a distintas temperaturas, velocidades de rotación y gastos de diseño, correspondientes a un descenso del 3% de la NPSH.

Existen varios trabajos referentes a la reducción de NPSH o "ajuste". Amplia bibliografía puede encontrarse en el trabajo de Bonnin et.al [4], que realizan un lacónico estado del arte sobre aspectos termodinámicos de la cavitación, proponiendo dos modelos de análisis -para cavitación incipiente y para desarrollada- basados en el balance de energía en la cavidad (incluyendo transferencia de calor), concluyendo que el efecto termodinámico en la cavitación está influenciado por una gran cantidad de parámetros

* Esta hipótesis fue también considerada para obtener la denominada ecuación de Clapeyron.

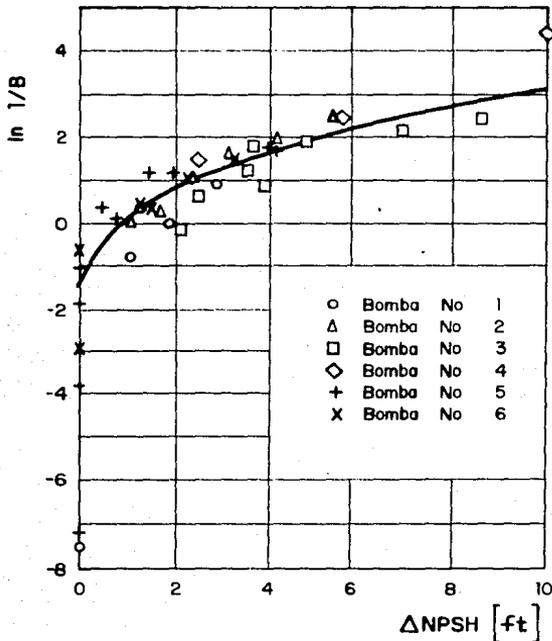


Fig 3.20 Curva $\Delta NPSH - \ln \frac{1}{B}$ obtenida de pruebas a 6 bombas diferentes sometidas al bombeo de líquidos de diferente temperatura

conductividad y difusión del líquido, coeficiente de transferencia de calor, etc).

Basado en los trabajos anteriormente citados, Zika [35] propone dos métodos, intentando con ello obtener mejor correlación entre la cavitación y los efectos térmicos que se producen. Sin embargo, los métodos que propone son también

limitados, pues son aplicables exclusivamente a un descenso de la NPSHreq del orden del 3% y además, las pruebas fueron realizadas con bombas -en su mayoría- operando a $N=3500$ rpm y con N_s bajas (flujo radial).

Finalmente, como ya se indicó, todos los trabajos están basados en el análisis de la cavitación en su etapa desarrollada, producto de operar con NPSH menor a la NPSHreq. El aspecto que interesa al ingeniero hidráulico es que las bombas no caviten, ni siquiera que se encuentren en la etapa incipiente, pues si se asume como verdadero que el máximo ruido puede estar asociado al máximo daño y éste se presenta en condiciones ligeramente desfavorables a la cavitación incipiente -detectada visual o acústicamente-, el peligro de cavitación y daños en la bomba es alto.

Por otra parte, la determinación del ajuste de NPSH difícilmente será una ciencia exacta debido a:

- a) dificultad en medir la NPSH para líquidos sometidos a altas presiones
- b) ausencia o desconocimiento de medios exactos de identificación del efecto de cavitación
- c) ausencia de información disponible de las propiedades térmicas de ciertos líquidos
- d) los fabricantes de bombas centrifugas proporcionan datos para operar exclusivamente con agua

3.6.3 Resultados con base al Criterio Térmico

Las pruebas experimentales han proporcionado valiosa información respecto al comportamiento de los líquidos ante la cavitación. En el caso que interesa -el agua-, se ha comprobado que a mayor temperatura, el efecto perturbador sobre la bomba es menor, tanto en el rendimiento como en el daño. Si se observa la fig 3.19 puede verse claramente que conforme h_v aumenta, B_1 disminuye. La explicación, según Stepanoff, se debe a que el promedio de vida de la burbuja de vapor es mucho más larga bajo presiones más altas. Para Turton [27] la razón de menor afectación en líquidos calientes se debe a que, para que se origine el proceso de vaporización, es preciso que cierta cantidad de calor provenga del líquido que rodea a la futura cavidad, causando con ello un descenso en la presión de vapor y la temperatura en la periferia de ésta (esto sucedería exactamente en la capa que rodea a la cavidad); este proceso tiene el efecto de reducir el tamaño de la cavidad en un líquido de mayor presión de vapor que si el líquido estuviera frío, así, el efecto es también menos dañino. Lo anterior puede explicarse de manera más simple: la diferencia de temperaturas entre la existente en la cavidad y la periferia a ésta es mucho menor, lo que tiende a disminuir el tamaño de la cavidad.

Plesset [20] vá más lejos, indica que el máximo daño -cuantificado por la pérdida de peso en un cilindro- se produce a temperaturas que oscilan entre 40° a 50°C [fig 3.21]. Según el autor, existe una tendencia general de

disminución del daño conforme la temperatura aumenta; la razón de dicho suceso se debería a que la presión de vapor del líquido "Pv" aumenta con la temperatura "T"; se afirma además que el

daño por cavitación debería desaparecer a la temperatura para la cual, todo el líquido ha cambiado de fase, o sea, que esté completamente vaporizado.

Sin embargo, el proceso no es tan sencillo pues al aumentar la temperatura disminuye la cantidad de gas disuelto y por lo tanto, la posible

porción de gas no condensable de la cavidad; también se incrementa la actividad química del líquido. Ambos factores podrían provocar que, contrariamente a lo visto, el colapso sea más violento y por tanto más dañino.

