

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DRPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROCEDIMIENTOS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO EN
LA ASIGNATURA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS**

Tesis presentada en opción al título de ingeniero mecánico

Autor: Juan Pablo Casals Fernández.

Tutores: Prof. Aux., Ing. Héctor Laurencio Hernández, Dr. C.

Prof. Asist., Ing. Olga Pérez Maliuk, Ms. C.

Moa - 2015



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Juan Pablo Casals Fernández autor de este trabajo de Diploma y el tutor Doctor en Ciencias: Héctor Luis Laurencio Alfonso y Master en Ciencias: Olga Pérez Maliuk declaramos la propiedad intelectual de este al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Juan Pablo Casals Fernández

Dr.C. Héctor Luis Laurencio Alfonso

Ms. C. Olga Pérez Maliuk



PENSAMIENTOS

.... Y hay muchas cosas de las que el hombre puede sentirse orgulloso y no es precisamente de lo que ha recibido sino de lo que sea capaz de realizar con sus propios esfuerzos.

Fidel Castro Ruz

Lo importante es que seamos capaces de hacer cada día, algo que perfeccione lo que hicimos el día anterior.

Ernesto Che Guevara



AGRADECIMIENTOS

Primeramente Agradezco a Dios por permitirme estar aquí hoy y protegerme siempre.

A mis padres Lilia Fernández Lamorú y Juan Ramón Casals Tomasén por su total entrega para poder llegar a ser un profesional.

A mis tutores Dr. C. Héctor Laurencio Alfonso y Ms. C. Olga Pérez Maliuk por apoyarme en el transcurso de la realización de este trabajo así como a los profesores del Departamento de Mecánica por los conocimientos impartidos a lo largo de la carrera.

A mi tío Alberto Fernández Lamorú por sus consejos diarios y su ejemplo.

A mi mujer Ailén Abad Sablón y mi hermana Linet Casals Fernández por saberme comprender durante todo este tiempo.

A mis abuelos, a mis tíos y demás familiares en general, por el apoyo brindado y por siempre estar dispuestos a ayudarme.

A mis amistades y compañeros de escuela que con su apoyo desinteresado han contribuido a que alcanzara esta meta.

A todos mis seres queridos:

Muchas gracias.

El autor



Resumen

El presente trabajo de diploma viene condicionado por problemas surgidos en el laboratorio de Mecánica de los Fluidos del centro, donde existe desconocimiento de los resultados experimentales reales de las instalaciones (bombas y ventiladores), debido a modificaciones de los sistemas de medición, cambio de rendimiento de las máquinas por lo años de explotación y creación de nuevas instalaciones. En el trabajo se hace una búsqueda bibliográfica correspondiente con el tema, dando lugar a muy escasos trabajos los cuales no se encuentran muy bien argumentados.

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 dan las características y las propiedades de los fluidos empleados en las prácticas.

Se exponen las metodologías de cálculo para las instalaciones, donde se exponen los resultados de curva de la bomba y el ventilador, los coeficientes de pérdidas locales en accesorios y el comportamiento reológico un aceite lubricante. Posteriormente se efectúa la valoración económica asociada a cada experimentación.



Abstract

The present diploma work comes conditioned by problems arisen in the laboratory of Mechanics of the Fluids of the center, where ignorance of the real experimental results of the facilities exists (bombs and fans), due to modifications of the mensuration systems, change of yield of the machines for the years of explortation and creation of new facilities. In the work a search bibliographical correspondence is made with the topic, giving place to very scarce works which are not very well argued.

A brief description of the facilities of the laboratory of Mechanics of the Fluid and instruments used in the experimental calculations was made, as well as the characteristics and the properties of the fluids employees are given in the practices.

The calculation methodologies are exposed for the facilities, where the results of curve of the bomb and the fan are exposed, the coefficients of local losses in accessories and the behavior reológico a lubricant oil. Later on the economic valuation associated to each experimentation is made.



TABLA DE CONTENIDO	Pág.
Introducción.	1
1. MARCO TEÓRICO DE REFERENCIA A LA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS.	4
1.1. Introducción del capítulo.	4
1.2. Análisis de trabajo referente al flujo de fluido.	4
1.2.1. Flujo de agua.	5
1.2.2. Flujo de fluido viscoso.	6
1.2.3. Flujo de aire.	8
1.3. Propiedades y principio básico de los flujos.	8
1.4. Principio del flujo de fluido.	10
1.4.1. Clasificación reológica de los fluidos.	11
1.5. Teoría básica de las máquinas de flujo.	13
1.5.1. Bomba de engrane.	13
1.5.2. Bomba de centrífuga.	16
1.5.3. Ventilador centrífugo.	18
1.6. Métodos e instrumentos de medición de mecánica de los fluidos.	19
1.6.1. Manómetro.	20
1.6.2. Piezómetro.	20
1.6.3. Dispositivo para la medición de flujo.	21
1.6.4. Medio de mediciones.	22
1.7. Conclusiones.	22
2. MATERIALES Y MÉTODOS.	23
2.1. Introducción del capítulo.	23
2.2. Principio básico de platillo orificio.	23
2.3. Metodología para la experimentación en la bomba centrífuga.	25
2.3.1. Descripción de la instalación.	25
2.3.2. Descripción de la instrumento.	26
2.3.3. Obtención teórica y experimental de la curva característica de la bomba centrífuga (Práctica 1).	27
2.3.4. Obtención teórica y experimental de la bomba centrífuga en función del número de revoluciones (Práctica 2).	30
2.3.5. Cavitación en bomba centrífuga (Práctica 3).	34



2.4.	Determinación de coeficiente de pérdidas locales.	38
2.4.1.	Descripción de la instalación.	38
2.4.2.	Descripción de la instrumento.	39
2.4.3.	Determinación de coeficientes de pérdidas locales en válvula y codo (Práctica 4).	40
2.5.	Experimentación con bomba engrane y flujo aceite.	42
2.5.1.	Descripción de la instalación.	42
2.5.2.	Descripción de los instrumento.	44
2.5.3.	Determinación del comportamiento reológico del aceite (Práctica 5).	45
2.5.4.	Obtención experimental del gradiente de presión y factor de fricción en tuberías (Práctica 6).	46
2.6.	Metodología para la experimentación con ventiladores centrífugo.	48
2.6.1.	Descripción de la instalación.	48
2.6.2.	Descripción de los instrumento.	49
2.6.3.	Obtención de los resultados experimentales de la curva característica del ventilador centrífugo (Práctica 7).	49
2.7.	Metodología para la estimación del consumo energético durante la experimentación.	51
2.8.	Conclusiones del capítulo 2.	53
3.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.	54
3.1.	Introducción del capítulo 3.	54
3.2.	Resultados teóricos y experimentales de la curva característica de la bomba centrífuga.	54
3.3.	Resultados teóricos y experimentales de la bomba centrífuga en función del número de revoluciones.	56
3.4.	Resultados experimentales sobre cavitación en bomba centrífuga.	57
3.5.	Resultado experimentales de las pérdidas locales en válvula de compuerta.	58
3.6.	Resultado experimentales de las pérdidas locales en el codo estándar.	60
3.7.	Resultado experimental del comportamiento reológico del aceite.	61
3.8.	Resultado experimental del gradiente de presión y factor de fricción en tuberías.	62
3.9.	Resultado experimentales de la curva característica del ventilador centrífugo.	64



3.10. Resultado del consumo energético durante las experimentaciones.	66
3.10.1. Medidas de seguridad.	68
3.11. Conclusiones del capítulo 3.	69
CONCLUSIONES GENERALES.	70
RECOMENDACIONES.	71
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	72
ANEXOS # 1.	76
ANEXOS # 2.	77
ANEXOS # 3.	80



INTRODUCCIÓN

En la actualidad Cuba cuenta con profesionistas capaces de desarrollar sus actividades eficientemente, es por eso, que las universidades proporcionan a los profesionales planes de estudios donde los conocimientos, tanto teóricos como prácticos, estén actualizados; de manera que al concluir su carrera profesional lleguen a desempeñar sus labores de una forma competitiva en relación con otros profesionistas.

El futuro Ingeniero mecánico deberá saber utilizar la ciencia siempre que le permita resolver sus 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 y aplicar su criterio. Su capacidad profesional depende de esta habilidad para combinar todas las fuentes de información con el fin de obtener soluciones prácticas a los problemas que se le presenten.

Una parte importante en la formación del Ingeniero mecánico es el conocimiento de la mecánica de fluidos, que está íntimamente ligada a la experimentación, por esto el alumno que cursa la asignatura de Mecánica de los Fluidos logrará un mejor aprendizaje completando sus estudios de la clase teórica con su participación en el laboratorio.

En este trabajo se demuestra la necesidad de experimentar y determinar con precisión cada parámetro de las instalaciones, que constituye uno de los aportes principales en la formación de los ingenieros mecánicos, mediante la asignatura Mecánica de los Fluidos (Guerrero, 2009)



Situación Problemática:

Desconocimiento de los resultados experimentales reales de las instalaciones del laboratorio de mecánica de los fluidos (bombas y ventiladores), debido a modificaciones de los sistemas de medición, cambio de rendimiento de las máquinas por lo años de explotación y creación de nuevas instalaciones. Por tales motivos y a causa de las condiciones reales de operación, no se cuenta con un manual de procedimientos para la realización de las prácticas de laboratorio, que garantice la adecuada preparación de los trabajos investigativos experimentales y la comparación y análisis de los resultados.

Problema:

Insuficiente conocimiento de los resultados reales de las instalaciones del laboratorio de Mecánica de los Fluidos.

Objeto de estudio:

Instalaciones pertenecientes al laboratorio de Mecánica de los Fluidos.

Campo de acción:

Prácticas de laboratorio con las instalaciones del laboratorio de Mecánica de los Fluidos.

Hipótesis:

Mediante el análisis de los principales elementos mecánicos (impelentes, volutas y sistemas de tuberías e instrumentos de medición) y parámetros de operación (flujo, presión, potencia y rendimiento, teniendo en cuenta las propiedades de los fluidos); es posible relacionar los resultados experimentales con los teóricos, garantizando que las instalaciones trabajen eficientemente.

Objetivo general:

Proponer un manual de procedimiento para la realización de prácticas de laboratorio de Mecánica de los Fluidos, a partir del análisis teórico y resultados experimentales.



Objetivos específicos:

Describir las instalaciones actuales del laboratorio de Mecánica de los Fluidos.

Exponer las teorías referentes a las prácticas a tratar y los pasos de operación para la obtención de datos.

Obtener las curvas de comportamiento de las instalaciones del laboratorio mediante la experimentación.

Análisis de la incidencia económica y ambiental de las instalaciones.

Tareas:

1. Estudio bibliográfico referente a la práctica de Mecánica de los Fluidos.
2. Recopilación de materiales e instrumentación para la instalación.
3. Desarrollo de la metodología para obtener los datos.
4. Análisis económico y ambiental.

Capítulo 1. Marco teórico de referencia a la Mecánica de los Fluidos

1.1. Introducción

El método más comúnmente utilizado para el transporte de fluidos de un punto a otro es forzar el flujo a través de un sistema de tubería. La tubería de sección circular es a su vez, la utilizada con más frecuencia, esta forma, otorga mayor resistencia estructural, pero sobre todo alcanza mayor área de sección transversal por unidad de superficie de pared sobre cualquier otra forma. Solo algunos problemas especiales en la mecánica de fluidos, tales como el flujo laminar en una tubería, pueden ser resueltos completamente por medio de una racionalidad matemática, todos los otros problemas de mecánica de fluidos requieren métodos de solución que al menos en parte, se fundamentan en coeficientes determinados experimentalmente.

Las múltiples ecuaciones experimentales que han sido propuestas para los problemas de flujo en una tubería, suelen ser con frecuencia demasiado limitadas y pueden ser aplicadas solamente cuando las condiciones del problema se aproximan cercanamente a las condiciones de los experimentos de donde se derivaron las ecuaciones.

La gran variedad de fluidos que están siendo manejados en la industria de procesos, una sola ecuación que pueda ser utilizada para el flujo de cualquier fluido en una tubería, ofrece varias ventajas, tal fórmula es la ecuación de Darcy.

La ecuación de Darcy puede deducirse racionalmente por medio del análisis dimensional; sin embargo, existe una variable en la fórmula: el factor de fricción, el cual debe necesariamente determinarse experimentalmente (Guerrero, 2009).

Como objetivo del capítulo se plantea:

Establecer el estado del arte a partir de la revisión bibliográfica, con la finalidad de disponer de los elementos básicos para la solución del problema planteado.

1.2. Análisis de trabajos referentes al flujo de fluidos

Una investigación en cualquier área del conocimiento debe siempre estar sustentada por una investigación teórica y empírica, de ahí que sea necesario utilizar los métodos que caracterizan a cada una de ellas para desarrollar científicamente las mismas a partir de una clara

caracterización del objeto, del planteamiento del problema, los objetivos, la hipótesis y las tareas.

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes trabajos y estudios, la revisión bibliográfica estuvo dirigida en dos líneas fundamentales: una, la información relacionada con el enfoque teórico - metodológico y otra, los trabajos sobre el tema de mecánica de los fluidos desde el punto de vista científico, técnico y práctico (Torres, 2003).

Desde fines del siglo XVIII y a lo largo del siglo XIX, la mecánica de los fluidos se ve enriquecida por los estudios teóricos y experimentales de Henri Darcy, por su discípulo y continuador H. Bazin y por el médico Jean Poiseuille, interesado en la circulación de la sangre. Sobresalieron también Julios Weibach y Gottlieb Hagen; y en el aspecto teórico se destacan los científicos Lagrange, Helmholtz, Ventura, Pitot entre otros.

1.2.1. Flujo de agua

Se han desarrollado varios trabajos en relación el estudio del flujo de agua, dando lugar a un aprovechamiento al máximo de este recurso conjunto a su uso racional.

Farrill (1967) aborda sobre un proyecto de recirculación del agua de enfriamiento de los tanques de Lixiviación y Lavado. Plantea además que el proyecto resuelve la recirculación del agua enfriadora para 25 tanques. El proyecto supone la recirculación sin enfriamiento del agua recirculada. El agua es llevada a un tanque de concreto el cual está conectado a la estación de bombas para suministrar el agua de reemplazo.

Gerhart (1995) realiza un análisis integral de todo el sistema de abastecimiento de agua del hospital Isidro Ayora, este análisis incluyó la determinación de las causas por las que se produce la presencia del choque hidráulico en la instalación, elevado consumo energético del sistema hidráulico. Además de realizar un análisis para verificar si el sistema de tuberías es el adecuado y su distribución es la correcta (Labrarte, 2011).

Welty (1976) y Bandala (2001) efectuaron una evaluación en una tubería recta en la que el flujo es del tipo laminar o viscoso, según estos autores la resistencia se origina por el esfuerzo tangencial o cortante de la viscosidad entre las láminas o capas adyacentes y las partículas que se mueven en recorridos paralelos con diferentes velocidades. Además plantean que en la

pared de la tubería las partículas se adhieren a ella y no tienen movimiento; deducen que tanto las láminas como las partículas en movimiento en la tubería están sujetas a un esfuerzo cortante viscoso que la disminuye y la aproximan al centro de la tubería, por lo que la variación de la velocidad a través de la tubería, está totalmente determinada por el esfuerzo viscoso entre las capas (Labrarte, 2011).

1.2.2. Flujo de fluido viscoso

El problema de los efectos viscosos de disipación de energía, se empezó a abordar experimentalmente con flujos a baja velocidad en tuberías, independientemente, en 1839 por el médico francés Jean Poiseuille, que estaba interesado por las características del flujo de la sangre, y en 1840 por el ingeniero alemán Gotthif Hagen. El primer intento de incluir los efectos de la viscosidad en las ecuaciones de gobierno de la dinámica de fluidos se debió al ingeniero francés Claude Navier en 1827 e independientemente, al matemático británico George Stokes, quien en 1845 perfeccionó las ecuaciones básicas para los fluidos viscosos incompresibles. Actualmente se las conoce como ecuaciones *de* Navier- Stokes

(Laurencio, 2011).

Un ejemplo de estos estudios se relaciona con la determinación de las caídas de presión a través de una tubería en el manejo de pasta de pescado, evaluadas por Nakayama et al. (1980), donde se determinaron las pérdidas de energía, atribuidos a la naturaleza del comportamiento no newtoniano.

Dentro de los trabajos reportados sobre la influencia de las propiedades reológicas en el comportamiento de la característica operacional de bombas, se han reportado numerosos trabajos que han colaborado en el desarrollo de esta esfera de la ciencia. Según lo planteado por Turiño (1996), no existe una teoría que permita predecir el comportamiento exacto de una bomba cuando manipula un fluido viscoso. El método más simple de los parámetros de funcionamiento (carga, flujo, potencia y eficiencia) y de reconstrucción de las características al variar la viscosidad se basa en el empleo de coeficientes de corrección específico para cada fluido, obtenidos por vía experimental.

Roque (1989) desarrolló investigaciones experimentales en relación con el bombeo de soluciones azucaradas de naturaleza no newtonianas y propuso coeficientes de corrección que

permiten pronosticar la curva característica de estos equipos de bombeo en función de las propiedades reológicas de los fluidos ensayados.

