

ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DE CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Autor: Juan Rodríguez-Varela Gómez
UO224799@uniovi.es

Tutor: José González Pérez
Aviados@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

En la actualidad y a nivel industrial, probablemente los equipos más utilizados para el movimiento de fluidos a través de tuberías sean las bombas centrífugas. Uno de los problemas asociados a su funcionamiento es la aparición del fenómeno de cavitación. En este Trabajo Fin de Máster (TFM) se realizará un estudio teórico del mismo, que ayudará a entender su naturaleza, explicando las causas de su aparición, los efectos que genera en los equipos y las soluciones o métodos que pueden aplicarse para combatir su formación. También se llevará a cabo un análisis experimental en un banco de pruebas, donde se podrán mostrar los términos y herramientas utilizados en su estudio, como son las curvas características, el NPSH, la velocidad específica, entre otros.

Palabras clave: cavitación, bomba centrífuga, análisis experimental, NPSH.

ABSTRACT

At present and at an industrial level, probably the most used equipment for the movement of fluids through pipes are centrifugal pumps. One of the problems associated with its functioning is the appearance of the cavitation phenomenon. In this Final Master's Project a theoretical study of the same will be carried out, which will help to understand its nature, explaining the causes of its appearance, the effects it generates in the equipment and the

solutions or methods that can be applied to avoid its formation. An experimental analysis will also be carried out in a test bench where the terms and tools used in its study can be shown, such as the characteristic curves, the NPSH, the specific speed, among other.

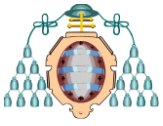
Keywords: cavitation, centrifugal pump, experimental analysis, NPSH.

INTRODUCCIÓN

Introducción y clasificación de máquinas hidráulicas.

En el mundo industrial existen con frecuencia numerosos retos y problemas entorno al transporte de fluidos, comúnmente a través de sistemas de tuberías, en el que se deben vencer presiones y desniveles. Para responder a esta demanda se emplean las máquinas hidráulicas denominadas bombas. La bomba es el medio mecánico para obtener esta conducción (o transferencia de energía) y por ello es parte esencial en la mayoría de procesos. El crecimiento y perfeccionamiento de estos procesos están ligados a las mejoras en los equipos de bombeo y a un mejor conocimiento de cómo funcionan y como deben utilizarse estos equipos. Con el fin de enmarcar el estudio, se puede comenzar realizando una breve introducción a las turbomáquinas y a su clasificación.

Las turbomáquinas son equipos diseñados para conseguir un intercambio energético entre un fluido y un eje de rotación, por medio del efecto



dinámico de una o varias coronas de álabes (fijos y/o móviles). Los nombres que reciben las coronas móviles y fijas son respectivamente, rotor (rodete, impulsor o hélice, según el tipo de máquina) y estator (voluta o carcasa según el caso). Estas se diferencian de las máquinas de desplazamiento positivo en que el fluido que entra y el que sale están en contacto directo y, por tanto, el intercambio energético se produce de forma continua.

El estudio de las turbomáquinas ha progresado mucho en las últimas décadas, pasando a ser un campo tecnológico multidisciplinar y de grandes innovaciones debido al creciente interés por la investigación del flujo en el interior de los distintos equipos.

La primera clasificación que se puede realizar para dichas máquinas atiende a la variación de densidad del fluido; pudiendo ser térmicas, si el flujo es compresible, es decir hay variación de densidad y también de temperatura; e incompresibles donde la densidad permanece constante. La siguiente clasificación que se realiza es según el sentido de la transferencia de energía, donde se encuentran las máquinas receptoras, las cuales extraen energía del fluido ($W > 0$), aprovechan parte de la energía fluidodinámica del fluido para transformarla en trabajo produciéndose una reducción de la entalpía del fluido (de este tipo son las turbinas, tanto hidráulicas como eólicas); y las máquinas generadoras, las cuales aportan energía al fluido ($W < 0$), estas transforman la energía mecánica en energía fluidodinámica, aumentando la entalpía del fluido (De este tipo son las bombas, ventiladores, hélices marinas, etc.). En la figura 1 se muestra esquemáticamente dichas clasificaciones.

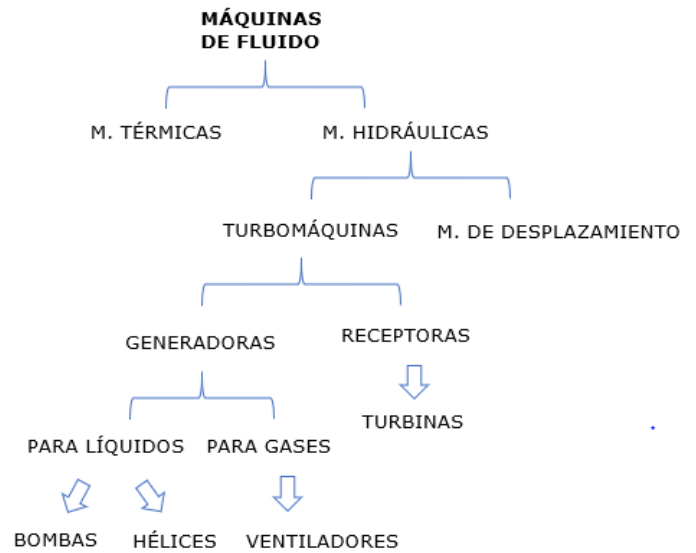


Figura 1 – Clasificación de máquinas hidráulicas.

En el caso de las bombas, existen tres geometrías básicas: centrífugas o de flujo radial, axiales, y mixtas o de flujo semiaxial, tal y como se muestra en la figura 2, extraída de González (2000).

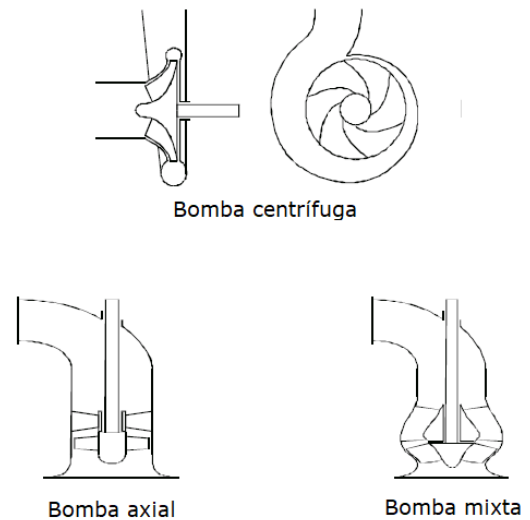
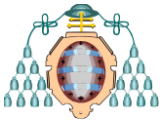


Figura 2 – Diferentes tipos de bombas (González, 2000).

Esta clasificación general se hace atendiendo a su morfología, como se recoge en Van den Braembusshe (1994), que determina el



rango de funcionamiento eficaz. Dicho rango se suele definir a través del parámetro denominado velocidad específica (n_s) y la elección de un tipo u otro dependerá básicamente de los rendimientos prácticos alcanzados, tal y como se muestra en la figura 3.

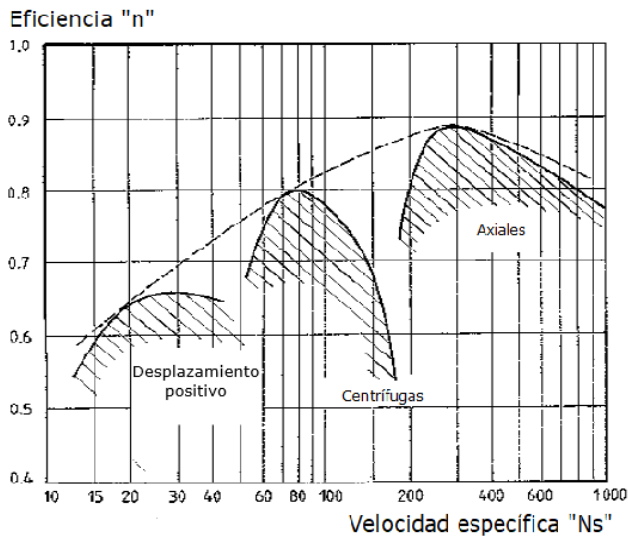


Figura 3 – Rango de utilización de las distintas bombas (Van den Braembusshe, 1994).

Este estudio se centra en las bombas centrífugas, siendo estas las más utilizadas debido a su gran número de aplicaciones y posibilidades, quedando las bombas de desplazamiento positivo en un segundo plano, utilizadas básicamente para el bombeo de pequeños caudales. Entre los factores que han extendido el uso de las bombas centrífugas están su gran velocidad de funcionamiento, su seguridad de servicio, su pequeño tamaño y peso, y un número mínimo de elementos de desgaste.

Principio de funcionamiento y componentes.