Para concluir, Courbière et. al. [7] difieren ligeramente de lo comentado antes [fig 3.22] ; si bien reconocen que la temperatura afecta el comportamiento de la bomba sometida a prueba, exclusivamente para $N=1600$ rpm -y no así para $N=1300$

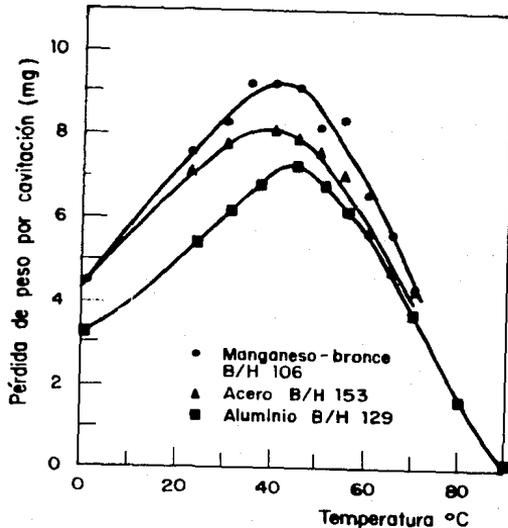
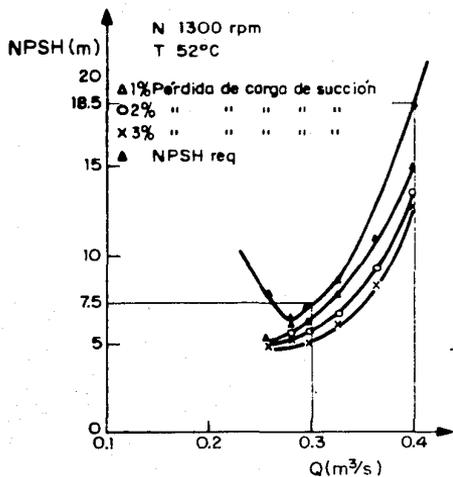
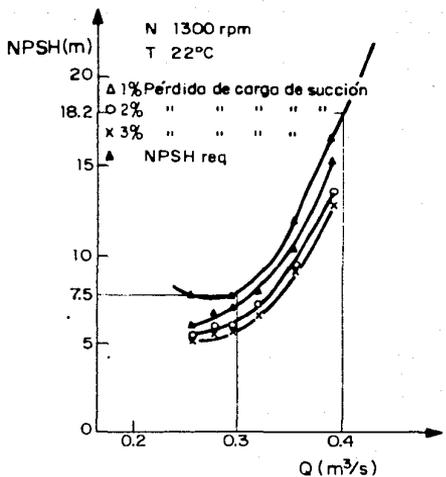


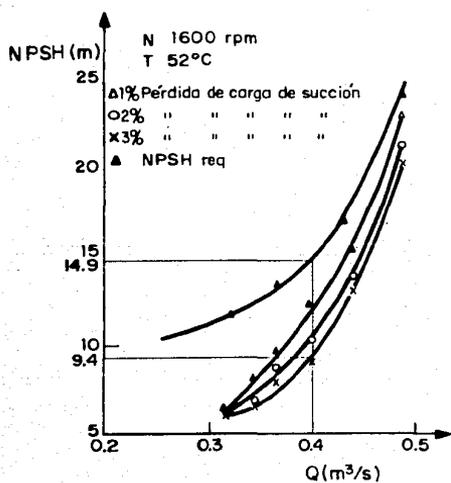
Fig 3.21 Curvas de temperatura-pérdida de peso



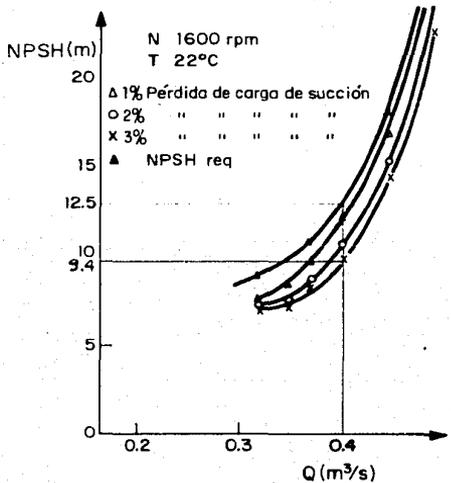
a)



b)



c)



d)

Fig 3.22 Curvas NPSH-Q para diferentes condiciones de cavitación. Obsérvese que para a) y b) la NPSH es casi idéntica a pesar de funcionar con agua de diferente temperatura. En cambio, para fig c) y d) la NPSH es diferente, siendo menor la requerida para T=22°C que para T=52°C

rpm- de las curvas presentadas puede verse claramente que para el caso de la NPSHreq, ésta es menor para $T=22\text{ }^{\circ}\text{C}$ que para $T=52\text{ }^{\circ}\text{C}$ (!), lo cual sugeriría que a mayor temperatura, las condiciones son más desfavorables. Esto último, de ser correctas las pruebas realizadas, diferiría de los experimentos antes descritos.

Por todo ello, se concluye que el campo de investigación y experimentación está abierto; los cambios de fase (de líquido a burbujas de vapor), seguidos por el colapso de éstas, provocan que el modelaje matemático sea muy difícil. Sin embargo, es necesario realizar simulaciones del fenómeno, las cuales cobran importancia a medida que los costos de experimentación aumentan.

IV. METODOS DE CONTROL DE LA CAVITACION

Los métodos de control evolucionan conforme al tiempo, se descubren nuevas formas de solución volviendo anacrónicos a aquellos que han demostrado ser ineficaces en la solución del problema de cavitación. En este capítulo se describen los métodos de control con que se cuenta en la actualidad -para el caso de bombas-, con el fin de presentar sus ventajas e inconvenientes.

Es necesario disponer de toda la información referente a la(s) bomba(s) para que la decisión a tomar sea la correcta, es decir, conocer ampliamente las condiciones en la succión (NPSHreq, NPSHdisp, velocidad y gasto de operación, longitud y diámetro de la tubería de succión, diámetro del ojo del impulsor de la bomba, pérdidas, etc). También resulta conveniente contar con información sobre las condiciones en la descarga.

