



Procedimientos para prácticas de laboratorio en la asignatura Mecánica de los Fluidos *

Juan Pablo Casals Fernández

Especialidad: Ingeniería mecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico (Cuba).

Resumen: Se efectuó una breve descripción de las instalaciones del laboratorio de Mecánica del Fluido e instrumentos utilizados en los cálculos experimentales, así como también se expusieron las características y las propiedades de los fluidos empleados en las prácticas. Se mostraron las metodologías de cálculo para las instalaciones, donde se expusieron los resultados de curva de la bomba y el ventilador, los coeficientes de pérdidas locales en accesorios y el comportamiento reológico un aceite lubricante.

Palabras clave: Práctica de laboratorio; mecánica de fluidos; máquinas centrífugas; curvas de comportamiento.

* Trabajo tutorado por el Dr. Héctor Laurencio Hernández y la M. Sc. Olga Pérez Maliuk.
Recibido: 12 marzo 2015 / Aceptado: 30 septiembre 2015.

Lab practicals procedures for Mechanics of Fluids

Abstract: A brief description of the Mechanics of Fluids lab facilities and Instruments used in experimental calculations was completed. Also the characteristics and properties of the fluids that were used in the practicals were identified. The methodologies for the installation calculations were presented with the pump and fan curve results; local loss coefficients in accessories and rheological behavior of the lubricant oil.

Key words: Lab practicals; Mechanics of Fluids; fan curve.

Introducción

Las universidades cubanas aportan a los profesionales planes de estudios donde los conocimientos, teóricos y prácticos, están actualizados, de manera que al concluir la carrera los mismos logren desempeñar sus labores de una forma competitiva.

El ingeniero mecánico debe saber utilizar la ciencia para resolver problemas. Sin embargo, en la mayor parte de los casos, la ciencia no es capaz de proporcionarle una solución completa y entonces tendrá que recurrir a la experiencia. Su capacidad profesional depende de esta habilidad para combinar todas las fuentes de información con el fin de obtener soluciones prácticas a los problemas.

En la carrera Ingeniería mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico no se conocen los resultados experimentales de las instalaciones del Laboratorio de Mecánica de los Fluidos, debido a modificaciones de los sistemas de medición, al cambio de rendimiento de las máquinas por la explotación y la creación de nuevas instalaciones. Por este motivo no se cuenta con un texto que recoja los procedimientos para la realización de las prácticas de laboratorio, que garantice la adecuada preparación de los trabajos experimentales y el análisis de los resultados. Por ello, el objetivo del trabajo es proponer un procedimiento para la realización de prácticas de laboratorio de Mecánica de los Fluidos, a partir del análisis teórico y resultados experimentales.

Materiales y métodos

Los métodos para la experimentación en las instalaciones del Laboratorio de Mecánica de los Fluidos deben estar relacionados estrechamente con los conocimientos teóricos acerca del comportamiento y propiedades de flujo, para contribuir a la selección de métodos apropiados para la resolución de problemas asociados a los flujos de fluidos.

Principio básico de platillo orificio como dispositivo de medición de flujo

Las instalaciones del laboratorio cuentan con platillo orificio como dispositivo para la medición de flujo volumétrico. Para los platillos orificios, tanto en el sistema de ventilación como el de bombeo de agua, el principio matemático parte de la relación:

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)/\rho}{1 - C_d^2 (D_0/D_1)^4}} \quad (1)$$

Debido a la diferencia para determinar, en forma separada, los coeficientes, generalmente se utiliza en fórmula simplificada:

$$Q = C \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

Al disminuir la sección del conducto la velocidad del flujo aumenta y la presión disminuye, de aquí que P_1 sea mayor que P_2 . Hay una caída de presión entre los puntos 1 y 2 ($\Delta P = P_1 - P_2$) que se ha relacionado con el flujo volumétrico, definido por un coeficiente por la ecuación (Streeter, Benjamin & Bedford, 2000).

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3)$$

Donde: Q: Flujo volumétrico, (m^3/h);

Δp : Caída de presión, (Pa).

La caída de presión Δp se determina de las indicaciones del manómetro diferencial de mercurio en forma de U normal y del manómetro digital.

Para conocer el coeficiente K es necesario calibrar el dispositivo, conociendo el flujo volumétrico de la instalación y determinando la caída de presión en el platillo orificio ($Q = f(\sqrt{\Delta} P)$), siendo la pendiente de la recta la constante, con valor $K=0,125$, para el platillo orificio de las instalaciones de bombeo:

$$Q = 0,125 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (4)$$

Para el caso del platillo orificio del ventilador centrífugo la ecuación para el cálculo del flujo volumétrico queda definida como:

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p \rho_a}{\rho_a}} \quad (5)$$

Donde: α : Coeficiente del platillo orificio ($\alpha=0,581$) ε : Coeficiente de compresibilidad ($\varepsilon=1$), D: diámetro de la tubería ($D=0,1$ m), ρ_a : Densidad del aire ($\rho_a=1,16$ kg/m^3), Δp : diferencia de presión del piezómetro (Pa).

Metodología para la experimentación en la bomba centrífuga

Para el desarrollo de la experimentación en bombas centrífugas se hace necesario plantear la metodología de los cálculos ajustada a la instalación, representando la dependencia de un número finito de variables de entradas, las cuales pueden ser independientes unas de otras o pueden estar relacionadas por una o más restricciones.

Descripción de la instalación

La instalación experimental consta de un recipiente del cual es succionada el agua; la regulación del flujo volumétrico se logra por medio de la válvula y su medición por el manómetro, conectado al platillo orificio; la diferencia entre la presión de impulsión y de succión es indicada por el manómetro metálico. Para la determinación del momento de fuerza aplicada por el motor al árbol el primero se encuentra montado sobre puntos de apoyo elásticos que le permiten balancearse alrededor de su eje. Desplazando los contrapesos a lo largo de sus brazos se logra igualar al momento el torsor aplicado por el motor al árbol, aplicado en sentido contrario por estos; en este caso, las flechas metálicas se encuentran una frente a la otra, indicando el estado de equilibrio.

Obtención teórica y experimental de la curva característica de la bomba centrífuga (Práctica 1)

Desde el punto de vista físico, el trabajo de la bomba consiste en la transformación de la energía mecánica del motor en energía del líquido. La bomba comunica potencia al líquido que fluye a través de esta. La reserva de energía que adquiere el líquido permite superar las resistencias hidráulicas al flujo y elevarse a la altura geométrica.

Objetivos:

1. Realizar las curvas características de la bomba centrífuga.
2. Saber la forma general de uso de los equipos e instrumentos de medición y control utilizados en el diagnóstico operacional y regulación de la bomba.

Resumen teórico

El momento de rotación en el árbol de la bomba es igual al incremento de la cantidad de movimiento del líquido en el rodete de trabajo, en un segundo. El líquido se aproxima al rodete de la bomba sin formar remolino y entrando en el rodete ocupa los

canales entre los árboles, moviéndose radialmente. La ecuación fundamental de la turbomáquina, expresada por las variables de trabajo de la bomba, se plantea:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} \left[(\omega \cdot r_2)^2 - \frac{Q \cdot \cotg \beta_2 \cdot \omega}{2\pi \cdot b_2} \right] \quad (6)$$

Donde: β_2 : Ángulo de salida, (grados sexagesimales); b_2 : Ancho de salida, (m); Q: Flujo volumétrico, (m^3/s); ω : Velocidad angular, (s^{-1}); $H_{T\infty}$: Altura teórica para número infinito de álabes, (m).