Pedroso *et al.* (2000) Tomando como base el modelo de Otswald de Waele, obtuvo la expresión para el cálculo de la velocidad media de transporte de un fluido y los gradientes de velocidad a que son transportadas las mieles y meladuras en un conducto, permitiendo obtener el perfil universal de distribución de la velocidad a través de la sección de un conducto circular, dependiendo del valor del índice de flujo.

Resultados reportados por García *et al.* (2003), Haoulo y García (2004), muestran diferencias significativas en la predicción del gradiente de presión entre modelos homogéneos cuya única diferencia es la forma de evaluar la viscosidad de mezcla de petróleo.

Haoulo *et al.* (2005) evalúa el efecto de la densidad y de la viscosidad dinámica de la mezcla en la determinación del gradiente de presión longitudinal de flujo bifásico en tuberías horizontales considerando un fluido pseudo homogéneo.

Concha *et al.* (2006) propone un modelo matemático para predecir el crecimiento de la zona de mezcla que se genera entre combustibles derivados del petróleo como consecuencia de su transporte secuencial por poliductos.

García y Haoulo (2007) realizan un estudio experimental y teórico para evaluar diferentes modelos empíricos y mecanicistas utilizados comúnmente para predecir patrones de flujo bifásico de petróleo en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas.

Japper *et al.* (2009) analizan el flujo de polímetros en tuberías; para el caso en estudio se determinó la relación del factor de fricción mediante la experimentación del gradiente de presión, para mezclas newtonianas y no newtonianas del tipo pseudoplásticos.

Como se observa en los trabajos descritos, la investigación del flujo de fluidos por tuberías, es de vital aplicación en las industrias, lo que debe ser una herramienta en la formación de los ingenieros mecánicos. La mayoría de estos trabajos se han realizado en instalaciones muy similares a la que se proponen en este trabajo de diploma, esto favorece la justificación y el valor práctico propuesto (Martínez, 2007).

1.2.3. Flujo de aire

En 1648 Blaise Pascal Filósofo francés, físico y matemático, conoció los experimentos de Torricelli y Galileo. Llegó a la conclusión de que la fuerza que mantiene la columna a 760 mm es el peso del aire de encima. Por lo tanto, en una montaña la fuerza se reducirá debido al menor peso del aire. Predijo que la altura de la columna disminuiría, cosa que demostró con sus experimentos en el monte Puy- de- Dome, en el centro de Francia. De la disminución de altura se puede calcular el peso del aire. Pascal formuló también que esta fuerza, que la llamó presión hidrostática, actúa de manera uniforme en todas las direcciones, Mott, Robert (1996).

Interesante en este campo resulta el artículo de Weber (1991) donde hace un análisis de la influencia de la fricción del aire y la mezcla aire - sólido en el transporte neumático, se determinan las pérdidas de presión a partir de un coeficiente de mezcla que incluye todos los parámetros influyentes en el transporte neumático. Otros trabajos dirigidos en la misma dirección son los desarrollados por Arnold y Wipych (1991); Pan y Wipych (1992). En los artículos citados no se parte de un razonamiento teórico del comportamiento físico de los sistemas, por lo que limita su aplicación a las condiciones planteadas en los experimentos. Esto aumenta el error que se comete cuando se aplican los resultados en el transporte de otros materiales (Torres, E. 2003).

1.3. Propiedades y principios del flujo de fluidos

La rama de la mecánica aplicada que estudia el comportamiento de los fluidos, ya sea en reposo o en movimiento, constituye la mecánica de los fluidos. En la estática de los fluidos, el peso específico es la propiedad importante, mientras que en el flujo de fluidos, la densidad y la viscosidad son las que predominan. Cuando tiene lugar una compresibilidad apreciable es necesario considerar los principios de la termodinámica. Al intervenir presiones manométricas negativas, la tensión de vapor adquiere importancia, y la tensión superficial afecta a la estática o cinemática de los fluidos cuando las secciones de paso son pequeñas, (Laurencio, H. 2010).

Los fluidos son sustancias que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases:

Líquidos: son prácticamente incompresibles, ocupan un volumen definido y tienen superficies libres.

Gases: son compresibles, se expansionan hasta ocupar todas las partes del recipiente que los contenga.

Dentro de las principales propiedades que se deben tener en cuenta para la realización de prácticas en mecánica de los fluidos, se encuentra: la densidad, el peso específico, el volumen específico, la gravedad específica, la viscosidad, la presión de vapor, la tensión superficial, la capilaridad y la compresibilidad.

La densidad de una sustancia se define como su masa por unidad de volumen. La unidad de medida en el Sistema Internacional de Unidades (SIU) es kg/m^3 , también se utiliza frecuentemente la unidad g/cm^3 .

Peso específico, se define como su peso por unidad de volumen, el que se encuentra relacionado con la densidad. En los líquidos puede considerarse constante para las variaciones ordinarias de presión.

El volumen específico, es el volumen por unidad de masa y es por lo tanto el recíproco de la densidad.

La gravedad específica, se suele designar como SG y se define como la relación de la densidad del fluido entre la densidad del agua a una temperatura dada. Normalmente esa temperatura es $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, y a esta temperatura la densidad del agua es 1000 kg/m^3 .

La viscosidad, es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido. Las unidades son en m^2/s . En los líquidos la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura, pero no se ve afectada apreciablemente por las variaciones de presión. En los gases la viscosidad absoluta aumenta al aumentar la temperatura, pero casi no varía con la presión. Como el peso específico de los gases varía con la presión (a temperatura constante), la viscosidad cinemática es inversamente proporcional a la presión.

La presión de vapor, cuando tiene lugar el fenómeno de la evaporación dentro de un espacio cerrado, la presión parcial a que dan lugar las moléculas de vapor se llama presión de vapor. Depende de la temperatura, aumentando con ella.

La tensión superficial (σ) de un líquido es el trabajo que debe realizarse para llevar moléculas en número suficiente desde el interior del líquido hasta la superficie para crear una nueva unidad de superficie (J/m^2). Este trabajo es numéricamente igual a la fuerza tangencial de contracción que actuase sobre una línea hipotética de longitud unitaria situada en la superficie.

La capilaridad, es la elevación o descenso de un líquido en un tubo capilar vienen producidos por la tensión superficial dependiendo de las magnitudes relativas de la cohesión y de la adhesión del líquido a las paredes del tubo. Los líquidos ascienden por tubos que mojan (cohesión < adhesión) y descienden por tubos que no mojan (cohesión > adhesión). La capilaridad tiene importancia en tubos estrechos <10mm, para valores mayores de 12 mm es despreciable (Martínez, Y. 2013).

La compresibilidad, se expresa a través del módulo volumétrico de elasticidad (E) que es la relación de la variación de presión a la variación de volumen por unidad de volumen. El aumento de la presión da lugar a una disminución de volumen. Las propiedades termofísica de los fluidos (agua, aceite, aire, Mercurio) que se utilizado en el trabajo se encuentra en él, (anexo 3).

1.4. Principios del flujo de fluidos

Tres principios fundamentales se aplican al flujo de fluidos:

1. El principio de conservación de la masa, a partir del cual se establece la ecuación de continuidad.
2. El principio de la energía cinética, a partir del cual se deducen ciertas ecuaciones aplicables al flujo.
3. El principio de la cantidad de movimiento, a partir del cual se deducen las ecuaciones para calcular las fuerzas dinámicas ejercidas por los fluidos en movimiento. El flujo de los fluidos puede ser permanente o no permanente; uniforme o no uniforme; laminar o turbulento; unidimensional, bidimensional o tridimensional y rotacional o irrotacional.

Existen dos tipos de flujos permanentes que hay que considerar: el flujo laminar y el flujo turbulento. Que sean permanentes quiere decir que la velocidad del flujo es constante en el tiempo, pero no necesariamente en el espacio.

Por otro lado un flujo permanente podrá ser uniforme o no uniforme, la uniformidad implica constancia de la velocidad en el espacio.

Flujo laminar: El flujo laminar se da cuando las partículas fluidas se mueven siguiendo trayectorias paralelas, formando el conjunto de ellas capas o láminas. Los módulos de las velocidades de capas adyacentes no tienen el mismo valor. El flujo laminar está gobernado por la ley que relaciona la tensión cortante con la velocidad de deformación angular, es decir, la tensión cortante es igual al producto de la viscosidad del fluido por el gradiente de las velocidades. La viscosidad del fluido es la magnitud física predominante y su acción amortigua cualquier tendencia a la turbulencia.

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad (1.1)$$

Flujo turbulento: En el flujo turbulento las partículas fluidas se mueven de forma desordenada en todas las direcciones.

$$\tau = (\mu + \eta) \cdot \frac{dv}{dy} \quad (1.2)$$

Donde μ representa los efectos debidos a la viscosidad y η tiene en cuenta los efectos debidos a la turbulencia.

1.4.1. Clasificación reológica de los fluidos

Desde el punto de vista reológico los fluidos se clasifican en dos grupos,

- 1- Newtonianos
- 2- No newtonianos

En los fluidos newtonianos 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 líquidos homogéneos de baja

viscosidad se comportan como fluidos Newtonianos; la viscosidad de estos fluidos es constante respecto a los cambios en la magnitud del esfuerzo cortante y del gradiente de velocidad (Martínez, Y. 2013).

Los fluidos no Newtonianos presentan como característica fundamental el hecho de que su viscosidad es función del gradiente de velocidad, y por tanto, cambia con la variación de dicho gradiente, aun cuando se mantenga la temperatura y otras condiciones constantes. Según la variación de la viscosidad los materiales no Newtonianos se clasifican a su vez en tres grupos (Martínez, Y. 2013).

- De viscosidad independiente del tiempo: Donde se encuentran los pseudoplásticos, los dilatantes, los plásticos ideales (Bingham) y los plásticos reales.
- De viscosidad dependiente del tiempo. Agrupados en tixotrópicos y reopéticos
- Visco-elásticos o de Maxwell.

Al representar gráficamente la relación del esfuerzo cortante como función del gradiente de velocidad, se obtienen curvas que describen el comportamiento reológico de los fluidos Newtonianos y no Newtonianos, las que se denominan curvas de flujo.

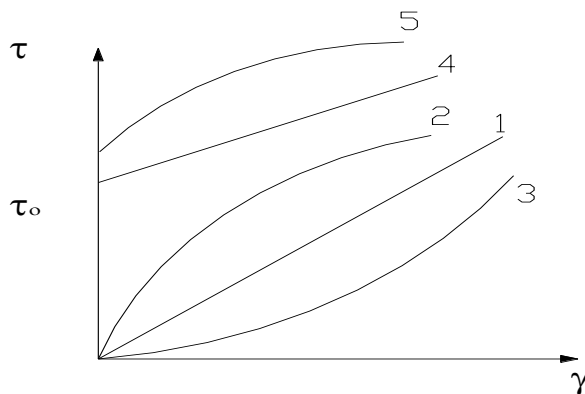


Figura 1.2. Curvas de flujo típica: 1- Newtonianos; 2- Seudoplásticos; 3- Dilatantes; 4- Plástico ideal (Bingham); 5- Plástico real, (Martínez, Y. 2013).

1.5. Teoría básica de las máquinas de flujo

Se denominan máquinas de flujo aquellas que tienen como función principal intercambiar energía con un fluido que las atraviesa. Este intercambio implica directamente una transformación de energía.

Las máquinas de fluido se suelen clasificar según varios principios. Las tres clasificaciones presentadas a continuación:

- **Según la naturaleza del fluido que las atraviesa**

Máquina hidráulica o máquina de flujo incompresible es aquella que trabaja con flujos incompresibles. A este grupo pertenecen las máquinas que trabajan con líquidos (por ejemplo, agua) pero además se incluyen aquellas que trabajan con gases cuando éstos se comportan como flujos incompresibles, como por ejemplo los ventiladores o aerogeneradores.

Máquina térmica o máquina de flujo compresible es aquella que trabaja con fluidos compresibles, ya sean condensables (caso de la máquina de vapor) o no condensables (como la turbina de gas).

- **Según el mecanismo de intercambio energético**

Máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo son aquellas máquinas que son atravesadas por cantidades discretas de fluido. Éstas a su vez se clasifican en alternativas o rotativas en función del movimiento ejercido.

- **Según el sentido de intercambio energético**

Si en el proceso el fluido incrementa su energía, la máquina se denomina generadora (compresores, bombas), mientras que si la disminuye, la máquina se denomina motora (turbinas, motores de explosión).

1.5.1. Bomba de engrane

Una bomba de engrane es un tipo de bomba hidráulica que consta de dos engranajes encerrados en un alojamiento muy ceñido. Transforma la energía cinética, generada por un motor, en energía hidráulica a través del caudal de aceite generado por la bomba. Este caudal

de aceite a presión, se utiliza para generar, normalmente, el movimiento del actuador instalado en la máquina/aplicación (Welty 2008).

El elemento principal de la bomba es el par de engranajes acoplados. El par de engranajes está formado por el eje conductor/motriz (el que es accionado por el eje del motor) y el eje conducido. El eje conductor hace girar al eje conducido bajo el principio del desplazamiento provocado por el contacto entre los dientes de los engranajes de los ejes.

Al accionarse la bomba, el aceite entra por el orificio de entrada (aspiración) de la bomba debido a la depresión creada al separarse los dientes de uno respecto a los del otro engranaje. El aceite es transportado a través de los flancos de los dientes del engranaje hasta llegar al orificio de salida de la bomba, donde, al juntarse los dientes del eje conductor con los del conducido, el aceite es impulsado hacia el orificio de salida (presión) (Welty 2008).

Las bombas de desplazamiento positivo generalmente se emplean para el trasiego de fluidos diferentes al agua, por lo que es importante conocer el efecto de las propiedades reológicas del fluido en sus curvas de funcionamiento.

En la bomba, la cámara S (de admisión), por la separación de los dientes, en la relación se libera n los huecos de dientes. Esta depresión provoca la aspiración del líquido desde el depósito (figura 1.3).

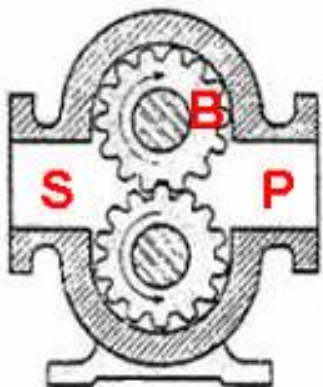


Figura 1.3. Bombas de engranes externos.

Fuente: Ochoa (2011).

Para fluidos de naturaleza newtoniana, la magnitud de las fugas del líquido a través de los huelgos es inversamente proporcional a su viscosidad, (Nekrasov, 1968) propone la siguiente relación:

$$\frac{q}{q_1} = \left[\frac{\mu_1}{\mu} \right]^{me} \quad (1.3)$$

Donde:

q : fugas a la viscosidad μ y presión P ,

q_1 : fugas a la viscosidad μ_1 y presión P .

En la relación anterior los resultados experimentales efectuados en bombas de engranajes muestran que el coeficiente **me** es cercano a 1/2, para otros tipos de bombas de desplazamiento positivo no hay datos fidedignos, pero por lo visto según plantea Turiño (1999) es del mismo orden para fluidos de naturaleza newtoniana.

La elevación de la viscosidad del líquido se refleja positivamente en el rendimiento volumétrico, lo cual es cierto hasta que la influencia negativa de este factor sobre el llenado incompleto de las cámaras de trabajo de la bomba no supere el efecto de la disminución de las fugas a través de los huelgos.

La característica principal de las bombas de engranes es la dependencia entre su flujo y la altura de presión. Esto significa que con la frecuencia de rotación dada el flujo es constante e igual para todas las alturas de presión, en línea recta como se muestra en la figura 1.4.

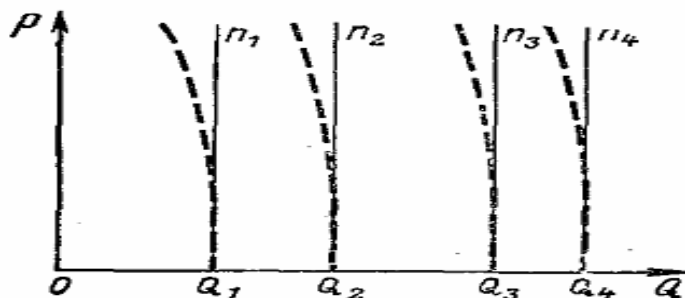


Figura 1.4. Características teóricas y reales de la altura de presión siendo n variable. Fuente: Ochoa (2011).

Para la bomba a instalar, estas características serán determinadas una vez que se halla puesto en funcionamiento. Lo que posibilitará conocer con estos resultados el flujo volumétrico bombeado en función del número de revoluciones.

1.5.2. Bomba centrífuga

Las bombas centrífugas son las bombas que más se aplican en las industrias ya que estas se adaptan con facilidad a muchas circunstancias de trabajo, por lo que nuestro país no está exento de esto. Una bomba es un dispositivo que incrementa la energía mecánica del fluido para trasladarlo de un punto a otro que puede estar en condiciones diferentes de altura y presión. En este tipo de mecanismos las características operativas son importantes para la selección y comportamiento operativo para cubrir las necesidades de un proceso.

Características de las bombas centrífugas

Una bomba centrífuga es una máquina compuesta de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter, o una cubierta o coraza. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga (ver figura 1.5). En fin, una bomba centrífuga tiene dos partes principales:

- Un elemento giratorio incluyendo un impulsor y una flecha.
- Un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, y chumacera.