4.1 MODIFICACIONES EN LA LINEA DE SUCCION

Este método resulta el más obvio pues no tiene mayor complejidad teórica -más si económica-, que elevar la $NPSH_{disp}$ o disminuir la $NPSH_{req}$. Las acciones a tomar para lograr dicho objetivo pueden surgir del análisis simple de la ec.(3.16) en la que se define la $NPSH_{disp}$. De este modo se puede elevar el nivel en el tanque de succión o transferir la bomba a lugares más bajos. Si el líquido proviene de un tanque cerrado, se puede incrementar la presión en él. Otras opciones pueden ser aumentar el diámetro de la tubería de succión, reducir la longitud de ésta, eliminar giros, vueltas, acodamientos, es decir, reducir las pérdidas en la tubería de succión.

Sin embargo, a pesar de que esta opción no requiere de mayor conocimiento teórico-científico, es muy poco utilizada, debido a que los costos de rediseño y construcción son altísimos pues prácticamente se está reconstruyendo toda la instalación. Por ello, se ha optado -algunas veces- por adquirir otra unidad de bombeo para sustituir a la(s) dañada(s).

Otra opción a tomar, que resulta fácil de ejecutarla -siempre y cuando las condiciones lo permitan- es cerrar parcialmente la válvula de descarga de la bomba. Esto reducirá el gasto y en la mayoría de los casos, también reducirá la $NPSH_{req}$ de la bomba. Empero, este remedio debe tratarse con cuidado pues si se cierra demasiado la válvula, se pueden generar disturbios en la bomba que incluso lleguen a aumentar la $NPSH_{req}$; además, esto sólo es posible efectuarlo con gas-

tos menores al de diseño, pero no mucho menores a éste, pues entonces se pueden generar ángulos de ataque del flujo que pueden favorecer la inyección de cavitación; este aspecto fue detallado anteriormente (ver sección 3.3.1).

4.2 INCLUSION DE GASES

Cuando la línea de succión no está lo suficientemente ajustada y la presión interior es menor que la atmosférica, el aire ingresará a la bomba. A medida que la NPSH_{disp} sea menor, el aire entrará en mayor cantidad pues existe mayor depresión, provocando el descenso en el rendimiento de la bomba que puede llevar a hacer conjeturas al respecto, es decir, suponer que al observar descenso en las curvas características de la bomba, se piense en la presencia de cavitación, cuando la causa es simplemente el efecto perturbador del aire. Ahora bien, mientras que la presencia de aire reduce la carga desarrollada por la bomba, cuando ésta opera bajo cavitación, el aire tiene efectos benéficos. En efecto, admitiendo pequeñas cantidades de aire en la succión, el ruido puede ser disminuido y se supone que el picado también disminuye aunque no se elimina por completo. El método se origina -según Stepanoff [25]- de los resultados obtenidos en turbinas y válvulas de mariposa y su efecto es el de actuar como amortiguador del colapso de las burbujas; además, el aire puede conformar parte de la burbuja, lo que representa una ganancia contra el fenómeno, pues la cavidad estará integrada por dos gases, uno de ellos -el aire-, no

condensable.

Efectos similares a la inclusión de aire se obtienen cuando [34] el líquido de la bomba contiene cantidades significativas de gases disueltos o aire; la solubilidad de cualquier gas en un líquido disminuye ante presiones bajas. Si se opera con NPSH_d baja, gran cantidad de los gases disueltos se liberarán en las zonas de baja presión de la línea de succión y del impulsor.

Según menciona Stepanoff, el aire también se ha utilizado para disminuir el rendimiento -cuando se requiere- de la bomba, en vez de estrangular gradualmente la válvula de descarga.

Sin embargo, la inclusión de aire, entendida como método de control, no se ha estandarizado, es decir, no existen referencias en las que se indique la cantidad precisa o aproximada de aire que debe administrarse, por lo que su utilización recae en la experiencia del usuario.

Del mismo modo, se menciona que la inclusión de gases inertes, tales como el nitrógeno, han brindado un buen método de control, pero se desconocen las cantidades a utilizar.

Finalmente, al desconocer la cantidad adecuada de gases a inyectar y/o permitir en el flujo, no existe la certeza de que éstas actúen como amortiguadoras del colapso de las cavidades, y de aumentarse demasiado la cantidad de gases, lo más probable es que el rendimiento de la bomba sea afectado en tal grado, que la medida de control creará -paradójicamente- descontrol.

4.3 RECUBRIMIENTO CON MATERIALES RESISTENTES

Recubrir las partes más expuestas a la cavitación con materiales más resistentes que los comúnmente utilizados en el impulsor y la carcaza, ha resultado ser el método más práctico y por cierto, el menos elegante.

Puesto que la construcción de todo el impulsor con materiales altamente resistentes a la cavitación es demasiado costosa, se suele recubrir sólo algunas partes de él con dichos materiales. Estas zonas, aunque no están totalmente identificadas, pueden ser la parte posterior de los álabes cercana a la entrada del flujo y la punta de los mismos. A continuación se describen estos materiales.

4.3.1 Materiales Metálicos

Stepanoff [25] reporta que, de pruebas realizadas a diferentes materiales metálicos sometidos a las mismas condiciones de cavitación, se ha observado que el acero es muy

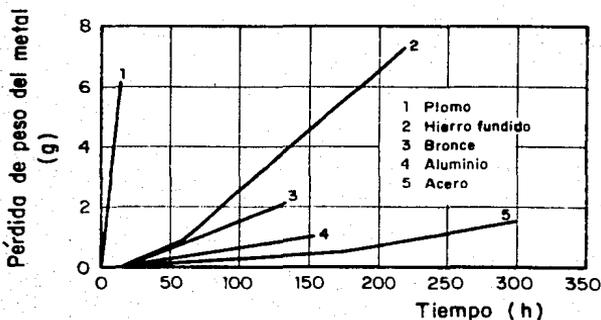


Fig 4.1 Comportamiento de diferentes materiales ante la cavitación

resistente a las grandes presiones provocadas por el colapso de las burbujas, sin embargo, también es susceptible a falla (ver fig 4.1). De esta manera puede generarse una clasificación según la resistencia de los materiales como la presentada en dicha figura.