Las bombas centrífugas deben mover un cierto caudal de líquido entre dos niveles de una instalación, para ello transforman la energía mecánica recibida de una fuente exterior (un motor eléctrico en nuestro caso) en energía de presión del fluido. Para llevar a cabo esta transferencia de energía, la bomba dispone de varios componentes, con diferentes características y funciones:

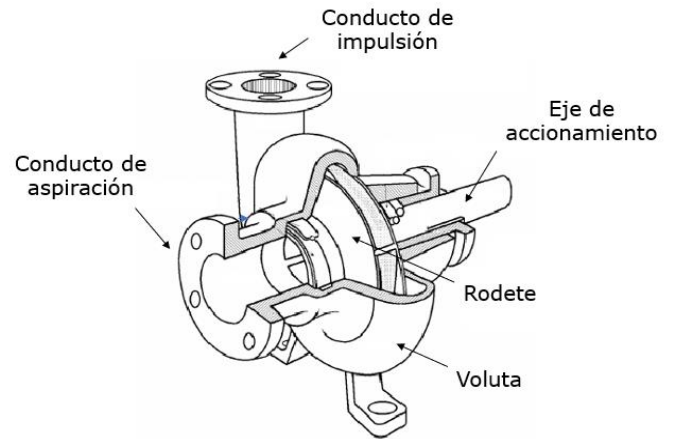


Figura 4 – Bomba centrífuga.

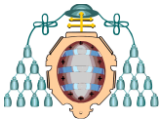
Los elementos básicos a considerar en una bomba centrífuga son los siguientes (ver figura 4):

-*Conducto de entrada o de aspiración:* conduce el fluido hasta la bomba, esta termina en la brida de aspiración.

-*Rodete o impulsor de la bomba:* este elemento consta de varias paletas o álabes y su eje está ensamblado al del motor por lo que gira solidario a él. Tras atravesar la tubería de aspiración y entrar en la bomba, el fluido se dirige en dirección axial al rodete, que girando, expulsa el fluido en dirección tangencial, aumentando así su velocidad. Es por tanto aquí donde se produce la transformación de energía mecánica del motor en energía cinética del fluido.

-*Voluta o carcasa:* este elemento fijo está dispuesto en forma de caracol alrededor del rodete. Este recoge el flujo a la salida del rodete y lo conduce hasta la brida de impulsión de la bomba. La voluta es al igual que el rodete un transformador de energía, esta recibe el fluido a una gran velocidad y a medida que lo frena y lo conduce a la salida se produce una disminución de la energía cinemática del fluido y un aumento de su energía potencial (que crece a medida que el espacio entre el rodete y la voluta aumenta).

-*Conducto de salida o de impulsión:* situada a la salida de la voluta, a través de la cual se evacua el fluido de la bomba.



-Eje de accionamiento, ensamblado al rodete, a través del cual recibe la energía del motor de accionamiento.

ESTUDIO TEÓRICO

Análisis energético del fluido.

Para poder continuar en un análisis más profundo a lo largo del texto se realiza a continuación un breve análisis energético del fluido en la bomba y su interacción en el rodete, que finaliza con la obtención de la ecuación de Bernoulli y la definición del término "altura de elevación", ambos conceptos básicos y esenciales en el estudio y entendimiento de las bombas centrífugas. Este análisis se realiza acorde al presentado por González en su publicación de 2017 para la Universidad de Oviedo.

La energía de un fluido incluye la energía interna, la energía cinética y la energía potencial:

$$e = \hat{u} + e_c + e_p \quad (1)$$

-La energía interna, \hat{u} , recoge la energía debida al estado vibratorio de las partículas, energía de enlaces, etc. Se puede considerar proporcional a la temperatura.

-La energía cinética, e_c , está asociada a la velocidad del fluido. Su valor numérico es: $V^2/2$.

-La energía potencial, e_p , de un fluido es debida a la cota geométrica (z) en la que se encuentra situado. La energía potencia específica vale: $e_p = gz$.

Tal y como se ha definido, la energía específica de un fluido es suma de los tres términos, es decir:

$$e = \frac{\dot{E}}{\dot{m}} = \hat{u} + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2)$$

Para el estudio del intercambio global de energía en un rodete se aplican la ecuación de continuidad y la ecuación de la energía en un sistema abierto con una superficie de entrada y otra de salida, e y s , respectivamente:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (3)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s \quad (4)$$

Donde el criterio de signo para la potencia \dot{W} (trabajo por unidad de tiempo intercambiado con el entorno) es el siguiente: si es positivo ($\dot{W} > 0$) indica que está realizado por el fluido y si es negativo ($\dot{W} < 0$) indica aportación al fluido. Por su parte, el criterio de signo para el \dot{Q} es el contrario. En el estudio de una bomba centrífuga, la potencia es entregada al fluido a través del rodete por lo que: " $\dot{W} < 0$ " y " $\dot{Q} > 0$ ".

En régimen estacionario, se tendrá:

$$\frac{dm}{dt} = 0, \text{ es decir: } \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} = cte \quad (5)$$

$$\frac{dE}{dt} = 0, \text{ es decir } \dot{m}(e_s - e_e) = \dot{Q} - \dot{W} \quad (6)$$

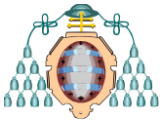
Ecuación que se puede presentar en forma de energía específica, dividiendo ambos términos por el flujo másico:

$$e_s - e_e = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = q - w \quad (7)$$

Utilizando la expresión para la energía cinética, la ecuación de conservación de energía, en régimen estacionario, queda:

$$\left(\hat{u}_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \left(\hat{u}_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = q - w \quad (8)$$

Por otro lado, la potencia específica se puede separar en potencia requerida para producir un determinado flujo (potencia realizada contra las fuerzas de presión) y potencia útil o potencia en el eje:



$$w = w_{eje} - w_f, \text{ donde } w_f = \frac{P_s}{\rho_s} - \frac{P_e}{\rho_e} \quad (9)$$

Sustituyendo esta relación en la ecuación obtenida anteriormente, se llega a:

$$\left(\hat{u}_s + \frac{P_s}{\rho_s} + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \left(\hat{u}_e + \frac{P_e}{\rho_e} + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = q - w_{eje} \quad (10)$$

El término $\hat{u} + \frac{P}{\rho}$ se le denomina entalpía específica, h , pudiendo despreciar la energía interna, \hat{u} , frente a la energía de presión del fluido, $\frac{P}{\rho}$. Además si no hay aporte de calor se llega a la siguiente expresión, más compacta, para el análisis energético de una turbomáquina.

$$-w_{eje} = \left(\frac{P_s}{\rho_s} + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \left(\frac{P_e}{\rho_e} + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (11)$$

En el caso de una bomba centrífuga, la potencia entregada al fluido se expresa de la forma:

$$w_{fluido} = \left(\frac{P_s}{\rho_s} + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \left(\frac{P_e}{\rho_e} + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (12)$$

Esta expresión es también la obtenida a partir del principio de Bernoulli aplicado en dos puntos de un fluido en movimiento, a la entrada y salida de la turbomáquina, que define la energía del mismo como suma de tres componentes, la energía de presión, la energía cinética y la energía potencial.

En turbomáquinas es práctica común trabajar con la variable altura de elevación que se calcula:

$$H = \frac{w_{fluido}}{g} = \left(\frac{P_s}{\rho_s g} + \frac{V_s^2}{2g} + z_s \right) - \left(\frac{P_e}{\rho_e g} + \frac{V_e^2}{2g} + z_e \right) \quad (13)$$

Esta tiene dimensiones de longitud (longitud de columna del fluido que atraviesa la

máquina, m) y es por eso idónea para el estudio con flujos incompresibles (agua en nuestro caso). Esta altura se corresponde con un cambio de la energía potencial, cinética y de presión del fluido, siendo las dos primeras despreciables frente a la tercera, se puede hablar de variación de la presión del fluido, que es una variable fácilmente monotorizable en secciones aguas arriba y aguas abajo de la turbomáquina.

En la industria generalmente se suele utilizar la forma de "alturas" para referirse a las energías asociadas al transporte de un fluido, por eso es común encontrarse con el término de altura de una bomba, que se refiere implícitamente a la energía que le entrega la bomba al fluido. Esto es útil y se utiliza en la práctica debido a que la altura de la columna que produce una bomba centrífuga es independiente del líquido. Por ejemplo una bomba funcionando a "N" rpm producirá una misma altura, "H", de agua o de cualquier otro fluido; sin embargo, la potencia empleada para esto será proporcional a la densidad de cada fluido.

Una vez mostrada la ecuación de la energía de Bernoulli y claro el concepto de altura de elevación de una bomba se puede describir con mayor detalle el fenómeno de la cavitación.

Fenómeno de la cavitación.

La cavitación es el fenómeno que ocurre cuando un líquido alcanza su presión de vapor de tal forma que parte de las moléculas que lo componen cambian inmediatamente a estado de vapor, formándose burbujas. Cuando estas burbujas sufren posteriormente un aumento en la presión, implosionan, produciendo efectos indeseados en el equipo.

La presión de vapor, se define como aquella presión en la que coexisten tanto la fase líquida como la fase vapor (equilibrio evaporación-condensación). Esta variable depende básicamente del estado termodinámico considerado, así, para un líquido dependerá solo de la temperatura, como se observa en la figura 5.