El impulsor de una bomba centrífuga descarga líquido a una velocidad alta. Una función de la cubierta de la bomba es reducir esta velocidad y convertir la energía cinética en energía de presión, ya sea por medio de una voluta o de un conjunto de paletas o álabes difusores (Karassik *et al.* 1985).

Las razones que convierten a estas bombas en la de mayor preferencia son las siguientes:

- Son aparatos giratorios.
- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulado.
- Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias.

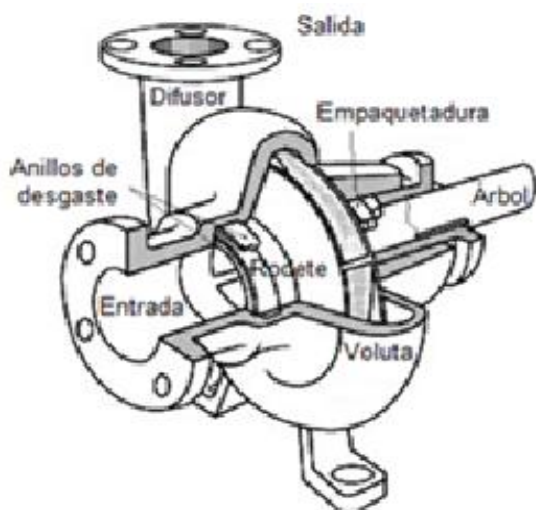


Figura 1.5. Partes principales de una bomba centrífuga

Fuente: <http://cucoboos.wordpress.com/about/>

Teniendo la información de los datos de placa de la bomba, se deben consultar los catálogos o información técnica del fabricante para obtener las curvas características de la bomba centrífuga; dichas curvas son aquellas que relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de la misma (Figura 1.6.).

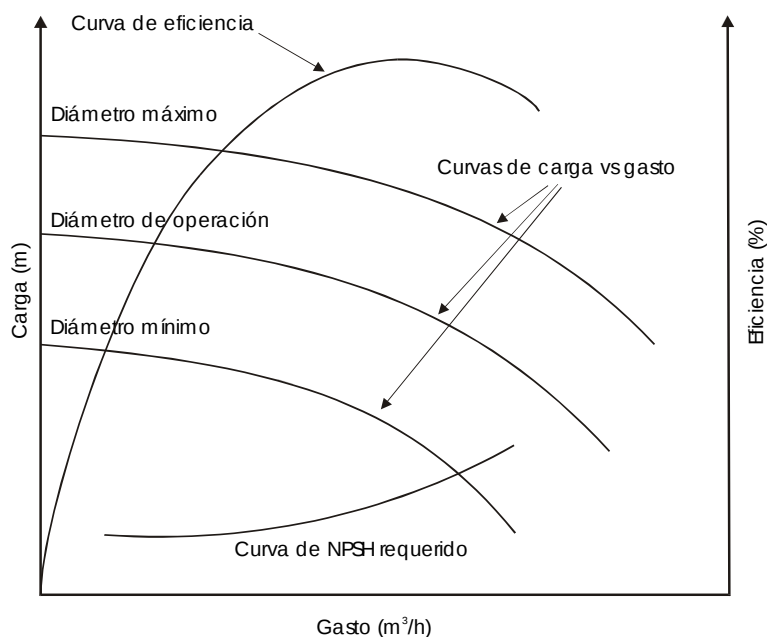


Figura 1.6. Curvas Características de una Bomba Centrífuga

Las curvas características de las bombas presentan datos similares independientemente del fabricante y en general incluyen.

- La curva de carga vs gasto (trazada para diferentes diámetros de impulsor y a velocidad constante).
- La curva de NPSH vs gasto.
- La curva de eficiencia vs gasto (o curvas de insuficiencia).
- La curva de potencia vs gasto.

En caso de no contar con la información técnica del fabricante de la bomba que se desea evaluar, se podrán utilizar curvas de referencia que contengan características similares de la bomba, es decir: diámetro y tipo de impulsor, velocidad, tamaño, etc. Para ello deberá solicitarse la información técnica a fabricantes o distribuidores de bombas.

1.5.3. Ventilador centrífugo

Los ventiladores son turbo máquinas roto dinámicas equivalentes a las bombas con la particularidad de que transfieren energía a un gas, típicamente aire. Aunque los gases son fácilmente compresibles, las velocidades de paso y los cambios de presión habidos a través de los ventiladores son lo bastante pequeños como para no afectar significativamente a la densidad, y típicamente se considera que el flujo es incompresible.

Al igual que las bombas centrífugas, los ventiladores centrífugos también cuentan con un rodete que aspira el gas en la dirección axial y lo impulsa radialmente hacia la salida, por la periferia del rodete, donde es recogido por la voluta y finalmente dirigido hacia la salida de la máquina (Laurencio, 2012).

Como las bombas, la energía específica que un ventilador puede transmitir al gas es dependiente de la cantidad de gas circulante por unidad de tiempo, que en general puede oscilar desde 0 hasta un valor máximo. En el caso de los ventiladores esa energía específica se suele expresar en términos de energía por unidad de volumen de fluido, es decir, en unidades de presión, designándose a dicha energía específica como presión total del ventilador. Por otro lado también la energía consumida por el ventilador y su rendimiento son función del caudal en circulación.

La representación gráfica de la presión total, la potencia consumida y el rendimiento en función del caudal constituyen las llamadas curvas características del ventilador, y suelen ser aportadas por los fabricantes en sus catálogos, pues reúnen la información básica para determinar las magnitudes de operación de la máquina en una determinada instalación (Laurencio, 2012).

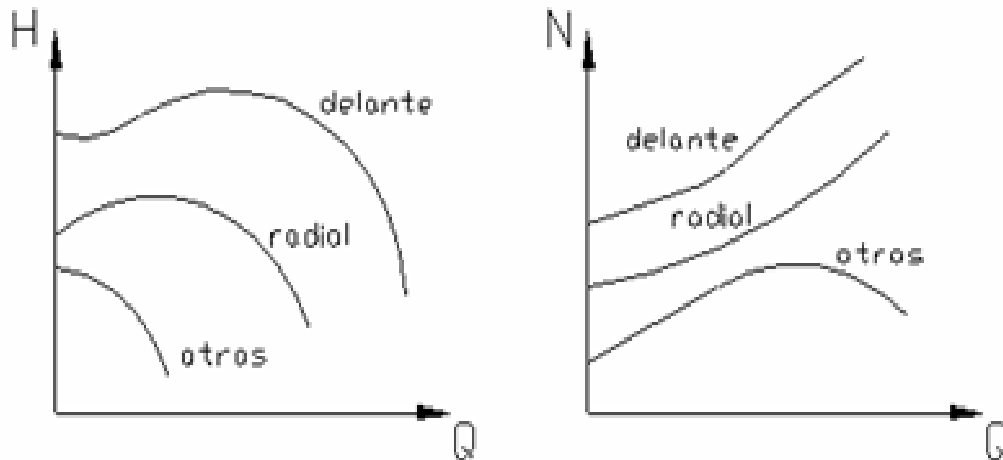


Figura 1.7. Curva característica de un ventilador centrífugo.

Los ventiladores con álabes inclinados hacia atrás son los más eficientes. En estos la característica de la potencia crece hasta un valor de gasto y luego empieza a descender.

No existe el peligro de que el motor se sobrecargue al trabajar libremente el ventilador (grandes gastos). Exige una sólida construcción para lograr mayores velocidades y lograr caudales y presiones que demanda la industria.

1.6. Métodos e instrumento de medición de mecánica de los fluidos

La medida de caudal en conducciones cerradas, consiste en la determinación de la cantidad de masa o volumen que circula por la conducción por unidad de tiempo.

Los instrumentos que llevan a cabo la medida de un flujo volumétrico se denominan, habitualmente, flujómetros o medidores de caudal, constituyendo una modalidad particular los contadores, los cuales integran dispositivos adecuados para medir y justificar el volumen que ha circulado por la conducción.

Los medidores de flujo volumétrico pueden determinar de dos formas:

- Directamente, mediante dispositivos de desplazamiento positivo, o
- Indirectamente, mediante dispositivos de: presión diferencial, área variable, velocidad, fuerza, etc.

Métodos de medición de caudal

1. Invasivos.
2. No invasivos.
3. Tabla explicativa
4. Criterios para la selección.
5. Métodos de medición de variables eléctricas

1.6.1. Manómetros

Un manómetro es un instrumento de medición que sirve para medir la presión de

Fluidos contenidos en recipientes cerrados. Esencialmente se distinguen dos tipos de manómetros, según se empleen para medir la presión de líquidos o de gases

Esquema de los manómetros:

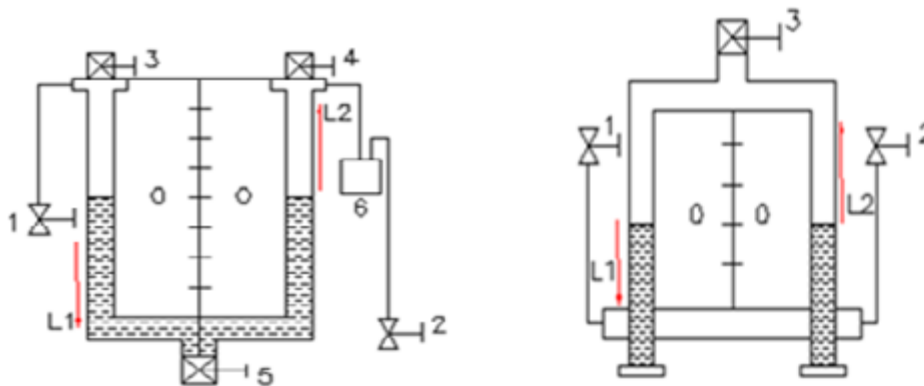


Figura 1.8 a) Manómetro diferencial en U b) Manómetro diferencial en U invertido

1.6.2. Piezómetro

El tubo piezómetro o manómetro es, como su nombre indica, un tubo en el que, estando conectado por uno de los lados a un recipiente en el cual se encuentra un fluido, el nivel se eleva hasta una altura equivalente a la presión del fluido en el punto de conexión u orificio piezométrico, es decir hasta el nivel de carga del mismo.

Estos tubos piezométricos son también muy utilizados para determinar la componente estática de la presión en cañerías.

1.6.3. Dispositivo para la medición de flujo

Para la medición de flujo se utilizan diversos dispositivos que permiten determinar el flujo de un sistema de transporte de fluidos. En el caso de la instalación objeto de estudio cuenta con un platillo orificio para medir el flujo volumétrico y en este acápite se hace la descripción de dicho dispositivo.

Platillo de orificio: El platillo de orificio es extremadamente simple, consiste en una placa con un orificio concéntrico. La placa está colocada perpendicularmente a la dirección del flujo y el fluido pasa a través del orificio, como en el esquema de la figura 1.8

Tubo Venturi: Consiste en que un fluido en movimiento dentro de un conducto cerrado disminuye su presión al aumentar la velocidad después de pasar por una zona de sección menor. Si en este punto del conducto se introduce el extremo de otro conducto, se produce una aspiración del fluido que va a pasar al segundo conducto. Este efecto, demostrado en 1797, recibe su nombre del físico italiano Giovanni Battista Venturi (1746-1822).

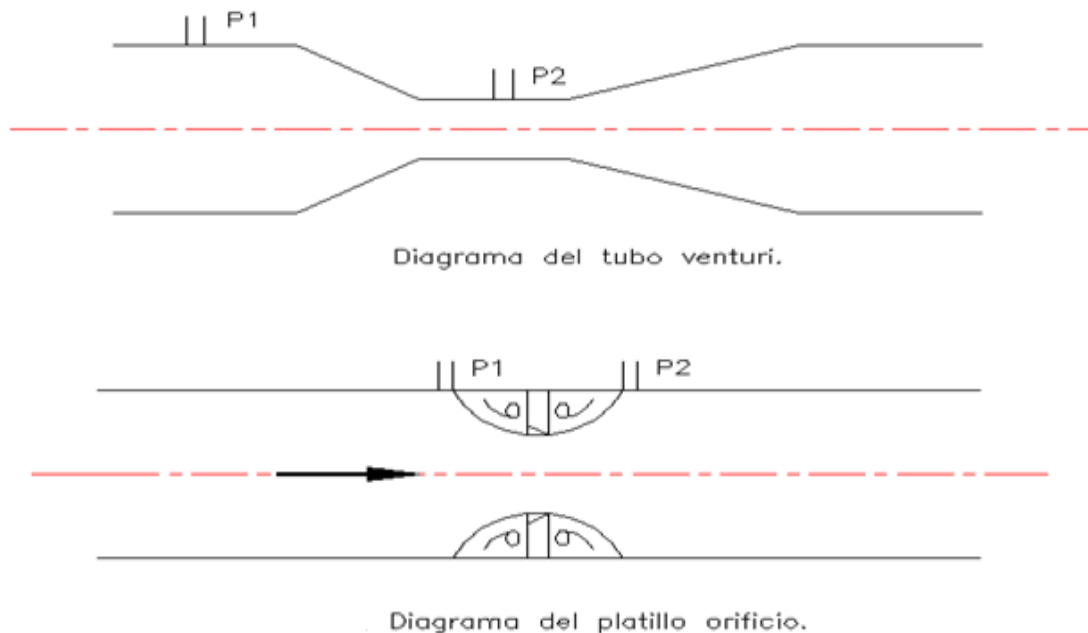


Figura 1.8. Diagrama del tubo Venturi, platillo orificio

1.6.4. Medios de medición

Los medios de medición constituyen sistemas, generalmente automatización, que permiten la toma y procesamiento de datos en el sistema que se esté midiendo.

Sistema de adquisición y procesamiento de datos mediante un Autómata Programable

Un Autómata Programable, o PLC (Controlador Lógico Programable), es toda máquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Trabaja en base a la información recibida por los sensores y el programa lógico interno, actuando sobre los actuadores de la instalación.

La función básica de los autómatas programables es la de reducir el trabajo del usuario a realizar el programa, es decir, la relación entre las señales de entrada que se tienen que cumplir para activar cada salida, puesto que los elementos tradicionales (como relés auxiliares, de enclavamiento, temporizadores, contadores) son internos.

En la actualidad no se puede entender un proceso complejo de alto nivel desarrollado por técnicas cableadas. El ordenador y los autómatas programables han intervenido de forma considerable para que este tipo de instalaciones se hayan visto sustituidas por otras controladas de forma programada (Guache, 2015).

1.7. Conclusiones

- Se establece los fundamentos teóricos sobre la temática y objeto de estudio que permitirán la realización de los objetivos planteados en la investigación.
- Del análisis realizado, se demuestra la situación actual de la instalación de laboratorio, la que no se cuenta con los requisitos para la realización de pruebas de flujos y toma de gradientes de presión al transportar fluidos viscosos.
- Es insuficiente la información acerca de los parámetros de adaptación de la bomba de engrane a instalar, de ahí la necesidad de los estudios previos del comportamiento del fluido al ser transportados por las tuberías.

Capítulo 2. Materiales y métodos

2.1 Introducción

Los métodos para la experimentación en las instalaciones del laboratorio de Mecánica de los Fluidos, deben estar relacionado 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.

Por tanto el **objetivo** de este capítulo es exponer los métodos experimentales y técnicas operatorias asociadas a cada instalación, así como las características técnicas de la instrumentación y equipos.

2.2. 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 empleados tanto en el sistema de ventilación como el de bombeo de agua, el principio matemático se parte de la siguiente relación.

Desde la sección 1 en el chorro hasta la sección 2, según el esquema de la figura 1.8

$$\frac{v_{1t}^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_{2t}^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}. \quad (2.1)$$

La ecuación de continuidad relativa v_{1t} y v_{2t} con el coeficiente de contracción.

$$c_c = A_1/A_o. \quad (2.2)$$

Como

$$v_{1t} \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = v_2 + C_c \frac{\pi \cdot D_o^2}{4}. \quad (2.3)$$

Después de eliminar v_{1t}

$$\frac{v_{2t}^2}{2g} = \left[1 - C_c^2 \cdot \left(\frac{D_o}{D_1} \right) \right] = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}. \quad (2.4)$$

Y resolviendo para V_2 el resultado es

$$v_{2t} = \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}{1 - C_1^2 \cdot (D_0 / D_1)^4}} \quad (2.5)$$

Multiplicamos por C_v para obtener la velocidad real en el vena contracta

$$V_{2t} = C_v \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/\rho}{1 - C_1^2 (D_0 / D_1)^4}} \quad (2.6)$$

Y finalmente, multiplicamos por el área del chorro $C_d A_0$, se encuentra el caudal real Q como

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)/\rho}{1 - C_1^2 (D_0 / D_1)^4}} \quad (2.7)$$

En el cual $C_d = C_v C_0$ en términos de la diferencia manométrica R' la ecuación se convierte en:

$$Q = C_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot R' \cdot (S_0 / S_1 - 1)}{1 - C_1^2 \cdot (D_0 / D_1)^4}} \quad (2.8)$$

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

$$Q = C \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.9)$$

O su equivalente:

$$Q = C \cdot A_0 \cdot \sqrt{2gR' \left(\frac{S_0}{S_1} - 1 \right)} \quad (2.10)$$

Basándose en las ecuaciones de continuidad y de Bernoulli podemos asegurar que 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 es decir que hay una caída de presión entre los puntos 1 y 2 ($\Delta P = P_1 - P_2$). La caída de presión se ha relacionado con el flujo volumétrico, definido por un coeficiente por la ecuación (Streeter, 2000).