Sin embargo, Yedidiah [34] presenta otra clasificación que, aunque considera muchos de los materiales presentados en la fig 4.1, difiere en el orden de resistencia de éstos; así se tiene:

- 1) Aluminio y algunas de sus aleaciones
- 2) Plástico
- 3) Hierro fundido
- 4) Acero fundido
- 5) Ciertas variedades del bronce
- 6) Aceros manganésicos
- 7) Baja aleación de acero-cromo
- 8) Alta aleación de acero-cromo

siendo el material más resistente la aleación alta de acero-cromo. Se puede afirmar entonces que ninguna clasificación basada en la resistencia de los materiales contra la cavitación es definitiva; en todo caso, ésta dependerá de la composición exacta y del tratamiento calorífico de cada aleación.

Ahora bien, debido a la imprecisión de resultados concluyentes, se siguen probando nuevas aleaciones con el fin de obtener mayor resistencia al picado por cavitación; un ejemplo de ello es la utilización del acero austenítico; empero,

su elaboración implica costos muy elevados e imposibles de producir a gran escala. Por ello, la práctica general es soldar con acero inoxidable las partes antes señaladas.

Es necesario destacar que, por proteger con materiales muy resistentes las zonas expuestas a la cavitación, se puede incurrir en errores que propician la aceleración del daño. En efecto, lo que no debe hacerse es reforzar o soldar con material(es) incompatible(s) al de su entorno pues al estar inmersos en un líquido que conduce electricidad (electrolitos), se puede formar una celda voltaica. La acción electrolítica puede destruir la parte soldada en un tiempo relativamente corto. Mayor información al respecto se describió en la sección 2.3.1.

En cuanto al tratamiento de reparación de las zonas picadas, Knapp et.al. [12] indican que es preciso limar la zona dañada hasta que se alcance una superficie adecuada para soldar; posteriormente, se suelda hasta llegar a un perfil ligeramente superior al original y luego se afina la zona soldada hasta adquirir una superficie lisa. Sin embargo, el proceso no es tan sencillo pues en el momento de soldar, una parte del material original se derrite, causando inexactitudes en el perfil. También indican que algunos operadores sueldan hasta obtener superficies mayores a la original, no para darle mayor capa de protección, sino para intentar corregir la curvatura de superficie y direccionar mejor el flujo.

4.3.2 Materiales No-Metálicos

Otra opción que se menciona en la literatura, es recubrir las partes expuestas con goma sintética o nylon, es decir con materiales no metálicos, siendo su costo menor a los antes mencionados. La ventaja adicional que ofrecen estos materiales es que no son conductores de electricidad y por lo tanto, se evita la formación de celdas voltaicas. Sin embargo, recubrir con goma o nylon requiere de tecnología de manufactura complicada y por ello está limitada a ciertos países. Además, si bien la goma posee gran capacidad de amortiguamiento mecánico, tiene baja conductividad térmica [12]. De este modo, gran parte de la energía producida por el colapso de las burbujas es absorbida por la goma y convertida en calor en el interior de ésta; así, cuando la energía de colapso es muy grande al punto en que la goma alcanza altas temperaturas, ésta se daña por cambio en su composición, se forman gases y por ende, la goma deja de ser un medio adecuado de control de la cavitación. Es necesario entonces buscar materiales que cumplan con los dos requisitos antes mencionados: amortiguamiento y capacidad de transferencia calorífica (conductividad térmica).

Por ello, Guoqian y Chirui [9] presentan métodos de revestimientos con materiales macromoleculares. Indican que los revestimientos con polimeros no-iónicos son muy efectivos contra el picado y la abrasión. Las ventajas que ofrecen son: mejorar la resistencia a la cavitación e incluso a la abra-

sión, el proceso tecnológico es mucho más simple que los métodos antes descritos, los compuestos son fáciles de adquirir, sus costos son bajos y la cohesión con el metal es muy buena.

De este modo, presentan tres tipos de materiales de recubrimiento que están extendidos en todo el mundo (ver **TABLA 4.1**). Aunque los tres materiales son muy buenos, se considera que el poliuretano es el más aconsejable de ellos, por su alta resistencia a la cavitación y la abrasión.

TABLA 4.1 Características de los Revestimientos

REVESTIMIENTO	RESINA EPOXICA CON CORINDON	NYLON COMPUUESTO	POLIURETANO
intensidad de cohesión kg/cm ²	> 450	600 - 700	350 - 480
fuerza cohesiva	----	----	es el mejor
intensidad esf. cortante kg/cm ²	300	400	----
elasticidad de alargamiento %	----	----	400.- 500 %
resistencia a cavitación y abrasión	buena resist. al desgaste y corrosión	alta resist. al desgaste y la corrosión	alta resist. a cavitación y desgaste
esf. de choque [kg.cm/cm ²]	10	----	según índice de calidad
métodos constructivos	revestimiento en temperatura atmosf. normal	rotando	revestimiento en temperatura atmosf. normal

Para finalizar, conviene mencionar que, en un trabajo muy reciente Avellan y Dupont [1] presentan la desconsoladora idea de que las presiones que colapsan contra los álabes son mucho mayores a las supuestas, y así ninguna aleación es

capaz de resistirlas. En efecto, indican que el picado en los álabes puede deberse a la formación de cavidades transitorias (en forma de U), originadas por la alta incidencia del flujo contra el álabe, que alcanzan presiones de colapso del orden de $19.5E3 - 25.4E3 \text{ Kg/cm}^2$.

De ser cierto lo mencionado en el párrafo anterior, es posible que si se recubren con acero inoxidable las partes más expuestas a la cavitación y si además se utiliza poliuretano o cualquier polímero no-iónico, puedan obtenerse resistencias adecuadas que permitan que el picado severo de la bomba coincida con el desgaste de las partes auxiliares de ésta, es decir, con el fin de su vida útil.

4.4 MODIFICACIONES EN LA BOMBA

Este método de control representa una opción más para disminuir y/o desaparecer los daños ocasionados por la cavitación. Las propuestas al respecto son varias y en todas ellas, los costos parecen ser inferiores a la opción de cambiar las condiciones en la línea de succión de la bomba.