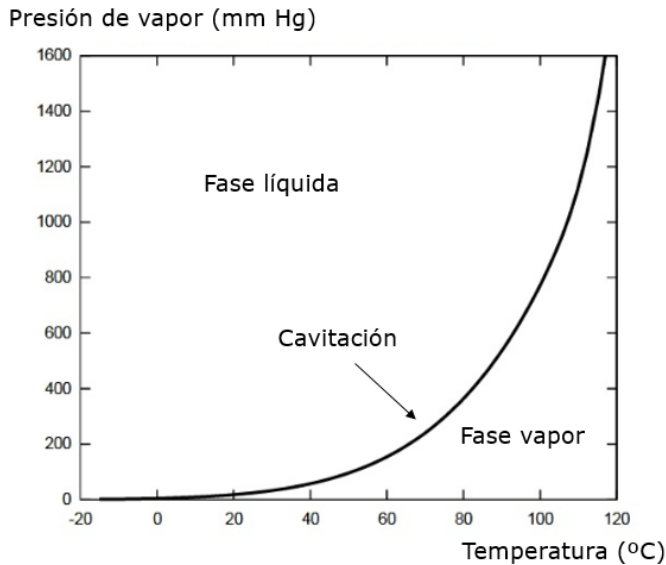
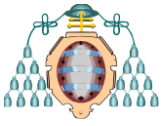


Figura 5 – Diagrama presión de vapor y temperatura para el agua.

Cuando la presión de un líquido a una determinada temperatura es igual o inferior al valor de su presión de vapor a esa misma temperatura, en el seno del líquido se formarán pequeñas burbujas de vapor.

Mecanismo de la cavitación.

En el proceso de cavitación de un fluido se pueden diferenciar tres fases: la formación de las burbujas, su crecimiento y su colapso.

-Formación: La cavitación puede aparecer en líquidos en reposo o en movimiento, siendo la única condición necesaria que estos alcancen su presión de vapor. En líquidos en reposo se puede deber a una transferencia de calor que produzca un aumento de temperatura (desplazamiento positivo en el eje "x" de la figura 5); y para líquidos en movimiento, se puede producir, debido a un aumento de la velocidad del fluido que provoque una disminución local de la presión (desplazamiento negativo en el eje "y" de la figura 5). En ambas situaciones en el fluido se generarán burbujas de vapor. En la figura 6 (Sloteman, 2007), se observa la formación de estas burbujas en el impulsor de una bomba centrífuga.

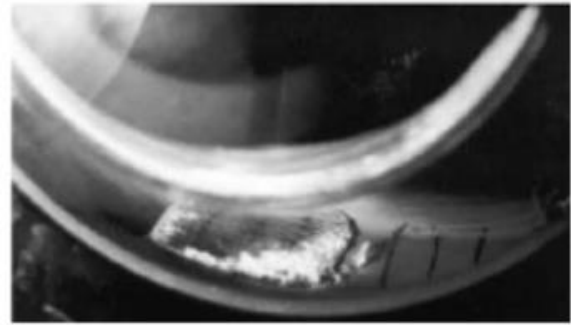


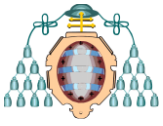
Figura 6 – Cavitación en el impulsor de una bomba centrífuga (Sloteman, 2007).

En la práctica, la cavitación se puede producir en cualquier punto de un circuito hidráulico, como pueden ser tubos de venturi, huecos, protuberancias, cuerpos sumergidos, vórtices, máquinas hidráulicas (bombas, turbinas o hélices marinas), transitorios en golpe de ariete y cojinetes.

El hecho de que generar una burbuja en el seno de un fluido requiere una gran cantidad de energía local (el gradiente de presión líquido-burbuja es proporcional al inverso del radio de la burbuja) cuestiona el fenómeno físico descrito. Sin embargo, se debe considerar que el medio fluido real presenta siempre puntos de nucleación, es decir, partículas en suspensión, suciedades u otros. Estos dan lugar a discontinuidades del medio y a superficies cóncavas que inducen la nucleación o germinación de las burbujas.

-Crecimiento: El crecimiento aparece asociado a los puntos de germinación (discontinuidades). Puede ser lenta o rápida, según el mecanismo predominante que genere la cavitación. Si el líquido tiene un alto contenido en gas, el crecimiento es lento y se produce por difusión de vapor, *cavitación gaseosa*, mientras que si la cavitación se debe a la reducción brusca de la presión se denomina *cavitación vaporosa* y resulta ser un proceso muy rápido. Por tanto, el crecimiento es función de la formación inicial de las burbujas y de la presión exterior.

-Colapso: Una vez formada la burbuja, puede ocurrir que cambien las condiciones del medio que la rodea y que dicha burbuja colapse. El colapso de una burbuja induce una onda de presión en el medio que la rodea. Localmente, los niveles de



presión no son muy elevados pero sus efectos pueden ser catastróficos por actuar normalmente sobre superficies muy reducidas. El colapso es un fenómeno en el que la burbuja disminuye drásticamente su tamaño. Afecta, por tanto, de un modo no estacionario sobre la resistencia de los materiales donde colapse.

Tipos de cavitación.

El fenómeno de cavitación se puede clasificar generalmente por la formación y el crecimiento de las burbujas de vapor en el flujo del fluido. La interfase líquido-vapor puede tener diferentes patrones, como muestra Binama en su estudio de 2016:

-Cavitación itinerante: Las microburbujas, también llamadas núcleos de cavitación, viajan en el fluido hasta llegar a zonas de presión más baja, donde se convierten en burbujas macroscópicas de cavitación antes de colapsar en las zonas de mayor presión. Estas burbujas normalmente tienen formas complejas debido a su interacción con las paredes y burbujas vecinas como se observa en la figura 7.



Figura 7 – Cavitación itinerante sobre la cara de succión de una pala (Binama, 2016).

-Cavitación adherida: Al contrario que la cavitación itinerante esta permanece en un mismo lugar adherida a una pared. Esto no significa que el flujo sea continuo, ya que normalmente es la cavitación la fuente de inestabilidad. En la figura 8 se observa como la cavitación se adhiere a la pala en su cara posterior (cara de succión).

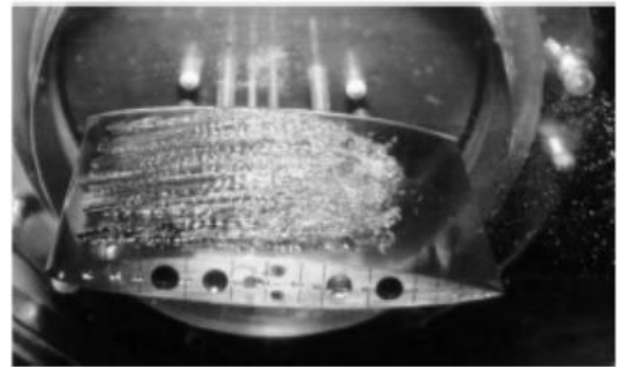


Figura 8 – Cavitación adherida sobre la cara de succión de una pala (Binama, 2016).

-Cavitación de vórtice: Este tipo de cavitación aparece en el vórtice que se genera en la punta de la pala debido a la diferencia de presión entre las dos caras de la misma (cara de presión y de succión). La presión en el vórtice es mucho menor a la del fluido. Este tipo es el más común entre las hélices marinas, como se muestra en la figura 9.

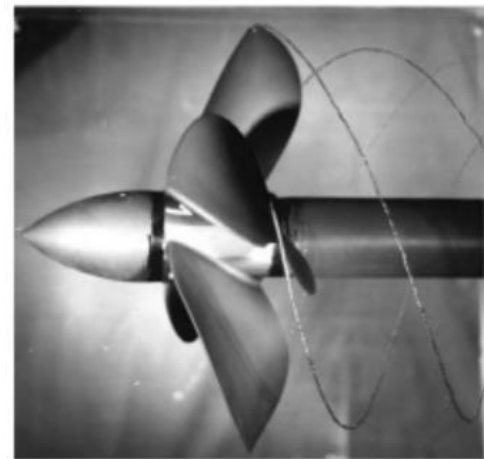


Figura 9 – Cavitación de vórtice generada en una hélice marina (Binama, 2016).

-Cavitación de corte: Este tipo de cavitación puede aparecer en las estelas que genera un cuerpo cortante o terminado en cuña, y también en las generadas por chorros de líquidos sumergidos. En la figura 10 se muestra la cavitación formada por un cuerpo terminado en cuña.

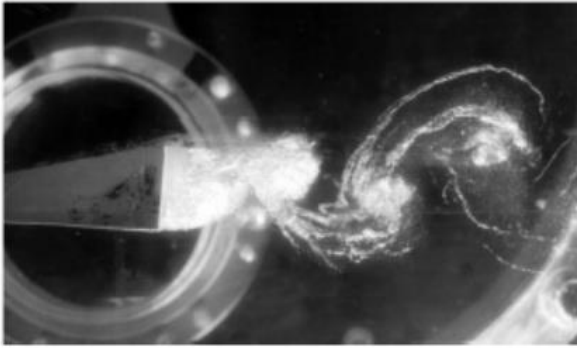
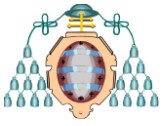


Figura 10 - Cavitación de corte en la estela de un cuerpo terminado en cuña (Binama, 2016).

Cavitación en bombas centrífugas.