La ecuación 6 muestra que para obtener por medio de la bomba centrífuga grandes alturas hay que tener una gran velocidad de rotación del rodete y un valor grande del vector. Esta ecuación permite trazar la característica de la bomba centrífuga ideal, es decir, la gráfica de la función de la altura creada por la bomba, según el flujo volumétrico, siendo constante el número de revoluciones del rodete. La característica de tal bomba representa una línea recta, pero la inclinación de esta recta depende del valor de los ángulos de los álabes β_2 . Se distinguen aquí tres casos posibles:

1. El ángulo $\beta_2 < 90^\circ$. En este caso la $\cotg \beta_2$ es positiva y altura $H_{T\infty}$ disminuye al aumentar flujo volumétrico.
2. El ángulo $\beta_2 = 90^\circ$; la $\cotg \beta_2 = 0$; la altura $H_{T\infty}$ no depende del flujo volumétrico y es igual a $H_{T\infty} = \frac{v_2^2}{g}$.
3. El ángulo $\beta_2 > 90^\circ$; la $\cotg \beta_2$ es negativa, la altura $H_{T\infty}$ crece al aumentar el flujo volumétrico.

Se ha considerado el trabajo de la bomba centrífuga ideal, es decir, de la que dispone de un número infinito de álabes, con un rendimiento igual a la unidad. La disminución de la componente tangencial de velocidad, al pasar el número finito de álabes, trae consigo la disminución de la altura creada por la bomba (Nekrasov, 1990), donde:

$$H_{T2} = H_{T\infty} \cdot \mu \quad (7)$$

Donde: μ : Coeficiente de influencia del número de álabes, (adim).

El coeficiente μ no depende del régimen de trabajo de la bomba, es decir, de Q, H_{bomba} y n, sino que se determina completamente solo por la forma geométrica del rodete para el rodete dado. Sin examinar la teoría del número de álabes del rodete sobre la altura se expone solamente el resultado final de esta teoría:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z[1 - (\frac{z}{r_2})^2]}} \quad (8)$$

Donde: $\varphi = 0,65 + 0,6 \cdot \sin\beta_2$ (9)

La relación entre la altura real y teórica, siendo finito el número de álabes, se denomina rendimiento hidráulico y se designa con η_h .

$$\eta_h = \frac{H_B}{H_{Tz}} \cdot 100 \quad (10)$$

El rendimiento hidráulico de la bomba es siempre mayor que el rendimiento total, porque aquel tiene en cuenta solo un tipo de pérdidas de energía en la bomba.

Para determinar la potencia útil de la bomba se emplea la ecuación (11) la cual relaciona la densidad del agua, el flujo volumétrico, la aceleración de la gravedad y la altura de carga que desarrolla la bomba:

$$N = \frac{\rho_a \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000}; \text{ [kW]} \quad (11)$$

Donde: H: altura de impulsión, (m); Q: flujo volumétrico de la bomba, (m³/s); ρ_a : Densidad de agua, (kg/m³); N: Potencia útil, (kW); g: Aceleración de la gravedad, (m/s²).

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Se toman las mediciones de presión, tanto en la bomba como en el platillo orificio, donde se graficará el comportamiento de la altura de carga, comparando los resultados experimentales con los calculados para el número finito de álabes para el cual se determinará el comportamiento del rendimiento hidráulico en función del flujo volumétrico y la potencia hidráulica. En este caso se aplicará el método de regulación de la bomba por estrangulamiento en la descarga.

En este caso se debe cumplir la siguiente técnica operatoria:

1. Comprobar la conexión de las mangueras a los manómetros, cuidando de que en el caso del manómetro se encuentren compensados.
2. Con la válvula completamente cerrada para poner en marcha la bomba.
3. Alimentar los manómetros mediante la fuente.
4. Tomar la lectura Δp_b (bar) y Δp_q (Pa) de los manómetros respectivamente.
5. Paralelamente determinar, con ayuda del tacómetro, la frecuencia de rotación de la bomba (asumir constante durante todo el experimento).

6. Abrir paulatinamente la válvula de regulación del flujo volumétrico a cinco niveles y repetir la operación tres veces, introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la Tabla 1.

Tabla 1. Recopilación y tratamiento de datos

ΔP_0		ΔP_B		Q		H_B	H_{TZ}	η	N
(kPa)	(Pa)	(Bar)	(Pa)	(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m)			
Manómetro conectado al platillo orificio	10 ³	Manómetro conectado a la bomba	10 ⁵	$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$	/3600	$\frac{\Delta P_B}{\rho \cdot g}$	$v_{1t} = C_v \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/\rho}{1 - C_v^2(D_2/D_1)^4}}$	$\eta = \epsilon \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$	$Q = C \cdot A_0 \cdot \sqrt{2gN \left(\frac{D_2}{D_1} - 1\right)}$

Obtención teórica y experimental de la bomba centrífuga en función del número de revoluciones (Práctica 2)

En las construcciones de máquinas modernas se utilizan ampliamente el método de simulación (modelación), es decir, el ensayo de modelos, que permiten comprobar el proyecto e introducir en él las correcciones prácticas. Los modelos se construyen observando las leyes de semejanzas, las cuales son amplias en la regulación de los parámetros de trabajo de las bombas centrífugas (Nekrasov, 1990).

Objetivos:

1. Comprobar los resultados de aplicación de los criterios de semejanza en la curva de trabajo de la bomba centrífuga.
2. Evaluar los parámetros de trabajo de la bomba para diferentes números de revoluciones, clasificándola según la velocidad específica.

Resumen teórico

La demostración de la semejanza de las corrientes en las máquinas consiste en relevar la constancia de los coeficientes de semejanza para los puntos homólogos.

La relación entre el flujo volumétrico real que entrega una máquina en dos condiciones diferentes puede expresarse en la ecuación:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{D_{2I}^3}{D_{2II}^3} \cdot \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{\eta_{vI}}{\eta_{vII}} \tag{12}$$

Donde: Q: Flujo volumétrico, (m³/s); D: Diámetro, (m); n: Número de revoluciones, (rev/min); η_v : Rendimiento volumétrico, (%).

Los flujos volumétricos de las máquinas que funcionan en régimen semejante son entre sí como los cubos de los diámetros exteriores de las ruedas de trabajo y las primeras potencias de las frecuencias de rotación de los árboles y los rendimientos volumétricos (Nekrasov, 1990).

La relación entre las cargas de ambas máquinas sería:

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{D_{2I}^3 \cdot n_I^2 \cdot \eta_{vI}}{D_{2II}^3 \cdot n_{II}^2 \cdot \eta_{vII}} \quad (13)$$

La relación de la potencia al eje de ambas máquinas será:

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{D_{2I}^5 \cdot n_I^3 \cdot \rho_I \cdot \eta_{vI}}{D_{2II}^5 \cdot n_{II}^3 \cdot \rho_{II} \cdot \eta_{vII}} \quad (14)$$

Para variaciones del número de revoluciones menor de 20 % el rendimiento manifiesta variaciones poco significativas, donde se puede considerar que $\eta_1 = \eta_2$. Para clasificar la máquina se utiliza el concepto de *velocidad específica*, el cual es un coeficiente basado en los criterios de semejanzas, caracteriza a las máquinas comparándolas con una máquina hipotética que entrega un flujo volumétrico de 0,075 m³/s con una carga de un metro, a su máximo rendimiento, donde:

$$n_s \equiv 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/3}}{H^4} \quad (15)$$

Donde: n_s : Velocidad específica, (m/s); H: Altura de trabajo, (m).

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Durante la práctica se tomarán las mediciones de presión, tanto en la bomba como en el platillo orificio, donde se graficará el comportamiento de la altura de carga, comparando los resultados experimentales, para el cual se determinará el comportamiento de la altura de carga en función del flujo volumétrico y la potencia hidráulica. En este caso se aplicará el método de regulación de la bomba por estrangulamiento en la descarga y la variación del número de revoluciones. Para realizar esta práctica se debe cumplir la siguiente técnica operatoria.

1. Comprobar la conexión de las mangueras a los manómetros, cuidando que en el caso del manómetro se encuentren compensados.
2. Con la válvula completamente cerrada poner en marcha la bomba.
3. Alimentar los manómetros mediante la fuente.