Stepanoff [25] propone, sólo para bombas con velocidad específica N_s alta, aumentar el número de álabes pues se distribuye mejor la carga, es decir, la transferencia energética por álabe disminuye, con lo que se mejoran las condiciones de cavitación de la bomba para una sumergencia dada, permitiendo mayor carga sin la presencia de ruido o caída en la eficiencia; como se sabe, a mayor número de álabes, existe mejor encauzamiento del líquido y menores

disturbios.

Para el caso de bombas de flujo radial (N_s baja), el mismo autor indica que para una carga de succión dada, la capacidad máxima se obtiene cortando parte de los álabes en el ojo de entrada del impulsor y además limando la punta de los álabes; de esta manera, se incrementa el área neta a la entrada al impulsor y se reduce la velocidad absoluta en la entrada. Al respecto, Yedidiah [34] propone que para un impulsor con álabes pares, si se quitan porciones de los álabes a la entrada del flujo y en forma alternada [fig 4.2], la bomba podrá operar a NPSH reducidas. Sin embargo, cortando parte de los álabes se provoca que la carga bombeada H disminuya. Dicha reducción puede calcularse como

$$DH = \frac{1}{2} H \left[\frac{R_b - R_1}{R_2 - R_1} \right]^2 \quad (4.1)$$

donde R_b , R_2 y R_1 son los radios que se muestran en la fig 4.2

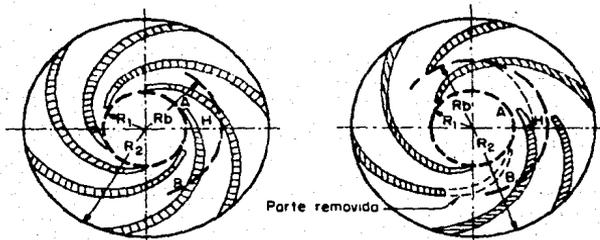


Fig 4.2 Corte de álabes alternados para disminuir la NPSH req

Evidentemente, corresponde al usuario determinar la reducción o desaparición de la cavitación a costa de obtener menor eficiencia de la bomba.

Otro método de control es el propuesto por Z. Protic [21], que sugiere incrementar el diámetro del ojo del impulsor, manteniendo invariable el ángulo del álabe en el diámetro más alejado a la entrada del flujo. La premisa básica para sustentar su propuesta radica en que, para la condición de flujo sin choque (que es la correspondiente al gasto de diseño), existen mejores condiciones contra la cavitación para gastos menores a éste; asimismo, las condiciones empeoran para gastos mayores al de diseño. Como crítica, esto no es rigurosamente cierto pues como se indicó en la sección 3.3.1, para gastos mucho menores al de diseño la $NPSH_{req}$ puede incrementarse debido al aumento local de la velocidad relativa W , originada por la formación de una zona muerta "S" (ver fig 3.8.c). Sin embargo, asumiendo que Protic no se refiere a casos extremos ($Q \ll Q_d$), su premisa resulta válida. Ahora bien, dicho autor propone que el flujo sin choque (paralelo al perfil del álabe), se realice para gastos mayores al de diseño para que al operar en este último exista un choque del flujo contra el álabe superior, originando una fuerza F (ver sección 3.3.1) y de esta manera el cambio de dirección propicia un incremento local en la presión, con lo que la $NPSH_{req}$ es menor.

Para que se obtenga tal choque en el punto de diseño, es

necesario ampliar el diámetro del ojo del impulsor. Sin embargo, al igual que en la propuesta de Yedidiah (recortar los álabes impares), la propuesta de Protic ocasiona una baja en el rendimiento de la bomba. En efecto, las pérdidas volumétricas dependen linealmente del incremento en el diámetro del ojo del impulsor; existen pérdidas debidas al choque del flujo y finalmente, existen pérdidas debido a la desaceleración de la velocidad relativa w .

4.5 Utilización del Inducer tipo Bomba

La mayoría de la información sobre la que está basado el diseño del inducer tipo bomba se origina de las bombas de gasolina para cohetes, las cuales funcionan con grandes velocidades de rotación, con coeficientes de entrada al flujo ϕ -definida como la relación entre la velocidad meridiana y la periférica a la entrada- menores a 0.16. Sin embargo, las bombas centrifugas convencionales poseen velocidades de rotación mucho menores que las referentes a los diseños aeroespaciales y por tanto, ϕ tiende a ser mucho mayor. De esta manera, los inducer de lámina lisa -cuya función es uniformizar el flujo- como son los cilindros y las cuñas simétricas, no son efectivos. Por lo tanto se ha propuesto utilizar un inducer del tipo de una pequeña bomba. El inducer se coloca usualmente justo al frente del impulsor de la bomba principal y en algunas ocasiones, se une al impulsor a través de una extensión de la flecha motriz; un ejemplo modificado de dicho inducer se presenta en la figura correspondiente [fig 4.3].

De esta manera, puede medirse el rendimiento de la bomba y del inducer al mismo tiempo y en caso de querer medir sólo el rendimiento de la bomba, puede instalarse un collar ficticio en vez del inducer. Así, funcionando como bomba hélice y cuya función es elevar la presión aguas abajo de ella (que corresponde a la zona de aguas arriba o entrada al impulsor principal), se evita que la presión en la bomba

descienda a valores cercanos a la presión de vaporización. La carga proporcionada por el inducer es generalmente muy pequeña comparada con la bomba principal. Por ello, si el inducer cavita, entonces la presión en la descarga de éste disminuye provocando que la bomba principal también cavite; de este modo, lo importante es diseñar al inducer asegurando que no cavite salvo en condiciones muy críticas (bajísima NPSHdisp). Dicho de otra manera, se busca que el inducer, entendido como pequeña bomba, sea poco eficiente como tal siempre y cuando tenga buen funcionamiento para controlar la cavitación en la bomba principal.