La función principal de la bomba centrífuga es generar la presión suficiente en la descarga para así superar la resistencia hidráulica que presente el sistema. Para ello el líquido debe ser capaz de llegar a la entrada de la bomba con una mínima energía, si esta energía no es suficiente se producirá nuestro fenómeno de estudio, la cavitación.

De esta manera, si la presión del líquido en algún punto de la bomba es igual o inferior a la presión de vapor a la temperatura dada, se empezarán a formar burbujas de vapor en los puntos de nucleación (pequeñas microcavidades o imperfecciones en la superficie del rodete, partículas disueltas en el líquido etc.) y estas seguirán creciendo mientras continúen en estas zonas de baja presión (Dentro de una bomba centrífuga la variación de temperatura del líquido es despreciable frente a las variaciones de presión, por lo que su consideración en la formación de las burbujas es despreciable).

Al igual que en el apartado anterior, en la cavitación de una bomba centrífuga se pueden distinguir tres fases: formación, crecimiento y colapso.

-Formación: La formación de estas burbujas se puede deber principalmente a que la energía del fluido en la entrada de la bomba no es lo suficientemente alta para superar la caída de presión en el interior. Los puntos donde se alcanzan los valores más bajos de presión son dentro del rodete. La caída de presión en un rodete presenta diferencias con respecto a las caras del álabe, como demuestra Stepanoff

(1957) a lo largo de su estudio. En la figura 11, extraída de Chang (1983), se puede observar que es en la cara de succión "n" (respecto a la rotación en sentido antihorario de la figura), donde se produce un mayor descenso de la presión (mayor generación de burbujas). Se puede apreciar también que es en el interior del rodete, punto B, donde esta caída es máxima y a medida que el fluido es expulsado hacia el exterior su presión aumenta.

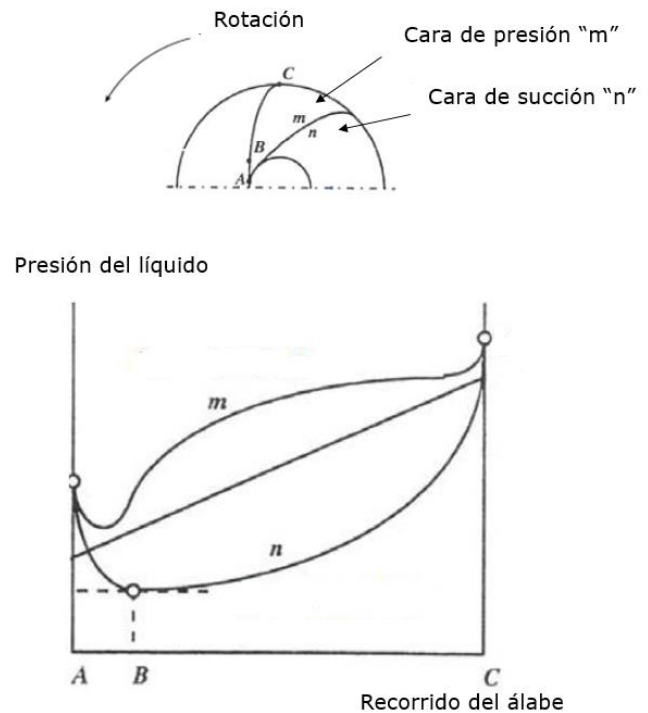
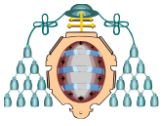


Figura 11 - Evolución de la presión en ambas caras de un álabe del rodete (Chang, 1983).

Se debe entender que la cavitación no necesariamente se produce en el punto de menor presión dentro del rodete, sino en cualquier punto en el que se alcance la presión de vapor, esto puede suceder incluso antes de la entrada en la bomba, donde normalmente existe una disminución de la sección de paso del conducto de aspiración lo que implica un descenso de la presión del fluido al aumentar su velocidad. Es aquí donde ya podrían comenzar a formarse las burbujas, y continuarían creciendo durante su recorrido hasta la expulsión del rodete.



En resumen a lo anterior, la formación y posterior colapso de las burbujas dentro del rodete se representa en la figura 12:

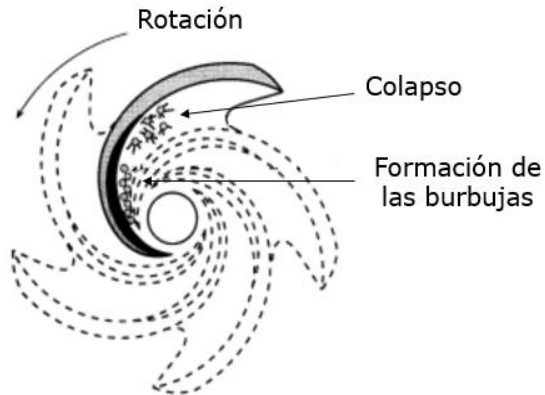


Figura 12 – Formación y colapso de las burbujas dentro del rodete.

-Crecimiento: Si tras la aparición de las primeras burbujas de cavitación y su detección no se realizan cambios en la operación del equipo la cavitación continuará. Las burbujas generadas en la entrada a la bomba o en el interior del rodete se irán agrupando y aumentando su tamaño mientras residan en zonas de baja presión. A medida que las burbujas se alejan radialmente del ojo del impulsor su presión va aumentando alcanzando su mayor valor en el contacto con la voluta.

-Colapso: Durante su viaje hacia el exterior de la bomba las burbujas generadas sufrirán un aumento de la presión, cuando esta vuelva a situarse por encima de la presión de vapor del líquido las burbujas colapsarán. El colapso de una burbuja genera un micro chorro que impacta sobre la superficie del equipo. Como se extrae del reciente estudio (Luo, 2018) la velocidad alcanzada por el micro chorro puede ser de hasta 75 m/s y la presión producida sobre la superficie, de hasta 20 Mpa. Afecta, por tanto, de un modo no estacionario sobre la resistencia de los materiales. En la figura 13 se puede observar la implosión de la burbuja, la generación del micro chorro y su impacto sobre la superficie:

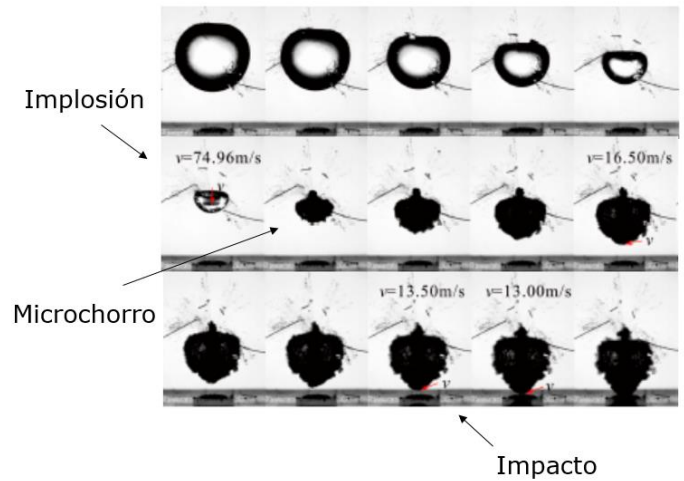


Figura 13 – Implosión e impacto de una burbuja de cavitación sobre una superficie (Luo, 2018).

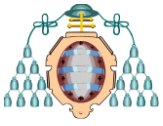
Efectos de la cavitación.

-Bloqueo. La aparición de burbujas hace que la sección de paso del flujo disminuya. Este hecho hace que el flujo se acelere y, por tanto, la presión disminuya más todavía.

-Pérdida de prestaciones: La altura de la bomba cae y así se puede observar en la curva característica a altos caudales. Las burbujas generadas son compresibles, al contrario del agua, y buena parte de la energía de la bomba se pierde en su movimiento.

-Vibraciones y ruido: El continuo colapso de las burbujas de cavitación produce vibraciones y ruido (similar a un golpeteo metálico). Estas vibraciones se transmiten a lo largo de la estructura del equipo aumentando la fatiga en algunos componentes como rodamientos o en el propio sello de los conductos. También puede ser especialmente peligroso si la frecuencia asociada a estas vibraciones entra en resonancia con la frecuencia propia de la estructura.

-Erosión: Este es el efecto más indeseado de la cavitación. La implosión de las burbujas y su choque contra la superficie del rodete produce un serio desgaste sobre el material. Los álabes del impulsor sufren graves daños que llegan a afectar al rendimiento y prestación de la bomba incluso provocando la inutilidad del equipo. Estos efectos



son claramente visibles como se observa en la figura 14 (Gulich, 1988).

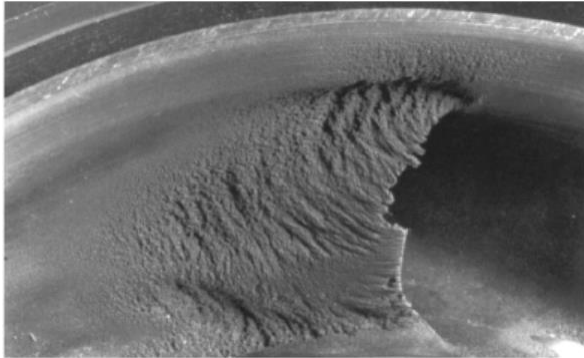


Figura 14 – Erosión por cavitación en un rodete (Gulich, 1988).