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (2.11)$$

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, esto se hace conociendo el flujo volumétrico de la instalación por otro método 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, donde la ecuación a utilizar queda como:

$$Q = 0,125 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (2.12)$$

Para el caso del platillo orificio del ventilador centrífugo la ecuación 2.8, queda definida como:

Cálculo de los flujos volumétricos:

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot Q}{\rho_a}} \quad (2.13)$$

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

2.3. 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 (ver anexo número 1 instalación número 1), que permita la aplicación de métodos científicos, 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.

2.3.1. Descripción de la instalación

La instalación experimental se encuentra representada en el anexo 1. consta de un recipiente (9) del cual es succionada el agua por la bomba (1); la regulación del flujo volumétrico se logra por medio de la válvula (8) y su medición por la indicación del manómetro (3), conectado al platillo orificio (4); la diferencia entre la presión de impulsión y de succión es

indicada por el manómetro metálico (5). La recirculación del agua se realiza hacia el propio recipiente (9). 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 correspondientes brazos, se logra igualar al momento torzor aplicado por el motor al árbol, al momento aplicado en sentido contrario por estos, en este caso, las flechas metálicas se encuentran una frente a la otra, indicando el estado de equilibrio.

2.3.2. Descripción de la instrumentación

Los resultados de las mediciones de la instalación número 1, se registran mediante manómetros digitales diferenciales y puntual, en estos casos se miden las relaciones de presión tanto en la bomba centrífuga como en el platillo orificio. Las características técnicas de estos se dan a continuación.

- 1- **Manómetro diferencial ABB:** se utiliza para la medición de indirecta del flujo volumétrico, a partir de la medición de presiones; este está acoplado a un platillo orificio y tiene las características siguientes.

Tabla 2.1. Características técnicas del manómetro diferencial ABB

Marca	ABB	Serialnumber	6804000087
MWP	16MPa	Spanlimts	0,27 - 16 k Pa
URL	16 kPa	Outputsignal	4-20 mA + HART®
LRL	-16 kPa	Powersupply	10,5 - 42 VDC

1. **Manómetro diferencial SIEMEN:** se utiliza en la medición de presión en la succión y descarga de la bomba, el mismo cuenta con las siguientes características (tabla 2.2).

Tabla 2.2. Características técnicas del manómetro diferencial SIEMEN

Marca	SIEMEN SITRANS P	Alcance de medida	0,4 - 4 bar
Transmisión Para presión	7MF4020-ICA00- IAA1-2	Limtes sobre cargado	1 -10bar
UH.Dc	11 - 45 v	(noExp)Salida 4 – 20 mA	
Mat	Gomex Membr 1,4401 1,4404		Made in Germany

2. **Manómetro puntual SIEMEN:** se utiliza para medir presión de vacío en la bomba; cuenta con las siguientes características (tabla 2.3).

Tabla 2.3. Características técnicas del manómetro puntual SIEMEN

marca	SIEMEN SITRANS P	Alcance de medida	0,4 - 4 bar
Transmisión Para presión	7MF4020-ICA00- IAA1-2	Limites sobre cargado	1 - 10bar
Uo : Dc	11 - 45 v	(noExp)Salida 4 -20mA	
Mat:	Gomex Membr 1,4401 1,4404		Made in Francia

2.3.3. 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, es decir, la bomba comunica cierta potencia al líquido que fluye a través de ésta. La reserva de energía que adquiere el líquido en la bomba, permite superar las resistencias hidráulicas al flujo y elevarse a la altura geométrica (Nekrasov, 1990).

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. Generalmente el líquido se aproxima al rodete de trabajo de la bomba sin formar remolino previamente y entrando en el rodete, ocupa los canales entre los árboles, moviéndose radialmente. Para este caso la ecuación fundamental de la turbomáquina se plantea de la siguiente forma (ecuación 2.14), expresada por las variables de trabajo de la bomba.

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} [(\omega \cdot r_2)^2 - \frac{Q \cdot \cotg \beta_2 \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot b_2}]. \quad (2.14)$$

Donde: β_2 : Angulo 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 (2.14) muestra que para obtener por medio de la bomba centrífuga grandes alturas hay que tener: primero, una gran velocidad de rotación del rodete, y segundo, un valor bastante 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 . Conviene distinguir aquí tres casos posibles:

1. El ángulo $\beta_2 < 90^\circ$. En este caso la ctq β_2 es positiva y altura $H_{t\infty}$ disminuye al aumentar flujo volumétrico.
2. El ángulo $\beta_2 = 90^\circ$; la ctq $\beta_2 = 0$; 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 ctq β_2 es negativa, la altura $H_{t\infty}$ crece al aumentar el flujo volumétrico.

Hasta ahora 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:

$$H_{TZ} = H_{T\infty} \cdot \mu. \quad (2.15)$$

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

Las investigaciones teóricas muestran que 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 sólo por la forma geométrica del rodete para el rodete dado. Sin examinar la teoría del número de álabes del rodete sobre la altura, expondremos solamente el resultado final de esta teoría, es decir la fórmula de cálculo de P fleiderer para μ (Nekrasov, 1990).

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{Z[1 - (\frac{r_1}{r_2})^2]}} \quad (2.16)$$

Donde:

$$\varphi = 0,65 + 0,6 \cdot \sin \beta_2 \quad (2.17)$$

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

$$\eta_h = \frac{H_B}{H_{TZ}} \cdot 100 \quad (2.18)$$

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

Para determinar la potencia útil de la bomba se emplea la ecuación (2.20) la cual relaciona la densidad del agua, el flujo volumétrico, la aceleración de la gravedad y la altura de carga que desarrolla la bomba.

$$N = \frac{\rho_a \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000}; [\text{kW}] \quad (2.19)$$

Donde: H: altura de impulsión; (m), Q: flujo volumétrico de la bomba; (m^3/s), ρ_a : Densidad de agua; (kg/m^3), N: Potencia útil; (kW), g: Aceleración de la gravedad; (m/s^2).

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 con los calculados para el número finito de álabes, mediante la ecuación 2.16, 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 (8) 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 (3) y del (5) 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 (8) a cinco niveles y repetir la operación 3 veces, introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Recopilación y tratamiento de datos

ΔP_Q		ΔP_B		Q		H_B	H_{TZ}	η	N
(kPa)	Pa	(Bar)	(Pa)	(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m)			
Manómetro conectado al platilloo rificio(4)	$\cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba	$\cdot 10^5$	Ec. (2.12)	/3600	$\frac{\Delta P_B}{\rho \cdot g}$	Ec. (2.15)	Ec. (2.18)	Ec. (2.19)

Preguntas

1. Diga el objetivo de la práctica.
2. Qué se entiende por estado técnico de la bomba.
3. Qué condiciones se plantean para una turbomáquina teórica.
4. Qué velocidades tiene el fluido entre los canales del rodete.
5. Según la Ecuación de Euler de qué elementos depende la carga teórica que desarrolla la turbomáquina. Depende del tipo de fluido.
6. Qué se entiende por característica de la turbomáquina.
7. Cómo influye la inclinación de los álabes en la carga que desarrolla la turbomáquina.
8. Qué tipos de energía le transmiten las máquinas de flujo a los líquidos y en qué relación.

2.3.4. 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.

Las fábricas que producen las máquinas centrífugas tienen generalmente en la producción de máquinas que se distinguen por sus dimensiones y formas geométricas, sino una serie de máquinas geométricamente semejantes.

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

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{D_{2I}^3}{D_{2II}^3} \cdot \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{\eta_{vI}}{\eta_{vII}} \quad (2.20)$$

Donde: Q: Flujo volumétrico; (m^3/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:

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{D_{2I}^3}{D_{2II}^3} \cdot \frac{n_I^2}{n_{II}^2} \cdot \frac{\eta_{vI}}{\eta_{vII}} \quad (2.21)$$

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

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{D_{2I}^5}{D_{2II}^5} \cdot \frac{n_I^3}{n_{II}^3} \cdot \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \cdot \frac{\eta_{vI}}{\eta_{vII}} \quad (2.22)$$

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 1 (m) a su máximo rendimiento, donde.

$$n_e \equiv 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.23)$$

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

El sentido del número n_e , como se deriva de la deducción consiste en el número de revoluciones de la máquina hipotética, semejante a la real que crea en un régimen semejante. El rendimiento hidráulico y volumétrico de las bombas se consideran iguales, la velocidad específica se utiliza ampliamente para la clasificación de las turbo máquinas, según la tabla 2.4.

Tabla 2.5. Clasificación de las máquinas centrífugas en función de la velocidad específica

n_e (rev/min)	40-80	80-150	150-300	300-500
D_2/D_1	2,5	2	1,8/1,4	1,2/1,1
Denominación	lenta	normal	rápida	Diagonal

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 (8) 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 (3) y del (5) respectivamente.
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 (3) a cinco niveles y repetir la operación 3 veces para cada número de revoluciones, introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la Tabla 2.6 y 2.7, para cada número de revoluciones.

Tabla 2.6. Recopilación y tratamiento de datos

n_1					
Δp_Q		Δp_B	Q		H
(kPa)	Pa	(bar)	(m^3/h)	(m^3/s)	(m)
Manómetro o conectado al platinillo orificio (4)	$\rightarrow \cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba	Ec. (2.12)	$\rightarrow 3600$	$\frac{\Delta p_Q}{\rho \cdot g}$
n_2					
Δp_Q		Δp_B	Q		H
(kPa)	Pa	(bar)	(m^3/h)	(m^3/s)	(m)
Manómetro o conectado al platinillo orificio (4)	$\rightarrow \cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba	Ec. (2.12)	$\rightarrow 3600$	$\frac{\Delta p_Q}{\rho \cdot g}$

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 2.7. Recopilación y tratamiento de datos.

Q_{n2}	H_{n2}	Q_{2c}	H_{2c}	E_Q	E_H
		Ec:(2.20)	Ec:(2.21)	$E = \frac{Q_T - Q_E}{Q_T} \cdot 100$	$E = \frac{Q_T - Q_E}{Q_T} \cdot 100$

Preguntas

1. Diga el objetivo de la práctica.
2. Cómo se definen los niveles de flujo volumétrico y de qué parámetros dependen.
3. Diga las ventajas de aplicación de los criterios de semejanza.
4. Cuál es el significado físico de la velocidad específica.
5. Cómo se comporta el rendimiento en dos máquinas semejantes.

2.3.5. 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

- Explicar el fenómeno de la cavitación mediante la experimentación.
- Definir las afectaciones producidas por el fenómeno.
- 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 contra el $(NPSH)_R$, 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.

$$NPSH_D = \frac{P_{atm}}{\gamma} \pm H_{succ} - \Sigma h - H_t; (m) \quad (2.24)$$

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/m^3), Σh : Pérdidas de altura de carga en la succión; (m).

Las pérdidas en la succión se calculan empleando la ecuación (2.25).

$$\Sigma h = \left(\frac{\lambda_t \cdot l_t}{d_{tub}} + \Sigma \zeta_{succ} \right) \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} \quad (2.25)$$

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 (2.26).

$$(NPSH)_R = 10 \cdot \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{3/4} \quad (2.26)$$

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}).

En el diseño de nuevas máquinas el valor del coeficiente de velocidad específica en la succión se determina mediante cálculo y posteriormente se comprueba con los ensayos correspondientes. En la práctica el coeficiente puede ser afectado por deficiencias del proyecto o de su ejecución. Para la realización de un análisis que permita una evaluación práctica y rápida 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 es:

Bombas con el rodete en voladizo:

$$C = 880 \cdot \log n_s^{3/4} \quad (2.27)$$

Bombas con el rodete entre apoyos:

$$C = 800 \cdot \log n_s^{3/4} \quad (2.28)$$

Coefficiente C , r/min

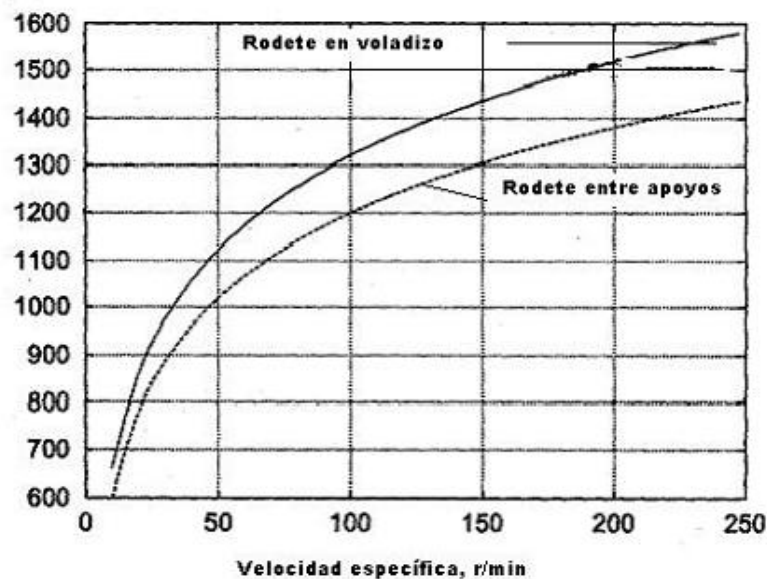


Figura 2.1. Coeficiente de velocidad específica de aspiración en función de la velocidad específica. Fuente: Pérez, (1986).

- Bombas con el rotor en voladizo.
- Bombas con el rotor entre apoyos.

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Mediante la práctica se tomarán 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. En este caso 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 (8) 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_q (Pa) y Δp_v (3) respectivamente.
5. Para una posición de la válvula de regulación del flujo volumétrico (8), se debe tomar varias posiciones de la válvula de succión, la que provoca el fenómeno de cavitación a cinco niveles e introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la tabla 2.8.

Tabla 2.8. Recopilación y tratamiento de datos.

ΔP_Q		ΔP_b		Q		NPSH _D	NPSH _D	NPSH _R
(kPa)	(Pa)	(Bar)	(Pa)	(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m)	(m)	(m)
Manómetro conectado al platillo orificio (4) 	$\cdot 10^3$	Manómetro conectado a la bomba 	$\cdot 10^5$	Ec.(2.12) 	/3600	Exp	Ec.(2.24)	Ec. (2.26)

Preguntas

1. Mencione el objetivo de la experimentación mostrada.
2. Relacione algunas de las afectaciones que produce la cavitación en la instalación.
3. De las afectaciones relacionadas con el fenómeno de la cavitación, mencione y argumente las consecuencias.
4. Cómo se puede mejorar el valor del $NPSH_D$ en una instalación.

2.4. Determinación de coeficientes de pérdidas locales

Para el desarrollo de la práctica (ver anexo número 1 instalación número 2) 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.

2.4.1. Descripción de la instalación

La instalación experimental se encuentra representada en el anexo 1. Consta de un recipiente (8) del cual es succionada el agua por la bomba (1); la regulación del flujo volumétrico se logra por medio de la válvula (3) y su medición por la indicación del manómetro de mercurio, conectado al platillo orificio (6); la diferencia entre la presión de impulsión y de succión es indicada por el manómetro de mercurio (anexo 2). La recirculación del agua se realiza hacia el propio recipiente (8). 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

correspondientes brazos, se logra igualar al momento torzor aplicado por el motor al árbol, al momento aplicado en sentido contrario por estos, en este caso, las flechas metálicas se encuentran una frente a la otra, indicando el estado de equilibrio.

2.4.2. Descripción de la instrumentación

Las mediciones de la instalación número 2, se registran mediante manómetros diferenciales de mercurio (anexo 2). En estos casos se miden las pérdidas locales que se presentan en un codo estándar y la válvula de compuerta. Las características técnicas de estos instrumentos se dan a continuación.

Manómetro diferencial de mercurio en forma de U normal

Estos manómetros son utilizados principalmente para la medición de las pérdidas de cargas locales, encontrada en los codos y las válvulas de la instalación. En los (anexo 2) se muestra el manómetro diferencial de mercurio. El líquido manométrico es mercurio y el medio transmisor de la presión es el agua. Los puntos de la tubería donde se necesita conocer la diferencia de presión son conectados a los lugares de toma de presión 1 y 2.

Al principio de la medición las válvulas 3 y 4 se abren para lograr el equilibrio de las columnas de mercurio en el punto 0 – 0 de la escala, después las válvulas se cierran.

En la válvula 1 deben conectarse la presión mayor y a la válvula 2 la menor presión, si la presión diferencial es superior a los límites del manómetro el mercurio escapado se coloca en el tanque.

Con la instalación en funcionamiento se abren las válvulas 3 y 4 para sacar el aire presentado en las tuberías de conexión del manómetro. La válvula 5 permite drenar el mercurio.

La presión diferencial que indica el manómetro se calcula por la fórmula

$$\Delta P = (L_1 - L_2) \cdot 12,6 \text{ (Pa)}. \quad (2.29)$$

Dónde: 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).

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

Objetivos

- Definir las ecuaciones de cálculo para la obtención de las pérdidas locales.
- Mostrar los métodos e instrumentación correspondientes a la instalación.
- 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); Garcell (2001); Darby (2001), tanto en flujo laminar como turbulento, 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:

$$\Delta P_{loc} = \xi_{loc} \cdot \frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot \rho \quad (2.30)$$

Siendo: ξ_{loc} : coeficiente de fricción de pérdidas locales; (adimensional).