4. Tomar la lectura Δp_b (bar) y Δp_q (Pa) de los manómetros.
5. Paralelamente determinar, con ayuda del tacómetro, la frecuencia de rotación de la bomba para cada caso.
6. Abrir paulatinamente la válvula de regulación del flujo volumétrico a cinco niveles y repetir la operación tres veces para cada número de revoluciones, introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la Tabla 2 y 3, para cada número de revoluciones.

Tabla 2. Recopilación y tratamiento de datos

Δp_Q (kPa)		n_1 Δp_B (bar)		Q		H
Pa		Pa		(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m)
Manómetro conectado al platillo orificio	$\cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba		$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$	/3600	$\frac{\Delta p_Q}{\rho \cdot g}$
Δp_Q (kPa)		n_2 Δp_B (bar)		Q		H
Pa		Pa		(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m)
Manómetro conectado al platillo orificio	$\cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba		$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$	/3600	$\frac{\Delta p_Q}{\rho \cdot g}$

Una vez realizadas las mediciones para los diferentes valores de número de revolución se realizan los cálculos de flujo volumétrico para número de revoluciones 2 (Q_{2c}) y altura para número de revoluciones 2 (H_{2c}), mediante las ecuaciones de semejanza.

Tabla 3. Recopilación y tratamiento de datos

Q_{2c}	H_{2c}	E_Q	E_H
$Q = K \cdot \sqrt{\Delta p}$	$Q = 0,125 \cdot \sqrt{\Delta p}$	$E = \frac{Q_T - Q_E}{Q_T} \cdot 100$	$E = \frac{Q_T - Q_E}{Q_T} \cdot 100$

Cavitación en bomba centrífuga (Práctica 3)

Cuando en una bomba o punto de la tubería la presión absoluta del fluido alcanza la tensión de vapor, el líquido ebulle, se forman cavidades de vapor y cuando este se desplaza a una región de mayor presión se condensa rápidamente; este fenómeno se conoce con el nombre de cavitación.

Con la siguiente práctica se determinará si la bomba objeto de estudio está trabajando bajo un régimen cavitacional.

Objetivos

1. Explicar el fenómeno de la cavitación mediante la experimentación.

2. Definir las afectaciones producidas por el fenómeno.
3. Familiarizar con metodología de cálculo para la obtención de las ecuaciones $(NPSH)_R$ y $(NPSH)_D$, explicando los parámetros.

Resumen teórico

Se define $NPSH_D$ como la cantidad de energía disponible en la boquilla de succión, la que es igual a la presión atmosférica menos la altura de aspiración y la presión de vapor de agua.

Se denomina NPSH (altura neta positiva en la succión) a la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (es la presión del líquido que a esa temperatura se halla en equilibrio con su presión de vapor en un depósito cerrado). Se deben conocer y combinar en cada caso el NPSH disponible $(NPSH)_D$ de la instalación y el NPSH requerido $(NPSH)_R$ por la bomba (Nekrasov, 1990).

El parámetro $NPSH_D$ debe ser comparado con $(NPSH)_R$, el cual está determinado por las características del tramo de succión del sistema y se puede mejorar aumentando el diámetro de la tubería de succión, mejorando la calidad de la tubería, reduciendo la distancia de la tubería de succión y la cantidad de accesorios. Todo lo anterior con el fin de garantizar que $(NPSH)_D \geq (NPSH)_R$. El $NPSH_D$ es en función de la instalación independiente del tipo de bomba.

$$NPSH_D = \frac{P_{atm}}{\gamma} \pm H_{succ} - \Sigma h - H_t; (m) \quad (16)$$

Donde: $NPSH_D$: Altura neta positiva en la succión disponible, (m); P_{atm} : Presión atmosférica, (Pa); H_t : Altura de vapor del agua, (m); γ : Peso específico del agua, (N/m³); Σh : Pérdidas de altura de carga en la succión, (m).

Las pérdidas en la succión se calculan por la ecuación:

$$\Sigma h = \left(\frac{\lambda L_t}{d_{tub}} + \Sigma \zeta_{succ} \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} \quad (17)$$

Altura neta positiva en la succión requerida.

El $NPSH_R$ es un dato básico y característico de la bomba, varía según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, recomendada en los datos que facilita el fabricante.

Para la evaluación de la calidad del diseño, de la fabricación o de la confiabilidad de los datos técnicos referentes a la aspiración, es importante la determinación del $NPSH_R$, el cual se calcula por la expresión:

$$(NPSH)_R = 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{3/4} \tag{18}$$

Donde: $NPSH_R$: Altura neta positiva en la succión requerida, (m); n: número de revolución, (rev /min); C: coeficiente de velocidad específica en la succión, (min^{-1}).

Para la realización de un análisis que permita una evaluación práctica de una bomba, el coeficiente de velocidad específica en la succión se obtuvo en función de la velocidad específica ($C = f(n_s)$). Su valor corresponde a las siguientes correlaciones empíricas:

Bombas con el rodete en voladizo:

$$C = 880 \cdot \log n_s^{3/4} \tag{19}$$

Bombas con el rodete entre apoyos:

$$C = 800 \cdot \log n_s^{3/4} \tag{20}$$

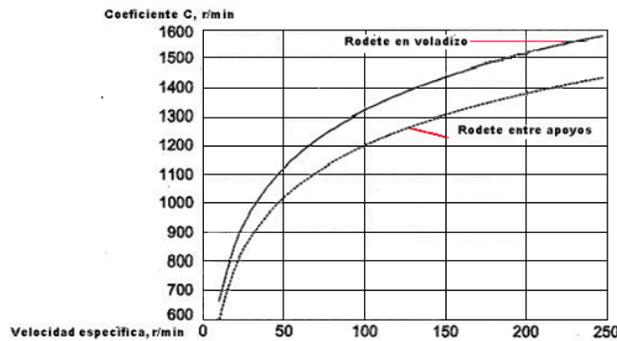


Figura 1. Coeficiente de velocidad específica de aspiración en función de la velocidad específica (Pérez, 1986).

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Mediante la práctica se toman las mediciones de presión tanto en la bomba como en el platillo orificio, relacionando cada dato con la presión de vacío medida en la succión.

Para este caso se graficarán los valores de presión de vacío en función del flujo volumétrico, para definir los valores de NPSH, analizando el comportamiento de la altura de carga en función del flujo volumétrico y la potencia hidráulica, para diferentes grados de cierre de la válvula en la succión. En este caso se aplicará el método de regulación de la bomba por estrangulamiento en la descarga y la variación del número de revoluciones; se debe cumplir la siguiente técnica operatoria.

1. Comprobar la conexión de las mangueras a los manómetros, cuidando que en el caso del manómetro de mercurio se encuentren compensados.
2. Con la válvula completamente cerrada y la de succión abierta, poner en marcha la bomba.
3. Alimentar los manómetros mediante la fuente.
4. Tomar la lectura Δp_b (bar), Δp_c (Pa) y Δp_v , respectivamente.
5. Para una posición de la válvula de regulación del flujo volumétrico se debe tomar varias posiciones de la válvula de succión, la que provoca el fenómeno de cavitación a cinco niveles y se debe introducir en cada caso los resultados de las mediciones.