NPSH.

Con el fin de comprender la cavitación en bombas centrífugas se utiliza el parámetro que caracteriza la cavitación en bombas de una forma estacionaria, el denominado *NPSH*. *NPSH* son las siglas de la expresión inglesa "Net Positive Suction Head" o también, "altura de aspiración neta positiva". El cálculo de este parámetro nos indica la proximidad a la cavitación de una determinada instalación, por eso es una de las características más importantes de la bomba, y se distingue el disponible o de la instalación (*NPSH_d*) y el requerido o de la bomba (*NPSH_r*). Para que una bomba funcione sin cavitación debe cumplirse que: $NPSH_d > NPSH_r$. A esta condición se le puede añadir un factor de seguridad, que en metros de columna de agua serán 0,5m, siendo la expresión entonces: $NPSH_d > NPSH_r + 0,5m$.

Como ya se explicó en el interior de una bomba se producen pérdidas de presión significativas, si el efecto de todas ellas produce una disminución de la presión del fluido por debajo de la presión de vapor se producirá el efecto de la cavitación. Por ello es necesario conocer la energía mínima con la que debe entrar el fluido en cada bomba para evitar este fenómeno. Para ello se define el parámetro *NPSH_r*. Este es característico para cada bomba, es determinado por el fabricante y es

independiente de como esté estructurado el sistema antes de la instalación de la bomba. Este parámetro se determina mediante ensayos que se realizan a la bomba en un entorno controlado y con agua fría como fluido, donde se reduce gradualmente el *NPSH_d* con un caudal fijo hasta que la cavitación produzca una reducción del 3% de la altura de la bomba como se representa en la figura 15:

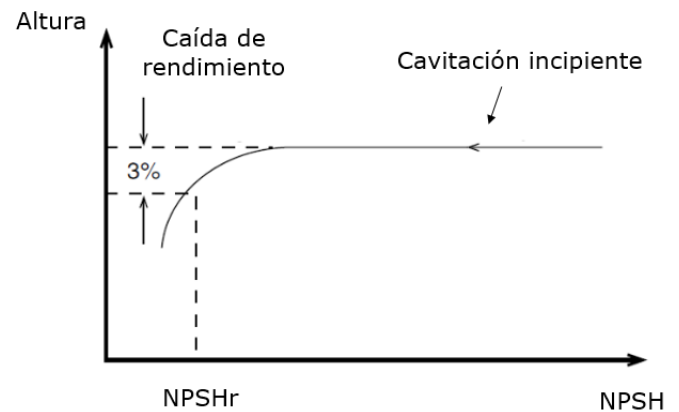


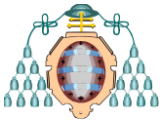
Figura 15 – Detección de la cavitación por pérdida de rendimiento.

El *NPSH_d* se refiere a la diferencia entre la energía que posee el fluido antes de entrar a la bomba y la presión de vapor del fluido (ambas en unidades de longitud). Este parámetro indica como de cerca está el fluido de la cavitación. Su expresión es:

$$NPSH_d = H_1 - \frac{P_v}{\rho g} \quad (12)$$

Donde H_1 es la energía asociada al fluido a la entrada de la bomba y donde $\frac{P_v}{\rho g}$ es la presión de vapor en metros.

Para obtener el valor de H_1 se aplica la ecuación de Bernoulli entre dos puntos: el nivel del agua en el tanque (punto 0) y la entrada en la bomba (punto 1), de esta manera:



$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{01} \quad (13)$$

Donde h_{01} es el término asociado a las pérdidas por fricción en el trayecto entre "0" y "1". Se considera que el depósito de agua de donde se succiona es de un diámetro mucho mayor que el de la tubería se puede despreciar el término " V_0 ", y que la altura del nivel del tanque se toma como referencia es decir " $z_0 = 0$ ". Reorganizando la ecuación se tiene que:

$$H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} - z_1 - h_{01} \quad (14)$$

De esta manera:

$$NPSHd = \frac{P_0}{\rho g} - z_1 - h_{01} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (15)$$

Cabe mencionar que " h_{01} " es el factor de fricción, que para una instalación sólo depende del caudal, $h_{01} = KQ^2$, donde " K " es una constante asociada a las singularidades del trayecto (codos, válvulas, etc.). En cambio, el resto del miembro derecho, es decir, " $\frac{P_0}{\rho g} - z_1 - h_{01} - \frac{P_v}{\rho g}$ " sólo depende de la instalación (altura a la que se coloca la bomba y condiciones en la succión del tanque) y de la temperatura del fluido (presión de vapor). De esta manera al graficar $NPSHd$ respecto del caudal se obtiene una curva análoga a la de la figura 16:

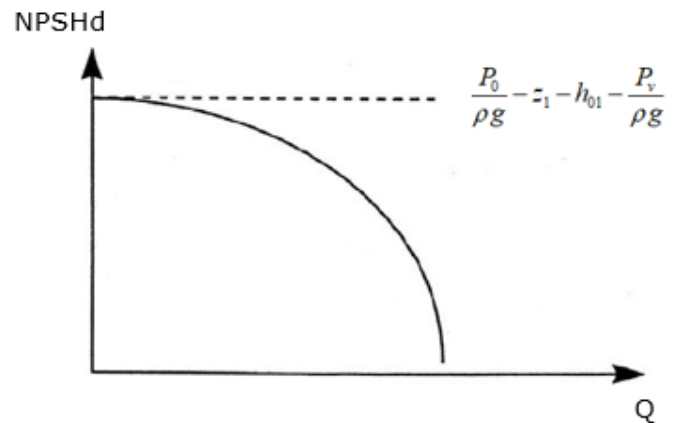
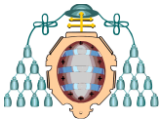


Figura 16 – Representación gráfica de la evolución del $NPSHd$ con el caudal.

De acuerdo a los términos de la ecuación, se obtiene que la forma de disponer de más energía en la entrada a la bomba, será reduciendo las pérdidas de carga asociadas al sistema (reducir singularidades, aumentar el diámetro de la tubería, sustituirla por otra de un material menos rugoso, etc.). Otra manera es reducir el caudal ya que una disminución de este aumentará el $NPSHd$, de acuerdo a la figura 16. También se puede aumentar el $NPSHd$ reduciendo el término de altura " z_1 ", acercando la bomba al depósito o subiendo este, y otra opción es presurizando el depósito, es decir, agregarle una presión mayor que la presión atmosférica.

De manera gráfica la condición $NPSHd > NPSHr$ se observa dibujando la curva $NPSHd$ (calculada por el usuario) sobre el diagrama de la bomba (ofrecido por el fabricante). Se observa que el punto donde se cruza la curva $NPSHd$ con $NPSHr$, es el caudal con el cual se producirá cavitación, por lo cual si se quiere evitar se debe dejar un margen de seguridad, obteniendo un caudal menor como el caudal máximo al que se puede operar sin cavitación. Además de la curva $NPSHr$ el fabricante ofrece también la curva característica, que indica la altura proporcionada por la bomba (en unidades de longitud), junto a ésta se le puede ubicar la curva resistente de la instalación, calculada por el usuario, que recoge las fricciones y resistencias que se oponen al flujo. De su intersección se obtiene el punto de funcionamiento de la



instalación. En la figura 17 se recoge lo anteriormente descrito:

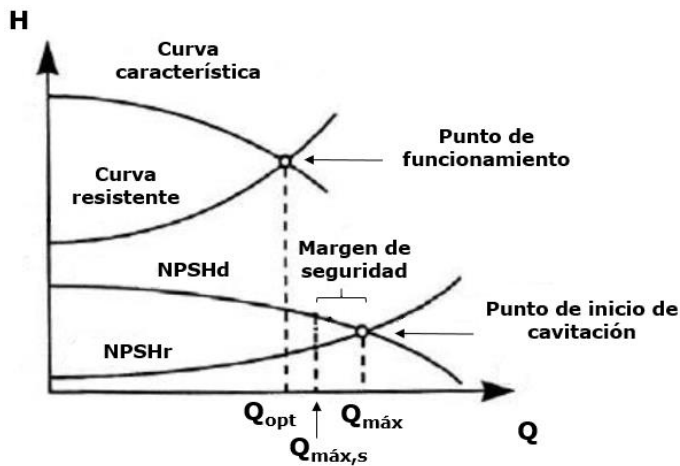


Figura 17 – Diferentes curvas de la bomba y de la instalación.

ANÁLISIS EXPERIMENTAL

Banco de pruebas.

El estudio se lleva a cabo en el laboratorio del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo con una bomba centrífuga accionada con un motor eléctrico de 75 kW. El circuito en el que se trabaja (figura 18) es un circuito cerrado de tuberías que consta de un tanque de agua, varias válvulas de paso con las que se regula el flujo y diferentes instrumentos de medida.



Figura 18 – Circuito de ensayos utilizado en el laboratorio.

Se dispone de un vacuómetro en la entrada de la bomba (zona de aspiración) capaz de medir presiones negativas y un manómetro para la medida de presión en la salida de la bomba (zona de impulsión). En la figura 19 se muestra en detalle lo anterior:



Figura 19 – Detalle de la bomba, el vacuómetro y el manómetro.