ρ - densidad del fluido; (kg/m^3).

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:

$$H_{loc} = \xi_{loc} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.31)$$

La velocidad del fluido se determina por:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (2.32)$$

Sustituyendo la ecuación 2.32 en la ecuación (2.31) queda:

$$H = \xi_{loc} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \quad (2.33)$$

Despejando ξ_{loc} en la ecuación. (2.34)

$$\xi_{loc} = \frac{H \cdot g \cdot \pi^2 \cdot D^2}{8 \cdot Q^2} \quad (2.34)$$

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 designa por:

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (2.35)$$

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

Los valores de este coeficiente dependen del tipo de accesorio. En la tabla 2.8. Se muestran diferentes valores de según el accesorio.

Tabla 2.9. Valores de los coeficientes de resistencias locales.

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

Fuente: Kasatkin, (1985).

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 (3) 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 respectivamente. Indistintamente para el accesorio (codo y válvula) que se desea determinar el coeficiente de pérdidas locales se produce a 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 (3) y repetir la operación No. 5 para cuatro posiciones diferentes introduciendo en cada caso los resultados de las mediciones en la tabla 2.10.

Tabla 2.10. 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 o conetado al platillo orificio(6) $\Rightarrow \rho \cdot g$		Manómetro conetado a la válvula y al codo. $\Rightarrow \rho \cdot g$		Ec. (2.12) $\Rightarrow /3600$		Ec. (2.34)	Ec. (2.35)

Preguntas

1. Mencione el objetivo de la experimentación mostrada.
2. Mencione la consecuencia que trae consigo las pérdidas locales.
3. Cómo se puede disminuir las pérdidas locales en la instalación.

2.5. Experimentación con bomba engrane y flujo aceite

Las instalaciones de pruebas de transporte hidráulico(ver anexo número 1 instalación número 3), 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.

2.5.1. 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.

Características de la instalación.

Para el caso de la instalación, la distancia entre manómetros es de 2,5 m, a 60 veces

Tabla 2.12. Propiedades del aceite lubricante a utilizar en la pruebas experimentales

PROPIEDADES	METODO	VALOR	
		40	50
Grado de viscosidad SAE			
Viscosidad a 100°C, cSt	ASTM D - 445	14	17
Índice de viscosidad	ASTM D - 2270	97	97
TBN, mg / KOH / g	ASTM D - 2896	10	10
Metal detergente		Ca	Ca
Espuma	ASTM D - 892	10 - 0	10-0
Pto. Infl. C. Cerrada, °C	ASTM D-93	231	210

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

1.5.2. 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. Mediante la experimentación se toman los valores de velocidad angular para la obtención de los flujos volumétricos, dadas las curvas características de la bomba, según se indica en la figura 2.2. La relación de los flujos volumétricos en función del número de revoluciones para este sistema se define por la ecuación (2.36).

Manómetros puntuales digitales: Se utiliza para medir presión de vacío en la bomba; cuenta con las siguientes características (tabla 2.13)

Tabla 2.13. Características del manómetro puntual

Modelo. SITRANS P serie DSIII	Alcance de medida mín. y máximo: 0,16 a 16 bar	Serie numérica 7MF4033- 1DY00-1AA6-Z+B13+Y15
----------------------------------	---	---

Se utilizaron varios instrumentos tales como un tacómetro para medir el número de revoluciones de la bomba de engrane, un pie de rey para medir el diámetro interior de la tubería y una cinta métrica para medir la longitud de dicha tubería. La práctica del experimento se hizo para cinco casos, medidos directamente los estudiantes con ayuda del profesor presente en el laboratorio. Seguidamente les mostraremos las medidas hechas.

2.5.3. Determinación del comportamiento reológico del aceite (Práctica 5)

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 realizar 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 (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 debe realizar el control de temperatura utilizando un termómetro de 0,5 °C de precisión.

Con las curvas de flujo y procediéndose al ajuste de los datos experimentales, los que se deben mostrar según la tabla 2.14 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 debe establecer los valores de los parámetros reológicas así como el gráfico de comportamiento de la viscosidad en función del gradiente de velocidad.

Tabla 2.14. Recopilación y tratamiento de datos.

n (rev/min)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	ΔP (Pa)	τ (Pa)	γ (s ⁻¹)
Variador	Ec. 2.36	Ec. de continuidad	Manómetros	Ec. 2.37	Ec. 2.38

Preguntas

1. Desde el punto de vista reológico cómo se clasifican los fluidos.
2. Mencione las componentes de la ecuación de continuidad y su aplicación.
3. De qué variable depende el comportamiento reológico de un fluido no newtoniano.

2.5.4. 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

- Obtener el comportamiento de gradiente de presión en régimen laminar.
- 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:

$$\frac{dp}{dL} = i \quad (2.39)$$

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 quedará determinado por la relación:

$$\lambda = i \cdot \frac{2 \cdot D}{\rho \cdot v^2} \quad (2.40)$$

Los números de Reynolds, se podrá calcular en dependencia del modelo reológico del fluido estudiado por las siguientes expresiones.

Para fluidos newtonianos y plásticos ideales.

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (2.41)$$

Para fluidos pseudoplásticos.

$$Re = \frac{8^{1-n} \cdot d_{tub}^n \cdot v^{2-n} \cdot \rho_{col}}{k} \left[\frac{4 \cdot n}{3 \cdot n + 1} \right] \quad (2.42)$$

Descripción de la práctica y técnica operatoria

Para realizar 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 (2) y (3). Se determinan las curvas de flujo a partir del

factor de fricción (λ) en el rango del número de Reynolds (Re). Se debe realizar el control de temperatura utilizando un termómetro de $0,5^{\circ}\text{C}$ de precisión.

Con las curvas de flujo, procediendo al ajuste de los datos experimentales, los que se deben mostrar según la tabla 2.15 y utilizando el programa profesional Microsoft Excel, se procede a obtener 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 2.15.Recopilación y tratamiento de datos

n (rev/min)	Q (m³/s)	v (m/s)	ΔP (Pa)	λ	Re
variados	Ec. 2.36	Ec. de continuidad	Manómetro	Ec.(2.38)	Ec.(2.41) o (2.42)

Preguntas

1. ¿Cómo se clasifican los regímenes de flujo y de qué parámetro depende?
2. ¿En qué condiciones se da en una instalación el régimen laminar de flujo?

2.6. 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 $1,2\text{ kg/m}^3$.

2.6.1. Descripción de la instalación

La instalación experimental se encuentra representada en el (anexo 1, figura 3) y consta del ventilador (1), que aspira por medio del conducto de aspiración (2), e impulsa a traves del conducto de impulsión (3), ambos comunicado con la atmósfera; el micromanómetro (ver anexo 2), destinado a la medición de la caída de presión en la sección de medición de flujo volumétrico ; el micromanómetro (ver anexo 2); encargado de medir la diferencia entre las presiones de impulsión P_{imp} y succión P_{succ} ; la medición de la potencia consumida por el motor (6); se realiza mediante dos vatímetros, en la succión de medición de potencia (7). La variación del flujo volumétrico se logra, mediante la colocación de platillos estranguladores de diferentes diámetros, en la succión de regulación de flujo volumétrico (8).

2.6.2. Descripción de los instrumentos

Piezómetro: Es uno de los instrumentos más simples. Es un 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 (Utilizado para medir la altura piezométrica). 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.

2.6.3. Obtención de los resultados experimentales de la curva característica del ventilador centrífugo (Práctica7)

Los ventiladores centrífugos(ver anexo1,figura 4) 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. /m.

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.

Los ventiladores centrífugos se emplean ampliamente en la industria, para la ventilación de edificios, la aspiración de sustancias nocivas, los procesos tecnológicos, la ventilación de pasajes subterráneos, para el transporte de materiales, etc.

Objetivos

- 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 $P_{\text{total}} = f(Q)$ o $P_{\text{est.}} = f(Q)$.

La presión total incluye la presión dinámica: $P_{\text{total}} = P_{\text{din.}}$

La relación entre $P_{\text{est.}}/P_{\text{total}}$ se conoce como grado de reactividad. De acuerdo al ángulo de salida de la paleta β_2 la máquina tendrá determinado grado de reactividad $P_{\text{total}} = f(\beta_2)$.

La potencia del motor debe ser superior a la del ventilador:

$$N_{\text{motor}}(>N_{\text{ventilador}}) = m \cdot Q \cdot P / (1000 \cdot \eta)$$

$m (= 1.05 \text{ a } 1.2) \rightarrow$ coeficiente de reserva.

El valor numérico del coeficiente de reserva variará de forma inversa al tamaño de la instalación.

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

Cálculo de flujo volumétrico

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon^2 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_Q}{\rho_a}} \quad (2.43)$$

Donde: Q = Flujo volumétrico. (m^3/s), α : Coeficiente del platillo orificio. ($\alpha = 0,581$), ε : Coeficiente de compresibilidad. ($\varepsilon = 1$), D : Diámetro de la tubería, (m), ρ_a : Densidad del agua. (kg/m^3), ΔP : Diferencia de presión del piezómetro; (Pa).

$$\Delta P_v = H \cdot \rho \cdot g \quad (2.44)$$

Descripción de la práctica y técnica operatoria

La medida del flujo volumétrico Q se realiza con un platillo orificio situado en el tubo de succión, el que permite conocer la presión dinámica en el eje del conducto, es decir, la presión 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.

La variación del flujo volumétrico se logra, mediante la colocación del platillo de estrangulación con orificio de diferente diámetro. Preferiblemente, estos deberán sustituirse

progresivamente ya sea en orden ascendente o descendente atendiendo a su diámetro, realizando para cada caso las lecturas necesarias; entre ellas, las indicaciones de los micromanómetros (4a) y (4b), L_1 y L_2 respectivamente, así como su respectiva inclinación φ_1 y φ_2 .

El flujo volumétrico se determina a partir de la caída de presión en el orificio de entrada al conducto de succión.

Tabla 2.16. Recopilación y tratamiento de datos.

ΔH_Q	ΔP_Q	ΔH_v	ΔP_v	Q	N
(mmCH ₂ O)	Pa	(mmCH ₂ O)	(Pa)	(m ³ /h)	(kW)
Piezómetro conectado al platillo orificio (1)	$\cdot \rho \cdot g \cdot 10^3$	Manómetro conectado al ventilador	$\cdot \rho \cdot g \cdot 10^3$	Ec. (2.43)	Ec. (2.22)

Preguntas

1. ¿En qué zona de la curva característica de trabajo deben trabajar los ventiladores centrífugos?
2. Diga las formas constructivas que pueden tener los ventiladores centrífugos y establezca una comparación entre ellos.

2.7. Metodología para la 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 bajo los factores antes mencionados, 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 (Aguirre *et al.*, 1996; Martínez *et al.*, 2007;

Hechavarría, 2009). El costo en que se incurre al transportar el fluido se expresa mediante la siguiente ecuación (Laurencio, 2010):

$$C_f = \frac{t_{el} \cdot t_t}{\eta_m \cdot \eta_{máq}} \cdot N_f \cdot 10^{-3} \quad (2.45)$$

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),

$\eta_{máq}$ - rendimiento de la máquina; (adimensional), η_m - rendimiento del motor eléctrico; (adimensional).

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

$$N_f = Q \cdot \Delta p \quad (2.46)$$

Tomando a:

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); Vilaragut (2008), siendo:

$$N_m = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (2.47)$$

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

La potencia hidráulica útil (ecuación 2.32) resulta menor que la potencia consumida de la red por el motor (ecuación 2.34), por lo que el rendimiento del conjunto máquina-motor queda expresado por la ecuación:

$$\eta_{isnt} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi} \quad (2.48)$$

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



2.8. Conclusiones del capítulo

- Se establecieron los procedimientos y pasos de cálculo para efectuar las prácticas en el laboratorio de Mecánica de los Fluidos.
- Quedan definidos cada una de las instalaciones, los instrumentos, objetivos, resumen teórico, descripciones de las prácticas y técnicas operatorias.
- Quedan definidas las operaciones para el uso de los equipos e instrumentos de medición utilizados en el diagnóstico operacional.
- Se desarrolló la metodología para la estimación del consumo energético durante la experimentación.

CAPÍTULO 3: Análisis de los resultados experimentales

3.1. Introducción

La evaluación final de una investigación es de primordial importancia para establecer en qué medida esta ha contribuido al desarrollo político, económico o social de un país o región. El correcto análisis de esta permite además sentar las bases para futuros trabajos que sobre la temática se desarrollen, de ahí su ineludible relación con la economía, la sociedad y el medio ambiente, en correspondencia con esto se establece como **objetivo del capítulo**: Analizar los resultados, así como la valoración económica y ambiental de la instalación en el laboratorio de Mecánica de los Fluidos.

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

Como se estableció en el capítulo 2, en la práctica experimental relacionada con la obtención de la curva característica de la bomba centrífuga se emplea la instalación número 1 (anexo 1, figura 1), se tomaron las mediciones de presión tanto en la bomba como en el platillo orificio. En la tabla 3.1 se relacionan los resultados experimentales asociados a estos valores de presión.

Tabla 3.1. Resultados experimentales de la curva característica de la bomba centrífuga BMS 35-18.

ΔP_Q (Pa)	ΔP_B (Pa)	P_v (kgf/cm ²)	Q (m ³ /s)	H_B (m)	H_{TZ} (m)	H (%)
0	276100	0,6	0	28,14	28,56	0,98
5950	251100	0,7	0,002	25,59	28,56	0,89
16260	198100	0,8	0,004	20,19	28,56	0,70
16330	144100	0,95	0,004	14,6	28,56	0,51
19860	103100	1	0,004	10,50	28,56	0,36

En el gráfico 3.1 se muestra el comportamiento de la altura de carga, comparando los resultados experimentales con los calculados para el número finito de álabes donde:

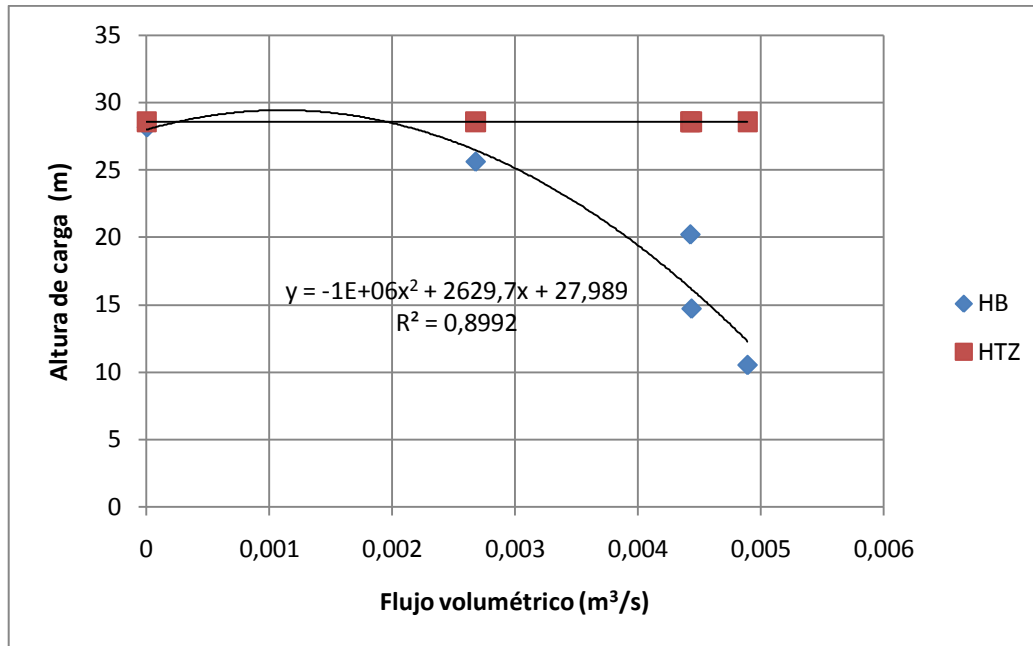


Figura 3.1. Curvas características de la bomba para número finito de álabes y real.

Según se indica en figura 3.1, 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 3.2.

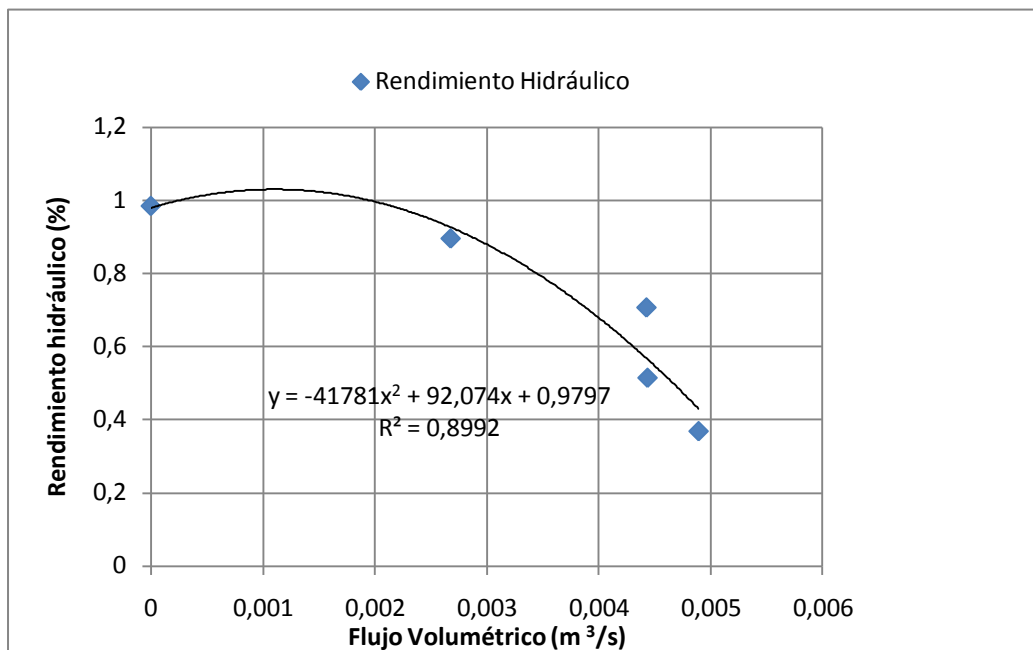


Figura 3.2. Rendimiento hidráulico en función de flujo volumétrico.

