



GUÍA DE LABORATORIO PARA EL ANÁLISIS DE CONSUMO ENERGÉTICO EN BOMBAS
CENTRÍFUGAS

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas
Escuela de Ingeniería mecánica
Bucaramanga

2022

Introducción

Debido a los cambios relacionados con el medio ambiente, estudiantes y profesionales en las áreas de ingeniería deben incrementar los esfuerzos por mitigar el desperdicio y la mala gestión energética en las industrias y en la vida cotidiana. Es por eso que es conveniente que se analicen los sistemas o equipos con considerables consumos energéticos a nivel mundial. En base a investigaciones de la unión europea, posteriores al año 2018, se establece que los sistemas de bombeo representan un 22 % del consumo energético de todo el mundo y a la vez las bombas centrifugas representan el 75 % de este consumo. Si se considera la cantidad de energía que consumen las bombas, se cataloga a los sistemas de bombeo excelentes candidatos para la generación de ahorros energéticos. Además, es importante considerar los ahorros económicos que se generan en la industria al optimizar los consumos de energía, identificando el optimo funcionamiento de las máquinas y gestionando los mantenimientos oportunos.

Para el presente laboratorio se aplicarán cambios en los parámetros de funcionamiento de las bombas centrífugas, que darán como resultado una variación del consumo energético de la misma. El estudiante debe contextualizar las posibles aplicaciones de lo aprendido en la práctica.

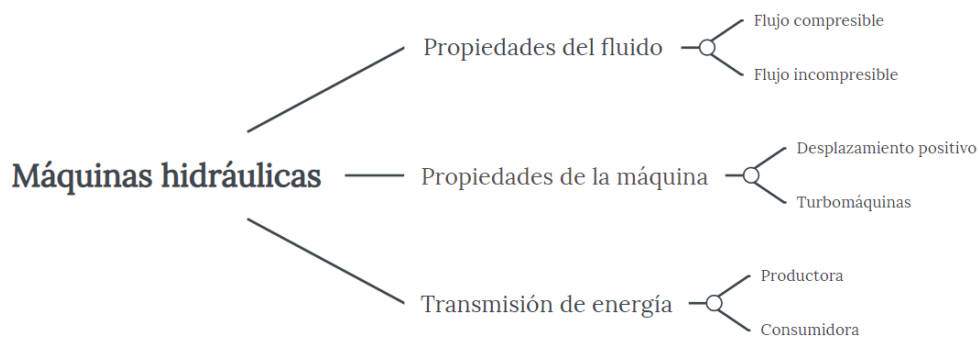
1. Marco teórico

1.1. Máquinas hidráulicas

Una máquina hidráulica es un dispositivo mecánico que transfiere energía de forma continua a un fluido en circulación, o bien que la extrae de él. Se utiliza el término general de bomba para las máquinas que añaden energía al fluido; las máquinas que extraen energía se denominan turbinas o motores. Mataix (1982) Además de la transferencia de energía, las máquinas hidráulicas se pueden clasificar por las propiedades de la máquina y del fluido tal como se especifica en la figura (1)

Figura 1

Clasificación Máquinas Hidráulicas

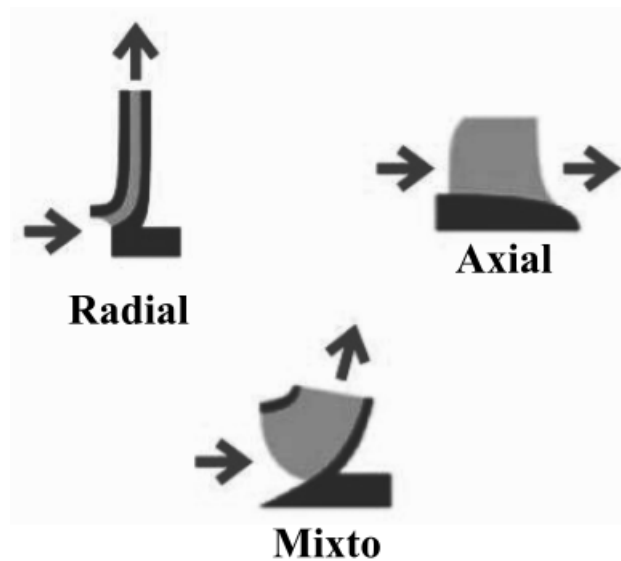


Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. Las máquinas de desplazamiento positivo o también llamadas máquinas volumétricas intercambian energía con el fluido en forma de energía de presión agregando al sistema o la máquina paquetes volumétricos de fluido. En las turbomáquinas o máquinas rotodinámicas el intercambio de energía se debe a la variación de la cantidad de momento cinético que el fluido experimenta cuando es transmitido a un elemento móvil giratorio, dotado de alabes o palas, por lo cual el fluido es

continuo desde la aspiración a la impulsión, es decir el fluido no se comprime en ningún instante. Sánchez Ferrer (2020). Las turbomáquinas se clasifican como máquinas axiales, mixtas y radiales dependiendo de la dirección predominante del movimiento del fluido con respecto al eje del rotor a medida que el fluido pasa por las aspás.