Agua arriba de la bomba, a la salida del tanque, se tiene una válvula de paso con la que se provocará y controlará la cavitación, y agua abajo, dos válvulas y un caudalímetro con los que regular y medir el caudal circulante. En la figura 20, 21 y 22 se muestran dichos instrumentos:



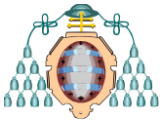
Figura 20 – Detalle de la válvula a la salida del tanque.



Figura 21 – Detalle de la válvula a la salida de la bomba.



Figura 22 – Detalle del caudalímetro.



El motor eléctrico es controlado a través de un regulador de frecuencia con el que se fija el número de vueltas de funcionamiento. En la figura 23 se muestra en detalle:



Figura 23 – Detalle del regulador de frecuencia.

Las principales medidas y parámetros de funcionamiento de la bomba utilizados son los siguientes:

Frecuencias	22 Hz, 26 Hz, 28 Hz, 32 Hz, 34 Hz
Velocidades	1320 rpm, 1560 rpm, 1680 rpm, 1920 rpm, 2040 rpm
Diámetro de salida del rodete	200 mm
Ancho del rodete en la salida	16,9 mm
Diámetro de entrada de la bomba	130 mm
Diámetro de salida de la bomba	82,5 mm
Diferencia de altura de manómetros	500 mm

Figura 24 – Tabla con las principales medidas y parámetros de funcionamiento de la bomba.

Ensayo curva característica.

Este primer ensayo tiene como objetivo la obtención de las curvas características de la bomba. Para ello se hace trabajar el motor en cinco velocidades diferentes. En cada una de estas velocidades se toman los datos de presión a la entrada y salida de la bomba en 15 puntos distintos de caudal. El caudal se varía manipulando las dos válvulas de paso situadas aguas abajo de la bomba.

Una vez finalizado este primer ensayo y con todos los datos recogidos se realizan las curvas características ($H-Q$) para cada velocidad de funcionamiento. Para ello se ha calculado la altura de elevación de la bomba partiendo de la ecuación de Bernoulli entre dos puntos: la entrada y salida de la bomba.

$$\frac{P_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} + z_E + H = \frac{P_S}{\rho g} + \frac{V_S^2}{2g} + z_S \quad (16)$$

$$H = \frac{P_S - P_E}{\rho g} + \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{S_S^2} - \frac{1}{S_E^2} \right) + \Delta z \quad (17)$$

Siendo las variables:

P_S : presión a la salida de la bomba en Pa.

P_E : presión a la entrada de la bomba en Pa.

ρ : densidad del agua; 1000 Kg/m³.

Q : caudal circulante en m³/s.

S_S : sección de la tubería de impulsión; 0,0133 m².

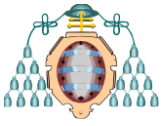
S_E : sección de la tubería de aspiración; 0,00534 m².

Δz : diferencia de altura entre el vacuómetro a la entrada de la bomba y el manómetro a la salida; 0,5 m.

Ensayo NPSH.

En este segundo ensayo se provoca la cavitación cerrando la válvula de paso que se encuentra aguas arriba de la bomba, en la boca de succión del tanque. En este caso se toman las medidas de presión en la entrada y salida de la bomba en 10 puntos diferentes de caudal para las 5 velocidades de funcionamiento. El punto de comienzo de cavitación cerrando la válvula se reconoce escuchando ruido y vibraciones característicos del fenómeno. Con esta segunda toma de datos se ha calculado el $NPSH_d$ y se han realizado sus curvas ($NPSH_d - Q$).

El $NPSH_d$ se ha calculado mediante la siguiente expresión:



$$NPSHd = \frac{P_{cav} - P_v + P_{atm}}{\rho g} + \frac{Q^2}{2gS_E^2} + 0,5 \quad (18)$$

Siendo las variables:

P_{cav} : presión en la entrada de la bomba a la que se inicia la cavitación en Pa.

P_v : presión de vapor del agua; 2300 Pa.

P_{atm} : presión atmosférica; 101300 Pa.

Q : caudal circulante en m³/s.

0,5: factor de seguridad en m.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis dimensional.

Para analizar el comportamiento de la bomba centrífuga el estudio se debe fundamentar en los principios y ventajas que ofrece el análisis dimensional en cuanto a la interpretación y presentación de los datos experimentales. El comportamiento de las turbomáquinas se comprende mejor si las variables se expresan en términos adimensionales. Los parámetros adimensionales correspondientes al intercambio energético en una bomba que utilizamos son dos:

- Cifra de caudal (ϕ), es el parámetro adimensional que relaciona el caudal impulsado por la bomba con el diámetro del rodete y el régimen de revoluciones del motor. La ecuación para su cálculo es:

$$\phi = \frac{Q}{\pi b_2 D_2 U_2} = \frac{Q}{\omega \frac{D_2}{2} \pi b_2 D_2} \quad (19)$$

- Cifra de altura (ψ), es el parámetro adimensional que relaciona la altura entregada por la bomba con el diámetro del rodete y el régimen de revoluciones del motor. La ecuación para su cálculo es:

$$\psi = \frac{gH}{\frac{1}{2} \left(\omega \frac{D}{2} \right)^2} \quad (20)$$

Ensayo curva característica.

Los resultados obtenidos en el primer ensayo nos permiten obtener las curvas características ($H-Q$) pertenecientes a la bomba en sus cinco velocidades de funcionamiento, estas se obtienen enfrentando el caudal en el eje "x" y la altura en el eje "y" para los 15 puntos ensayados en cada velocidad:

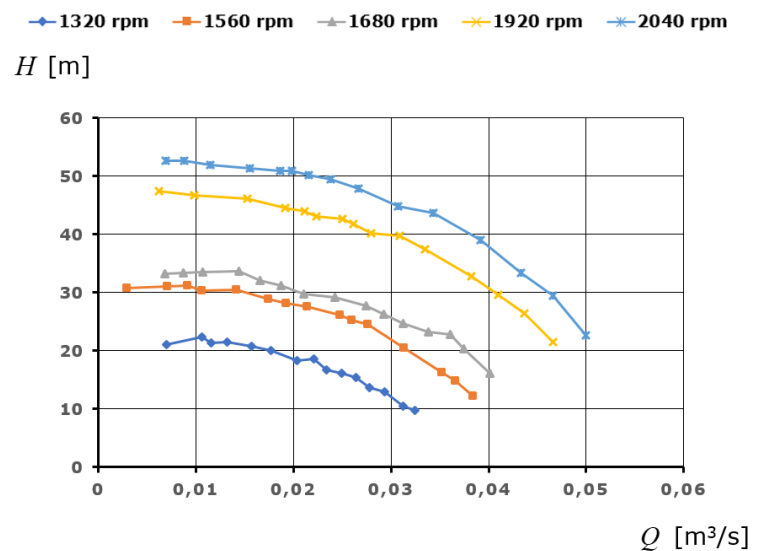
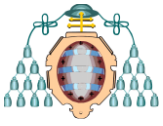


Figura 25 – Curvas características de la bomba para las diferentes velocidades.

De estas primeras curvas se puede apreciar como la altura entregada por la bomba aumenta a medida que se incrementa la velocidad del giro de la misma, siendo esta máxima a 2040 rpm con un valor próximo a 52 m de altura, y la menor, a 1320 rpm con una altura máxima entregada de 22 m. En las velocidades intermedias la evolución en la altura entregada se adecúa a la tendencia ascendente, siendo las curvas proporcionales. Se observa también como para cada velocidad la altura disminuye con el aumento del caudal, el cual aumenta las pérdidas y de igual manera una disminución del caudal con el cierre de las válvulas (aumento de la velocidad del fluido) hace aumentar la altura entregada. Esta relación se observa en la ecuación (14).



Tras estas curvas se obtienen sus correspondientes curvas adimensionales ($\psi - \phi$) aplicando los coeficientes descritos en las ecuaciones (19) y (20) respectivamente.

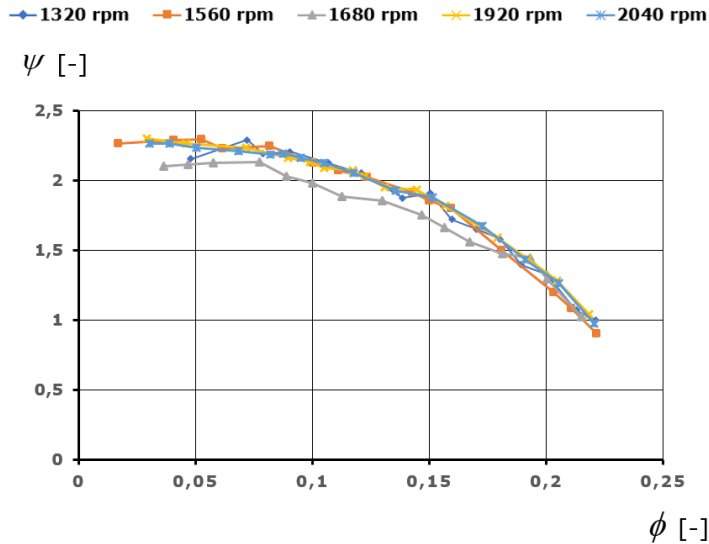


Figura 26 – Curvas características adimensionalizadas de la bomba para las diferentes velocidades.