En la siguiente figura se muestra graficado el rendimiento hidráulico relacionado con el flujo volumétrico donde se refleja que con el aumento del flujo volumétrico disminuye el rendimiento desde un 98 % a un 36 % aproximadamente, siendo este función de las pérdidas hidráulicas.

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

En esta práctica de laboratorio de 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 (3600 rev/min y 2000 rev/min), donde se comprueba el grado de precisión de los resultados obtenidos mediante las ecuaciones de semejanza (ecuaciones, 2.20, 2.21 y 2.22), según se presentan en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados experimentales de la bomba centrífuga BMS 35-18 en función de número de revoluciones.

Q _{exp1} (m ³ /s)	H _{Bexp1} (m)	Q _{teo2} (m ³ /s)	H _{teo2} (m)	Q _{exp2} (m ³ /s)	H _{Bexp2} (m)	EQ	EH
3600 rev/min		2000 rev/min		2000 rev/min			
0	28,14	0	8,68	0	8,67		
0,002	25,59	0,001	7,90	0,001	7,75	10	1
0,004	20,19	0,002	6,23	0,002	7,24	11	16
0,004	14,68	0,002	4,53	0,003	6,02	34	32
0,004	10,50	0,002	3,24	0,004	3,67	64	13

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. Este comportamiento se muestra en la figura 3.2 .

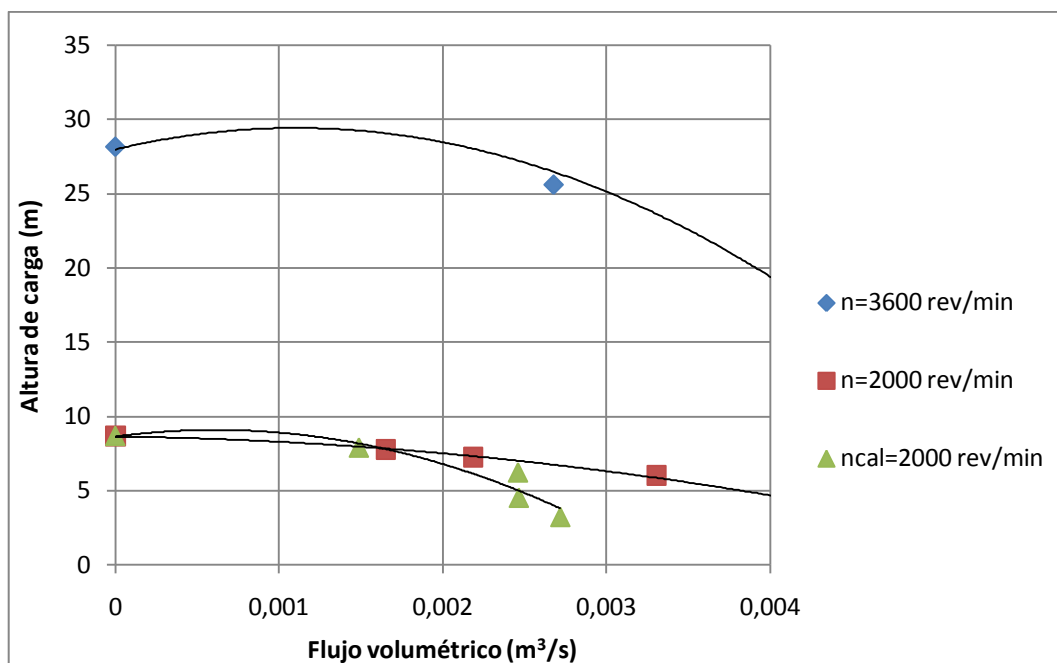


Figura 3.2. Curvas características de la bomba centrífuga para dos números de revoluciones.

Según los resultados mostrados en la figura 3.2, se observa una adecuada aproximación de los datos experimentales con los calculados hasta los valores de caudales cercanos a 0,002 m³/s; para valores superiores de caudal los errores aumentan, atribuyéndose estos a errores de medición de caudal por aproximación, error comúnmente encontrado en este tipo de experimento.

3.4. 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. Estos valores son los que se presentan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Resultados experimentales sobre cavitación en la bomba centrífuga BMS 35-18

Q(m³/s)	H _B (m)	NPSH _d (m)	NPSH _r (m)
0	28,14	4,24	0
0,002	25,59	3,24	1,4
0,004	20,19	2,24	1,8
0,004	14,68	0,74	1,8
0,004	10,50	0,24	1,8

Los valores de presión de vacío en función del flujo volumétrico son graficados y se presentan en la figura 3.3. 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. El procedimiento aplicado se explicó en el capítulo anterior.

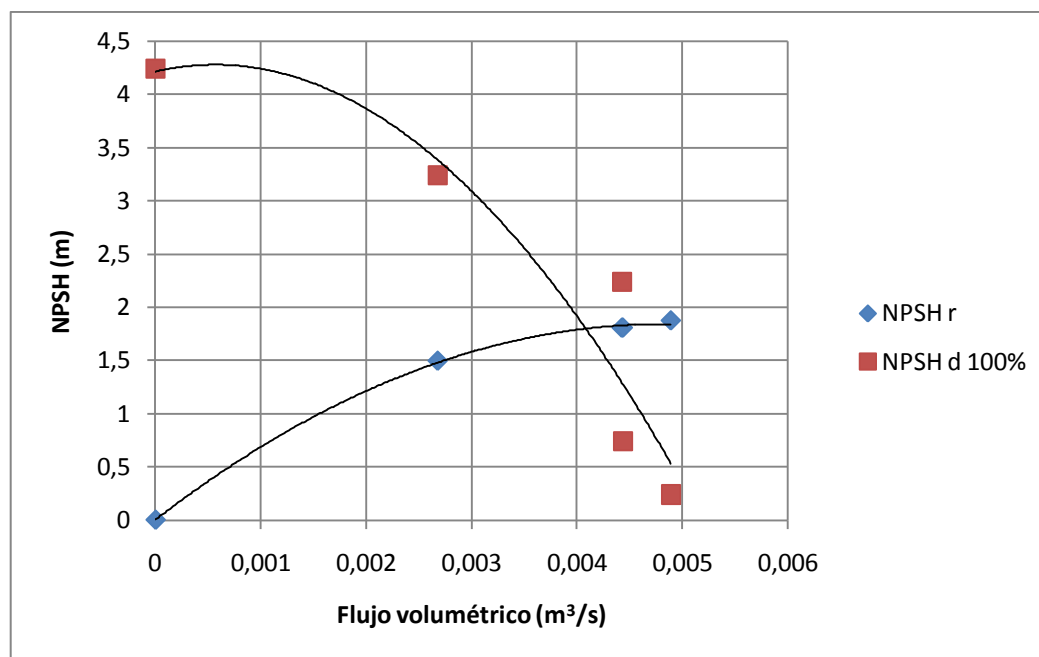


Figura 3.3. Comportamiento de la NPSH de la bomba BMS 35-18.

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 m^3/s) donde queda expresado que para valores mayores de $0,004 (m^3/s)$ 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.

3.5 Resultados experimentales de las pérdidas locales en la válvula de compuerta

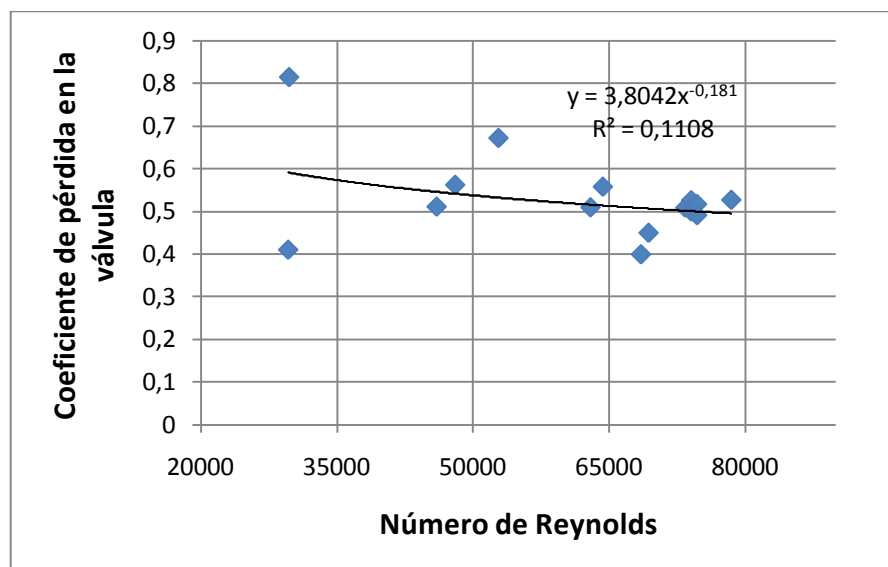
Estos resultados de las pérdidas locales en la válvula de compuerta se desarrollaron mediante la experimentación en la instalación número 2 (anexo 2, figura 2), dando solución a unos de los problemas de investigación, referente al comportamiento de las pérdidas locales en válvulas.

En la Tabla 3.4 se muestran los resultados obtenidos correspondientes a las pérdidas locales en la válvula.

Tabla 3.4. Resultados experimentales correspondientes a las pérdidas locales en la válvula.

Δh_Q (mm H _g)	Δh_v (mm H _g)	ΔP_Q (Pa)	ΔP_v (Pa)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	ξ
914,00	50,00	121866,67	6666,67	0,01	5,71	29635,18	0,41
920,00	100,00	122666,67	13333,33	0,01	5,73	29732,29	0,81
2200,00	150,00	293333,33	20000,00	0,02	8,86	45977,54	0,51
2400,00	180,00	320000,00	24000,00	0,02	9,25	48021,98	0,56
2900,00	260,00	386666,67	34666,67	0,02	10,17	52787,78	0,67
4120,00	280,00	549333,33	37333,33	0,03	12,12	62919,18	0,51
4300,00	320,00	573333,33	42666,67	0,03	12,39	64278,93	0,56
4880,00	260,00	650666,67	34666,67	0,03	13,20	68476,94	0,40
5000,00	300,00	666666,67	40000,00	0,03	13,36	69313,75	0,45
5600,00	380,00	746666,67	50666,67	0,03	14,13	73354,78	0,51
5700,00	380,00	760000,00	50666,67	0,03	14,26	74006,84	0,50
5700,00	400,00	760000,00	53333,33	0,03	14,26	74006,84	0,53
5800,00	400,00	773333,33	53333,33	0,03	14,39	74653,20	0,52
5800,00	380,00	773333,33	50666,67	0,03	14,39	74653,20	0,49
6400,00	450,00	853333,33	60000,00	0,03	15,11	78419,56	0,53

Estos resultados se utilizan para graficar la relación entre las pérdidas en la válvula y el número de Reynolds (Re) donde:


Figura 3.4. 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, donde se muestra según la figura 3.4, 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. Para este caso se obtiene un valor de 0,53 , valor cercano a los datos aportados por las (Nekrasov, 1990). Se muestra, según los resultados experimentales, el grado de dispersión de los valores puntuales, influenciado por el tipo de instrumento utilizado (manómetro de mercurio).

3.6. 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 número2 (anexo1, figura 2) En la Tabla 3.5 se muestran los resultados obtenidos correspondientes a las pérdidas locales en los codos estándar.

Tabla 3.5. Resultados experimentales correspondientes a las pérdidas locales en los codos estándar.

Δh_Q (mm H _g)	Δh_C (mm H _g)	ΔP_Q (Pa)	ΔP_c (Pa)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	ξ
500,00	60,00	66666,67	8000,00	0,01	4,22	21918,93	0,90
1500,00	110,00	200000,00	14666,67	0,02	7,32	37964,71	0,55
2400,00	110,00	320000,00	14666,67	0,02	9,25	48021,98	0,34
2700,00	150,00	360000,00	20000,00	0,02	9,81	50935,00	0,42
3800,00	130,00	506666,67	17333,33	0,02	11,64	60426,33	0,26
4300,00	160,00	573333,33	21333,33	0,03	12,39	64278,93	0,28
4700,00	190,00	626666,67	25333,33	0,03	12,95	67202,18	0,30
5000,00	210,00	666666,67	28000,00	0,03	13,36	69313,75	0,31
5600,00	195,00	746666,67	26000,00	0,03	14,13	73354,78	0,26
5600,00	220,00	746666,67	29333,33	0,03	14,13	73354,78	0,29
6000,00	250,00	800000,00	33333,33	0,03	14,63	75929,41	0,31
6200,00	240,00	826666,67	32000,00	0,03	14,87	77184,53	0,29
6300,00	230,00	840000,00	30666,67	0,03	14,99	77804,50	0,27
6600,00	250,00	880000,00	33333,33	0,03	15,35	79635,44	0,28
6700,00	250,00	893333,33	33333,33	0,03	15,46	80236,47	0,28

En la figura 3.5 se muestra la relación entre las pérdidas en los codos y el número de Reynolds (Re)

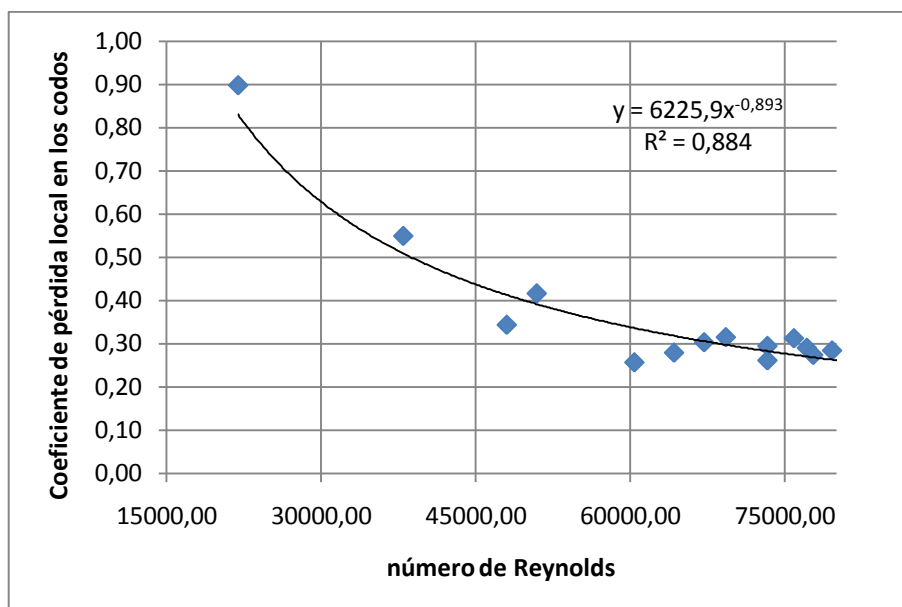


Figura 3.5. Relación entre el coeficiente de pérdida local en los codos y el número de Reynolds.

Para la válvula abierta, se tomaron los valores de pérdidas de presión para diferentes velocidades del agua, donde se muestra según la figura 3.4, 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. Para este caso se obtiene un valor de 0,36, valor cercano a los datos aportados por las (Nekrasov, 1990). Se muestra, según los resultados experimentales, el grado de dispersión de los valores puntuales, influenciado por el tipo de instrumento utilizado (manómetro de mercurio).

3.7. 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. En la Tabla 3.6 se muestran los resultados obtenidos correspondientes a la instalación experimental de la bomba para aceite.

Tabla 3.6. Resultados experimentales de la bomba para aceite.

n(rev/min)	Q(m ³ /s)	v(m/s)	P ₁ (Pa)	P ₂ (Pa)	γ (s ⁻¹)	λ	Re
427	0,000171	0,307	2900	9,64	92,33	0,84	330
541	0,000216	0,389	4100	13,63	116,99	0,74	418,2
630	0,000252	0,453	5200	17,29	139,38	0,69	487
762	0,000305	0,548	6800	22,61	164,81	0,62	589,1
846	0,000338	0,609	6900	22,94	183,16	0,51	654,7

En la tabla 3.6, se definen los resultados de las diferentes variables utilizada en la experimentación en la bomba de aceite.

Las curvas de flujo a partir de los esfuerzos de corte (τ) en el rango de gradientes de velocidad (γ) se grafican y se muestran en la figura 3.6.