Figura 2

Clasificación Máquinas Hidráulicas

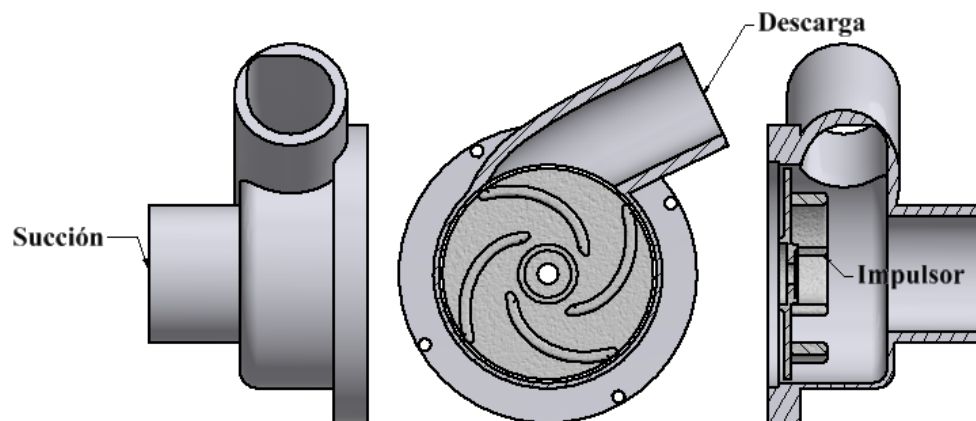


La Figura (3) muestra el esquema de una bomba centrífuga convencional, en su vista principal y sus respectivos cortes (corte transversal al eje, y corte paralelo). El fluido entra al rodete de la bomba procedente desde la dirección axial, succionado por los álabes del rodete, los cuales le fuerzan a tomar un movimiento tangencial y radial hacia el exterior del mismo. A la salida del rodete, el fluido es recogido por la voluta, que no es sino la carcasa de la bomba en forma de conducto para este caso es circular pero suele ser de forma creciente alrededor del rodete. La voluta termina en un tramo difusor (es decir, de sección creciente), donde el fluido aumenta un poco más su presión

a la par que pierde energía cinética. Normalmente los álabes de las bombas centrífugas están curvados hacia atrás como en la Figura (3), es decir, en la salida están orientados en sentido contrario al sentido de rotación, pues de esa forma se favorece la circulación del fluido y es suficiente un número pequeño de álabes. En ventiladores, en cambio, es habitual el uso de álabes curvados hacia adelante, pues así se necesita un menor tamaño para conseguir una cierta presión de salida, aunque con peor rendimiento.

Figura 3

Clasificación Máquinas Hidráulicas



La energía suministrada al fluido circundante en las bombas centrífugas se transmite desde la succión (1) de la bomba hasta la descarga (2) de la misma. El cambio en la carga del fluido se acostumbra a expresar mediante altura de elevación H , que es igual a la energía por unidad de peso de fluido circunlante (se mide en J/N , es decir, en metros), y viene dada por la expresión:

$$H_t = \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right] \quad (1)$$

$$H_t = H_m + \Delta i \quad (2)$$

El término H_m representa la energía cedida por la bomba al fluido, y Δi es la pérdida de carga interna asociada a las tensiones viscosas.

La potencia suministrada por la bomba al fluido es igual al producto del peso específico por el caudal y por la altura manométrica:

$$P_u = \gamma q H_m \quad (3)$$

Por otro lado, la potencia necesaria para mover la bomba, es decir, la potencia consumida por la bomba, viene dada por:

$$P = \omega T \quad (4)$$

donde ω es la velocidad angular de giro y T es el par en el eje. Al considerarse las pérdidas que hay la transformación de la energía, la relación la potencia útil y la potencia consumida es el rendimiento que se define η de la bomba como:

$$\eta = \frac{\gamma Q H_t}{\omega T} \quad (5)$$

El rendimiento es básicamente el resultado de tres factores: volumétrico, hidráulico y mecánico. y

se definen por la siguientes ecuaciones.

$$\eta_{vol} = \frac{q_1 - q^*}{q_1} \quad (6)$$

$$\eta_h = 1 - \frac{\Delta i}{H_m} \quad (7)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{P_f}{P} \quad (8)$$

Para el rendimiento volumétrico ecuación(6) el caudal q^* es el caudal perdido debido a las fugas entre las holguras de la carcasa y el rotor. En el rendimiento hidráulico ecuación (7) intervienen tres tipos de pérdidas: pérdidas por desprendimiento a la entrada debido a un acoplamiento imperfecto entre el flujo de entrada y el borde de ataque de los álabes, pérdidas por fricción en los canales entre los álabes, y pérdidas por recirculación del fluido a causa de un mal acoplamiento entre la corriente y la dirección de salida de los álabes. Además se expone el rendimiento mecánico en la ecuación (8) donde P_f es la potencia perdida a causa de la fricción mecánica en los cojinetes y otros puntos de contacto de la máquina. Por definición, el rendimiento total es el producto de estos tres rendimientos tal y como se expresa en la ecuación(9):