Tabla 4. Recopilación y tratamiento de datos

ΔP_Q (kPa)		ΔP_b (Bar)		Q (m ³ /h)		NPSH _b (m)	NPSH _D (m)	NPSH _R (m)
	(Pa)		(Pa)		(m ³ /s)			
Manómetro conectado al platillo orificio (4)	$\cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba	$\cdot 10^5$	$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_0^2}{4}$	/3600	Exp	$H_{T_{ca}} = \frac{1}{g} [(\omega \cdot r_2)^2 - \frac{Q \cdot \cos \beta_2 \cdot \omega}{2\pi b_2}]$	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\phi}{Z[1 - (\frac{1}{r_2})^2]}}$

Determinación de coeficientes de pérdidas locales

Para el desarrollo de la práctica se indica que las pérdidas hidráulicas de energía se dividen en dos categorías: locales y por rozamiento. Las pérdidas locales se definen por los elementos de tubería, en los cuales, debido a la variación de las dimensiones o configuración de los cauces, cambian la velocidad del flujo y surgen habitualmente torbellinos, relacionadas por una o más restricciones (Nekrasov, 1990).

Las resistencias hidráulicas locales más sencillas se pueden dividir en los siguientes grupos y subgrupos:

1. Ensanchamiento del cauce: brusco y gradual;
2. Estrechamiento del cauce: brusco y gradual;
3. Cambio de dirección del cauce: brusco y gradual.

Los casos más complicados de resistencias locales son las uniones o combinación de las resistencias simples enumeradas.

Descripción de la instalación

La instalación experimental consta de un recipiente del cual es succionada el agua por la bomba; la regulación del flujo volumétrico se logra por medio de la válvula y su medición por la indicación del manómetro de mercurio, conectado al platillo orificio; la diferencia entre la presión de impulsión y de succión es indicada por el manómetro de mercurio. La recirculación del agua se realiza hacia el propio recipiente.

Descripción de la instrumentación

Las mediciones de la instalación 2 se registran mediante manómetros diferenciales de mercurio. En estos casos se miden las pérdidas locales que se presentan en un codo estándar y la válvula de compuerta.

Manómetro diferencial de mercurio en forma de U normal

Los manómetros son utilizados para la medición de las pérdidas de cargas locales, encontrada en los codos y las válvulas de la instalación. La presión diferencial que indica el manómetro se calcula por la fórmula:

$$\Delta P = (L_1 - L_2) \cdot 12,6 \text{ (Pa)}. \quad (21)$$

Donde: L_1 Unidades de descende el mercurio en la columna izquierda (son toma positiva);

L_2 Unidades de asciende el mercurio en la columna derecha (son toma negativa).

Determinación de coeficientes de pérdidas locales en válvulas y codos (Práctica 4)

Objetivos

1. Definir las ecuaciones de cálculo para la obtención de las pérdidas locales.
2. Mostrar los métodos e instrumentación correspondientes a la instalación.
3. Obtener los valores de coeficiente de resistencias locales en el codo y la válvula, comparándolos con los valores normalizados.

Resumen teórico

Los trabajos realizados por Skelland (1970) y Darby (2001) demuestran el comportamiento de las pérdidas por fricción ocasionadas por fluidos a través de codos y válvulas. Para la estimación de las pérdidas de presión por resistencias locales se utiliza fundamentalmente la expresión:

$$\Delta R_{loc} = \xi_{loc} \cdot \frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot \rho \quad (22)$$

Donde: ξ_{loc} : coeficiente de fricción de pérdidas locales, (adimensional).

ρ - densidad del fluido, (kg/m³).

El mismo se puede encontrar como una función del número de Reynolds y de las relaciones geométricas del sistema de flujo. Las pérdidas en metros de columna de líquido se expresa por:

$$H_{loc} = \xi_{loc} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (23)$$

La velocidad del fluido se determina por:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (24)$$

Sustituyendo la ecuación 24 en la ecuación 23 queda:

$$H = \xi_{loc} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \quad (25)$$

Despejando ξ_{loc} en la ecuación:

$$\xi_{loc} = \frac{H \cdot g \cdot \pi^2 \cdot D^5}{8 \cdot Q^2} \quad (26)$$

El factor ξ es adimensional y su valor depende del tipo de accesorio y diámetro del mismo; se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio. Algunos fabricantes pueden proporcionar su factor ξ , por lo tanto, deberá utilizarse ese valor, pero en el caso de no contar con esta información es conveniente utilizar las fórmulas para el cálculo del factor ξ . Este coeficiente se recomienda correlacionar en función del número de Reynolds y se define por:

$$R_e = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \tag{27}$$

Donde: μ -Viscosidad del fluido, (Pa·s); D - Diámetro interior, (m).

Los valores del coeficiente dependen del tipo de accesorio. La Tabla 5 muestra diferentes valores del accesorio para su comparación con los resultados experimentales.

Tabla 5. Valores de los coeficientes de resistencias locales (Kasatkin, 1985).

Accesorio	ξ
Codo de 90°	0,9
Válvula de cuña	0,11

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Comprobar la conexión de las mangueras a los manómetros, cuidando que en el caso del manómetro de mercurio la trampa quede del lado de menor presión. Con la válvula completamente cerrada para poner en marcha la bomba. Abrir las válvulas de los manómetros y evacuar el aire.

Tomar la lectura Δh_Q y $\Delta h_{v,c}$ (mmHg) de los manómetros de mercurio (1) y (2). Indistintamente, para el accesorio (codo y válvula) que se desea determinar el coeficiente de pérdidas locales se produce al relacionarse las pérdidas de carga en función del flujo volumétrico, variando este mediante la apertura de válvula de regulación. Abrir paulatinamente la válvula de regulación del flujo volumétrico y repetir la operación No. 5 para cuatro posiciones diferentes introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones (Tabla 6).

Tabla 6. Recopilación y tratamiento de datos

Δh_Q		$\Delta h_{v,c}$		Q		ξ	Re
(mm)	Pa	(mm)	Pa	(m ³ /h)	(m ³ /s)		
Manómetro conetado al platillo orificio	$\rho \cdot g$	Manómetro conetado a la válvula y al codo	$\rho \cdot g$	$v_{1t} \frac{\pi D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi D_2^2}{4}$	/3600	$NPSH_D = \frac{P_{atm}}{\gamma} + H_{succ} - \Sigma h - H_p$ (m)	$\Sigma h = \left(\frac{v_1^2}{2g} + \Sigma Z_{succ} \right) \frac{\rho Q^2}{\pi^2 D^5 g}$

Experimentación con bomba engrane y flujo aceite

Las instalaciones de pruebas de transporte hidráulico deben estar relacionadas estrechamente con los conocimientos teóricos acerca del comportamiento y

propiedades de flujo, para contribuir a la selección de métodos apropiados para la resolución de problemas asociados al flujo de fluidos, como es el caso del bombeo de aceite con bombas de engrane.

Descripción de la instalación

Dada una tubería de sección recta circular, se determinarán los gradientes de presión de un fluido estudiando su relación con la velocidad en la tubería.

Para el caso de la instalación la distancia entre manómetros es de 2,5 m, a 60 veces el diámetro de la tubería a la entrada y 40 a la salida (dimensiones recomendadas), donde se busca disminuir los errores en las mediciones.

El comportamiento de las curvas características de la bomba de engrane a partir de resultados experimentales se observa en la Figura 2.

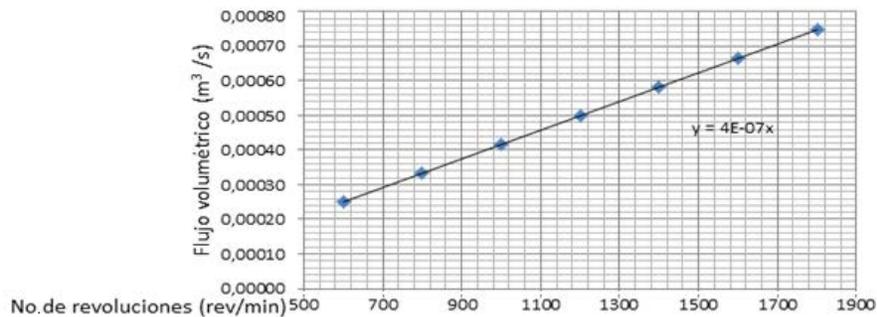


Figura 2. Relación del flujo volumétrico de la bomba en función del número de revoluciones.