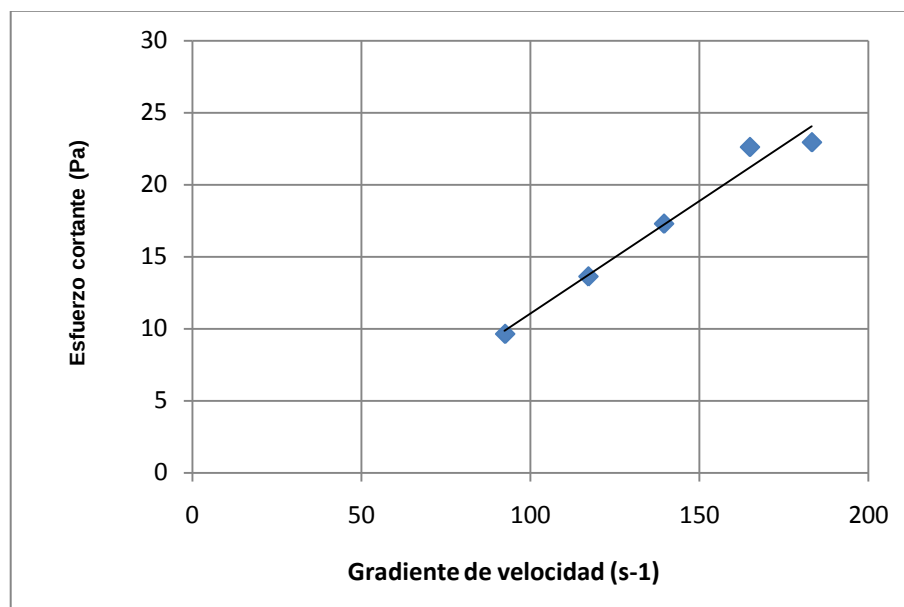


Figura 3.6. Reograma del aceite.

Del análisis de los resultados mostrados en la figura 3.6, 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.

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

Esta práctica de laboratorio, cuyo procedimiento se expuso en el epígrafe anterior, procesa los datos experimentales y valores calculados para obtener el gráfico que se muestra en la figura 3.7, que se muestra a continuación.

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.

3.9. Resultados experimentales de la curva característica del ventilador centrífugo

Una vez obtenidos los valores necesarios para hallar la diferencia entre la presión de impulsión y la de succión, así como, la potencia consumida por el motor (Tabla 3.7), se procede a la obtención del gráfico que relaciona el rendimiento con el flujo volumétrico.

Tabla 3.7. Resultado experimentales del ventilador centrífuga.

Δh_Q	Δh_p	Δh_Q (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (kPa)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /h)	N (kW)
0,00	110,00	0,00	14666,67	14,67	0,00	0,00	0
0,00	110,00	0,00	14666,67	14,67	0,00	0,00	0
0,00	110,00	0,00	14666,67	14,67	0,00	0,00	0
1,20	100,00	160,00	13333,33	13,33	0,00	9,38	0,03
1,50	110,00	200,00	14666,67	14,67	0,00	10,49	0,04
1,90	100,00	253,33	13333,33	13,33	0,00	11,81	0,04
3,00	110,00	400,00	14666,67	14,67	0,00	14,83	0,06
3,50	100,00	466,67	13333,33	13,33	0,00	16,02	0,05
4,50	96,00	600,00	12800,00	12,80	0,01	18,17	0,06
5,00	98,04	666,67	13072,00	13,07	0,01	19,15	0,06
5,00	98,00	666,67	13066,67	13,07	0,01	19,15	0,06
8,50	94,00	1133,33	12533,33	12,53	0,01	24,97	0,08
9,50	88,00	1266,67	11733,33	11,73	0,01	26,40	0,08
10,50	90,00	1400,00	12000,00	12,00	0,01	27,75	0,09
12,00	76,00	1600,00	10133,33	10,13	0,01	29,67	0,08

Cuando relacionamos la presión de trabajo con el flujo volumétrico se obtiene el gráfico que se muestra en la figura 3.9 donde.

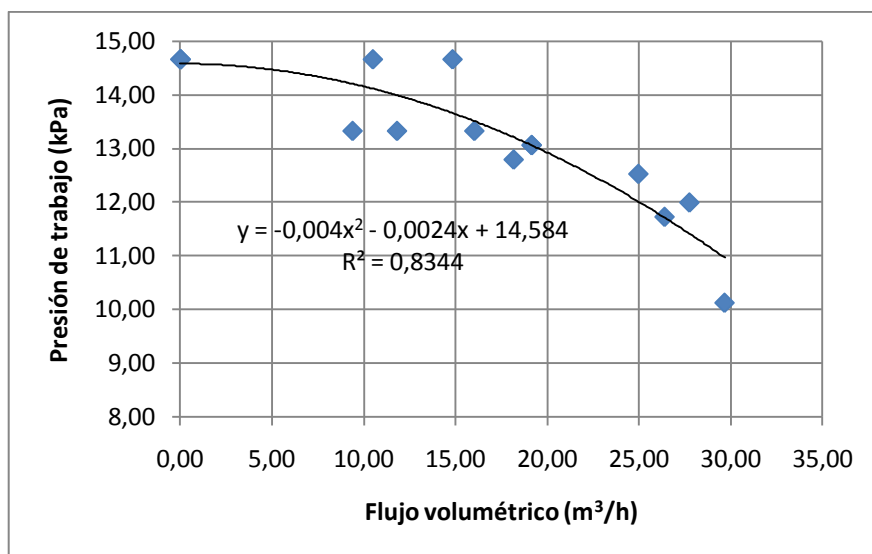


Figura 3.9. Curva característica del ventilador centrífugo.

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, como es característico de estos ventiladores de baja capacidad.

La figura 3.10 muestra la relación entre la potencia y el flujo volumétrico.

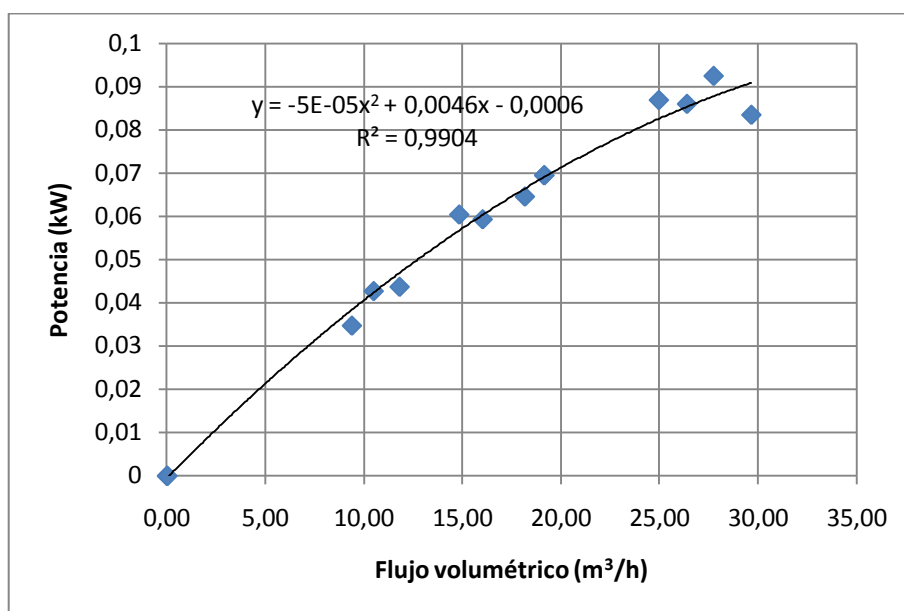


Figura 3.10. Potencia de flujo del ventilador centrífugo en función del flujo volumétrico.

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.

3.10. Resultados de la estimación del consumo energético durante las experimentaciones y medidas de seguridad

El análisis de la relación de los costos del proceso de experimentación, garantiza el establecimiento de las condiciones planificadas a partir de los costos, es decir, no se establecerían parámetros erróneos que aumentarían el gasto de energía y disminuirían el rendimiento de la instalación. Por consiguiente, resulta evidente la necesidad de evaluar la incidencia de los gastos de explotación en las prácticas. Para la determinación del costo total del sistema se parte de la relación de costo simultáneo del sistema, según se indica en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Resultados de los datos del consumo energético.

N (kW)	T_{elec} (\$/kW·h)	T_t (h)	η_{mot} (%)
2,2	0,09	1	0,92
4	0,09	1	0,94
2	0,09	1	0,94
0,75	0,09	1	0,91

Una vez conocidos los parámetros propios de operación de las instalaciones, se obtienen los valores de costo; partiendo del análisis de la simulación del costo de operación, resultados resumidos en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Muestra los resultados del costo total energético.

CT Bomba 1(\$/turno)	CT Bomba 2(\$/turno)	CT Bomba Engrane (\$/turno)	CT ventilador (\$/turno)
0,00	0,00	0,00	0,00
0,47	0,87	0,43	0,16
0,30	0,56	0,28	0,10
0,28	0,52	0,26	0,09
0,30	0,56	0,28	0,10
0,47	0,87	0,43	0,16

Graficando los valores de costo para cada instalación, se resume por grupos de flujos volumétricos, según se indica en la figura 3.9.

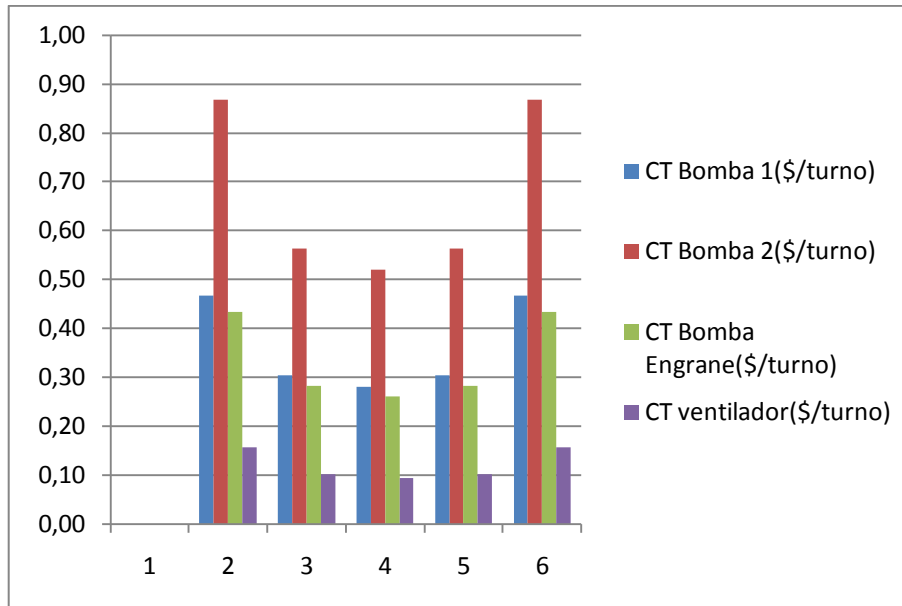


Figura 3.9. Costos totales por flujo volumétricos.

En la figura 3.9 se muestra un gráfico de barra donde se define el costo total consumido por cada instalación en una hora de trabajo, la instalación que más consume es la número 2 (anexo1 , figura 2) con un $C_t = 0,87$ \$/turno y la de menos consumo es la instalación número 4 (anexo1 , figura 4) con un $C_t = 0,10$ \$/turno donde las otras instalaciones se encuentra consumiendo la número 1(anexo 1, figura 1) $C_t = 0,47$ \$/turno y la número 3 (anexo 1, figura 3) tiene un $C_t = 0,40$ \$/turno.

3.11. Impacto y medidas de seguridad

El comportamiento ecológico del uso eficiente de la energía, está dado por una serie de actividades e impactos entre los que se pueden resaltar, la identificación de las acciones con repercusión ambiental (vertimiento de lubricante al medio, equipos trabajando con altas tensiones y ruidos) y la identificación de los factores ambientales susceptibles a afectaciones (tabla 3.10).

Tabla 3.10. Identificación de los factores ambientales susceptibles a afectaciones.

Medio físico	Medio socioeconómico
Suelo	Hombre
Agua	Aspectos sociales
Aire	Aspectos económicos

El proceso de caracterización de los impactos ambientales (tabla 3.11) es de suma importancia, pues posibilita la comprensión de la dimensión exacta en el análisis desarrollado (Somoza y García 2002), determinando como repercute sobre el medio cada uno de los impactos ambientales que tienen lugar en el proceso.

Tabla 3.11. Identificación de los impactos ambientales asociados.

Acciones o actividades	Factores ambientales	Impactos ambientales
Derrame de mercurio	Aire	Disminución de la calidad del aire
Derrame de mercurio	Hombre	Aumento de enfermedades cancerígenas
Derrame de mercurio	Suelo	Degradación del suelo
Derrame de mercurio	Económico	Pérdidas económicas
Derrame de lubricante	Económico	Pérdidas económicas
Derrame de lubricante	Suelo	Degradación del suelo
Ruido	Hombre	Aumento de enfermedades de audición

Las afectaciones mencionadas producen efectos indirectos y negativos como incremento de la presión sanguínea, la aceleración del ritmo sanguíneo, la contracción de los capilares de la piel y la disminución en la capacidad de trabajo físico y mental del hombre, expuestos también a enfermedades respiratorias.

3.11.1. Medidas de seguridad durante la experimentación

Las medidas de seguridad que se tienen en cuenta mediante la experimentación en las instalaciones, son muy importantes ya que garantizan la protección absoluta de los estudiantes y profesores que participan en el laboratorio. Las medidas que se deben cumplir para la experimentación son:

1. Comprobar que el sistema se encuentra conectado a tierra.
2. Evitar contacto con la instalación, ya que la misma tiene partes rotatorias y frágiles.
3. Realizar la práctica en presencia del profesor encargado de local.
4. Evitar derrame de aceite en la instalación.
5. Delimitar el área de trabajo.

3.11. Conclusiones del capítulo

- Se obtuvieron los resultados del cálculo de las instalaciones, con la ayuda del software Excel representándolos en tablas y gráficos.
- Se realizaron las curvas características de las bombas y ventilador centrífugo.
- Se obtuvieron los resultados del comportamiento reológico del aceite.
- Se obtuvieron los resultados del cálculo para la estimación del consumo energético durante la experimentación.

CONCLUSIONES GENERALES

- 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 (m^3/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 3600 hasta 2000 rev/min; se comprueba en este caso el error de aproximación entre los datos experimentales y los calculados, siendo adecuados hasta los valores de caudales cercanos a 0,002 m^3/s .
- Se muestra que el mayor consumo de energía en el laboratorio, se encuentra en las bombas centrífugas con un valor de 0,87 pesos por turno.



RECOMENDACIONES

- Renovar los instrumentos de mediciones de las instalaciones del laboratorio Mecánica de los Fluidos en especial la instalación # 2 el (manómetro de mercurio) que por los años de antigüedad se pierden en precisión a la hora de medir.
- Planificar de ser posible que los estudiantes de los primeros años de la carrera participen más en el laboratorio garantizando que sea mayor el conocimiento y aprendizaje acerca del tema.
- Diseñar un nuevo plan de mantenimiento para garantizar el aumento del rendimiento y vida útil de los equipos en las instalaciones.
- Diseñar un sistema de gestión energética que posibilite disminuir los costos de consumo de la energía eléctrica.

Referencias bibliográficas

1. Aguirre, A. Pérez, R. y Martínez, D. (1996). Mecánica de Fluidos, Editorial Universo Sur, Cuba. (1996).
2. Arnold, Wipych. (1991). The development of pneumatic conveying in Australia. Bulk solids handling , (1991).
3. Aguirre, A. Pérez, R. y Martínez, D., Mecánica de Fluidos, Editorial Universo Sur, Cuba (1996).
4. Bandala, M. (2001): “Pérdidas por fricción en fluidos no newtonianos”. Tesis de Licenciatura. Universidad de las Américas, Puebla, México, (2001).
5. Concha, A., Quiroga, H., Benjumea, P. ,(2006). “Modelamiento de la propagación de los frentes de contaminación generados por el transporte de combustibles por poliducto”. Ingeniería, Investigación y Tecnología,(2006).
6. Darby, R., “Take the mystery out of non-newtonian fluids”. Chemical Engineering . (2001).
7. Farrill, G. (1967): “Recirculación del agua de enfriamiento de los tanques de Lixiviación y Lavado”, Nicaro.
8. García, F. y Haoulo, M., “Estudio experimental de patrones de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas”, 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Perú, 2007. www.revele.com.ve/programas/ [Consultada: 3 de enero de 2008]
9. García, F., Factor de fricción para flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías horizontales para régimen laminar y turbulento. Tesis de Doctorado, Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, 2003. 121p
10. Guerrero; (2009),Manual de practicas del el laboratorio de ingeriería química de la univercidad de veracruzana campus Coatzacoalcos,Veracruz;(2009).
11. Gerhart, M. and Gross, J. (1995): “Fundamentos de la Mecánica de los Fluidos”, Hochstein, 2 ed, eds. Addison – Wesley, USA.
12. Guache, (2015). Comportamiento de la pérdida de carga en el hidrotransporte de cieno carbonatado por tuberías.ISMM.moa,2015.
13. Garcell, L., Flujo por tuberías de suspensiones minerales no newtonianas. Apuntes para una monografía, 2001.