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_{vol} \quad (9)$$

Desde el punto de vista del flujo interior de la bomba, la altura de elevación proporcionada se puede expresar en función de las condiciones del flujo a través del rodete, que es el elemento que

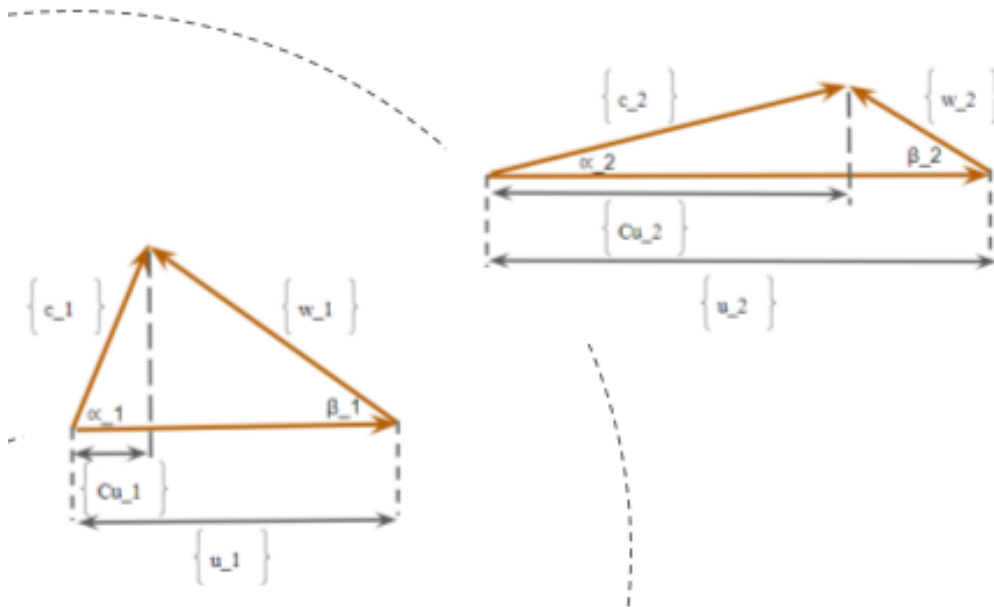
realmente hace efectiva la transferencia de energía. Partiendo del análisis externo del volumen de control (bomba centrífuga) descrito en la ecuación (1) se puede establecer un análisis interno en base a los triángulos de velocidad a la entrada y salida del impulsor y expresado de la siguiente manera.

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + H_{ps} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + r_2 \quad (10)$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_e = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + r_1 + H_e \quad (11)$$

Figura 4

Triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del impulsor



En la Figura (4) se muestran también los vectores de velocidad idealizados a la entrada (1) y a la salida (2): C es la velocidad absoluta del fluido, C_U es la componente tangencial de la velocidad absoluta, C_r es la componente radial de la velocidad absoluta, $ur = \omega$ es la velocidad circunferen-

cial del álabe siendo r el radio de la superficie de control, y U es la velocidad relativa del fluido con respecto al álabe. El ángulo entre la velocidad absoluta del fluido y la velocidad circunferencial del álabe, se designa por α , y el ángulo entre la velocidad relativa del fluido y la velocidad circunferencial del álabe, se designa por β . Se supone que la velocidad relativa siempre es tangente al álabe, es decir, que el fluido es guiado perfectamente a través del volumen de control (equivalente a que hubiera un número infinito de álabes, pero de espesor infinitesimal).

El teorema de la cantidad de movimiento para flujo continuo se escribe de la siguiente manera:

$$\sum M = \int_{s.c} \rho (\vec{r} \times \vec{C}) (\vec{C}_r \times d\vec{A}) \quad (12)$$

y esta expresión, aplicada al análisis interno de la bomba proporciona:

$$T = Q\rho(r_2C_{u2} - r_1C_{u1}) \quad (13)$$

donde T es el par de torsión que actúa en el fluido dentro del volumen de control. Aplicando la ecuación(4) se obtiene la expresión de la potencia manométrica en terminos del análisis interno.

$$P_m = \omega Q\rho(r_2C_{u2} - r_1C_{u1}) \quad (14)$$

$$P_m = Q\rho(u_2c_{u2} - u_1c_{u1}) \quad (15)$$

Si se considera que la eficiencia total del sistema es máxima en otras palabras, pérdidas nulas,

implementando la ecuación (5) se obtiene que H_t es igual a:

$$H_t = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (16)$$

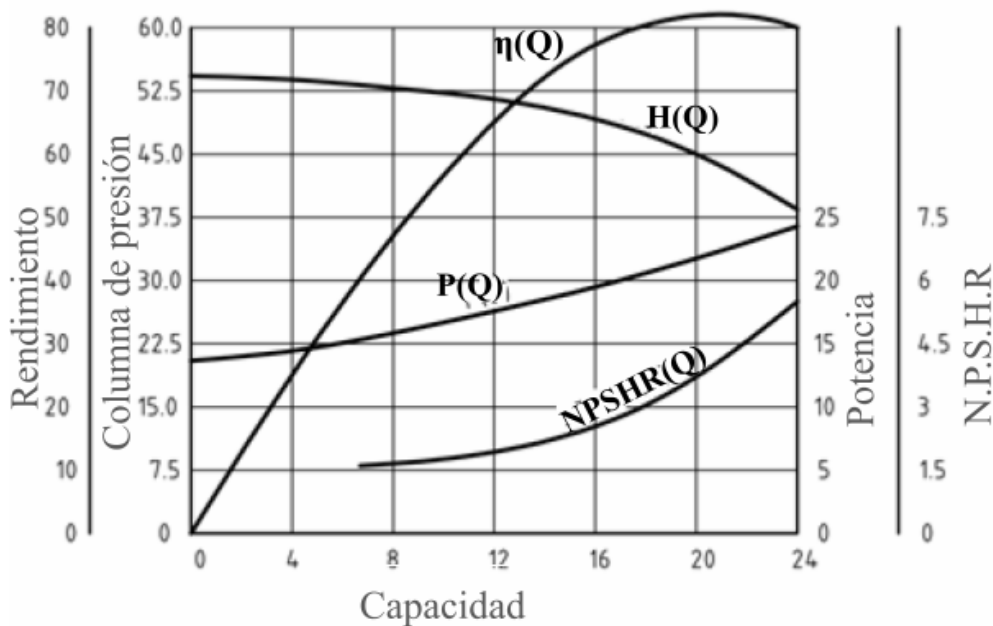
expresión que se asigna como la ecuación general de Euler para bombas centrífugas.

1.2. Curvas características de bombas y reglas de semejanza

La teoría desarrollada en la sección anterior está muy simplificada, puesto que no se tienen en cuenta los efectos viscosos y se supone una situación de flujo idealizado. La forma más fiable de obtener las curvas características reales de una bomba se apoya en los ensayos en un banco de pruebas adecuado.

Figura 5

Curvas características bombas centrífugas



Las curvas características se trazan casi siempre para una velocidad de giro de la bomba, ω , constante. El caudal, Q , se toma como la variable independiente básica, y como variables dependientes suelen tomarse la altura manométrica H , la potencia consumida por la bomba P , el rendimiento η y el $NPSR$. La Figura (5) muestra las curvas características típicas de una bomba centrífuga para una cierta velocidad de giro fija. Como se observa, la altura manométrica es alta y aproximadamente constante para caudales bajos, y después decrece a medida que aumenta el caudal. La curva de potencia crece monótonamente con el caudal. El rendimiento crece hasta alcanzar un máximo a un cierto caudal que se denomina caudal de diseño.

El desarrollo y utilización de bombas en la práctica de ingeniería se ha beneficiado en gran medida de la aplicación del análisis dimensional. Las variables de funcionamiento de mayor interés en una bomba son la potencia consumida P , la energía por unidad de peso comunicada al fluido H (o la energía por unidad de masa, Hg) y el rendimiento η . Díaz et al. (2005). Las variables de las que dependen las tres anteriores pueden agruparse de la siguiente manera:

- Propiedades del fluido: densidad ρ y viscosidad ν .
- Características del flujo a través de la bomba: caudal Q .
- Características de la propia máquina: velocidad de giro ω , diámetro característico D y rugosidad absoluta del material ϵ .

Las variables de funcionamiento se pueden convertir en variables adimensionales utilizando el teorema de Buckingham, de modo que aparecen tres parámetros nuevos de funcionamiento, adimensionales, en las bombas:

$$cifradepotencia = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} \quad (17)$$

$$cifradepresion = \frac{gH}{\rho\omega^2D^2} \quad (18)$$

$$cifraderendimiento = \eta \quad (19)$$

En bombas, para regímenes de flujo a números de Reynolds altos, como es habitualmente el caso, el efecto de las fuerzas viscosas pasa a ser independiente del propio número de Reynolds. Así pues, para unas formas geométricas dadas (incluida la rugosidad), las tres variables adimensionales de funcionamiento dependerán únicamente de la cifra de caudal adimensional, $\frac{Q}{\omega D^3}$.