A partir del análisis se obtuvo la ecuación que relaciona el flujo volumétrico en m^3/s , en función del número de revoluciones dado por el variador de frecuencia:

$$Q = 4 \cdot 10^{-7} \cdot n \quad (28)$$

Para el resultado se deduce que la viscosidad dinámica del aceite es dado por especificaciones, la misma es de 0,2 Pa·s.

Descripción de los instrumentos

La instalación constará con un sistema de regulación de la velocidad de rotación del motor, lo que garantizará la variación del flujo en la tubería. La relación de los flujos volumétricos en función del número de revoluciones se define por la ecuación (28).

Manómetros puntuales digitales: Se utiliza para medir presión de vacío en la bomba; cuenta con las siguientes características:

Modelo: SITRANS P serie DSIII

Alcance de medida mínimo y máximo: 0,16 a 16 bar

Serie numérica 7MF4033-1DY00-1AA6-Z+B13+Y15

Determinación del comportamiento reológico del aceite (Práctica 5)

Los aceites lubricantes son fluidos que siguen la ley de Newton de la viscosidad, denominados como fluidos newtonianos. En estos fluidos existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante aplicado y la velocidad de deformación resultante, siguiendo de esta forma la ley de Newton de la viscosidad. La experiencia demuestra que todos los gases y los líquidos homogéneos de baja viscosidad se comportan como fluidos newtonianos; la viscosidad dinámica (μ) de estos fluidos es constante respecto a los cambios en la magnitud del esfuerzo cortante (τ) y del gradiente de velocidad ($\dot{\gamma}$). El único parámetro reológico para estos fluidos, según la ley de Newton, es la viscosidad dinámica (Laurencio *et al.*, 2012).

Objetivo: Determinar el comportamiento reológico del aceite y sus parámetros.

Resumen teórico

Mediante los estudios de flujo se puede determinar la relación existente entre los gradientes de presión en las tuberías y la naturaleza reológicas del fluido estudiado.

Se tomarán, al mismo tiempo, las lecturas de presión de los manómetros instalados en la tubería y del número de revoluciones registrado en el variador de frecuencia; conociendo el diámetro del tubo (D), su longitud (L) y el flujo volumétrico será igual al registrado por el gráfico obtenido mediante la experimentación.

Conocida la velocidad se calculan las siguientes relaciones:

$$\tau = \frac{D \cdot \Delta P}{4 \cdot L}; \text{ [Pa]} \quad (29)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{8v}{D}; \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (30)$$

Donde: ΔP : Diferencia de presión entre los manómetros en la tubería recta, (Pa); γ : Gradiente de velocidad. (s⁻¹); L: longitud entre los manómetro, (m); τ : Esfuerzo cortante, (Pa).

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Para la experimentación del comportamiento reológico se parte de variar el flujo volumétrico para cinco números de revoluciones. Se debe registrar la caída de presión medida por los manómetros (1) y (2). Se determinan las curvas de flujo a partir de los esfuerzos de corte (τ) en el rango de gradientes de velocidad (γ). Se realiza el control de temperatura utilizando un termómetro de 0,5 °C de precisión.

Con las curvas de flujo se ajustan los datos experimentales (Tabla 7) y utilizando el programa profesional Microsoft Excel se procede a obtener los parámetros del modelo matemático que relaciona la viscosidad con el gradiente de velocidad, así como su coeficiente de correlación. Mediante el análisis se deben establecer los valores de los parámetros reológicas así como el gráfico de comportamiento de la viscosidad en función del gradiente de velocidad.

Tabla 7. Recopilación y tratamiento de datos

n(rev/min)	Q(m ³ /s)	v(m/s)	ΔP (Pa)	τ (Pa)	γ (s ⁻¹)
Variador	$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$	Ec. de continuidad	Manómetros	$C = 880 \cdot \log n_s^{3/4}$	$C = 880 \cdot \log n_s^{3/4}$

Obtención experimental del gradiente de presión y factor de fricción en tuberías (Práctica 6)

La ley de resistencia en tubería muestra, que en el caso de corriente laminar, en un tubo circular, la pérdida de altura de carga por rozamiento es proporcional al flujo volumétrico y a la viscosidad a la primera potencia y es inversamente proporcional al diámetro a la cuarta potencia. Esta ley, denominada a menudo Ley de Poiseuille, se emplea para el cálculo de tuberías con régimen laminar de corriente.

Objetivos

1. Obtener el comportamiento de gradiente de presión en régimen laminar.
2. Correlaciones el factor de fricción en función del número de Reynolds.

Resumen teórico

Mediante la obtención de los gradientes de presión se puede elaborar el gráfico de $i=f(v)$ para el flujo durante el transporte, siendo:

$$\frac{dp}{dL} = i \quad (31)$$

Con la obtención del gráfico $\lambda=f(Re)$ se puede observar la correlación entre el factor de fricción con el aumento del número de Reynolds. El factor de fricción se determina:

$$\lambda = i \cdot \frac{2 \cdot D}{\rho \cdot v^2} \quad (32)$$

Los números de Reynolds se podrán calcular en dependencia del modelo reológico del fluido estudiado por las siguientes expresiones:

Para fluidos newtonianos y plásticos ideales:

$$R_e = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (33)$$

Para fluidos seudoplásticos:

$$R_e = \frac{\rho^{1-n} \cdot d_{tubo}^n \cdot v^{2-n} \cdot \rho_{col}}{k} \left[\frac{4n}{2n+1} \right] \quad (34)$$

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Para la experimentación del comportamiento reológico se parte de variar el flujo volumétrico para cinco números de revoluciones, en cada caso se debe registrar la caída de presión medida por los manómetros puntuales. Se determinan las curvas de flujo a partir del factor de fricción (λ) en el rango del número de Reynolds (Re). Se realiza el control de temperatura utilizando un termómetro de 0,5 °C de precisión.

Con las curvas de flujo, procediendo al ajuste de los datos experimentales (Tabla 8), se obtienen los parámetros del modelo matemático que relaciona el factor de fricción con el número de Reynolds, así como su coeficiente de correlación. Mediante el análisis se deben tomar los valores de los parámetros reológicos dados por especificaciones.

Tabla 8. Recopilación y tratamiento de datos

n (rev/min)	Q (m ³ /s)	V (m/s)	ΔP (Pa)	λ	Re
variados	$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$	Ec. de continuidad	Manómetro	$\gamma = \frac{8 \cdot v}{D} \text{ [s}^{-1}\text{]}$	$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$

Metodología para la experimentación con ventiladores centrífugos

Los ventiladores centrífugos son máquinas para el transporte y mezclado de gases puros y mezclas de gases con materiales sólidos de pequeños diámetros que poseen un grado de elevación de la presión no mayor que 1,15, con una densidad del flujo de hasta 1,2 kg/m³. Se emplean en la industria para la ventilación de edificios y pasajes subterráneos, la aspiración de sustancias nocivas y el transporte de materiales.

Descripción de la instalación

La instalación experimental consta de un ventilador, que aspira por medio del conducto de aspiración e impulsa a través del conducto de impulsión, ambos comunicado con la atmósfera; el micromanómetro, destinado a la medición de la caída de presión en la sección de medición de flujo volumétrico y la diferencia entre las presiones de impulsión P_{imp} y succión P_{succ} . La variación del flujo volumétrico se logra, mediante la colocación de platillos estranguladores de diferentes diámetros, en la succión de regulación de flujo volumétrico.

Descripción de los instrumentos

Piezómetro: tubo de vidrio dispuesto verticalmente, cuyo extremo superior se comunican con la atmósfera y el interior está unido del volumen del líquido en que se mide la presión. Este se conecta al platillo orificio para medir de forma indirecta el flujo volumétrico de aire.