De esta manera, Turton y Furukawa [28] reportan el comportamiento de un inducer de cuatro álabes, con coeficiente de flujo a la entrada $\phi = 0.24$ ($\phi > 0.16$) y con

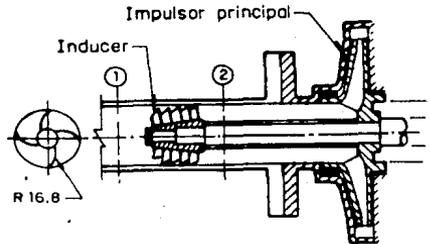


Fig 4.3 Esquema de un inducer y la ubicación de éste

carga bombeada equivalente al 4% de la correspondiente a la bomba principal. Las características de este inducer (ver fig 4.3) son: diámetro del ojo del impulsor variable, la longitud de los álabes varia, y por último, la punta de los mismos (álabes) está "barrida" hacia atrás, cambiando además, el ángulo de corte de éstos.

El resultado de dicha prueba fue exitoso pues se logró disminuir las condiciones de cavitación -valuadas por S-, que para operación con el gasto de diseño Q_d , aumentó de $S_b = 1049$ a $S_{b+i} = 1464$, donde S fue medida para un descenso de carga correspondiente al 5% de la condición de no cavitación.

Como se esperaba, la caída en la carga del impulsor principal se alcanzó debido a la presencia de cavitación en el inducer. Esto implica que es necesario predecir el funcionamiento de éste; asimismo, es necesario establecer la relación que guarda el inducer con el impulsor principal para resolver el problema conjuntamente. En el caso expuesto, con ayuda del inducer, se obtuvo un descenso en la $NPSH_{5\%}$ correspondiente a la altura estática de bomba-inducer, es decir

$$[NPSH_{b+i}]_{5\%} \approx [NPSH_b - h_{s+i}]_{5\%}$$

Para finalizar esta sección, es necesario destacar que la disminución de cavitación utilizando un inducer no es tan buena que la obtenida para bombas de alta velocidad (bombas aeroespaciales).

4.6 RECOMENDACIONES

Con base en las ventajas e inconvenientes presentados

anteriormente, se puede establecer la factibilidad de ciertos métodos con respecto a otros para controlar y/o prevenir la cavitación. Si bien modificar las condiciones en la línea de succión es la opción más sencilla teóricamente, es la más costosa de todas pues implica el rediseño y restitución de ciertas partes componentes del sistema. La inclusión de gases es, por el contrario, el método más económico; sin embargo, el desconocimiento de las cantidades exactas a inyectar, hace de esta opción la más insegura.

Por otro lado, cuidando que los materiales de recubrimiento de las zonas más expuestas al daño, sean compatibles con el de su entorno, es decir, evitando la formación de celdas voltaicas, es posible tener condiciones más resistentes a la cavitación. Empero, la experiencia ha demostrado que ninguna aleación es capaz de resistir las presiones generadas por el colapso de las burbujas; por ello, esta opción debe entenderse como solución no definitiva. En cuanto a los materiales no-metálicos, es posible que mejorando las condiciones de transferencia calorífica se obtenga mayor resistencia. Sin embargo, la colocación del recubrimiento no es sencilla, lo que implica costos relativamente altos. En todo caso, el revestimiento con polímeros -como el poliuretano- puede ser una opción muy adecuada pues se indica que los costos de elaboración y colocación son bajos.

Se ha mencionado que modificar la geometría de la bomba es

otra alternativa de control. Para el caso de bombas de flujo radial se puede elegir entre la propuesta de Protic [21] o la de Yedidiah [34], es decir, ampliar el diámetro del ojo del impulsor o recortar los álabes en forma alternada. Ambas soluciones parecen ser no muy costosas. Resultaría tentador tratar de conjuntar ambas proposiciones, sin embargo, no se debe olvidar que la premisa principal de Protic es buscar el choque del flujo con los álabes para así obtener un incremento de presión, producto del cambio de dirección; por ello, al recortar algunos álabes, se podría alterar y tal vez contrarrestar el efecto del otro. Referente al control de bombas de velocidad específica alta, la única opción es aumentar el número de álabes.

Finalmente, la utilización del inducer es la forma más moderna de control. Sus costos pueden ser elevados -dependiendo de la sofisticación del inducer- y el problema central, que a juicio del que suscribe se presenta, es que, como éste se basa en aplicaciones aeronáuticas, el conocimiento del ingeniero hidráulico en lo relativo a su diseño, es limitada. Por otra parte, parece ser que el inducer sólo se ha aplicado con bombas que no utilizan al agua como fuente (bombas industriales), por lo que la incertidumbre, para el caso que interesa, aumenta.

Por todo ello, se consideran como viables las siguientes alternativas:

a) La utilización de acero inoxidable en las zonas expuestas, recubriéndose además con polímeros.

b) Modificaciones en la bomba, ya sea recortando los álabes en forma alternada o ampliando el diámetro del ojo del impulsor.

c) Modificaciones en la línea de succión.

V. CONCLUSIONES

La intención de este capítulo es sintetizar los conceptos y resultados más importantes del presente trabajo, que responden a la urgencia por aclarar ideas erradas y, en otros casos, destacar cuestiones poco difundidas acerca del fenómeno de cavitación y su cuantificación.

a) La cavitación puede tener su origen en los nucléidos, es decir, en las burbujas de gas no disuelto de tamaño submicroscópico que existen en los líquidos, y que se presentan con mayor frecuencia en el agua.

b) A pesar de que las condiciones en la succión pueden ser conservadoras, esto es, que la $NPSH_{disp}$ sea mayor que la $NPSH_{req}$, es posible que se presenten problemas de cavitación -denominada secundaria- debido al diseño mismo de la bomba (que genera localmente incrementos de velocidad muy altos), o debido a flujos secundarios causados por operación

incorrecta de la bomba, por alteraciones en la línea de succión o por el desgaste de las piezas auxiliares que generen fugas del líquido.

c) La cavitación debe distinguirse de la separación de líneas de corriente, aunque esta última pueda originar a la primera. En flujo de gases, existe separación y no tiene sentido hablar de cavitación.

d) Los daños materiales ocasionados por la cavitación deben diferenciarse de los causados por la corrosión y la erosión.