$$\frac{P}{\rho\omega^3D^5} = f_1\left(\frac{Q}{\omega D^3}\right) \quad (20)$$

$$\frac{gH}{\rho\omega^2D^2} = f_2\left(\frac{Q}{\omega D^3}\right) \quad (21)$$

$$\eta = f_3\left(\frac{Q}{\omega D^3}\right) \quad (22)$$

Por lo tanto, dadas dos bombas con las mismas formas geométricas, es decir, con la misma proporción entre cualesquiera dos longitudes (se les llama bombas geoméricamente semejantes), con un punto de funcionamiento tal que las cifras de caudal sean las mismas, entonces las cifras de presión, potencia y rendimiento también serán iguales. Se dice entonces que esos dos puntos de funcionamiento son puntos semejantes u homólogos, y entre ellos se verificarán las leyes de semejanza, que son:

$$\frac{Q_1}{\rho\omega_1D_1^3} = \frac{Q_2}{\rho\omega_2D_2^3} \quad (23)$$

$$\frac{gH_1}{\rho\omega_1^2D_1^2} = \frac{gH_2}{\rho\omega_2^2D_2^2} \quad (24)$$

$$\frac{P_1}{\rho\omega_1^3D_1^5} = \frac{P_2}{\rho\omega_2^3D_2^5} \quad (25)$$

Donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de operación de cada máquina entre los que se establece la semejanza. Al igual que en el caso de los parámetros de funcionamiento con dimensiones de las bombas, también pueden obtenerse las curvas características de una bomba en función de parámetros adimensionales. En este caso se representan la cifra de potencia, la cifra de presión y la cifra de rendimiento frente a la cifra de caudal. Las curvas características adimensionales permiten representar de un modo sencillo las características de todas las bombas de una misma familia.

Los parámetros adimensionales anteriores forman la base para predecir los cambios en el funcionamiento que resultan de los cambios en el tamaño de la bomba, la velocidad de operación o el diámetro del impulsor. La situación más simple corresponde a cuando sólo cambia la velocidad de accionamiento de la bomba. En dicha situación se asegura la similitud geométrica. Díaz et al. (2005). La semejanza completa se tiene si se igualan además los coeficientes de flujo, como se explicó antes. Para este caso de cambio de velocidad con diámetro fijo, se tendría que:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (26)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \quad (27)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3 \quad (28)$$

De este modo, cuando se cumplen las leyes de semejanza, las correspondientes curvas características adimensionales, deben ser coincidentes para diferentes velocidades de accionamiento.

1.3. Conocimientos adicionales

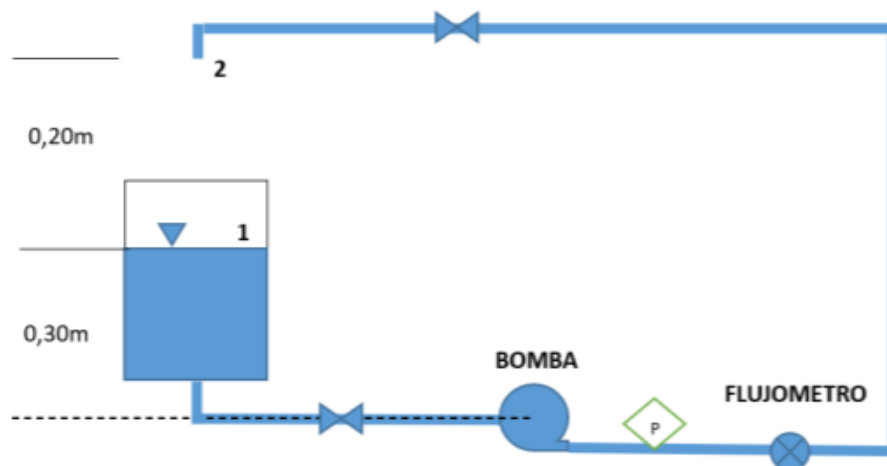
Debido a que en las prácticas a desarrollar se deben analizar cierta cantidad de datos o medidas, es indispensable hacer un análisis estadístico que ayude a tener resultados más exactos a través de la incertidumbre de medición. Por lo anterior es importante que se estudien los conceptos de desviación estandar, desviación típica, media, mediana y regresión lineal para la graficación y análisis de resultados.

2. Descripción de la instalación

El banco de pruebas está ubicado en el laboratorio de transporte y aprovechamiento de fluidos de la escuela de ingeniería mecánica. El equipo cuenta con una bomba centrífuga de flujo radial la cual permite cambiar el impulsor. Las tuberías colocadas en el tramo de aspiración (aguas abajo de la bomba) y en el tramo de impulsión (aguas arriba de la bomba), son de diámetros distintos y contiene algunos accesorios como codos, uniones y valvulas. La diferencia de altura que tiene el nivel del agua con respecto a la altura de la bomba está dada por la diferencia de cotas ($\Delta z = 50\text{cm}$) que se visualiza en la figura (6).

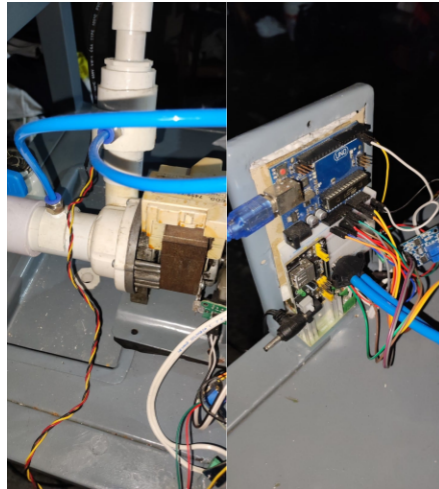
Figura 6

Curvas características bombas centrífugas



Para medir la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la bomba, se utiliza un sensor de presión diferencial que contiene dos ductos, uno se conecta en la zona de aspiración y otro en la zona de impulsión permitiendo la medida de esta variable. El sensor está graduado en m.c.a.