Estas curvas adimensionales deberían ser coincidentes (colapsar en una única curva) independientemente de las distintas velocidades. Para la velocidad intermedia de 1680 se observa que esta curva está ligeramente desplazada hacia abajo respecto del resto, esto puede haberse debido a pequeños errores en la toma de medidas procedentes de los instrumentos ya que para el resto de velocidades sí se cumple esta similitud, tanto para la velocidad de giro más alta como para la más baja. Se puede concluir que las cinco curvas sí siguen una misma tendencia.

Ensayo NPSH.

En el segundo ensayo se obtuvieron los datos en los puntos de inicio de la cavitación manipulando la válvula de paso de succión del tanque. Cabe destacar que el inicio de la cavitación se detectó escuchando el ruido característico que produce este fenómeno (vibraciones y golpeteos similares al que producirían pequeñas piedras en su interior). Estos ruidos se detectaron en la válvula de paso

manipulada, no en el interior de la bomba, lo que nos indica que la cavitación no se producía en el interior del rodete, ni en la brida de aspiración de la bomba, sino en esta válvula, debido a la pérdida de carga producida en ella con su cierre.

En este paso tomamos 10 puntos diferentes de inicio de la cavitación variando el caudal para todas las velocidades y realizamos con ellos las curvas ($NPSH_d - Q$):

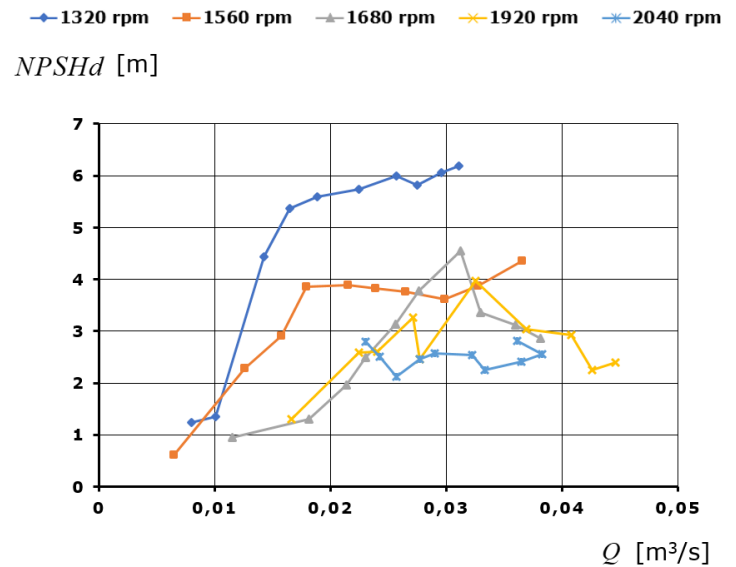


Figura 27 – Curvas $NPSH_d - Q$ de la bomba para las diferentes velocidades.

Tras la obtención de estas curvas se espera una tendencia en "U" de las mismas, con los valores más bajos de $NPSH$ en los caudales intermedios y valores altos de energía en los caudales más extremos. Esto no se asemeja a los valores obtenidos y puede deberse principalmente a la agudeza a la hora de escuchar este inicio de la cavitación así como en la regulación manual de la válvula.

De igual manera ocurre con las curvas adimensionalizadas. Para la obtención de estas se debe introducir un nuevo parámetro adimensional, la cifra de $NPSH_d$ (C_{NPSH_d}), siendo su ecuación:

$$C_{NPSH_d} = \frac{g(NPSH_d)}{\frac{1}{2} \left(\omega \frac{D}{2} \right)^2} \quad (21)$$

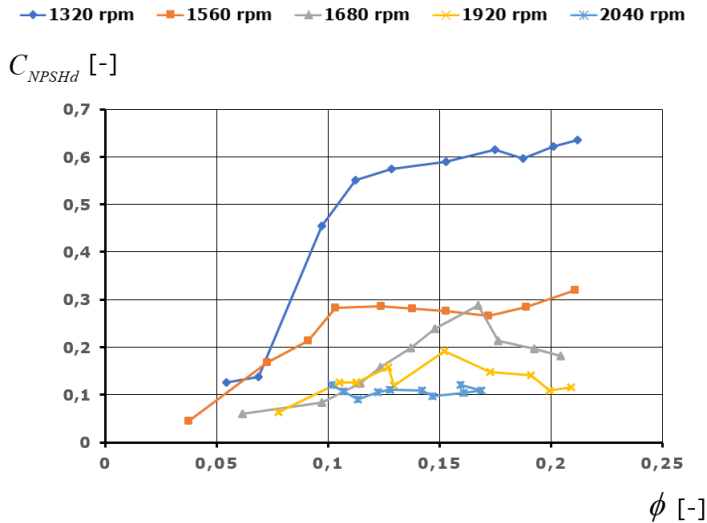
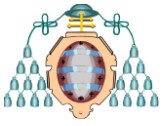


Figura 28 – Curvas $C_{NPSHd} - \phi$ de la bomba para las diferentes velocidades.

De ambas se puede resaltar diferencia de tendencia obtenida para la velocidad de giro más baja, 1320 rpm, cuyos valores de energía se distancian notablemente del resto.

Velocidad específica.

El término de velocidad específica (n_s) es un concepto que relaciona los tres factores principales del rendimiento: caudal, altura y velocidad de giro, en un solo término.

La velocidad específica podría calcularse en cualquier condición de carga o caudal de la bomba pero su definición supone que la carga y caudal utilizados corresponden a los de máxima eficiencia de la bomba. En el banco de pruebas utilizado no se dispone de un vatímetro que nos permita conocer el rendimiento de la bomba en cada punto por lo que se toma como aproximación que el caudal nominal tiene un valor del 65% del caudal máximo para cada velocidad.

Esta velocidad específica es un número índice que aporta gran información sobre el diseño de bomba. Las turbomáquinas con velocidades específicas bajas (pequeño caudal y gran altura) exigen características radiales, así como turbomáquinas con velocidades específicas altas (gran caudal y pequeña altura) tienen un carácter axial. Entre ambos extremos existe una evolución continua del diseño de los rotores.

Partiendo de los coeficientes de altura y de caudal en el punto de máximo rendimiento se obtiene la ecuación de la velocidad específica:

$$\psi_N = \frac{gH_N}{N^2 D^2}, \quad \phi_N = \frac{Q_N}{ND^3}$$

Se despeja el diámetro en ambas ecuaciones:

$$D = \left(\frac{gH_N}{N^2 \psi_N} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad D = \left(\frac{Q_N}{N \phi_N} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

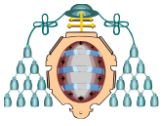
Y se iguala obteniendo el valor de la velocidad específica:

$$n_s = \frac{\phi_N^{1/2}}{\psi_N^{3/4}} = \frac{NQ_N^{1/2}}{(gH_N)^{3/4}} \quad (23)$$

La idea de calcular coeficientes adimensionales en los puntos de máximo rendimiento no se limita solo a la velocidad específica. El diagrama de Cordier ofrece una gran información para el diseño de bombas hidráulicas, este diagrama relaciona dos parámetros adimensionales, la velocidad específica y el diámetro específico, que se calcula también a partir del coeficiente de altura y caudal en el punto de rendimiento óptimo despejando el diámetro en ambas (de manera análoga a lo realizado con la velocidad específica). Su ecuación es la siguiente:

$$D_s = \frac{\psi_N^{1/4}}{\phi_N^{1/2}} = \frac{D(gH_N)^{1/4}}{Q_N^{1/2}} \quad (24)$$

El diagrama de Cordier relaciona la velocidad específica con el diámetro específico y el diseño de la bomba hidráulica. El diagrama ayuda a tomar decisiones básicas sobre el tipo de máquina a elegir para un punto de funcionamiento particular (altura y caudal). Por ejemplo, siendo conocido el motor a emplear en un sistema (y por tanto su velocidad de giro) y el punto de operación requerido (altura y caudal), del diagrama se puede obtener qué tipo de máquina se debe utilizar (axial, mixta o centrífuga) y el diámetro de impulsor que cumpliría los requisitos de operación.



En nuestro caso conociendo todos los puntos anteriores, ratificaremos con el diagrama de Cordier que nuestra bomba está trabajando en una zona óptima.

Frecuencia (Hz)	N (rpm)	Q_N (m ³ /s)	H_N (m)	D_S (m)	n_s (-)
22	1320	0,025	16,06	4,49	0,49
26	1560	0,026	25,24	4,92	0,42
28	1680	0,029	26,22	4,69	0,47
32	1920	0,031	39,78	5,06	0,40
34	2040	0,031	44,75	5,22	0,39

Figura 29 – Tabla de valores de velocidad específica y diámetro específico en los puntos de máximo rendimiento.

Con los valores de velocidad específica y del diámetro específico obtenidos en cada velocidad de funcionamiento del motor en el régimen de máxima eficiencia se puede indicar en el diagrama la zona de trabajo de la bomba durante los ensayos.