e) Con base en los métodos de detección, se ha comprobado que la cavitación se presenta mucho antes de que las curvas características se vean afectadas. De este modo, el criterio de definir a la cavitación incipiente como un porcentaje de caída de la carga bombeada, de la eficiencia o de la potencia, resulta imprecisa. Por el contrario, cuando se observa caída en dichas curvas, la cavitación se encuentra en su etapa desarrollada y por tanto, los efectos perturbadores se han presentado con amplitud y anterioridad.

f) La detección visual del fenómeno es muy precisa; empero, está limitada a la utilización exclusiva en modelos. Por otro lado, la detección acústica es válida tanto para modelos como prototipos; sin embargo, este método no deja de ser estimativo pues intervienen numerosas variables (leer sección 2.4.3) que afectan la determinación precisa del proceso cavitante.

g) Es posible que el picado causado por la cavitación no

varie en proporción directa con la etapa de ésta. Cuando la cavitación está completamente desarrollada, el ruido disminuye, por lo que se piensa que existe un amortiguamiento de las propias burbujas que disminuyen, también, la intensidad del picado. Sin embargo, la correlación sonido-picado no es definitiva. Lo que es indudable en cambio es que a esta etapa (desarrollada) sí corresponde un descenso considerable en la carga H , la potencia H_p y la eficiencia e_h de la bomba.

h) Es de suma importancia para el usuario de una bomba saber con toda precisión el criterio adoptado por el fabricante para definir la curva de $NPSH_{req}$, y además conocer el factor de seguridad que se consideró en dicha curva. De esta manera, con base en la importancia y vida útil del sistema hidráulico en el que vaya a utilizarse la bomba, el usuario podrá decidir acerca de la instalación de ésta para prevenir la cavitación.

i) Es necesario además, considerar las limitaciones en el uso de los parámetros de cavitación, pues éstos no reflejan fielmente el proceso, y en muchos casos originan confusiones. Curiosamente, σ ha resultado ser el parámetro más utilizado en bombas y es el menos adecuado de todos ellos. De esta manera, se aconseja utilizar directamente el criterio de la $NPSH_{req}$, o si la persistencia por usar parámetros es grande, puede utilizarse S .

j) Ahora bien, sea que se utilice como criterio a la $NPSH_{req}$ o cualquiera de los parámetros, es preciso considerar los efectos de escala para así no dar resultados equivocados

o poco seguros. Por todo ello, se aconseja utilizar las relaciones teórico- experimentales que implícitamente consideran no sólo tales efectos, sino también, aspectos que han sido despreciados al definir los conceptos analíticos.

k) El criterio térmico, si bien resulta secundario para el ingeniero hidráulico, ha ayudado a esclarecer el comportamiento de las burbujas con su entorno -el líquido-, sentando así las bases para mayores investigaciones.

l) Los métodos de control utilizados son todavía insuficientes debido al desconocimiento preciso del fenómeno. Sin embargo, ante la necesidad de soluciones inmediatas, se proponen medidas a tomar, con base en la jerarquización establecida en el capítulo anterior (ver sección 4.6), aunque todas ellas no son, de ninguna manera, definitivas.

m) Así pues, se concluye que el campo de investigación referente a la cavitación en bombas está abierto; no existe nada definitivo al respecto pues el análisis a través de la Mecánica del Medio Continuo es limitado y por otro lado, los resultados experimentales no son muy generales. Será necesario entonces, realizar mayores pruebas que permitan la estandarización de los criterios.

BIBLIOGRAFIA

1. Avellan, F. & Dupont, P., " Cavitation Erosion of Hydraulic Machines: Generation and Dynamics of Erosive Cavities", **14th Symposium of Progress within Large and High-Specific Energy Units**, Trondheim, Norway, June 1988, paper L1.
2. Bertin, J. & Smith, M., " Aerodynamics for Engineers", Ed. Prentice-Hall, Inc., 1979.
3. Billet, M & Gates, E., "A Comparison of Two Optical Techniques for Measuring Cavitation Nuclei", **Trans. A.S.M.E., J. of Fluids Engineering**, Vol. 103, March 1981, pp 8-12.
4. Bonnin, J. et. al, " Survey of Present Knowledge on cavitation in Liquids other than Cold Water", **J. of Hydraulic Research I.A.H.R.** Vol. 19, 1981, pp. 277-305.
5. Ciaravino, G. e Pulci Doria, G., " Cavitation Characteristics in Centrifugal Pumps Ascertained by Acoustical Method", **11th Symposium of Operating Problems of Pump Stations and Power Plants I.A.R.H.**, Amsterdam, September 1982, No. 25.
6. Comisión Federal de Electricidad, " Máquinas Hidráulicas", **Capítulo IV, C.F.E.**, 1980.
7. Courbière, P., et. al., "Comparison of Pump Mockup and Full-Scale Pump. Test Results", **11th Symposium of Operating Problems of Pump Stations and Power Plants I.A.R.H.**, Amsterdam, September 1982, No. 24.
8. Guarga, R., Olmedo, A., Sámano, A., " Método Acústico para Detección de la Cavitación. Estudio Comparativo de Dos Detectores y Dos formas de tratar la Señal", **XI Congreso Latinoamericano de Hidráulica**, México D.F., 1984.
9. Guoqian, Q., Chirui, Pi, " Cavitation, Corrosion and Abrasion Problems and Chemical Mend", **14th Symposium of Progress within Large and High-Specific Energy Units**, Trondheim, Norway, June 1988, paper K2.
10. Hammitt, F.G., " Cavitation and Multiphase Flow Phenomena", McGraw-Hill Inc., 1980.
11. Hydraulic Institute, " Hydraulic Institute Standards for Centrifugal Rotary and Reciprocating Pumps", **13th Edition**, 1975.