Figura 7
sensor de presión



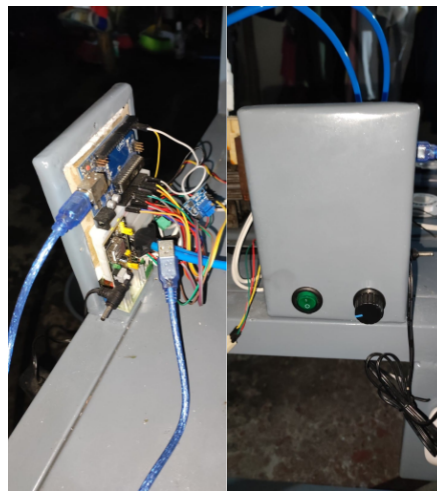
En la instalación hay colocadas dos valvulas que permiten variar el caudal de agua circulante. El proceso de regulación del caudal debe realizarse con precaución para evitar daños en la bomba. Para la medida del caudal se emplea un sensor de efecto hall, este sensor se dispone a la descarga de la bomba.

Figura 8
Válvulas de succión descarga y sensor de caudal



El dispositivo de manejo se encuentra colocado en el armario de control donde se regula la puesta en marcha (boton verde) y la parada de la bomba, así como la velocidad de giro de la misma(perilla negra) figura (10). En la bomba se ha acoplado un encoder que permite medir el número de vueltas a las que gira el eje de la bomba y atravez de la interfaz grafica puede visualizarse la velocidad de giro en rpm.

Figura 9
Control del sistema



Para determinar la potencia eléctrica consumida por la bomba, se implementa un sensor de corriente en una de las líneas de alimentación.

Además de los componentes descritos, el banco esta acompañado de un impulsor adicional y una herramienta para el acople y descople de los impulsores que se implementan en la prueba.

Es importante tener presente las conexiones electrónicas que se implementan en el hardware del panel de control y el sistema de adquisición de datos, mediante la figura (12) se establece el esquema general de conexiones.

Figura 10
sensor de corriente y velocidad



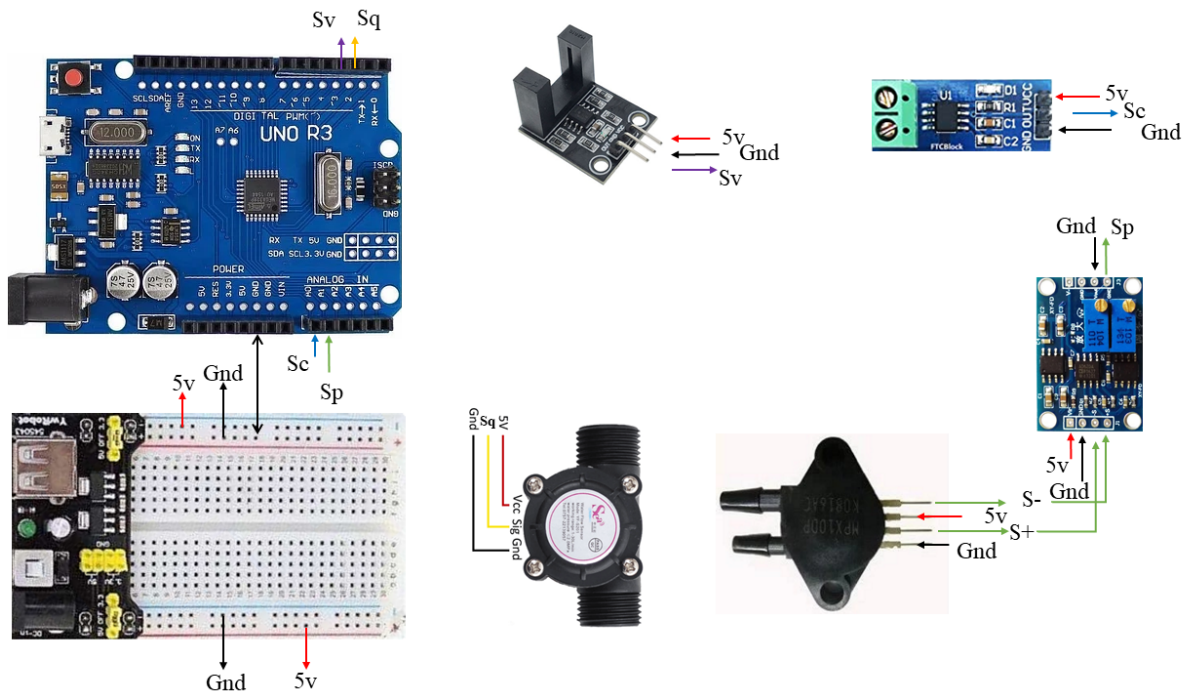
Figura 11
Impulsor A y B



Para la visualización de los datos obtenidos en el funcionamiento del sistema hidráulico, los sensores mencionados se conectan a un sistema de adquisición de datos, el cual es un arduino uno dispuesto en el tablero de control, tal y como se muestra en la figura (9).