Entre el punto de funcionamiento con mayor y menor velocidad de giro del motor existe una notable variación en la altura conseguida, esto se traduce también en una diferencia entre las velocidades y diámetros específicos. De este modo los puntos con menor velocidad específica y mayor diámetro específico, están desplazados ligeramente a la zona inferior derecha del diagrama, de tendencia más radial, al igual que los puntos con mayor velocidad específica y menor diámetro específico se sitúan sobre los anteriores en una zona de tendencia más radial. En la figura 26 se muestra la zona de trabajo de la bomba sobre el diagrama de Cordier, extraído de Epple (2010).

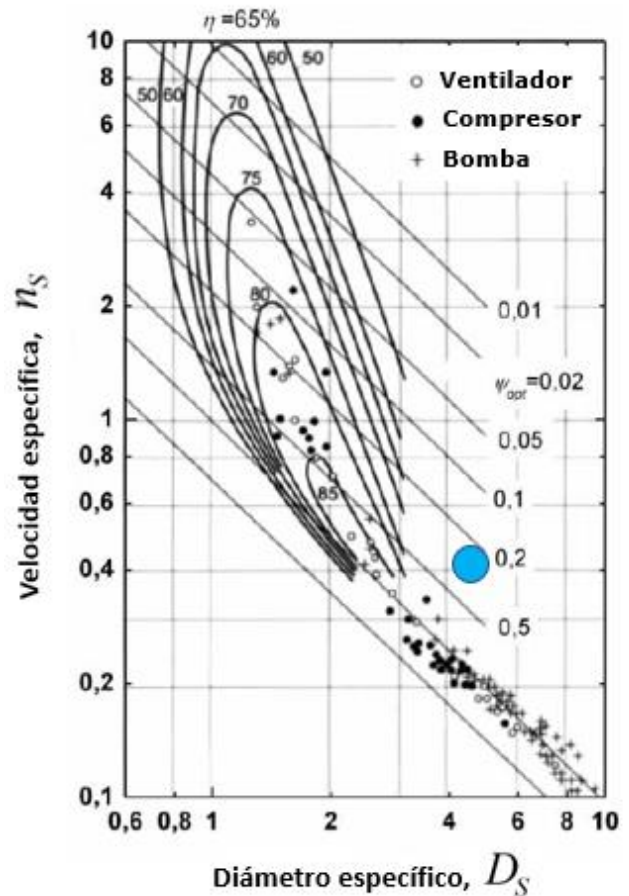
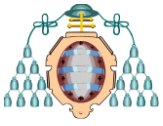


Figura 30 – Zona de trabajo de la bomba sobre el diagrama de Cordier (Epple, 2010).

Con el punto de funcionamiento de la bomba situado sobre el diagrama se observa que este está situado en la zona de trabajo perteneciente a los flujos radiales, como ya era conocido, con unas velocidades específicas bajas.

CONCLUSIONES

En el marco de las turbomáquinas y en particular, en el de las bombas centrífugas, se han expuesto tanto los componentes, como los principios básicos de funcionamiento. Se ha llevado a cabo un estudio teórico sobre el fenómeno de la cavitación, en el que se han explicado las causas de su aparición, su mecanismo de formación y los efectos que provoca. Adicionalmente, se ha presentado un análisis energético del fluido en la bomba, y se muestran los términos y herramientas que han permitido llevar a cabo un estudio más profundo



del fenómeno, y a través de los cuales se puede prevenir y corregir la cavitación. Estos son la ecuación de Bernoulli, el NPSH y las curvas características.

Como aplicación y estudio experimental a lo anterior se han llevado a cabo dos ensayos en el laboratorio. Del primero, trabajando la bomba en condiciones normales, se obtiene sus curvas características, y del segundo, provocando la cavitación, sus curvas *NPSH*. Se introducen aquí las cifras adimensionales, los términos de velocidad específica, diámetro específico y el diagrama de Cordier.

1. Se puede concluir que la obtención de las curvas características es correcta ya que se puede observar en ellas como con el aumento del caudal el valor de la altura entregada por la bomba disminuye. De igual manera se muestra esta tendencia en las curvas adimensionales, las cuales también son coincidentes.

2. Las curvas *NPSH_d - Q* no muestran la tendencia esperada; valores bajos de *NPSH_d* para los caudales intermedios y valores altos de energía para los caudales más bajos y altos, lo que dibujaría una curva en forma de "U". Esto pudo ser debido a la agudeza a la hora de situarse en el punto de inicio de la cavitación, guiados por su sonido y empleando una válvula de paso manual.

3. La obtención de la velocidad específica, el diámetro específico y la utilización del diagrama de Cordier son válidos. La velocidad específica para una bomba centrífuga se encuentra entre valores de 0,15 y 1, y la situación del punto de funcionamiento sobre el diagrama de Cordier, corresponde de igual manera a la de una máquina flujo radial.

Para finalizar se puede concluir que el estudio ha cumplido con su alcance previsto. Las herramientas y conocimientos mostrados en él han permitido detectar tanto los aciertos como los errores cometidos, pudiendo así, ser estos extrapolables y válidos para su utilización en demás ejercicios y estudios de fluidos en bombas centrífugas.

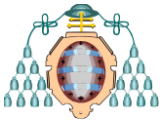
NOMENCLATURA

D	= Diámetro [m].
g	= Constante de la aceleración de la gravedad [9,81 m/s ²].
e	= Energía total específica de un fluido [J/kg].
\hat{u}	= Energía interna de un fluido [m ² /s ²].
e_c	= Energía cinética de un fluido [m ² /s ²].
e_p	= Energía potencial de un fluido [m ² /s ²].
H	= Altura de elevación de la bomba [m].
h	= Pérdidas hidráulicas por fricción [m].
N	= Velocidad de giro [rpm].
ω	= Velocidad de giro [rad/s].
b	= Ancho del rodete [m].
P	= Presión estática [Pa].
Q	= Caudal [m ³ /s].
V	= Velocidad del fluido [m/s].
S	= Sección de tubería [m ²].
W	= Potencia [kgm ² /s ²].
z	= Cota geométrica [m].
ϕ	= Cifra de caudal [-].
ψ	= Cifra de altura [-].
η	= Rendimiento en tanto por ciento.
ρ	= Densidad del fluido [kg/m ³].
n_s	= Velocidad específica [-].
D_s	= Diámetro específico [m].
C_{NPSHd}	= Cifra de <i>NPSH_d</i> [-].
$NPSH$	= Altura de aspiración neta positiva [m].
$NPSHr$	= Altura de aspiración neta positiva requerida [m].
$NPSHd$	= Altura de aspiración neta positiva disponible [m].

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecer a mi tutor, José González Pérez, la oportunidad de realizar este proyecto, su ayuda y atención a lo largo de estos meses.

También quiero dar las gracias al Área de Mecánica de Fluidos por poner a disposición los recursos necesarios para llevar a cabo este estudio.



Por último, agradecer a mi familia, compañeros y amigos el apoyo recibido.

REFERENCIAS

A continuación se detallan las referencias bibliográficas más importantes consultadas durante la realización del texto. Estas se han ordenado alfabéticamente usando como referencia el apellido del primero de los autores de cada publicación.

Askew, J.
"Pump cavitation and how to avoid it".
European Committee of Pumps Manufacturers. 2018.

Binama, M.; Muhirw, A.; Bisemgimana, E.
"Cavitation Effects in a Centrifugal Pumps – A Review".
International Journal of Engineering Research and Applications, 6, N5. 2016.

Chang, W.; Meckler, M.
"Pumps & Pump Systems".
Sherman OKAS, C.A. American Society of Plumbing Engineers. 1983.

Epple, P.; Durst, F.; Delgado, A.
"A theoretical derivation of the Cordier diagram for turbomachines".
Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2011.

González, J.
"Turbomáquinas".
Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón. 2017.

González, J.
"Modelización Numérica del Flujo No Estacionario en Bombas Centrífugas. Efectos Dinámicos de la Interacción entre Rodete y Voluta".
Tesis de Doctorado de Ingeniería Industrial. 2000.

Gulich, J. F.; Rösch, A.
"Cavitation Erosion in Centrifugal Pumps".
Sulzer Technical Review. 1988.

Gupt, C.
"High Specific Speed in Circulating Water Pump Can Cause Cavitation, Noise and Vibration".
World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineerin, 9, N12. 2015.

Luo, J.; Xu, W.; Deng, J.; Zhai, Y.; Zhang, Q.
"Experimental Study on the Impact Characteristics of Cavitation Bubble Collapse on a Wall".
Advances in Hydraulics and Hydroinformatics. 2018.

Schiavello, B.; Visser, F. C.
"Pump cavitation – Various NPSHr criteria, NPSHa, margins and impeller life expectancy".
Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium. 2009.

Sloteman, D. P.
"Cavitation in high energy pumps – Detection and assesment of damage potential".
Proceedings of the Twenty-Third International Pump Users Symposium. 2007.

Stepanoff, A. J.
"Centrifugal an Axial Flow Pumps. Theory, design and application".
John Wiley & Sons, INC. 1957.

Van den Braembusshe, R. A.
"Advanced course on radial compressors".
Lecture at von Karman Institute for Fluid Dynamics. Bélgica. 1994.