Manómetro diferencial en forma de u normal agua: Utilizado para medir los valores de presión de carga en el ventilador para diferentes grados de flujo volumétrico, con un rango de medición 80 mm col H₂O.

Obtención de los resultados experimentales de la curva característica del Ventilador centrífugo (Práctica 7)

Al elevar insignificadamente la presión del gas se puede menospreciar la variación de su estado termodinámico. Por esta razón a los ventiladores centrífugos se les puede aplicar la teoría de las máquinas para fluidos incompresibles.

Objetivos

1. Obtener experimentalmente la curva característica del ventilador centrífugo y el comportamiento de la potencia de flujo.

Resumen teórico

Los parámetros de un ventilador se expresan por su curvas características $P=f(Q)$, $N=f(Q)$ y $\eta=f(Q)$; para cada número de revoluciones. En los ventiladores sus características pueden aparecer $P_{total}=f(Q)$ o $P_{est.}=(Q)$. La presión total incluye la presión dinámica: $P_{total}=P_{din.}$

Los ventiladores centrífugos se fabrican en series geométricas, las series se caracterizan por la constancia de las relaciones entre las dimensiones afines (semejanza geométrica).

$$\Delta P_v = H \cdot \rho \cdot g \quad (35)$$

Descripción de la práctica: La medida del flujo volumétrico Q se realiza con un platillo orificio situado en el tubo de succión que permite conocer la presión dinámica en el eje del conducto, equivalente a la energía cinética de la corriente en esa posición.

Técnica operatoria: Un análisis similar al realizado demuestra la necesidad de variar el flujo volumétrico o productividad del ventilador y determinar para cada una de ellas la diferencia entre la presión de impulsión y la de succión, así como la potencia consumida por el motor. El flujo volumétrico se determina a partir de la caída de presión en el orificio de entrada al conducto de succión.

Tabla 9. Recopilación y tratamiento de datos

ΔH_Q (mmCH ₂ O)	ΔP_Q Pa	ΔH_V (mmCH ₂ O)	ΔP_V (Pa)	Q (m ³ /h)	N (kW)
Piezómetro conectado al platillo orificio (1)	$\cdot \rho \cdot g \cdot 10^3$	Manómetro conectado al ventilador	$\cdot \rho \cdot g \cdot 10^3$	$\frac{h_2}{\rho} = [1 - C \cdot (\frac{h_2}{h_1})^2] = \frac{2 \cdot 27}{7}$	$C \cdot A_0 \cdot \sqrt{2gR(\frac{h_2}{h_1} - 1)}$

Estimación del consumo energético durante la experimentación

Para los sistemas de transporte de fluidos es importante considerar la presión de operación, la configuración del sistema de impulsión y la longitud y diámetro de la tubería conductora, relacionados estos factores con la velocidad del fluido y sus propiedades físicas. El análisis de los costos de operación del sistema de transporte conduce a la determinación de los parámetros adecuados de operación.

En cuanto a costos de explotación, es esencial la formulación del problema de análisis del costo energético del transporte de fluidos (Martínez, Monteagudo & Jáuregui, 2007; Hechavarría, 2009). El costo en que se incurre al transportar el fluido se expresa mediante la ecuación (Laurencio *et al.*, 2012):

$$C_f = \frac{t_{el} t_t}{\eta_m \eta_{maq}} \cdot N_f \cdot 10^{-3} \tag{36}$$

Donde: C_f : costo de flujo de la instalación, (\$/turno); N_f : potencia de flujo, (W); t_{el} : tarifa eléctrica, (\$/kW·h); t_t : tiempo de trabajo del equipo por turno, (h/turno); η_{maq} : rendimiento de la máquina, (adimensional); η_m : rendimiento del motor eléctrico, (adimensional).

Para cualquier fluido, la potencia de flujo para su transporte por tubería será:

$$N_f = Q \cdot \Delta p \tag{37}$$

Donde: Q - flujo volumétrico, (m³/s); Δp - caída de presión, (Pa).

Para el caso del motor de la máquina, bajo la acción del momento electromagnético $M > 0$, la potencia consumida se determina por el modelo propuesto por Morera (1993):

$$N_m = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi. \tag{38}$$

Donde: U - tensión eléctrica, (V); I - corriente eléctrica, (A); $\cos \varphi$ - factor de potencia.

La potencia hidráulica útil resulta menor que la potencia consumida de la red por el motor, por lo que el rendimiento del conjunto máquina-motor queda expresado:

$$\eta_{\text{inst}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\sqrt{E} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi} \tag{39}$$

Esta expresión puede utilizarse como herramienta para la evaluación del rendimiento de una instalación, al obtenerse el rendimiento total del conjunto máquina-motor.

Resultados teóricos y experimentales de la curva característica de la bomba centrífuga

Se tomaron las mediciones de presión, tanto en la bomba como en el platillo orificio. En la Figura 3 se muestra el comportamiento de la altura de carga, comparando los resultados experimentales con los calculados para el número finito de álabes.

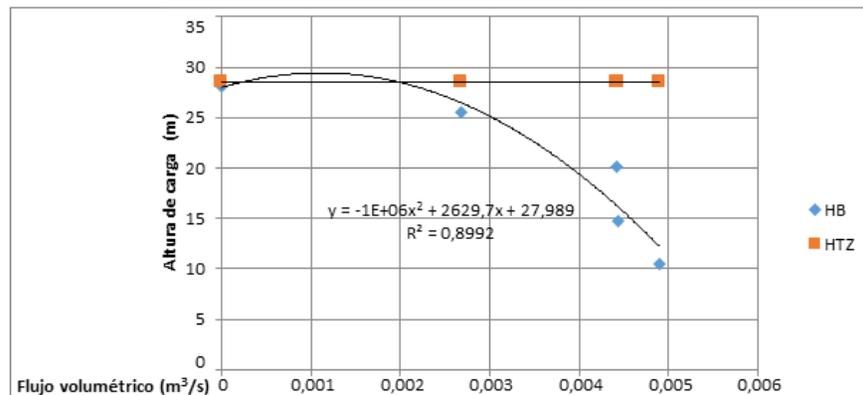


Figura 3 Curvas características de la bomba para número finito de álabes y real.

Según se indica en la Figura 3 el comportamiento de la altura de carga experimental (HB) es menor que la altura para número finito de álabes (HTZ), acorde a lo planteado por la teoría (Nekrasov, 1990). A partir de esta relación se obtiene el comportamiento del rendimiento hidráulico, indicado en la Figura 4.

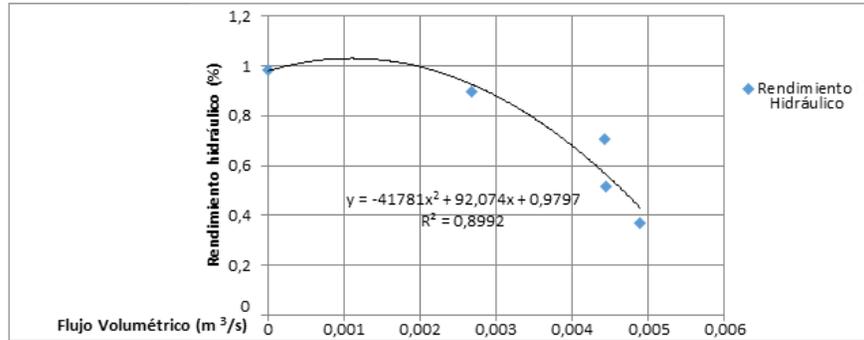


Figura 4. Rendimiento hidráulico en función de flujo volumétrico.

En la figura se muestra el rendimiento hidráulico relacionado con el flujo volumétrico, donde se refleja que con el aumento del flujo volumétrico disminuye el rendimiento, desde 98 % a 36 %, aproximadamente.