El estudiante debe adquirir el ejecutable de la interfaz grafica, a través de la persona responsable del laboratorio e instalarlo previamente a la prueba. El programa se entrega en una carpeta que se llama DATOS-BC, en donde se encuentran 3 subcarpetas. Si el usuario no posee el programa base de la aplicación, que es MATLAB, debe ejecutar el icono que se encuentra dentro de la subcarpeta

Figura 12
Impulsor A y B

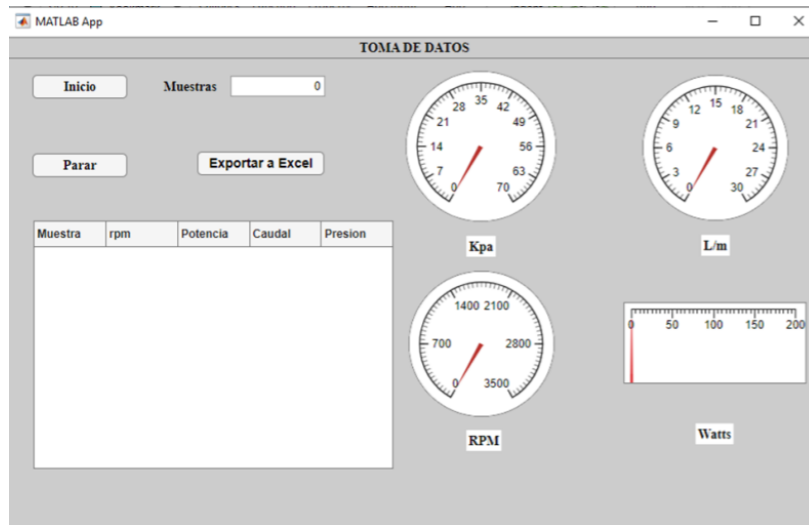


for – redistribution y dar siguiente en cada uno de los pasos hasta cuando llegue a la estructura de instalacion. Por lo contrario si el usuario tiene instalado MATLAB en el computador, puede ejecutar los iconos que aparecen en las dos subcarpetas adicionales sin necesidad de instalarlos.

Se recomienda que la conexión arduino-pc se haga antes de ejecutar la aplicación, ya que puede generar errores en esta.

En la interfaz grafica se estructuran cada uno de los iconos que muestran el comportamiento de los sensores en tiempo real, también se muestra una tabla en la cual se van guardando los valores de los sensores; su tamaño lo define la cantidad de muestras que se deseen tomar.

Figura 13
Interfaz grafica



Para todas las prácticas, primero se debe iniciar el sistema hidráulico corroborando que la perilla de la velocidad este en el extremo máximo y la valvula de descarga este totalmente abierta. Lo segundo es colocar el número de muestras a obtener a través de la interfaz grafica, se recomienda 500 muestras como mínimo. el último paso para empezar la adquisición de datos es dar clic en el botón inicio ubicado en la parte superior izquierda de la interfaz. Seguido a esto se debe ir variando el caudal mediante la valvula de descarga, de manera que en esa cantidad de muestras se establezcan por lo menos 8 puntos de funcionamiento.

Terminada la prueba se deben copiar los datos de la tabla de manera directa, con el fin de llevarlos a un documento de excel y hacer los diferentes procedimientos estadísticos. En algunas ocasiones se recomienda copiar los datos primero en un block de notas para hacer los cambios de puntuación (*). Para iniciar nuevamente con otra práctica se recomienda reiniciar el ejecutable y repetir lo que se expuso anteriormente.

3. Funciones del auxiliar o director de laboratorio

Durante la práctica debe haber una persona que guíe y supervise el trabajo de los estudiantes. Las funciones son: instalar los impulsores cuando se requiera, dando explicación breve de dicha función al grupo de estudiantes, además, se debe permitir el dimensionamiento de los mismos.

La desinstalación de los impulsores debe hacerse con las válvulas de succión y descarga totalmente cerradas. Se debe considerar que al cerrar las válvulas queda un volumen de agua entre ellas y es de vital importancia evacuarlo lentamente al momento de desacoplar la bomba ya que puede afectar los circuitos eléctricos y electrónicos adyacentes. La bomba está acoplada a la base-motor mediante cuatro tornillos milimétricos de acople rápido, y cuya cabeza es redonda y tiene mella tipo cross slot.

4. Objetivos de la practica

4.1. Objetivo general.

Permitir que el estudiante analice y compruebe la implementación de las leyes de semejanza en el ahorro energético de los sistemas de bombeo donde se utilizan bombas centrifugas.