14. Haoulo, M. y García F., “Efecto de la viscosidad y de la densidad de mezcla en el gradiente de Presión de flujo de gas-líquido en tuberías horizontales”, Memorias del V Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Mérida, Venezuela, 301-306, 2004.
15. Haoulo, M., García, F. y Soto, J., “Gradiente de presión de flujo de gas y líquido en tuberías horizontales considerando el efecto de las propiedades de mezcla”. Revista de la Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela. 20(4) 102-113, 2005.
16. Hechavarría, J., Optimización del diseño de redes de distribución de agua bajo criterios técnico-económicos. Tesis de Doctorado, Universidad de Holguín, Cuba, 2009. 105p
17. Incropera, F. y De Witt, D., Fundamentals of heat and mass transfer, La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 2003.
18. Japper, A., Escudier, P. and Poole, J., “Laminar and turbulent pipe flow of a polymer solution”. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics. 48(5) 43-55, 2009. www.sciencedirect.com/science [Consultada: 30 de octubre de 2009]
19. Karassik, Igor J. and Carter, Roy. 1985. Bombas Centrífugas. La Habana : Félix Varela, 1985.
20. Kasatkin, A. G. (1985): “Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química”. Tomo II, Editorial educación
21. Laurencio, H., “Método para la obtención de la temperatura racional de bombeo de petróleos pesados”, ENERMOA, ISMM, Moa, Cuba, 2010.
22. Laurencio, H., Delgado, Y., Falcón, J., “Modelo para la estimación de pérdidas de presión en el transporte de petróleos pesados por tuberías”, V Conferencia Internacional de Aprovechamiento de Recursos Minerales, CINAREM, ISMM, Moa, Cuba, 2011.
23. Laurencio .(2012) .Curva característica del ventilador centrífuga , Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2012
24. Labarte (2011) Evaluación del suministro de agua suavizada en la empresa. Tesis en opción al título de ingeniero mecánico .universidad de moa.
25. Martínez, L.; Monteagudo, J. y Jáuregui, S. (2007): “Mecánica de los Fluidos y Máquinas de Flujo”, Editorial Universo Sur, Universidad de Cienfuegos, Cuba.



26. Martínez, Y. (2013): Modificación de instalación docente de transporte hidráulico para la experimentación con fluidos viscosos. Tesis en opción al título de ingeniero mecánico. Universidad de moa.
27. Montero, I. Modelado y construcción de un secadero solar híbrido para residuos biomásicos. Tesis de Doctorado, Badajoz, 2005. 262p.
28. Mott, Robert (1996). Mecánica de fluidos aplicada (4ª edición). México: Pearson Educación. ISBN 0-02-384231-8.
29. Morera M., Accionamiento Eléctrico Automatizado. Editorial Pueblo y Educación, La Habana, 1993.
30. Nekrasov B., Hidráulica. Editorial MIR, Moscú, URSS, 1968
31. Nakayama, T., Niwa, E. y Hamada I., "Pipe transportation of minced fish paste". Journal of Food Science. 45(4) 844-847, 1980.
32. Nekrasov, B., Hidráulica. Editorial MIR, Moscú, Rusia, 1990.
33. Ochoa, O., Procedimiento para el bombeo eficiente de petróleos pesados, Tesis de Maestría, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2011. 85p
34. Pérez, R., Investigación de los parámetros del transporte hidráulico de las menas y concentrados en flujos de alta concentración. Tesis de Doctorado, URSS, 1986. 95p
35. Pedroso, I., Turiño, I., Jáuregui, S. y González, G., "Gradiente de velocidad para la transportación de mieles y meladuras en conductos circulares". Centroazucar, 2(3) 53-68, 2000. <http://revistas.mes.edu.cu/eduniv>. [Consultada: 5 de febrero de 2006]
36. Rabinovich, Z., Hidráulica, Editorial MIR, Moscú, URSS, 115-191, 1987.
37. Roque, D., "Método de recalcu de la característica de funcionamiento de las bombas centrifugas que manipulan soluciones azucaradas", VI encuentro Nacional de Jefes de Maquinarias, MINAZ, Santa Clara, 1989.
38. Streeter, V., Benjamin, E. y Bedford, K., Mecánica de fluidos. Novena Edición. McGraw-Hill. Best Seller International, S.A., Santafé de Bogotá, Colombia, 2000.
39. Skelland, H., Non-newtonian flow and heat transfer, Instituto Cubano del Libro, La Habana, 1970.
40. Torres, E., Modelación y simulación del transporte neumático del mineral laterítico. Tesis de Doctorado, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2003. 98p



41. Turiño, I., “Determinación aproximada de la característica de funcionamiento de una bomba centrífuga”. Centro azúcar. 3(1) 58-73, 1999.
<http://revistas.mes.edu.cu/eduniv>. [Consultada: 10 de febrero de 2008]
42. Vilaragut M., Máquinas y accionamientos electromecánicos. CIPEL, ISJAE, Conferencias para el doctorado en electromecánica, ISMM, Moa, 2008.
43. Walter Billiet,(2008) Entrenamiento y reparación de motores de automóvil. Escrito en Google Libros.
44. Welty, R., Wilson, E.(2008) y Wicks, E., Fundamentals of momentum, heat and mass transfer, Ed. J. Wiley and Sons. Nueva York, EUA, 202-219,(2008)
45. Welty, J. R. (1976): “Wicks Fundamentals of momentum, Heat and Mass Transfer”. Ed. J. Wiley and Sons. Nueva York, EUA.”
46. Wypych, P; P. Arnold,(1989).Plug – Phase Pneumatic Transportation of Bulk Solids and the importance of Blow Tank Air injection. Powder handling processing. 1(3): 271 – 275, (1989).

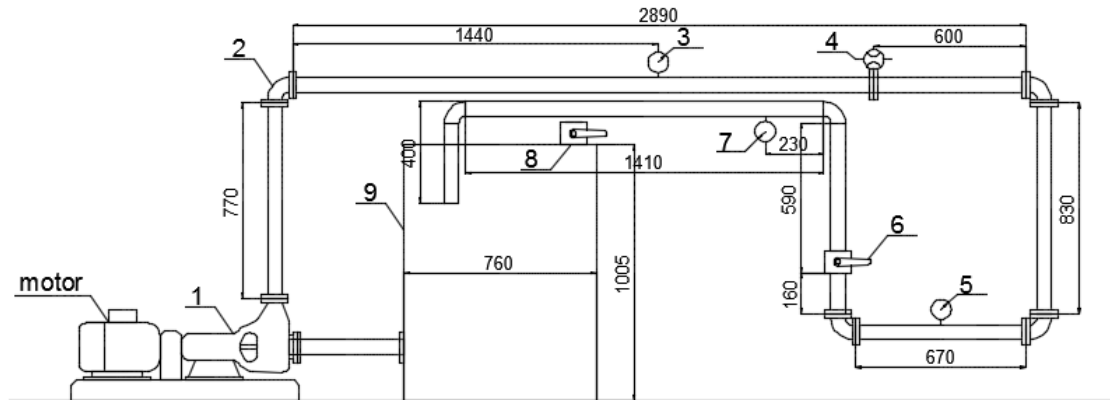


Figura 2. Instalación # 1.

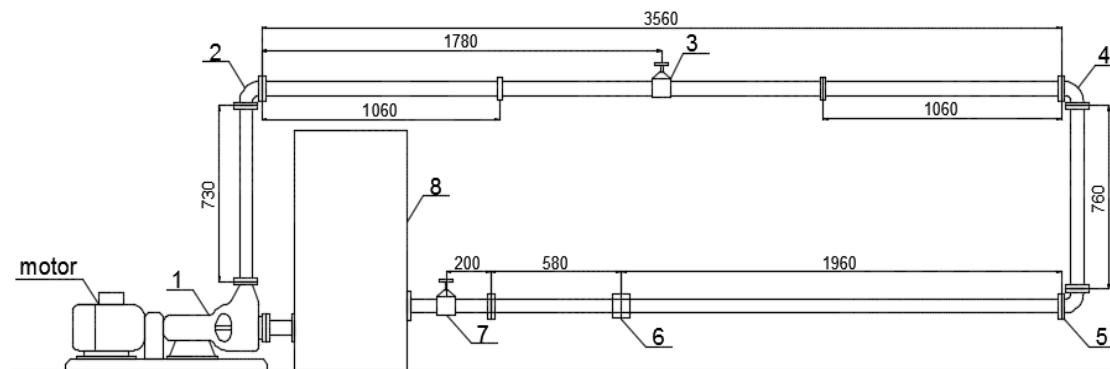


Figura 2. Instalación # 2.

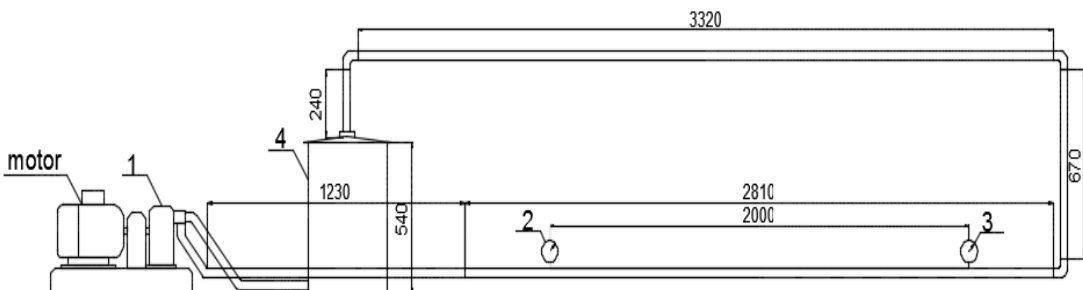


Figura 3. Instalación # 3.

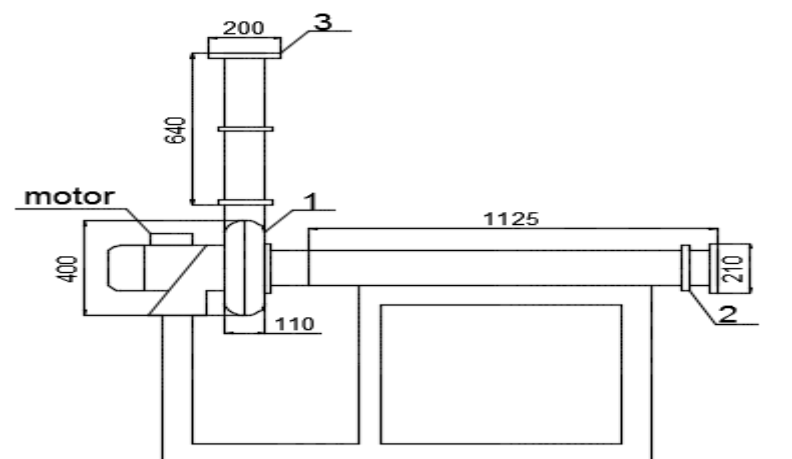


Figura 4. Instalación # 4.

Anexo # 2

Magnitud	Instrumento			
Presión	Manómetro diferencial SIEMEN: se utiliza en la medición de presión en la succión y descarga de la bomba.			
	marca	SIEMEN SITRANS P	Alcance de medida	0,4 - 4 bar
	Transmisión Para presión	7MF4020-ICA00-IAA1-2	Limtes sobre cargado	1 -10bar
	UH.Dc	11 - 45 v	(noExp)Salida 4 – 20 mA	
	Mat	Gomex Membr 1,4401 1,4404		Made in Germany
Presión	Manómetro diferencial ABB: se utiliza para la medición de indirecta del flujo volumétrico.			
	marca	ABB	Serialnumber	6804000087
	MWP	16MPa	Spanlimts	0,27 - 16 k Pa
	URL	16 kPa	Outputsignal	4-20 mA + HART®
	LRL	-16 kPa	Powersupply	10,5 - 42 VDC
Presión	Manómetro puntual SIEMEN: se utiliza para medir presión de vacío en la bomba.			
	marca	SIEMEN SITRANS P	Alcance de medida	0,4 - 4 bar
	Transmisión Para presión	7MF4020-ICA00-IAA1-2	Limtes sobre cargado	1 - 10bar
	Uo : Dc	11 - 45 v	(noExp)Salida 4 – 20mA	
	Mat:	Gomex Membr 1,4401 1,4404		Made in Francia



Presión	Monitor registrador de presión.	
Presión	Platillo orificio: dispositivo para la medición de flujo volumétrico. Los platillos orificios empleados tanto en el sistema de ventilación como el de bombeo de agua.	
Presión	Manómetro diferencial de mercurio en forma de U normal: Estos manómetros son utilizados principalmente para la medición de las pérdidas de cargas locales, encontrada en los codos y las válvulas de la instalación.	
Presión	Piezómetro: Es uno de los instrumento más simples. Es un 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.	
Presión	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 H ₂ O.	

Variador	Sistema de regulación de la velocidad de rotación del motor , lo que garantizará la variación del flujo en la tubería.			
Presión	Manómetros puntuales digitales: Se utiliza para medir presión de vacío en la bomba.			
	Modelo. SITRANS P serie DSIII	Alcance de medida mín. y máximo: 0,16 a 16 bar	Serie numérica 7MF4033-1DY00-1AA6- Z+B13+Y15	

1.3.1. Propiedades termo físicas del aire (Tiwari, 2002; Montero, 2005)

$$k = 0,0244 + 0,6763 \cdot 10^{-4} \cdot t_p \quad (1.10)$$

$$\rho = \frac{353,44}{t_p + 273,15} \quad (1.11)$$

$$C_p = 999,2 + 0,1434 \cdot t_p + 1,101 \cdot 10^{-4} \cdot t_p^2 - 6,7581 \cdot 10^{-8} \cdot t_p^3 \quad (1.12)$$

$$\mu = 1,718 \cdot 10^{-5} + 4,620 \cdot 10^{-8} \cdot t_p \quad (1.13)$$

Siendo: t_p – temperatura pelicular; (°C).

$$t_p = \frac{t_s + t_a}{2} \quad (1.14)$$

Donde: k - coeficiente de conductividad térmica del aire; (W/m·°C).

ρ - densidad del aire; (kg/m³).

c_p - capacidad calorífica del aire a presión constante; (J/kg·°C).

μ - coeficiente dinámico de viscosidad del aire; (Pa·s).

t_a - temperatura del aire; (°C).

t_s - temperatura de la superficie; (°C)

Tabla 1. Propiedades termo físicas del aire (**Fuente:** Incropera 2003).

t (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·°C)	$\mu \cdot 10^{-7}$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	$k \cdot 10^{-3}$ (W/m·°C)	$\alpha \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	Pr
23	1,3947	1,006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
27	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707

1.3.2. Las Propiedades termo físico del agua

Tabla 2 muestra las Propiedades termo físico del agua (Fuente: Incropera).

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Módulo elasticidad $K \cdot 10^{-9}$ (N/m ²)	Viscosidad dinámica $\mu \cdot 10^3$ (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	Tensión superficial σ (N/m)	Presión de vapor P_s kPa
0	999,8	1,98	1,781	1,785	0,0756	0,61
5	1000,0	2,05	1,518	1,519	0,0749	0,87
10	999,7	2,10	1,307	1,306	0,0742	1,23
15	999,1	2,15	1,139	1,140	0,0735	1,70
20	998,2	2,17	1,002	1,003	0,0728	2,34
25	997,0	2,22	0,890	0,893	0,0720	3,17
30	995,7	2,25	0,798	0,800	0,0712	4,24
40	992,2	2,28	0,653	0,658	0,0696	7,38
50	988,0	2,29	0,547	0,553	0,0679	12,33
60	983,2	2,28	0,466	0,474	0,0662	19,92
70	977,8	2,25	0,404	0,413	0,0644	31,16
80	971,8	2,20	0,354	0,364	0,0626	47,34
90	965,3	2,14	0,315	0,326	0,0608	70,10
100	958,4	2,07	0,282	0,294	0,0589	101,33

1.3.3 Propiedades termo físico del mercurio

tabla 3 muestra las Propiedades termo físico del mercurio Fuente: Incropera, (2003).

Temperatura T (C)	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor especifico Cp (KJ/Kg·C)	Viscosidad dinámica $\mu \cdot 10^2$ (N·S/m ²)	Viscosidad cinemática $\nu \cdot 10^6$ (m/s)	$K \cdot 10^3$ (W/m·C)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\alpha \cdot 10^7$ (K ⁻¹)
0	13.595	0.1404	0.1688	0.1240	8.180	42.85	0.0290	0.181
27	13.529	0.1393	0.1523	0.1125	8.540	45.30	0.0248	0.181
77	13.407	0.1377	0.1309	0.0976	9.180	49.75	0.0196	0.181
127	13.287	0.1365	0.1171	0.0882	9.800	54.05	0.0163	0.181
177	13.167	0.1357	0.1075	0.0816	10.400	58.10	0.0140	0.181
227	13.048	0.1353	0.1007	0.0771	10.950	61.90	0.0125	0.182

1.3.4. Propiedades termo físico del aceite

Fuente: Incropera:(2003)

La **tabla 4** muestra las Propiedades termo físico del aceite

Temperatura T (C)	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor especifico Cp. (KJ/Kg·C)	Viscosidad dinámica $\mu \cdot 10^2$ (N·S/m ²)	cinemática $\nu \cdot 10^6$ (m/s)	$K \cdot 10^3$ (W/m·C)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\alpha \cdot 10^7$ (K ⁻¹)
0	899.1	1.796	385	4.280	147	0.910	47.000	0.70
7	895.3	1.827	217	2.430	144	0.880	27.500	0.70
17	890.0	1.868	99.9	1.120	145	0.872	12.900	0.70
27	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6.400	0.70
37	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3.400	0.70
47	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1.965	0.70
57	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1.205	0.70
67	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
77	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
87	847.8	2.161	2.52	29.9	138	0.753	395	0.70
97	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
107	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
127	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
137	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
147	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
157	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
167	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70