Resultados teóricos y experimentales de la bomba centrífuga en función del número de revoluciones

En esta práctica de laboratorio se tomaron las mediciones de presión, tanto en la bomba como en el platillo orificio, mediante la técnica operatoria aplicada en la práctica anterior. Estas mediciones se realizan para dos niveles de número de revoluciones (3 600 rev/min y 2 000 rev/min), donde se comprueba el grado de precisión de los resultados obtenidos mediante las ecuaciones de semejanza.

Con estos resultados se grafica el comportamiento de la altura de carga y se comparan los resultados experimentales con los calculados; para esto se determinó el comportamiento de la altura de carga en función del flujo volumétrico, el cual se muestra en la Figura 5.

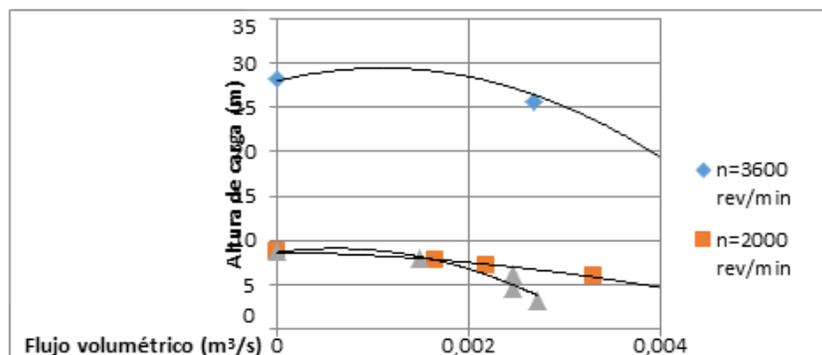


Figura 5. Curvas características de la bomba centrífuga para dos números de revoluciones.

En la Figura 5 se muestra una adecuada aproximación de los datos experimentales con los calculados hasta los valores de caudales cercanos a $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$; para valores superiores de caudal los errores aumentan, atribuyéndose a errores de medición de caudal por aproximación, error comúnmente encontrado en este tipo de experimento.

Resultados experimentales sobre cavitación en la bomba centrífuga

La cavitación es un fenómeno que puede ocurrir en las bombas centrífugas, si no se garantiza, los parámetros operacionales adecuados. En esta práctica se miden los valores de presión en la bomba centrífuga y en el platillo orificio, relacionando cada dato con la presión de vacío medida en la succión.

Los valores de presión de vacío en función del flujo volumétrico son graficados y se presentan en la Figura 6. Este gráfico define los valores de NPSH, analizando el comportamiento de la altura de carga en función del flujo volumétrico y la potencia hidráulica, para diferentes grados de cierre de la válvula en la succión.

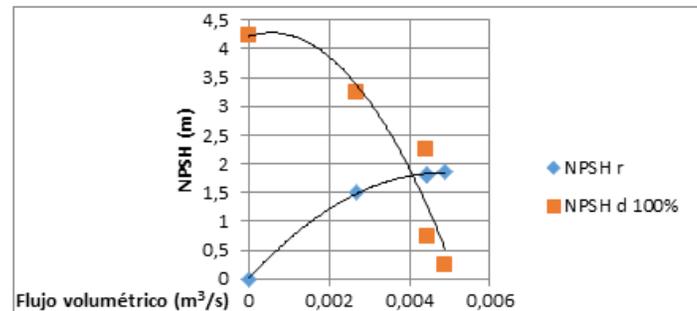


Figura 6. Comportamiento de la NPSH de la bomba BMS 35-18.

En la figura se muestran los resultados del experimento de cavitación donde se grafica NPSH_r (altura neta positiva en la succión requerida m) y NPSH_d (altura neta positiva en la succión disponible m), obtenida de forma experimental, contra el Q (flujo volumétrico). Para valores mayores de $0,004 \text{ m}^3/\text{s}$ de flujo volumétrico la bomba entra en el período de cavitación. A partir de estos valores se manifiestan altos niveles de vibraciones en el sistema y pulsaciones del flujo volumétrico.

Resultados experimentales de las pérdidas locales en la válvula de compuerta

Estos resultados de las pérdidas locales en la válvula de compuerta se desarrollaron mediante la experimentación. Se utilizan para graficar la relación entre las pérdidas en la válvula y el número de Reynolds (Re) donde:

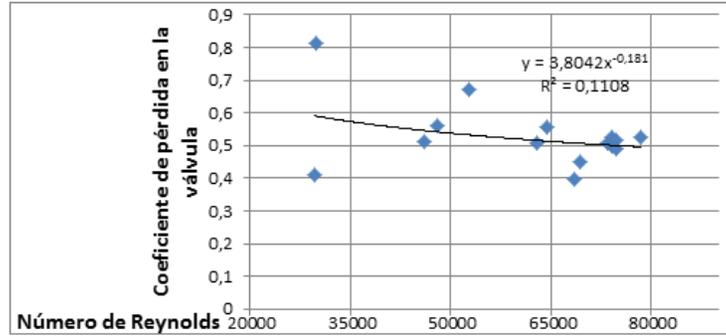


Figura 7. Relación entre el coeficiente de pérdida local en la válvula y el número de Reynolds.

Para la válvula abierta se tomaron los valores de pérdidas de presión para diferentes velocidades del agua; teniendo en cuenta los valores diferentes de velocidad el coeficiente de pérdidas locales se puede tomar como un valor contante, según la tendencia de los resultados (Figura 7). Para este caso se obtiene un valor de 0,53. Se muestra el grado de dispersión de los valores puntuales, influenciado por el tipo de instrumento utilizado (manómetro de mercurio).

Resultados experimentales de las pérdidas locales en el codo estándar

Los resultados experimentales de las pérdidas locales en el codo estándar se realizaron utilizando la instalación experimental. En la Figura 8 se muestra la relación entre las pérdidas en los codos y el número de Reynolds (Re).

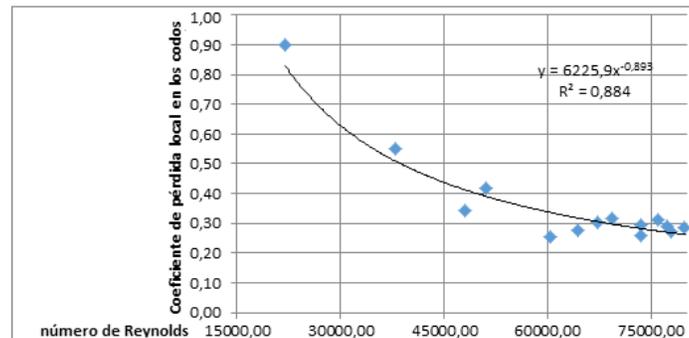


Figura 8. Relación entre el coeficiente de pérdida local en los codos y el número de Reynolds.

Para la válvula abierta se tomaron los valores de pérdidas de presión para diferentes velocidades del agua. Para este caso se obtiene un valor de 0,36.

Resultados experimentales del comportamiento reológico del aceite

Una vez realizado el procedimiento para variar el flujo volumétrico, para los diferentes valores de número de revolución, se registra la caída de presión medida por los manómetros. Las curvas de flujo, a partir de los esfuerzos de corte (τ) en el rango de gradientes de velocidad ($\dot{\gamma}$), se muestran en la Figura 9.

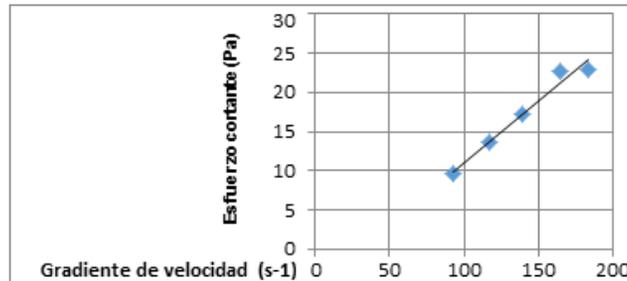


Figura 9. Reograma del aceite.