4.2. Objetivos específicos

- Obtener las curvas característica H_{Kpa} vs Q_{lpm} y P_W vs Q_{lpm} del impulsor A a velocidades de 3200 y 2700 rpm.
- Obtener las curvas característica H_{Kpa} vs Q_{lpm} y P_W vs Q_{lpm} del impulsor B a velocidades de 3200 rpm.
- Trazar la curva característica de H_{Kpa} vs Q_{lpm} y P_W vs Q_{lpm} en base a los datos del impulsor A con velocidad 3200 rpm implementando las leyes de semejanza para un nuevo impulsor de diametro 45 mm y mantiene constante su velocidad de giro.
- Trazar la curva característica de H_{Kpa} vs Q_{lpm} y P_W vs Q_{lpm} en base a los datos del impulsor A con velocidad 3200 rpm implementando las leyes de semejanza para un nuevo impulsor que gira a una velocidad de 2700 rpm y mantienen constante su diametro.
- Analizar los consumos de energía y la disposición del punto de funcionamiento de la bomba y el sistema. Aplicando diferentes condiciones de operación a través de las graficas obtenidas.

5. Obtención de las curvas características de la bomba

Para la obtención de las curvas características mencionadas en los objetivos, se debe instalar en primera instancia el impulsor A de diámetro 58 mm, a continuación se acciona la bomba a una velocidad de giro de 3200 rpm, la cual se establece mediante la perilla de control y se verifica en la interfaz gráfica.

El caudal de inicio para todas las prácticas se da con las dos válvulas totalmente abiertas y se modifica a través del cierre gradual de la válvula de descarga. Se recomienda permitir que el sistema se estabilice en cada una de las variaciones de caudal, esto con el fin de obtener una cantidad óptima de datos para el análisis estadístico.

Terminada la prueba se procede a copiar los datos de muestreo seleccionándolos y copiándolos directamente de la tabla. Se debe repetir nuevamente el procedimiento con el impulsor A, pero la velocidad de funcionamiento se reduce a 2700 rpm. Es importante verificar esta velocidad a lo largo de la práctica ya que el sistema no cuenta con un control cerrado y se hace indispensable graduarla manualmente cuando se requiera.

Al culminar las dos pruebas con el impulsor A, se procede a cambiarlo por el impulsor B de diámetro 45 mm tal y como se explicó en los apartados anteriores. Para la toma de datos de las nuevas características, se debe considerar las recomendaciones antes expuestas.

Para la obtención de las curvas características del impulsor B, se acciona la bomba a una velocidad de giro de 3200 rpm, la cual nuevamente se establece mediante la perilla de control y se verifica en la interfaz gráfica. La toma de datos para este impulsor se hace tal cual como se hizo para el

impulsor A. Considerando cada una de las recomendaciones que se hacen.

6. Análisis de resultados

A partir de los parámetros de funcionamiento de la bomba obtenidos en el apartado anterior, para cada una de las velocidades y diámetros de accionamiento, debe hacerse una representación gráfica de las curvas características adimensionales, es decir, de la cifra de presión, de la cifra de potencia, frente a la cifra de caudal.

En la misma gráfica, se deben colocar las curvas adimensionales, experimental del impulsor A correspondiente a la velocidad de giro de 2700 y teorica a velocidad de 2700 rpm considerando un diametro constante de 58 mm (aplicación leyes de semejanza), con el objeto de comprobar que sean coincidentes, por cumplirse las leyes de semejanza a velocidad variable y diametro constante. Tambien se deben graficar las curvas adimensionales experimentales del impulsor A Y teórica del impulsor B a velocidad de giro de 3200 rpm y cambio de diametro de 58 mm a 45 mm, con el objeto de comprobar que sean coincidentes, por cumplirse las leyes de semejanza a velocidad constante y diametro variable.

Se debe considerar que los datos bases para el cálculo de las curvas adimensionales teóricas son los datos experimentales del impulsor A a 3200 rpm.

6.1. Problema adicional

Se presenta una situación con multiples soluciones, a las que el estudiante por medio de calculos debe comprobar y comparar entre si para dar solución al problema. Estos deben ser ane-

xados al informe de laboratorio y debe proponer otra alternativa de solución.

Para el sistema hidráulico del banco de pruebas se requiere que este suministre un caudal de 10 lpm, utilizando el menor consumo de energía posible. Para solucionar la necesidad, se plantean 3 posibles soluciones. ¿cual cree usted que es la correcta?. Justifique la respuesta.

- Mediante la valvula de descarga extrangular el paso de flujo considerando velocidad de giro 3200 rpm y diametro del impulsor 58 mm.
- Utilizando las leyes de semejanza, Calcular un impulsor de diametro menor considerando velocidad constante (3200 rpm).
- Utilizando las leyes de semejanza, calcular una velocidad de giro menor, considerando diametro constante (58 mm) y velocidad base 3200 rpm.

Referencias Bibliográficas

Díaz, K. A., Gayo, J. L. P., and Oro, J. F. (2005). *Prácticas de mecánica de fluidos*.

Mataix, C. (1982). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Number 620.106 M38 2012.

Harla Jharkhand, India.

Sánchez Ferrer, D. S. (2020). *Metodología para el diseño de estaciones de bombeo basado en el método ahp*.