12. Knapp, R., Daily & Hammit, F.G., " Cavitation", McGraw-Hill Inc., 1970
13. Leducq, D. et Wegner, M., " Méthodes d'approche du bruit engendré par la Cavitation", *La Houille Blanche*, No. 8, 1985, pp. 697-708.
14. Liu, Y., " Scale Effect on Cavitation in Modelling", *Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures*, I.A.R.H., September, 1984.
15. Lush, P.A. & Angell, B., " Correlation of Cavitation Level and Sound Pressure Level", *Trans. A.S.M.E., J. of Fluids Engineering*, Vol. 106, September 1984, pp. 347-351.
16. Maggiolo, O., " El Problema de la Cavitación en Bombas Centrifugas y Axiales", *Boletín de la Facultad de Ingeniería*, Vol. IV, No. 2, Montevideo, Uruguay, Octubre de 1950.
17. McNulty & Pearsall, " Cavitation Inception in Pumps", *Trans. A.S.M.E. J. of Fluids Engineering*, Vol. 104, March 1982, pp. 99-104.
18. Pérez Franco, D., " La Cavitación y la Succión Posible de Bombas Rotodinámicas", *I.S.P.J.A.E.*, La Habana, Cuba, 1986.
19. Pérez Franco, D., " Análisis de Algunos Aspectos de la Cavitación en las Máquinas Hidráulicas Rotodinámicas", *Revista de Ingeniería Hidráulica*, Vol. IX, No. 1, La Habana, Cuba, Enero 1988, pp. 73-91.
20. Plesset, M.S., " Temperature Effects in Cavitation Damage", *Trans. A.S.M.E., J. of Fluids Engineering*, September 1972, pp. 559-566.
21. Protic, Z., " The Influence of the Shape of the Pump Suction Eye upon the Cavitation Characteristics at Full Cavitation", *Proc. Conference on Cavitation*, Edinburgh, U.K., September 3-5, 1974.
22. Reddy & Karr, " Study of Flow Phenomena in the Impeller Passage by Using a Singularity Method ", *Trans. A.S.M.E., J. of Basic Engineering*, September, 1972, pp. 513-520.
23. Sedille, M., " Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques", *Ed. Masson & Cie*, Tome II, Pompes Centrifuges et Axiales, 1963.
24. Spraker, W.A., "The Effects of Fluid Properties on Cavitation in Centrifugal Pumps", *Trans. A.S.M.E., J. of Eng. for Power*, July 1965, pp. 309-318.

25. Stepanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps", Ed. John Wiley & Sons, 2nd Edition, 1957.
26. Stepanoff, A. J., "Cavitation Properties of Liquids", Trans. A.S.M.E., J. of Eng. for Power, April 1964, pp. 195-200.
27. Turton, R. K., "Cavitation in Pumps", Pumps and Pumping Systems Workshops..., Australia, 1983, pp. 294-304.
28. Turton, R. K., Furukawa, A., "Studies of the Cavitating Behaviour of Inducer for Conventional Centrifugal Pumps", 14th Symposium of Progress within Large and High-Specific Energy Units, Trondheim, Norway, June 1988, paper J2.
29. Varga, J. & Sebestyén, G., "Experimental Investigation of Cavitation Noise", La Houille Blanche, No. 8, 1966, pp. 905-909.
30. Varga, J., Sebestyén, G. & Fay, A., "Detection of Cavitation by Acoustic and Vibration-Measurement Methods", La Houille Blanche, No. 2, 1969, pp. 137-149.
31. Yedidiah, S., "Some Observations Relating to Suction Performance of Inducers and Pumps", Trans. A.S.M.E., J. of Basic Engineering, September 1972, pp. 567-574.
32. Yedidiah, S., "Factors Affecting the Suction-Performance of Centrifugal Pumps", Fluid Mechanics in the Petroleum Industries, Paper presented in the Winter Annual Meeting of the A.S.M.E., Houston, Texas, Nov. 30 to Dec. 5, 1975, pp. 53-60.
33. Yedidiah, S., "Effect of Scale and Speed on Cavitation in Centrifugal Pumps", Fluid Mechanics in the Petroleum Industries, Paper presented in the Winter Annual Meeting of the A.S.M.E., Houston, Texas, Nov. 30 to Dec. 5, 1975, pp. 61-69.
34. Yedidiah, S., "Centrifugal Pump Problems. Causes and Cures", Ed. Petroleum Publishing Co., 1980.
35. Zika, V. J., "Correlation of Cavitating Centrifugal Pumps", Trans A.S.M.E., J. of Fluids Engineering, Vol. 106, June 1984, pp. 141-146.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTARIA

- Aguilar, L., et. al., " Diagnóstico del Problema de Cavitación en las Bombas del Acueducto Río Colorado-Tijuana ", Informe Interno, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M., Septiembre, 1988.
- Ferrero, J., " Tratado de Hidráulica ", Ed. ALHAMBRA, Madrid, 1987.
- Levi, E., Rodríguez N. y Echávez, G., " Fluid Structure Interaction ", E-57, Instituto de Ingeniería, U.N.A.M., February, 1986.
- Polo Encinas, M., " Turbomáquinas Hidráulicas ", Ed. LINUSA, 3ra. edición, México, 1983.

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer no sólo a las personas que colaboraron directamente en la conformación de esta tesis, sino también, a aquellos maestros que se esforzaron en transmitirme sus conocimientos y experiencia. Empero, las listas son generalmente injustas porque el olvido comienza a trabajarnos muy rápidamente. Por ello prefiero evitarlas, confiando en que todos ellos reconocerán su influjo a lo largo de este trabajo.

Sin embargo, agradezco especialmente al M.I. Lázaro Aguilar Moreno por la dirección, sugerencias, lectura minuciosa de esta tesis, y, principalmente, por brindarme su amistad, fundamental para la comunicación libre entre ambos. A todo ello debo que este trabajo sea menos imperfecto.

Asimismo, deseo agradecer al Instituto de Ingeniería de la U.N.A.M., en especial al Grupo de Hidromecánica por las facilidades brindadas, sin las cuales este trabajo hubiese sido imposible; agradezco también al Ing. Eduardo Rodal por sus comentarios y observaciones.

Del mismo modo, agradezco a Gamal Serhan J. por su cooperación incondicional y por los desvelos compartidos que facilitaron la mecanografía de este trabajo.

Finalmente, debo a mi querida Elena, las correcciones gramaticales.