Del análisis de los resultados mostrados se obtiene el comportamiento reológico del aceite, ajustándose este a un comportamiento newtoniano, siendo su coeficiente dinámico de viscosidad de 0,125 Pa·s, ajustado para un coeficiente de correlación múltiple de 93,5 %. Este resultado se considera como satisfactorio si se compara con el valor de viscosidad dado por la marca de aceite, el cual es de 0,2 Pa·s.

Resultados experimentales del gradiente de presión y factor de fricción en tuberías

Esta práctica procesa los datos experimentales y valores calculados para obtener el gráfico (Figura 10).

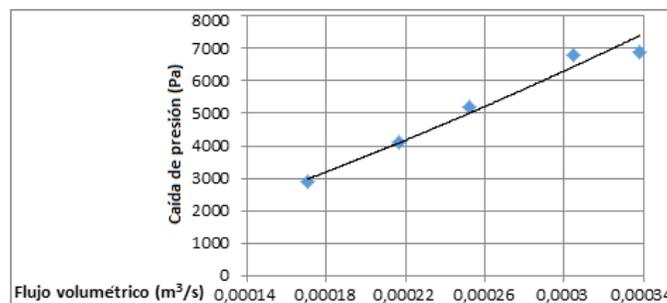


Figura 10. Comportamiento de la caída de presión en la tubería de 25,4 mm.

Ya determinadas las curvas de flujo, a partir del factor de fricción (λ) en el rango del número de Reynolds (Re), se obtiene el gráfico que se muestra en la Figura 11, donde se plantea la relación del factor de fricción en la tubería.

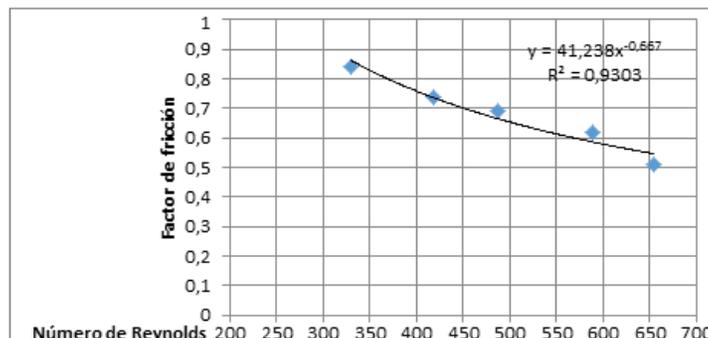


Figura 11. Comportamiento del factor de fricción.

Comparando el resultado del factor de fricción obtenido con el ajuste teórico del flujo en el régimen laminar, según la línea de tendencia, los datos se ajustan con una aproximación de un 86,5 %; en estos casos experimentales se debe garantizar o minimizar los errores de medición para lograr un ajuste más cercano al teórico.

Resultados experimentales de la curva característica del ventilador centrífugo

Obtenidos los valores necesarios para hallar la diferencia entre la presión de impulsión y la de succión y la potencia consumida por el motor se relaciona la presión de trabajo con el flujo volumétrico y se obtiene la curva del ventilador centrífugo (Figura 12).

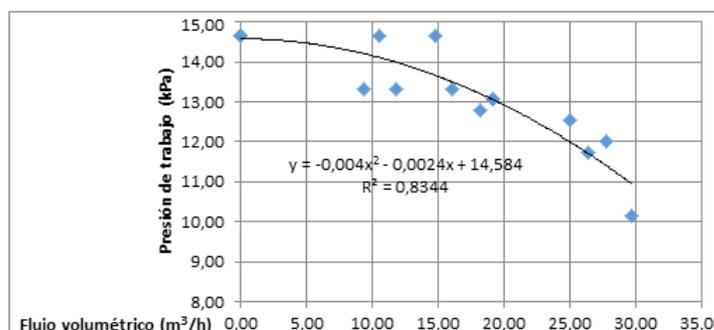


Figura 12. Curva característica del ventilador centrífugo.

A partir de los resultados experimentales se obtiene el comportamiento de la curva característica del ventilador centrífugo. Se muestra un comportamiento decreciente

con el aumento del flujo volumétrico, característico de estos ventiladores de baja capacidad. La Figura 13 muestra la relación entre la potencia y el flujo volumétrico.

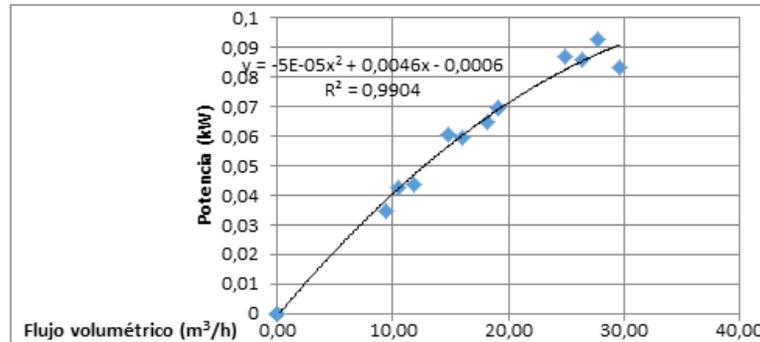


Figura 13. Potencia de flujo del ventilador centrífugo en función del flujo volumétrico.

Como se observa en los resultados, la potencia del flujo es mucho menor que la potencia nominal del ventilador (0,75 kW); en este caso, el resultado indica valores muy bajos en el rendimiento total de la máquina.

Conclusiones

Se describieron las instalaciones actuales del Laboratorio de Mecánica de los Fluidos, donde se cuenta con el funcionamiento de dos bombas centrífugas, una bomba de engrane y un ventilador centrífugo.

Se plantea y corrobora la relación entre la teoría de las turbo máquinas centrífugas a partir de los datos experimentales, relacionándose mediante el rendimiento hidráulico; para la bomba centrífuga se obtiene un rendimiento máximo de 98 %.

Se obtiene el comportamiento de la altura neta positiva de succión disponible y su comparación con la requerida, mostrándose que para valores mayores de 0,004 m³/s de flujo volumétrico la bomba entra en el período de cavitación.

Se obtuvieron las curvas de comportamiento mediante la experimentación y cálculo con las variaciones del número de revoluciones desde 3 600 rev/min hasta 2 000 rev/min; se comprueba en este caso el error de aproximación entre los datos experimentales y los calculados, los cuales son adecuados hasta los valores de caudales cercanos a 0,002 m³/s.

Referencias bibliográficas

- DARBY, R. 2001: Take the mystery out of non-newtonian fluids. *Chemical Engineering*.
- KASATKIN, A. G. 1985: *Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química*. Tomo II. Editorial Educación.
- LAURENCIO, H.; FALCÓN, J.; RETIRADO, Y. & PÉREZ, O. 2012: Modelo para cálculo de pérdidas de presión en tuberías conductoras de petróleo pesado (11° API). *Minería y Geología* 28(3): 70-86.
- MARTÍNEZ, L.; MONTEAGUDO, J. & JÁUREGUI, S. 2007: *Mecánica de los Fluidos y Máquinas de Flujo*. Editorial Universo Sur, Universidad de Cienfuegos, Cuba.
- MORERA, M. 1993: *Accionamiento Eléctrico Automatizado*. Pueblo y Educación, La Habana.
- NEKRASOV, B. 1990: *Hidráulica*. Editorial MIR, Rusia.
- PÉREZ, R. 1986: *Investigación de los parámetros del transporte hidráulico de las menas y concentrados en flujos de alta concentración*. Tesis doctoral. URSS. 95 p.
- SKELLAND, H. 1970: *Non-newtonian flow and heat transfer*. Instituto Cubano del Libro, La Habana.
- STREETER, V.; BENJAMIN, E. & BEDFORD, K. 2000: *Mecánica de fluidos*. 9na ed. McGraw-Hill, Santafé de Bogotá.